

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
Facultad de Ingeniería



Determinación y propuesta de mejora de pérdidas térmicas,
estandarización de rutas críticas y análisis económico en
equipos de intercambio de energía de un ingenio azucarero.

Trabajo de graduación en modalidad de Megaproyecto presentado por:

Deric Alexander Sagastume Lemus
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Industrial;
Diego Alejandro Herrera Barbales
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Química;
Gustavo Adolfo Rodríguez Giordano
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Industrial;
José Caleb Castillo Piedrasanta
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Química;
Luis Fernando Roche Vides
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Química;
Manfredo Rodas Maddaleno
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica;
Marcos Ovalle Masella
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica;
Melissa Monroy Díaz
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Química

Guatemala
2018

**Determinación y propuesta de mejora de pérdidas térmicas,
estandarización de rutas críticas y análisis económico en
equipos de intercambio de energía de un ingenio azucarero**

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
Facultad de Ingeniería



Determinación y propuesta de mejora de pérdidas térmicas,
estandarización de rutas críticas y análisis económico en
equipos de intercambio de energía de un ingenio azucarero.

Trabajo de graduación en modalidad de Megaproyecto presentado por:

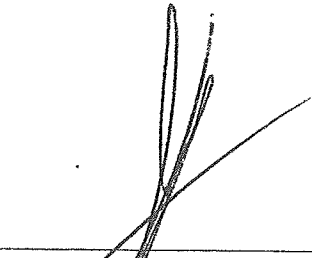
Deric Alexander Sagastume Lemus
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Industrial;
Diego Alejandro Herrera Barbales
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Química;
Gustavo Adolfo Rodríguez Giordano
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Industrial;
José Caleb Castillo Piedrasanta
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Química;
Luis Fernando Roche Vides
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Química;
Manfredo Rodas Maddaleno
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica;
Marcos Ovalle Masella
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica;
Melissa Monroy Díaz
para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Química;

Guatemala
2019

Vo. Bo.:

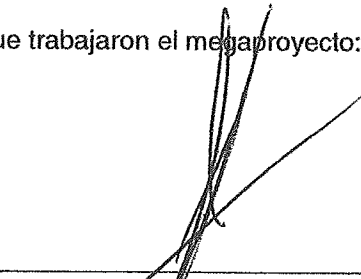
(f) 

Ing. Frances Annette Recari Fernandez
(Coordinadora de Megaproyecto)

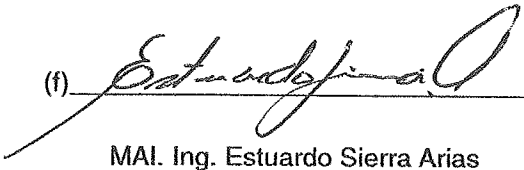
(f) 

M.Sc. Ing. Gamaliel Giovanni Zambrano
(Director del depto. de Ing. Química)

Directores de los estudiantes que trabajaron el megaproyecto:

(f) 

M.Sc. Ing. Gamaliel Giovanni Zambrano
(Director del depto. de Ing. Química)

(f) 

MAI. Ing. Estuardo Sierra Arias
(Director del depto. De Ing. Industrial)

(f) 

MSc. Ing. Víctor Hugo Ayerdi
(Director del depto. De Ing. Mecánica)

Fecha de aprobación: Guatemala, 18 de noviembre de 2018

PREFACIO

El siguiente trabajo de investigación se llevó a cabo gracias al gran apoyo del ingeniero Jaime Rosales, que brindo todos sus conocimientos y experiencia en el área de los ingenios, para explicar y apoyar con la resolución de todas las dudas que se tuvieron durante el presente trabajo. Por el tiempo brindado a los alumnos para que se pudiera llevar a cabo un buen trabajo.

Un agradecimiento a los ingenieros Franklin Ajcholon, Luis Estrada, Vinicio Maltez y Rodrigo Paz, que apoyaron la presente investigación en el trabajo de campo, facilitando la información necesaria y todas aquellas actividades relacionadas el trabajo dentro del ingenio.

Por último se agradece a los estudiantes de esta investigación que aportaron mucho tiempo, sudor y cansancio en llevar a cabo el trabajo escrito, como el trabajo de campo. Que todo el conocimiento aprendido en estos último 10 meses, los acompañe por el resto de sus vidas profesionales.

ÍNDICE

PREFACIO	<i>i</i>
LISTADO DE CUADROS	<i>v</i>
LISTADO DE FIGURAS	<i>xvii</i>
RESUMEN	<i>xxiii</i>
I. INTRODUCCIÓN	<i>1</i>
II. OBJETIVOS	<i>3</i>
III. JUSTIFICACIÓN	<i>9</i>
IV. MARCO TEÓRICO	<i>11</i>
V. ANTECEDENTES	<i>71</i>
VI. METODOLOGÍA	<i>101</i>
VII. RESULTADOS	<i>163</i>
VIII. ANÁLISIS DE RESULTADOS	<i>201</i>
IX. CONCLUSIONES	<i>243</i>
X. RECOMENDACIONES	<i>249</i>
XI. BIBLIOGRAFÍA	<i>253</i>
XII. ANEXOS	<i>257</i>
XIII. GLOSARIO	<i>504</i>

LISTADO DE CUADROS

Cuadro 1. Número de Nusselt sobre superficies de diferente forma geométrica.....	31
Cuadro 2. Criterios para el cálculo de V_{max}	35
Cuadro 3. Clasificación de los aislantes según temperatura.	49
Cuadro 4. Espesor de aislamiento según su función.....	49
Cuadro 5. Resultados artículo CENGICAÑA, pérdidas de calor en evaporadores por áreas sin aislar, Ingenio Pantaleón.	71
Cuadro 6. Resultados artículo CENGICAÑA, pérdidas de calor en evaporadores por áreas sin aislar, Ingenio La Unión.	72
Cuadro 7. Resultados artículo CENGICAÑA, pérdidas de calor en evaporadores por áreas con aislamiento teórico, Ingenio La Unión.	72
Cuadro 8. Resultados artículo CENGICAÑA, comparativo de pérdidas: con áreas sin aislar vs aislamiento teórico de 0.038m.....	72
Cuadro 9. Características de los equipos del primer efecto de evaporación	74
Cuadro 10. Características de los equipos del segundo efecto de evaporación.....	75
Cuadro 11. Espesor original en calandrias.....	84
Cuadro 12. Espesor original en los cuerpos.	84
Cuadro 11. Espesor original en los fondos	84
Cuadro 12. Características del tercer efecto	85
Cuadro 13. Características del cuarto efecto	86
Cuadro 14. Características del quinto efecto	87
Cuadro 17. Resultados de investigaciones antecedentes	88
Cuadro 18. Materiales aislantes disponibles en el mercado.....	144
Cuadro 19. Datos de los materiales aislantes.	145
Datos de los materiales.	145
Cuadro 20. Datos de la tubería y del enchaquetado.	146
Datos de los materiales.	146
Cuadro 21. Datos requeridos para realizar cálculos.....	147
Cálculo en base al costo	147
Cuadro 22. Espesores de aislamiento y valor de las pérdidas, cálculo en base al costo.	147
Cuadro 23. Cantidad de material utilizado y su costo.	148
Cálculo según al costo.	148
Cuadro 24. Datos para cálculos por resistencias térmicas.	148
Cuadro 25. Interpolación lineal de temperatura.	149
Datos del aire.....	149
Cuadro 26. Transferencia de calor calculada a través de resistencias térmicas.....	149
Cálculos por resistencias.....	149
Cuadro 27. Radio crítico de aislamiento.	150
Cálculos por resistencias.....	150
Cuadro 28. Componentes del diseño de secador.	156
Cuadro 29. Pérdidas por transferencia de calor en primer y segundo efecto de evaporación.	163
Cuadro 30. Pérdidas por transferencia de calor en los cuerpos de evaporadores de primer y segundo efecto	163
Cuadro 31. Pérdidas por transferencia de calor en calandrias de evaporadores de primer y segundo efecto.	164
Cuadro 32. Pérdidas por transferencia de calor en fondos de evaporadores de primer y segundo efecto	164

Cuadro 33. Determinación de pérdidas por transferencia de calor en las distintas zonas del evaporador.	164
Cuadro 34. Determinación de radio crítico para evaporadores de primer y segundo efecto.	165
Cuadro 35. Calor perdido y eficiencia de calentadores de jugo alcalizado.....	166
Cuadro 36. Calor perdido y eficiencia de calentadores de jugo clarificado.....	166
Cuadro 37. Análisis de material aislante para intercambiadores de coraza y tubos.....	167
Cuadro 38. Análisis de material aislante para intercambiadores de placas.....	167
Cuadro 39. Factores de incrustación para intercambiadores de calor de jugo alcalizado.	168
Cuadro 40. Factores de incrustación para intercambiadores de calor de jugo clarificado.	168
Cuadro 41. Especificaciones de materiales aislantes.	168
Cuadro 42. Comparación monetaria de las pérdidas térmicas de los equipos no aislados y aislados.	168
Cuadro 43. Puntos en donde se presentan las pérdidas térmicas mayores en tachos de primera, segunda y tercera.....	171
Cuadro 44. Pérdidas térmicas al ambiente en tachos de primera y porcentaje que representan estas pérdidas a razón del calor cedido por el vapor al sistema.....	171
Cuadro 45. Pérdidas térmicas al ambiente en tachos de segunda y porcentaje que representan estas pérdidas a razón del calor cedido por el vapor al sistema.....	172
Cuadro 46. Pérdidas térmicas al ambiente en tachos de segunda y porcentaje que representan estas pérdidas a razón del calor cedido por el vapor al sistema.....	172
Cuadro 47. Propuesta de un nuevo espesor de aislante utilizando fibra de vidrio como posible elección, para tachos de primera.	172
Cuadro 48. Propuesta de un nuevo espesor de aislante utilizando fibra de vidrio como posible elección, para tachos de segunda.....	173
Cuadro 49. Propuesta de un nuevo espesor de aislante utilizando fibra de vidrio como posible elección, para tachos de tercera.	173
Cuadro 50. Pérdidas térmicas en evaporadores de 3er, 4to y 5to efecto.	175
Cuadro 51. Pérdidas térmicas en cada una de las partes del equipo estudiado.	175
Cuadro 52. Propuesta de diámetro de aislante térmico, utilizando fibra de vidrio.....	176
Cuadro 53. Cuantificación de pérdidas térmicas de los equipos de intercambiadores de calor, período de zafra 2,017-2,018.	176
Cuadro 54. Costo del material aislante actual para intercambiadores de calor de coraza y tubos.	177
Cuadro 55. Costo del material aislante propuesto para intercambiadores de calor de coraza y tubos.	177
Cuadro 56. Costo del material aislante propuesto para intercambiadores de placas.....	177
Cuadro 57. Cuantificación de posibles pérdidas térmicas en los equipos de intercambiadores de calor debido al material de recubrimiento térmico propuesto.	177
Cuadro 58. Resultados de los costos y beneficios debido al recubrimiento térmico propuesto en los equipos de intercambiadores de calor.	178
Cuadro 59. Flujo neto de efectivo durante el tiempo de vida útil del material propuesto en los equipos de intercambiadores de calor.	178
Cuadro 60. Resultados del análisis de retorno de la inversión en los equipos de intercambiadores de calor.	178
Cuadro 61. Cuantificación de pérdidas térmicas de los equipos de tachos por lote, período de zafra 2,017-2,018.	178
Cuadro 62. Costo del material aislante actual para tachos.....	179

Cuadro 63. Costo del material aislante propuesto para tachos.	179
Cuadro 64. Cuantificación de posibles pérdidas térmicas de los equipos de tachos debido al material de recubrimiento térmico propuesto.	179
Cuadro 65. Resultados de los costos y beneficios debido al recubrimiento térmico propuesto en los equipos de tachos por lote.	179
Cuadro 66. Flujo neto de efectivo durante el tiempo de vida útil del material propuesto en los equipos de tachos por lote.	180
Cuadro 67. Resultados del análisis de retorno de la inversión en los equipos de tachos por lote.	180
Cuadro 68. Cuantificación de pérdidas térmicas de los equipos de evaporadores, período de zafra 2,017-2,018.	180
Cuadro 69. Costo total de los recubrimientos actuales en los evaporadores.	180
Cuadro 70. Costo total de los recubrimientos térmicos propuestos en evaporadores.	181
Cuadro 71. Cuantificación de posibles pérdidas térmicas de los equipos de evaporadores debido al material de recubrimiento térmico propuesto.	181
Cuadro 72. Resultados de los costos y beneficios debido al recubrimiento térmico propuesto en los equipos de evaporadores.	181
Cuadro 73. Flujo neto de efectivo durante el tiempo de vida útil de los materiales propuestos en los evaporadores.	181
Cuadro 74. Resultados del análisis de retorno de la inversión para los equipos de evaporadores.	182
Cuadro 75. Costo total debido a las pérdidas térmicas en los equipos de intercambio de energía, zafra 2,017-2,018.	182
Cuadro 76. Representación de costos de recubrimientos térmicos actuales y recubrimientos térmicos propuestos en los equipos de intercambio de energía	182
Cuadro 77. Determinación y comparación de costos de implementación de recubrimientos térmicos e implementación de recubrimientos propuestos.	182
Cuadro 78. Costo posibles pérdidas térmicas debido a la implementación de los materiales de recubrimiento propuestos en los equipos de intercambio de energía.	182
Cuadro 79. Resultados de los costos y beneficios debido a los recubrimientos térmicos propuesto en los equipos de intercambio de energía.	183
Cuadro 80. Flujo neto de efectivo durante el tiempo de vida útil de los materiales propuestos en los equipos de intercambio de energía.	183
Cuadro 81. Resultados del análisis de retorno de la inversión en los equipos de intercambio de energía.	183
Cuadro 82. Resultados de intercambiadores de calor.	184
Cuadro 83. Resultados de evaporadores.	185
Cuadro 84. Resultados de tachos.	187
Cuadro 85. Estimación de áreas y perdidas térmicas de tuberías de jugo de caña actuales.	190
Cuadro 86. Estimación de áreas y pérdidas térmicas de tuberías de vapor actuales.	190
Cuadro 87. Comparación entre las pérdidas de energía y el espesor de los distintos aislantes térmicos.	191
Cuadro 88. Costo de las pérdidas térmicas en comparación al espesor de los distintos aislantes térmicos.	191
Cuadro 89. Material utilizado para conseguir el espesor de aislamiento requerido y costo del mismo.	192
Cuadro 90. Estabilización térmica de los aislantes y temperatura superficial según el tiempo.	193

Cuadro 91. Comprobación de cálculos teóricos con simulaciones de software Ansys para los distintos materiales de aislamiento.....	193
Cuadro 92. Comparación de los datos teóricos y experimentales de los distintos aislantes de las pruebas en laboratorio.....	193
Cuadro 93. Propuesta económica de cambio de aislante en tuberías de jugo de caña.....	194
Cuadro 94. Propuesta económica de cambio de aislante en tuberías vapor.	194
Cuadro 95. Matriz de selección de secador.	196
Cuadro 96. Diámetro de tubería.	196
Cuadro 97. Componentes finales para el diseño de secador.	197
Cuadro 98. Determinación de la mejora de eficiencia de la combustión en la caldera por reducción de humedad.	198
Cuadro 99. Resultados promedio de la reducción de humedad obtenidos en la práctica.	198
Cuadro 100. Datos requeridos para calcular cantidades de bagazo húmedo y seco.	198
Cuadro 101. Comparación de las variables diseñadas con las obtenidas en la práctica. .	199
Cuadro 102. Ganancias por kilovatio extra con razón de molienda de 100t/h.	199
Cuadro 103. Ganancias por kilovatio extra por capacidad de diseño de secador.	199
Cuadro 104. Datos estadísticos.	200
Cuadro 105. Datos obtenidos para los evaporadores de primer efecto	257
Cuadro 106. Datos obtenidos para los evaporadores de segundo efecto.	258
Cuadro 107. Datos obtenidos de grados brix en evaporadores de primer y segundo efecto.	259
Cuadro 108. Datos obtenidos de temperaturas exteriores en diferentes zonas de evaporadores de primer y segundo efecto.	259
Cuadro 109. Datos obtenidos de entrada de jugo claro a la fábrica.	260
Cuadro 110. Datos obtenidos de características del evaporador primer efecto A.	260
Cuadro 111. Datos obtenidos de características del evaporador primer efecto B.	261
Cuadro 112. Datos obtenidos de características del evaporador primer efecto 1.....	261
Cuadro 113. Datos obtenidos de características del evaporador primer efecto 2.....	262
Cuadro 114. Datos obtenidos de características del evaporador primer efecto 3.....	262
Cuadro 115. Datos obtenidos de características del evaporador segundo efecto 0.....	263
Cuadro 116. Datos obtenidos de características del evaporador segundo efecto 1.....	263
Cuadro 117. Datos obtenidos de características del evaporador segundo efecto 2.....	264
Cuadro 118. Datos obtenidos de características del evaporador segundo efecto 3.....	264
Cuadro 119. Datos obtenidos de características del evaporador segundo efecto 4.....	265
Cuadro 120. Datos obtenidos de características del evaporador segundo efecto 5.....	265
Cuadro 121. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el cuerpo del primer efecto A.....	275
Cuadro 122. Pérdidas por conducción, convección y radiación en la calandria del primer efecto A.....	276
Cuadro 123. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el fondo del primer efecto A.	276
Cuadro 124. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el cuerpo del primer efecto B.....	276
Cuadro 125. Pérdidas por conducción, convección y radiación en la calandria del primer efecto B.....	276
Cuadro 126. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el fondo del primer efecto B.	276
Cuadro 127. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el cuerpo del primer efecto 1.	277

Cuadro 128. Pérdidas por conducción, convección y radiación en la calandria del primer efecto 1.	277
Cuadro 129. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el fondo del primer efecto 1.	277
Cuadro 130. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el cuerpo del primer efecto 2.	277
Cuadro 131. Pérdidas por conducción, convección y radiación en la calandria del primer efecto 2.	277
Cuadro 132. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el fondo del primer efecto 2.	278
Cuadro 133. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el cuerpo del primer efecto 3.	278
Cuadro 134. Pérdidas por conducción, convección y radiación en la calandria del primer efecto 3.	278
Cuadro 135. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el fondo del primer efecto 3.	278
Cuadro 136. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el cuerpo del segundo efecto 0.	278
Cuadro 137. Pérdidas por conducción, convección y radiación en la calandria del segundo efecto 0.	279
Cuadro 138. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el fondo del segundo efecto 0.	279
Cuadro 139. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el cuerpo del segundo efecto 1.	279
Cuadro 140. Pérdidas por conducción, convección y radiación en la calandria del segundo efecto 1.	279
Cuadro 141. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el fondo del segundo efecto 1.	279
Cuadro 142. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el cuerpo del segundo efecto 2.	280
Cuadro 143. Pérdidas por conducción, convección y radiación en la calandria del segundo efecto 2.	280
Cuadro 144. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el fondo del segundo efecto 2.	280
Cuadro 145. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el cuerpo del segundo efecto 3.	280
Cuadro 146. Pérdidas por conducción, convección y radiación en la calandria del segundo efecto 3.	280
Cuadro 147. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el fondo del segundo efecto 3.	281
Cuadro 148. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el cuerpo del segundo efecto 4.	281
Cuadro 149. Pérdidas por conducción, convección y radiación en la calandria del segundo efecto 4.	281
Cuadro 150. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el fondo del segundo efecto 4.	281
Cuadro 151. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el cuerpo del segundo efecto 5.	281
Cuadro 152. Pérdidas por conducción, convección y radiación en la calandria del segundo efecto 5.	282

Cuadro 153. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el fondo del segundo efecto 5.	282
Cuadro 154. Determinación de desviación estándar para mediciones de temperaturas en las distintas zonas del equipo.	282
Cuadro 155. Determinación de pérdidas de calor con el aislante actual y el aislante propuesto.	283
Cuadro 156. Mediciones de temperatura en intercambiador 1 de jugo alcalizado.	297
Cuadro 157. Mediciones de temperatura en intercambiador 2 de jugo alcalizado.	298
Cuadro 158. Mediciones de temperatura en intercambiador 3 de jugo alcalizado.	298
Cuadro 159. Mediciones de temperatura en intercambiador 4 de jugo alcalizado.	299
Cuadro 160. Mediciones de temperatura en intercambiador 5 de jugo alcalizado.	299
Cuadro 161. Mediciones de temperatura en intercambiador 6 de jugo alcalizado.	300
Cuadro 162. Mediciones de temperatura en intercambiador 7 de jugo alcalizado.	300
Cuadro 163. Mediciones de temperatura en intercambiador 8 de jugo alcalizado.	301
Cuadro 164. Mediciones de temperatura en intercambiador 9 de jugo alcalizado.	301
Cuadro 165. Mediciones de temperatura en intercambiador 1 de jugo clarificado.	302
Cuadro 166. Mediciones de temperatura en intercambiador 2 de jugo clarificado.	302
Cuadro 167. Mediciones de temperatura en intercambiador 3 de jugo clarificado.	303
Cuadro 168. Mediciones de temperatura en intercambiador 4 de jugo clarificado.	303
Cuadro 169. Especificaciones de los intercambiadores de placas de jugo alcalizado.	304
Cuadro 170. Especificaciones de los intercambiadores de coraza y tubos de jugo alcalizado.	304
Cuadro 171. Especificaciones de los intercambiadores de placas de jugo clarificado.	304
Cuadro 172. Cálculo de la velocidad del vapor en la coraza.	308
Cuadro 173. Medidas de la tubería para el calculo de la velocidad máxima del vapor en la coraza.	308
Cuadro 174. Cálculo de entalpías y lambda para el vapor en calentadores 1 y 2 de jugo alcalizado.	314
Cuadro 175. Cálculo de entalpías y lambda para el vapor en calentadores 3 y 4 de jugo alcalizado.	314
Cuadro 176. Cálculo de entalpías y lambda para el vapor en calentadores 5 y 6 de jugo alcalizado.	315
Cuadro 177. Cálculo de entalpías y lambda para el vapor en calentadores 8 y 9 de jugo alcalizado.	315
Cuadro 178. Cálculo de entalpías y lambda para el vapor en calentador 7 de jugo alcalizado.	316
Cuadro 179. Cálculo de entalpías y lambda para el vapor en calentadores 1 y 2 de jugo clarificado.	316
Cuadro 180. Cálculo de entalpías y lambda para el vapor en calentadores 3 y 4 de jugo clarificado.	317
Cuadro 181. Cálculo de la diferencia de temperatura de jugo alcalizado, entre la salida y entrada en calentadores.	317
Cuadro 182. Cálculo de la diferencia de temperatura de jugo alcalizado, entre la salida y entrada en calentadores.	318
Cuadro 183. Análisis termodinámico para intercambiadores de calor de jugo alcalizado.	318
Cuadro 184. Análisis termodinámico para intercambiadores de calor de jugo clarificado.	319
Cuadro 185. Propiedades del jugo alcalizado en calentadores de 1 al 5.	319
Cuadro 186. Propiedades del jugo alcalizado en calentadores de 6 al 9.	319

Cuadro 187. Propiedades del vapor en calentadores de 1 al 5 de jugo alcalizado.....	320
Cuadro 188. Propiedades del vapor en calentadores de 6 al 9 de jugo alcalizado.....	320
Cuadro 189. Propiedades del jugo clarificado en calentadores.....	320
Cuadro 190. Propiedades del vapor en calentadores de jugo clarificado.....	321
Cuadro 191. Datos para el cálculo de la velocidad del vapor en la coraza.....	321
Cuadro 192. Datos para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección del vapor en calentadores de jugo alcalizado.....	321
Cuadro 193. Datos para el cálculo del factor de incrustación en calentadores de jugo alcalizado.....	321
Cuadro 194. Datos para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección del jugo alcalizado en calentadores de coraza y tubos.....	322
Cuadro 195. Datos para el cálculo de la temperatura media logarítmica en calentadores de coraza y tubos.....	322
Cuadro 196. Datos para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor por convección para calentadores de coraza y tubos.....	322
Cuadro 197. Calor del intercambiador de coraza limpio y tomando en cuenta incrustaciones.....	322
Cuadro 198. Datos para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor del jugo alcalizado.....	323
Cuadro 199. Datos para el cálculo del factor de fricción del flujo de jugo alcalizado.....	323
Cuadro 200. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del jugo alcalizado.....	323
Cuadro 201. Datos para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor del vapor en calentadores de jugo alcalizado.....	324
Cuadro 202. Datos para el cálculo del factor de fricción del flujo de vapor en calentadores de jugo alcalizado.....	324
Cuadro 203. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del vapor en calentadores de jugo alcalizado.....	324
Cuadro 204. Datos para el cálculo del factor de incrustación en calentadores de placas de jugo alcalizado.....	324
Cuadro 205. Calor del intercambiador de coraza limpio y tomando en cuenta incrustaciones.....	325
Cuadro 206. Datos para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor del jugo clarificado.....	325
Cuadro 207. Datos para el cálculo del factor de fricción del flujo de jugo clarificado.....	325
Cuadro 208. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del jugo clarificado.....	325
Cuadro 209. Datos para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor del vapor en calentadores de jugo clarificado.....	326
Cuadro 210. Datos para el cálculo del factor de fricción del flujo de vapor en calentadores de jugo clarificado.....	326
Cuadro 211. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección del vapor en calentadores de jugo clarificado.....	326
Cuadro 212. Datos para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor en calentadores de placas de jugo clarificado.....	326
Cuadro 213. Calor del intercambiador de placas de jugo alcalizado limpio y tomando en cuenta incrustaciones.....	327
Cuadro 214. Datos para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección del aire circundante a los equipos de coraza y tubos.....	327
Cuadro 215. Datos para el cálculo de la pérdida total de calor y eficiencia de los intercambiadores de coraza y tubos.....	327

Cuadro 216. Datos para el cálculo de la nueva pérdida y ahorro de energía para el nuevo aislante en intercambiadores de coraza y tubos.....	327
Cuadro 217. Datos para el análisis de radio crítico.	328
Cuadro 218. Datos para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección del aire circundante a los calentadores de placas de jugo alcalizado.....	328
Cuadro 219. Datos para el cálculo de la pérdida y eficiencia de los calentadores de placas de jugo alcalizado.....	328
Cuadro 220. Datos para el análisis de resistencias térmicas en intercambiadores de calor de placas de jugo alcalizado.	329
Cuadro 221. Datos para el nuevo aislante de fibra de vidrio en los calentadores de placas de jugo alcalizado.....	329
Cuadro 222. Datos para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección del aire circundante a los intercambiadores de placas de jugo clarificado.	329
Cuadro 223. Datos para el cálculo de la pérdida y eficiencia de los calentadores de placas de jugo clarificado.	330
Cuadro 224. Datos para el análisis de resistencias térmicas para el nuevo aislante en intercambiadores de calor de placas de jugo clarificado.....	330
Cuadro 225. Datos para el nuevo aislante de fibra de vidrio en los calentadores de placas de jugo clarificado.	330
Cuadro 226. Desviación estándar de las mediciones de temperatura para calentadores de jugo alcalizado.	331
Cuadro 227. Desviación estándar de las mediciones de temperatura para calentadores de jugo alcalizado.	331
Cuadro 228. Medición 1.	335
Cuadro 229. Continuación medición no. 1.....	336
Cuadro 230. Continuación medición no. 1.....	337
Cuadro 231. Continuación medición no. 1.....	338
Cuadro 232. Medición no. 2.....	338
Cuadro 233. Continuación medición no. 2.....	339
Cuadro 234. Continuación medición no. 2.....	340
Cuadro 235. Continuación medición no. 2.....	341
Cuadro 236. Continuación medición no. 2.....	342
Cuadro 237. Medición No. 3.	343
Cuadro 238. Continuación medición no. 3.....	344
Cuadro 239. Continuación medición no. 3.....	345
Cuadro 240. Continuación medición no. 3.....	346
Cuadro 241. Continuación medición no. 3.....	347
Cuadro 242. Medición no. 4.....	347
Cuadro 243. Continuación medición no. 4.....	348
Cuadro 244. Continuación medición no. 4.....	349
Cuadro 245. Continuación medición no. 4.....	350
Cuadro 246. Continuación medición no. 4.....	351
Cuadro 247. Medición no. 5.....	352
Cuadro 248. Continuación medición no. 5.....	353
Cuadro 249. Continuación medición no. 5.....	354
Cuadro 250. Continuación medición no. 5.....	355
Cuadro 251. Continuación medición no. 5.....	356
Cuadro 252. Medición no. 6.....	357
Cuadro 253. Continuación medición no. 6.....	358
Cuadro 254. Continuación medición no. 6.....	359

Cuadro 255. Continuación medición no. 6.....	360
Cuadro 256. Continuación medición no. 6.....	361
Cuadro 257. Rango y promedio de las propiedades de los fluidos.	361
Cuadro 258. Continuación rango y promedio de las propiedades de los fluidos.....	362
Cuadro 259. Dimensionamiento general en Sistema Inglés. (Datos Originales)	362
Cuadro 260. Dimensionamiento general en sistema internacional.....	363
Cuadro 261. Dimensionamiento tachos con capacidad de 2100 ft ³	363
Cuadro 262. Dimensionamiento tachos con capacidad de 1800 ft ³	363
Cuadro 263. Dimensionamiento tachos con capacidad de 1000 ft ³	363
Cuadro 264. Dimensionamiento tachos con capacidad de 800 ft ³	364
Cuadro 265. Valores de h_i y h_o para los tres tipos de tachos	364
Cuadro 266. Valores de las distintas resistencias para los tres tipos de tachos.	364
Cuadro 267. Datos de tuberías para el cálculo del banco de tubos	368
Cuadro 268. Datos del vapor.....	370
Cuadro 269. Datos de los tubos.....	371
Cuadro 270. Datos del fluido de trabajo.....	371
Cuadro 271. Comparación de los coeficientes de transferencia de calor globales	373
Cuadro 272. Datos para el cálculo de la resistencia del aislante por conducción	373
Cuadro 273. Datos importantes para la convección natural	374
Cuadro 274. Resistencias encontradas para el modelo de resistencia total.	375
Cuadro 275. Temperaturas utilizadas para el modelo de resistencia total.....	375
Cuadro 276. Datos importantes para la radiación.....	376
Cuadro 277. Datos importantes para la determinación del radio crítico.	376
Cuadro 278. Nuevos espesores encontrados a través de radio crítico.	377
Cuadro 279. Desviación estándar datos promedio de cada punto en tachos de 1 ^a	378
Cuadro 280. Desviación estándar datos promedio de cada punto en tachos de 2 ^a	378
Cuadro 281. Desviación estándar para datos promedio de cada punto en tachos de segunda.	379
Cuadro 282. Datos obtenidos de los evaporadores del tercer efecto.....	382
Cuadro 283. Datos obtenidos para los evaporadores de cuarto efecto.	383
Cuadro 284. Datos obtenidos para los evaporadores del quinto efecto	384
Cuadro 285. Temperaturas promedio en las superficies de los evaporadores.	385
Cuadro 286. Características del ter 1.	385
Cuadro 287. Características del ter 2.	386
Cuadro 288. Características del ter 3.	386
Cuadro 289. Características del ter 4.	387
Cuadro 290. Características del cuarto 0.....	387
Cuadro 291. Características del cuar 1.	388
Cuadro 292. Características del cuar 2.	388
Cuadro 293. Características del mel 1.....	389
Cuadro 294. Características mel 2.....	389
Cuadro 295. Características mel 3.....	390
Cuadro 296. Base de datos grados BRIX.....	390
Cuadro 297. Cálculo de resistencia cuerpo tercer efecto 1.	392
Cuadro 298. Cálculo de resistencias calandria tercer efecto 1.	392
Cuadro 299. Cálculo de resistencias fondos tercer efecto 1.	392
Cuadro 300. Pérdidas térmicas cuerpo, tercer efecto 2.	394
Cuadro 301. Pérdidas térmicas calandria, tercer efecto 2.	394
Cuadro 302. Pérdidas térmicas fondo, tercer efecto 2.	394
Cuadro 303. Pérdidas térmicas cuerpo, tercer efecto 3.	395

Cuadro 304. Pérdidas térmicas calandria, tercer efecto 3.	395
Cuadro 305. Pérdidas térmicas fondo, ter 3.	396
Cuadro 306. Pérdidas térmicas cuerpo, tercer efecto 4.	397
Cuadro 307. Pérdidas térmicas calandria, tercer efecto 4.	397
Cuadro 308. Pérdidas térmicas fondo, tercer efecto 4.	398
Cuadro 309. Pérdidas térmicas cuerpo, cuarto efecto 0.	400
Cuadro 310. Pérdidas térmicas fondo, cuarto efecto 0.	400
Cuadro 311. Pérdidas térmicas cuerpo, cuarto efecto 1.	402
Cuadro 312. Pérdidas térmicas fondo, cuarto efecto 1.	402
Cuadro 313. Pérdidas térmicas cuerpo, cuarto efecto 2.	403
Cuadro 314. Pérdidas térmicas calandria, cuarto efecto 2.	403
Cuadro 315. Pérdidas térmicas fondo, cuarto efecto 2.	404
Cuadro 316. Pérdidas térmicas cuerpo, melador 1.	406
Cuadro 317. Pérdidas térmicas calandria, melador 1.	406
Cuadro 318. Pérdidas térmicas fondo, melador 1.	407
Cuadro 319. Pérdidas térmicas cuerpo, melador 2.	408
Cuadro 320. Pérdidas térmicas fondos, melador 2.	408
Cuadro 321. Pérdidas térmicas cuerpo, melador 3.	410
Cuadro 322. Pérdidas térmicas fondo, melador 3.	410
Cuadro 323. Horas de operación en el ingenio azucarero para la zafra 2,017 – 2,018.	415
Cuadro 324. Registro de mantenimiento de intercambiadores de calor 1 y 2 de jugo claro.	416
Cuadro 325. Registro de mantenimiento de intercambiadores de calor 3 y 4 de jugo claro.	416
Cuadro 326. Segmento de registro de mantenimiento de intercambiadores de calor de jugo alcalizado.	417
Cuadro 327. Segmento de registro de mantenimiento de tachos por lote.	417
Cuadro 328. Segmento de registro de mantenimiento de evaporadores.	418
Cuadro 329. Horas de operación registradas para los equipos de intercambiadores de calor en el período de zafra 2,017-2,018.	418
Cuadro 330. Horas de operación registradas para los equipos de tachos por lote para el período de zafra 2,017-2,018.	419
Cuadro 331. Horas de operación registradas para los equipos de evaporadores para el período de zafra 2,017-2,018.	420
Cuadro 332. Precio kilowatt por hora período de zafra 2,017-2,018.	420
Cuadro 333. Proveedores de fibra de vidrio cotizados.	420
Cuadro 334. Resumen de costos por diferentes espesores en fibra de vidrio.	421
Cuadro 335. Proveedores de fibra cerámica cotizados.	421
Cuadro 336. Resumen de costos por diferentes espesores en fibra cerámica.	421
Cuadro 337. Comparación de costos de implementación de los materiales de recubrimiento actuales con los propuestos en intercambiadores de calor.	421
Cuadro 338. Comparación monetaria debido a las pérdidas térmicas con los recubrimientos actuales contra los propuestos en intercambiadores de calor.	421
Cuadro 339. Comparación de costos de implementación de los materiales de recubrimiento actuales con los propuestos en tachos por lote.	422
Cuadro 340. Comparación monetaria debido a las pérdidas térmicas con los recubrimientos actuales contra los propuestos en tachos por lote.	422
Cuadro 341. Costo de la implementación del material aislante actual para el cuerpo y calandria de los evaporadores.	422

Cuadro 342. Costo de la implementación del material aislante actual para el fondo de los evaporadores.	422
Cuadro 343. Costo de la implementación del material aislante propuesto en los cuerpos de los evaporadores.	423
Cuadro 344. Costo de implementación del material aislante propuesto para calandria en evaporadores.	423
Cuadro 345. Costo de implementación de recubrimiento térmico propuesto en los fondos de los evaporadores.....	424
Cuadro 346. Comparación de costos de implementación de los materiales de recubrimiento actuales con los propuestos.	424
Cuadro 347. Comparación monetaria debido a las pérdidas térmicas con los recubrimientos actuales contra los propuestos.....	424
Cuadro 348. Determinación y comparación de costos de implementación de recubrimientos térmicos e implementación de recubrimientos propuestos.....	424
Cuadro 349. Comparación del costo de pérdidas actuales contra el costo de posibles pérdidas en los equipos.....	425
Cuadro 350. Formato de toma de tiempos tachos.	433
Cuadro 351. Formato de toma de tiempos intercambiadores de calor.....	434
Cuadro 352. Formato de toma de tiempos evaporadores.	435
Cuadro 353. Glosario de abreviaciones de los evaporadores.	436
Cuadro 354. Costo por pérdidas térmicas en equipos.	441
Cuadro 355. Tubería de jugo de caña.....	442
Cuadro 356. Tubería de vapor.	442
Cuadro 259. Registro de datos de bagazo @210°F.....	481
Cuadro 358: Registro de datos de bagazo @260°F.....	481
Cuadro 359. Registro de datos de bagazo @300°F.....	481
Cuadro 360. Temperatura de bagazo antes y después del secador.	481
Cuadro 361. Determinación de la mejora de eficiencia.	482
Cuadro 362. Determinación del aumento de la cantidad de vapor producido por la caldera y la cantidad extra de kilovatios para vender.	483
Cuadro 363. Calores sensibles y latentes del vapor seco saturado.	487
Cuadro 364. Datos requeridos para calcular cantidades de bagazo húmedo y seco @210°F.	493
Cuadro 365. Datos requeridos para calcular cantidades de bagazo húmedo y seco @260°F.	493
Cuadro 368. Promedio de agua extraída.....	495
Cuadro 369. Comparación de kilovatios extra al reducir la humedad al 40%.	496
Cuadro 370. Suposición de inversión del secador.	496
Cuadro 371. Ganancias por kilovatio extra por la capacidad de secado.....	498
Cuadro 372. Análisis beneficio/costo.....	498
Cuadro 373. Análisis de hipótesis para el tiempo de recuperación.....	499
Cuadro 374. Incertidumbres de las variables utilizadas.....	499
Cuadro 375. Análisis de error	500

LISTADO DE FIGURAS

Figura 1. Estructura molecular de la sacarosa.....	12
Figura 2. Evaluación de la caña de azúcar	13
Figura 3. Representación de la caña de azúcar	14
Figura 4. Entalpías de jugo de caña a distintas purezas y temperaturas.	16
Figura 5. Programa utilizado para viscosidad del jugo de caña.....	16
Figura 6. Producción de azúcar en Guatemala.	18
Figura 8. Porcentaje de ubicación del cultivo de caña en Guatemala.	19
Figura 9. Producción total durante la zafra 2014-2015.	19
Figura 10. Localización geográfica de la zona cañera de la costa sur de Guatemala.....	20
Figura 11. Diagrama convencional de tres etapas de cocimiento para producir azúcares A y B	22
Figura 12. Esquema proceso de fabricación de azúcar a partir de caña de azúcar.	23
Figura 13. Evaporador tipo Robert con cinturón de vapor y descarga central de líquido...24	
Figura 14. Diferentes arreglos de evaporadores múltiple efecto: A Flujo concurrente y B Flujo contracorriente.....	26
Figura 15. Ejemplificación de un intercambiador de calor de coraza y tubos de dos pasos en los tubos y un paso en la coraza.	28
Figura 16. Placas corrugadas utilizadas en intercambiadores de placas.	28
Figura 17. Intercambiador de placas.	29
Figura 18. Configuraciones de los tubos en un banco de tuberías.	34
Figura 19. Diámetro equivalente para diferentes arreglos de tubos.	34
Figura 20. Parámetro para determinación de V_{max}	35
Figura 21. Disposición geométrica en convección natural.....	43
Figura 22. Distintos materiales de tubería.	47
Figura 22. Diferentes espesores de aislamiento.	50
Figura 23. Manta de fibra de vidrio aislamiento.	51
Figura 24. Lana mineral aislamiento.	52
Figura 25. Lana de roca Rockwool aislamiento.	52
Figura 26. Lenzing Armacell aislamiento.	53
Figura 27. Fibra cerámica aislamiento.	53
Figura 28. Enchaquetado sobre el aislamiento.	54
Figura 29. Comparación de costos basados en espesor de aislamiento.	55
Figura 30. Secador de tambor rotatorio	63
Figura 31. Secador de bandejas.	64
Figura 32. Secador neumático por evaporación instantánea.	64
Figura 33. Secador de bandas.	65
Figura 34. Distribución de intercambiadores de calor en 3º nivel del área de fabrica.	77
Figura 35. Distribución de intercambiadores de calor 4º nivel del área de fábrica.	77
Figura 36. Distribución de intercambiadores de calor 5º nivel del área de fábrica.	78
Figura 37. Comportamiento del factor de incrustación para intercambiadores de calor que enfrían amoniacal.	79
Figura 38. Comportamiento de la eficiencia de intercambiadores de calor en el enfriamiento de amoniacal.	79
Figura 39. Distribución de los evaporadores.	82
Figura 40. Datos extraídos del ingenio de zafra anteriores.	83
Figura 41. Sección de planta.....	90
Figura 42. Nivel 3 vista de planta de fábrica de producción.	90
Figura 41. Nivel 4 vista de planta de la fábrica de producción.	91

Figura 24. Nivel 5 vista de planta de la fábrica de producción.....	92
Figura 43. División área de tachos.....	93
Figura 46. Área de intercambiador de calor nivel 3.....	94
Figura 44. Área de intercambiadores de calor nivel 5.....	94
Figura 45. División del área de evaporadores.....	95
Figura 49. Tramos de tubería que carecen de aislamiento.....	98
Figura 50. Tuberías con aislamiento en mal estado.....	98
Figura 51. Tuberías con aislamiento cerámico.....	99
Figura 52. Diagrama tachos de primera para el software logix 5000.....	116
Figura 53. Diagrama tachos de segunda para el software logix 5000.....	116
Figura 54. Diagrama tachos de tercera para el software logix 5000.....	117
Figura 55. Disposición de los puntos para mediciones de temperatura superficial en los tres tipos de tachos.....	118
Figura 56. Tabla para recaudación de las temperaturas superficiales y presión de vapor para cada tacho.....	119
Figura 57. Simulaciones de los distintos materiales y tubería al desnudo.....	150
Figura 58. Forma de hacer mesh mediante CFD.....	151
Figura 59. Forma en la que se ubicó la temperatura de fluido, convección y radiación....	151
Figura 60. Soluciones de temperatura y transferencia de calor.....	152
Figura 61. Materiales montados en tubería.....	152
Figura 62. Espesor de los aislantes en tubería.....	153
Figura 13. Modelo 3D del secador.....	155
Figura 64. Explosión del secador.....	155
Figura 65. Alimentación del bagazo a calderas.....	156
Figura 66. Caldera No.6.....	157
Figura 67. Muestras de caña de azúcar siendo pesadas.....	158
Figura 68. Molienda de caña en el trapiche.....	159
Figura 69. Muestra de bagazo que va directo al secador.....	160
Figura 70. Balanza de humedad.....	161
Figura 71. Comparación del calor perdido en intercambiadores de calor de jugo alcalizado.....	169
Figura 72. Comparación de la eficiencia en intercambiadores de calor de jugo alcalizado.....	169
Figura 73. Comparación de calor perdido en intercambiadores de calor de jugo clarificado.....	170
Figura 74. Comparación de la eficiencia en intercambiadores de calor de jugo clarificado.....	170
Figura 75. Comparación de las pérdidas térmicas totales entre los tres tipos de tachos.....	174
Figura 76. Comparación del porcentaje que representan las pérdidas térmicas totales en razón del calor cedido por el vapor al sistema, para cada uno de los tachos.....	174
Figura 77. Porcentajes de la toma de tiempo del evaporador.....	186
Figura 78. Red de la ruta crítica y determinación de los procesos logísticos del proceso de medición de la toma de tiempos de los intercambiadores de calor.....	189
Figura 79. Explosión diseño final del secador.....	196
Figura 80. Balance de masa y energía @210 °F.....	197
Figura 81. Balance de masa y energía @260 °F.....	198
Figura 82. Balance de masa y energía @300 °F.....	198
Figura 83. Balance de masa y energía en primer efecto de evaporación.....	266
Figura 84. Balance de masa y energía segundo efecto de evaporación.....	267
Figura 85. Balance de masa y energía evaporador primer efecto A.....	268

Figura 86. Balance de masa y energía en evaporador primer efecto B.	268
Figura 87. Balance de masa y energía en evaporador primer efecto 1.	269
Figura 88. Balance de masa y energía en evaporador primer efecto 2.	269
Figura 89. Balance de masa y energía en evaporador segundo efecto 0.	270
Figura 90. Balance de masa y energía en evaporador segundo efecto 1.	270
Figura 91. Balance de masa y energía en evaporador segundo efecto 1.	271
Figura 92. Balance de masa y energía en evaporador segundo efecto 2.	271
Figura 93. Balance de masa y energía en evaporador segundo efecto 3.	272
Figura 94. Balance de masa y energía en evaporador segundo efecto 4.	272
Figura 95. Balance de masa y energía en evaporador segundo efecto 5.	273
Figura 96. Determinación de calor perdido por radiación en cuerpo primer efecto A, utilizando software 3E Plus, versión libre 4.1.	274
Figura 97. Determinación de calor perdido por radiación en fondo primer efecto A, utilizando software 3E Plus, versión libre 4.1.	275
Figura 98. Puntos de medición temperaturas exteriores en la calandria evaporador primer efecto A.	286
Figura 99. Puntos de mediciones temperaturas exteriores en el fondo evaporador primer efecto B.	287
Figura 100. Puntos de medición temperaturas exteriores en la calandria evaporador primer efecto B.	287
Figura 101. Puntos de mediciones temperaturas exteriores en el fondo evaporador primer efecto 1.	288
Figura 102. Puntos de medición temperaturas exteriores en la calandria evaporador primer efecto 1.	288
Figura 103. Puntos de mediciones temperaturas exteriores en el fondo evaporador primer efecto 2.	289
Figura 104. Puntos de medición temperaturas exteriores en la calandria evaporador primer efecto 2.	289
Figura 105. Puntos de mediciones temperaturas exteriores en el fondo evaporador primer efecto 3.	290
Figura 106. Puntos de medición temperaturas exteriores en la calandria evaporador primer efecto 3.	290
Figura 107. Puntos de mediciones temperaturas exteriores en el fondo evaporador segundo efecto 0.	291
Figura 108. Puntos de medición temperaturas exteriores en la calandria evaporador segundo efecto 0.	291
Figura 109. Puntos de mediciones temperaturas exteriores en el fondo evaporador segundo efecto 1.	292
Figura 110. Puntos de medición temperaturas exteriores en la calandria evaporador segundo efecto 1.	292
Figura 111. Puntos de mediciones temperaturas exteriores en el fondo evaporador segundo efecto 2.	293
Figura 112. Puntos de medición temperaturas exteriores en la calandria evaporador segundo efecto 2.	293
Figura 113. Puntos de mediciones temperaturas exteriores en el fondo evaporador segundo efecto 3.	294
Figura 114. Puntos de medición temperaturas exteriores en la calandria evaporador segundo efecto 3.	294
Figura 115. Puntos de mediciones temperaturas exteriores en el fondo evaporador segundo efecto 4.	295

Figura 116. Puntos de medición temperaturas exteriores en la calandria evaporador segundo efecto 4.	295
Figura 117. Puntos de mediciones temperaturas exteriores en el fondo evaporador segundo efecto 5.	296
Figura 118. Puntos de medición temperaturas exteriores en la calandria evaporador segundo efecto 5.	296
Figura 119. Comparación del factor de incrustación en intercambiadores de calor de jugo alcalizado.....	332
Figura 120. Comparación del factor de incrustación en intercambiadores de calor de jugo clarificado.....	332
Figura 121. Comparación de la pérdida de calor en intercambiadores de calor de jugo alcalizado.....	333
Figura 122. Comparación de la pérdida de calor en intercambiadores de calor de jugo clarificado.....	333
Figura 123. Intercambiador de calor de placas con el aislamiento mal colocado.	334
Figura 124. Ecuaciones de Nusselt para flujo en la coraza en intercambiadores de coraza y tubos. (Cengel, 2007).....	334
Figura 125. Diagrama del balance de masa y energía.	365
Figura 126. Tabla de propiedades del vapor saturado.	379
Figura 127. Tabla de propiedades del Aire.	380
Figura 128. Tabla de densidades para soluciones de sucrosa.....	380
Figura 129. Tabla de viscosidades para soluciones de sucrosa.....	381
Figura 130. Balance de masa y energía en el tercer efecto de evaporación	391
. 391	
Figura 131. Balances de masa y energía del tercer efecto 1.....	392
Figura 132. Datos de radiación, tercer efecto 1.....	393
Figura 133. Balance de masa y energía tercer efecto 2.....	393
Figura 134. Datos radiación, tercer efecto 2.....	394
Figura 135. Balance de masa y energía, tercer efecto 3.....	395
Figura 136 Pérdidas radiación, ter 3.....	396
Figura 137. Balance de masa y energía, tercer efecto 4.....	397
Figura 138. Pérdida radiación, tercer efecto 4.....	398
Figura 139. Balance de masa y energía, cuarto efecto.....	399
Figura 140. Balance de masa y energía, cuarto efecto 0.....	400
Figura 141. Pérdida radiación, cuarto efecto 0.....	401
Figura 142. Balance de masa y energía, cuarto efecto 1.....	401
Figura 143. Pérdidas radiación, cuarto efecto 1.....	402
Figura 144. Balance de masa y energía, cuarto efecto 2.....	403
Figura 145. Pérdidas radiación, cuarto efecto.....	404
Figura 146. Balance de masa y energía, quinto efecto.....	405
Figura 147. Balance de masa y energía, meladora 1.	406
Figura 148. Pérdidas radiación, melador 1.	407
Figura 149. Balance de masa y energía, melador 2.	408
Figura 150. Pérdidas radiación, melador 2.	409
Figura 151. Balance de masa y energía, melador 3.	409
Figura 152. Pérdidas radiación. melador 3.	410
Figura 253. Hoja de control de limpieza intercambiadores de calor.	413
Figura 154. Hoja de control de limpieza de evaporadores.	413
Figura 155. Hoja de control de limpieza de tachos	414
Figura 156. Equipo evaporador.....	414

Figura 157. Equipo de tacho 9.	415
Figura 158. Recubrimiento térmico actual de fibra cerámica en los evaporadores.	415
Figura 159. Hoja de mantenimiento de evaporadores 1.	425
Figura 160. Hoja de mantenimiento de evaporadores 2.	425
Figura 161. Hoja de mantenimiento de evaporadores 3.	426
Figura 162. Hoja de mantenimiento de evaporadores 4.	426
Figura 163. Hoja de mantenimiento de evaporadores 5.	427
Figura 164. Hoja de mantenimiento de evaporadores 6.	427
Figura 165. Hoja de mantenimiento de evaporadores 7.	428
Figura 166. Hoja de mantenimiento de evaporadores 8.	428
Figura 167. Hoja de mantenimiento de evaporadores 9.	428
Figura 168. Hoja de mantenimiento de evaporadores.	429
Figura 169. Hoja de mantenimiento de evaporadores 10.	429
Figura 170. Hoja de mantenimiento de evaporadores 11.	429
Figura 171. Hoja de mantenimiento de evaporadores 12.	430
Figura 172. Hoja de mantenimiento de evaporadores 13.	430
Figura 173. Hoja de mantenimiento de evaporadores 14.	431
Figura 174. Hoja de mantenimiento de evaporadores 15.	431
Figura 175. Hoja de mantenimiento de evaporadores 16.	432
Figura 176. Medición entrada de jugo en el intercambiador 9 de concha y tubo de tiempo 13.67 minutos.	438
Figura 177. Medición salida de jugo en el intercambiador 9 de concha y tubo de tiempo 13.67 minutos.	438
Figura 178. Medición salida de vapor en el intercambiador 9 de concha y tubo de tiempo 13.67 minutos.	438
Figura 179. Medición salida de vapor en el intercambiador 9 de concha y tubo de tiempo 13.67 minutos.	439
Figura 180. Puntos de medición del intercambiador de placas 1 con tiempo de 8 min.	439
Figura 181. Entrada de jugo del intercambiador de placas 1 con tiempo de 8 min.	440
Figura 182. Punto de medición de calandria.	440
Figura 183. Punto de medición de clandria.	441
Figura 184. Puntos de medición de cuerpo.	441
Figura 185. Logix5000 estado intercambiador de calor.	441
Figura 186. Comparación de longitud de tuberías con aislante en buen estado y aislante dañado para cada área de jugo de caña.	443
Figura 187. Comparación de longitud de tuberías con aislante en buen estado y aislante dañado para cada área de vapor.	443
Figura 188. Pérdidas térmicas en comparación al espesor de los distintos aislantes térmicos.	444
Figura 189. Costo de las pérdidas térmicas en comparación al espesor de los distintos aislantes térmicos.	444
Figura 190. Material utilizado para conseguir el espesor de aislamiento r.	445
Figura 191. Costo de aislamiento para conseguir el espesor requerido.	445
Figura 192. Estabilización térmica de los materiales aislantes.	446
Figura 193. Transferencia de calor actual y transferencia de calor con aislante nuevo para tubería de jugo de caña.	446
Figura 194. Comparación entre temperatura superficial de actual y la temperatura superficial con nuevo aislante para tubería de jugo de caña.	446
Figura 195. Comparación entre costo de perdidas térmicas actuales, costo del cambio de aislamiento y perdidas térmicas con nuevo aislante para tubería de jugo de caña.	447

Figura 196. Comparación entre transferencia de calor actual y transferencia de calor con aislante nuevo para tubería de vapor.	447
Figura 197. Comparación entre costo de pérdidas térmicas actuales, costo del cambio de aislamiento y pérdidas térmicas con nuevo aislante para tubería de vapor.	448
Figura 198. Comparación entre temperatura superficial de actual y la temperatura superficial con nuevo aislante para tubería de vapor.	448
Figura 199. Forma de cerrar el enchaquetado por entrelazado, evitando entrada de humedad.	450
Figura 200. Aislamiento de válvulas.	451
Figura 201. Aislamiento de bridas.	451
Figura 202. Aislamiento de codos de tubería.	452
Figura 203. Diámetros y espesor de tuberías.	452
Figura 204. Datos de temperatura.	453
Figura 205. Datos del comportamiento del viento/hora.	453
Figura 206. Datos aislante rockboard 40.	454
Figura 207. Datos aislante fibra de vidrio.	455
Figura 208. Datos aislante mineral.	455
Figura 209. Datos aislante armaflex.	456
Figura 210. Datos aislante maxwool.	456
Figura 211. Especificaciones técnicas del termómetro infrarrojo.	458
Figura 212. Espectro de medición del termómetro.	459
Figura 213. Datos tubería al desnudo.	460
Figura 214. Datos tubería con aislantes rockwool.	461
Figura 215. Datos tubería con aislante de fibra de vidrio.	462
Figura 216. Datos tubería con aislante mineral.	463
Figura 217. Datos tubería con aislante armacell.	464
Figura 218. Datos de tubería con aislante cerámico.	465
Figura 219. Simulación ANSY tubería al desnudo.	466
Figura 220. Simulación ANSY tubería con aislante rockwool.	466
Figura 221. Simulación ANSY tubería con aislante de fibra de vidrio.	467
Figura 222. Simulación ANSY tubería con aislante de fibra mineral.	468
Figura 223. Simulación ANSY tubería con aislante de fibra Lenzing Armacell.	468
Figura 224. Simulación ANSY tubería con aislante de fibra cerámica.	469
Figura 225. Tubería aislamiento original del laboratorio.	469
Figura 226. Tubería aislamiento rockwool.	470
Figura 227. Tubería aislamiento de fibra de vidrio.	470
Figura 228. Tubería aislamiento de fibra mineral.	471
Figura 229. Tubería aislamiento de Lenzing Armacell.	471
Figura 230. Tubería aislamiento de fibra cerámica.	472
Figura 231. Especificaciones técnicas de ARMACELL.	475
Figura 232. Daños en el material después de las pruebas.	476
Figura 233. Humedad vs tiempo @ 210°F.	479
Figura 234. Segunda medición humedad vs tiempo @ 201°F.	480
Figura 235. Humedad vs tiempo @ 210°F.	480
Figura 236. Humedad vs tiempo @ 300 °F.	480

RESUMEN

La energía es un recurso que se utiliza para realizar las actividades y procesos necesarios en una industria. En los ingenios se utiliza una alta cantidad de esta para el funcionamiento de los equipos. Cuando se reduce la pérdida térmica al ambiente, se disminuye directamente la cantidad de combustible necesario para la producción de vapor y por ende se tiene un impacto económico favorable. Para solucionar esta problemática se debe cuantificar las pérdidas de calor al ambiente, la aplicación de los principios de transferencia de calor. Luego, realizar un análisis económico de los costos y valores financieros que representan dichas pérdidas térmicas en los equipos, por último, pero no menos importante, la estandarización de procedimientos controlar los procesos (manejo, mejora y pasos específicos que se llevan a cabo para cumplir con los estándares requeridos).

Usando cálculos se puede generar una propuesta de espesor de aislante para los equipos, así como un aislante nuevo que cumpla con las exigencias del proceso y prevenir que se siga perdiendo energía en forma de calor. Asimismo realizar una evaluación comparativa de la eficiencia de aislamiento en tuberías con los principales materiales disponibles en el mercado nacional, al tener esto realizar un estudio y análisis de la viabilidad financiera en la aplicación de materiales y métodos para el recubrimiento térmico de los equipos y tuberías. La información obtenida del diagnóstico permite analizar eficientemente el proceso, lo cual sirve de base para la elaboración de un manual de procedimientos, estandarizando tiempos, optimizando costos y aumentando ganancias.

I. INTRODUCCIÓN

En Guatemala, la industria azucarera conforma y genera una parte importante de la economía del país, debido a que representa en un 31% del valor de las exportaciones agrícolas, 15.36% de las exportaciones totales del país y un 3% del producto interno bruto, de acuerdo con la asociación de Azucareros de Guatemala o ASAZGUA, existen actualmente once ingenios que operan en cuatro departamentos de la costa del Pacífico del país, números utilizados por esta institución. Generando 77 mil empleos directos y 385 mil indirectos.

El proceso de producción de azúcar utiliza la mayoría de las operaciones unitarias conocidas, desde el inicio con la cosecha de la caña, hasta su refinamiento. En el proceso de la obtención del azúcar se utilizan varios equipos que operan con vapor, principalmente en el área de fábrica. Dichos equipos incluyen los intercambiadores de calor, evaporadores, tachos y toda la serie de tuberías encargadas del transporte de los diferentes flujos y materiales. Para la generación del vapor la industria azucarera. Utiliza la combustión del bagazo en sus calderas. Todos los equipos anteriormente mencionados forman parte de un proceso de concentración del jugo de caña para obtener el azúcar. Como en toda industria que genere vapor a partir de un combustible y que dicho vapor sea utilizado en la operación de equipos, existen pérdidas térmicas. Aunque es inevitable tener pérdidas térmicas en los equipos, es posible aplicar una serie de métodos con el objetivo de disminuirlos.

Este trabajo tiene por objetivo principal determinar y cuantificar las pérdidas térmicas y hace un análisis financiero, del impacto de las mismas en el área de intercambiadores de calor, evaporadores, tuberías y tachos, en un ingenio azucarero, con el fin de proponer una serie de métodos y alternativas para la disminución de dichas pérdidas energéticas en los equipos anteriormente mencionados.

Se inició la determinación de las dimensiones de los equipos y tuberías cuantificando las pérdidas térmicas de cada uno (midiendo temperaturas de flujos y tuberías, temperaturas de superficies), durante la zafra 2017-2018. Esto para estimar las pérdidas térmicas, luego se comparó en desempeño utilizando una hoja de cálculo, de los aislamientos utilizados contra los disponibles en el mercado guatemalteco, obteniendo así los recubrimientos económicamente más eficientes para cada equipo. Se realizó una propuesta de cambio de materiales aislantes, en los diversos equipos, determinando los tipos de aislamiento, espesores y el costo de las nuevas pérdidas térmicas en función del nuevo aislamiento.

Todos los procedimientos usados en esta investigación se dividieron en módulos, de la siguiente forma: evaporadores primer y segundo efecto, evaporadores de tercero hasta quinto efecto, intercambiadores, tachos, tuberías, procedimientos de estandarización, análisis económico y propuesta de secador de bandeja. En cada uno de los módulos se planteó diferentes objetivos, los cuales en conjunto permitieron la determinación y cuantificación de las pérdidas energéticas y análisis financiero del área de intercambiadores de calor, evaporadores, tuberías y tachos en un ingenio azucarero.

II. OBJETIVOS

A. Objetivo general del megaproyecto

Determinar y cuantificar de las pérdidas energéticas y analizar financieramente las mismas en el área de intercambiadores de calor, evaporadores, tuberías y tachos de un ingenio azucarero, para realizar una propuesta de reducción de pérdidas térmicas y económicas.

B. Objetivos específicos por módulo

Módulo 1: Determinación de pérdidas térmicas en evaporadores de primer y segundo efecto en un ingenio azucarero, usando balances de masa y energía.

Determinar pérdidas térmicas en evaporadores de primer y segundo efecto en un ingenio azucarero, con balances de masa y energía, identificando los puntos de pérdida de calor en los equipos y proponer aislantes térmicos para la reducción de estas.

1. Cuantificar la energía térmica perdida al ambiente en los evaporadores, por convección, conducción y radiación, usando balances de masa y energía, para determinar los equipos en función a la magnitud de pérdidas térmicas.
2. Determinar la zona donde existan mayores pérdidas térmicas al ambiente, en evaporadores de primer y segundo efecto, cuantificando pérdidas en cada zona, para detectar la más afectada, mediante balances de masa y energía.
3. Realizar una propuesta de espesor de aislamiento para los evaporadores de primer y segundo efecto, de acuerdo a la cuantificación de pérdidas térmicas para reducir lo más posible las mismas.

Módulo 2: Determinación de pérdidas térmicas y eficiencias en intercambiadores de calor de coraza y tubos, y de placas, con balances de energía del área de fábrica de un ingenio azucarero.

Cuantificar las pérdidas térmicas en intercambiadores de calor de coraza y tubos, y de placas, usando de balances de energía, para obtener las eficiencias térmicas de los equipos y proponer materiales aislantes, para obtener una mejora de estas.

1. Determinar la cantidad de energía pérdida en intercambiadores de calor de coraza y tubos, y placas, usando mediciones de temperaturas y balances de energía para definir la necesidad de aislamiento del equipo.
2. Determinar la eficiencia de intercambiadores de calor de coraza y tubos, y placas, haciendo balances de energía para determinar las pérdidas térmicas de los equipos.
3. Proponer un material aislante en intercambiadores de calor de coraza y tubos, y placas, usando el análisis de resistencia térmica y radio crítico de aislamiento para determinar la reducción de pérdidas térmicas causadas por el material aislante.

Módulo 3: Determinación de las pérdidas térmicas en tachos de primera, segunda y tercera, en el área de fábrica de un ingenio azucarero, utilizando balances de masa y energía para generar una propuesta de aislante térmico.

Cuantificar las pérdidas térmicas en el área de tachos, utilizando balances de masa y energía para proponer un aislante térmico, considerando el espesor como factor principal para la reducción de las mismas en el proceso de fábrica en la industria azucarera durante el periodo de zafra 2017 - 2018.

1. Determinar los puntos en los tachos de primera, segunda y tercera, donde existan pérdidas térmicas y cuantificarlas con balances de masa y energía, para proponer un material aislante con el que se puedan reducir.
2. Realizar una comparación de las pérdidas térmicas entre los tachos de primera, segunda y tercera utilizando un gráfico de barras, para determinar en qué equipos se presentan las mayores pérdidas térmicas y se pueda realizar una propuesta para reducir estas.
3. Calcular el espesor y material aislante que brinde las mejores características para los tachos estudiados, utilizando la conductividad térmica del material como factor principal,

y compararlo contra el aislante actual en términos de las pérdidas térmicas, para reducir las pérdidas por transferencia de calor y determinar el ahorro de energía.

Módulo 4: Determinación y cuantificación de las pérdidas térmicas en evaporadores de tercer, cuarto y quinto efecto, utilizando balances de masa y energía; propuesta de un espesor de aislante para dichos equipos en un ingenio azucarero.

Determinar las pérdidas térmicas en evaporadores de tercer, cuarto y quinto efecto utilizando balances de masa y energía, para la cuantificación del calor perdido al ambiente y la disminución del mismo proponiendo un espesor de aislante térmico.

1. Cuantificar la energía térmica perdida al ambiente en los evaporadores, utilizando los mecanismos de conducción, convección y radiación; con la ayuda de balances de masa y energía, determinando el efecto en el que existe una mayor pérdida al ambiente.
2. Determinar la zona del equipo de evaporación del tercer, cuarto y quinto efecto, más sensible a pérdida de energía en forma de calor hacia el exterior, realizando una comparación entre el fondo, calandria y cuerpo de los evaporadores.
3. Realizar propuesta de espesor de aislamiento térmico en evaporadores de tercer, cuarto y quinto efecto, según la cuantificación de las pérdidas térmicas, para disminuirlas.

Módulo 5: Análisis económico de pérdidas térmicas en los equipos de intercambio de energía en un ingenio azucarero, relacionando los recubrimientos térmicos actuales con los propuestos en las etapas del proceso industrial.

Analizar económicamente las pérdidas térmicas en los equipos de intercambio de energía en un ingenio azucarero, relacionando los recubrimientos térmicos actuales con los propuestos en las etapas del proceso industrial para la mejora en los equipos y determinar la viabilidad económica del proyecto.

1. Cuantificar económicamente las pérdidas térmicas de los equipos de tachos por lote, intercambiadores de calor y evaporadores en las etapas del proceso industrial en un ingenio azucarero, relacionando las horas de operación y calor perdido en los equipos, para determinar la pérdida monetaria total que presente en la operación de equipos, en conjunto.

2. Establecer costos de los materiales de recubrimiento térmico actuales, así como los costos de los materiales propuestos en los equipos de tachos por lote, intercambiadores de calor y evaporadores, a partir de la cantidad del área de recubrimiento requerida en cada uno de los equipos y el espesor del material utilizado, para la realización de un análisis comparativo económico.
3. Cuantificar económicamente las posibles pérdidas térmicas en los equipos de tachos por lote, intercambiadores de calor y evaporadores con los materiales de recubrimiento térmico propuestos, con las horas de operación en cada uno de los equipos y las posibles pérdidas de calor en los mismos, para proporcionar una visión económica del proyecto propuesto y cuantificar la posible pérdida monetaria total que representaría la operación de equipos en conjunto.
4. Realizar el análisis económico del cambio de recubrimientos térmicos actuales por recubrimientos térmicos propuestos en los equipos de tachos por lote, intercambiadores de calor y evaporadores en las etapas del proceso industrial en un ingenio azucarero, usando el valor presente neto, tasa interna de rendimiento y retorno de la inversión, para determinar si el proyecto propuesto es económicamente viable.

Módulo 6: Procedimiento para estandarización de medición por pérdida de energía en equipos de intercambio térmico en un ingenio azucarero.

Elaborar un procedimiento para estandarizar la toma de tiempos de medición de temperaturas en equipos de intercambio térmico que presentan pérdidas de energía en un ingenio azucarero, usando un diagrama de red.

1. Cronometrar las mediciones de tiempos de operación de los equipos con mayor pérdida térmica como base para el diagrama de red, con el fin de establecer el tiempo de medición de cada uno de los equipos.
2. Elaborar el diagrama de red con la ubicación de los equipos de intercambio térmico con mayores pérdidas y los tiempos de medición, para el análisis de reducción de tiempo para realizar el intercambio térmico.
3. Analizar los datos de la ruta crítica para establecer una ruta específica y objetiva de los equipos que posean mayor pérdida de energía los cuales repercutirán en un menor costo, obteniendo mayores ganancias.
4. Elaborar el procedimiento para estandarizar el proceso de toma de tiempos y temperaturas en puntos específicos de medición para la reducción de tiempos.

Módulo 7: Revisión y evaluación comparativa de materiales aislantes para tuberías de jugo de caña y vapor del área de fábrica.

Evaluar el estado los materiales aislantes de las tuberías de jugo de caña y vapor del proceso de fabricación de azúcar y hacer una comparación de las características de conductividad térmica, costo, disponibilidad, facilidad de montaje y desmontaje de los materiales disponibles en el mercado guatemalteco, para proponer cambios de material aislante para reducir las pérdidas térmicas.

1. Cuantificar la longitud de las tuberías de jugo de caña y vapor que tienen aislamiento dañado o carecen del mismo, y medir el diámetro, espesor, longitud y temperaturas (proceso y externa) de los distintos tramos, para hacer una estimación de las pérdidas térmicas, y por ende económicas.
2. Comparar la eficiencia entre los aislantes en uso y los disponibles en el mercado guatemalteco, utilizando de una hoja de cálculo y simulaciones virtuales en el programa ANSYS, para determinar el material aislante que presente las características de conductividad térmica, costo, disponibilidad, facilidad de montaje y desmontaje.
3. Analizar la viabilidad económica de la propuesta del cambio de materiales aislantes en tubería de jugo de caña y vapor, utilizando una hoja de cálculo para determinar el aislante que proporcione la mayor reducción de perdidas térmicas y costo según el requerimiento de cada área.
4. Realizar una guía de instalación del aislamiento, tomando en cuenta la preparación de la tubería, y la forma en la que se deben aislar los distintos accesorios, para no dañar el material aislante y evitar riesgos de manipulación.

Módulo 8: Análisis y propuesta de secador de bandejas para reducir la humedad del bagazo de caña de azúcar a quemar en la caldera.

Plantear una propuesta de secador y su diseño, para reducir la humedad del bagazo de caña de azúcar para aumentar la eficiencia de la quema en la caldera.

1. Evaluar el tipo de secador de bagazo a diseñar, analizando los diferentes secadores de bagazo utilizados en la industria azucarera para escoger el tipo para realizar la tarea de secado.

2. Presentar un diseño mecánico, realizando un modelo 3D que incluya componentes y equipos que se utilizarán para el secador de bandejas para dar forma, dimensiones y materiales de construcción.
3. Realizar un balance de masa-energía del secador calculando la cantidad de bagazo de caña de azúcar a secar y la cantidad de gases de combustión que se utilizarán para determinar los valores a suministrarle al secador.
4. Realizar un estudio económico del secador, para determinar el punto de equilibrio entre el beneficio/costo para la reducción de la humedad del bagazo de caña de azúcar.

III. JUSTIFICACIÓN

La energía es un recurso que se utiliza para realizar las actividades y procesos necesarios en una industria, en los ingenios azucareros se utiliza una muy alta cantidad de esta para el funcionamiento de los equipos a lo largo de todo el proceso industrial. Comúnmente los ingenios azucareros generan sus propios recursos energéticos mediante los equipos de calderas, utilizando combustibles fósiles o bagazo, el cual es el residuo que se produce como consecuencia de la fabricación de azúcar. Debido a las grandes cantidades de azúcar y de otros subproductos, los ingenios azucareros requieren de una gran cantidad de energía obtenida a partir del vapor de agua, como es de esperarse la producción de vapor de agua posee un costo, por lo que es de suma importancia el buen manejo y aprovechamiento de dicho recurso.

En el proceso industrial que se lleva a cabo dentro del ingenio azucarero para la elaboración principalmente de azúcar se manejan y se emplean maquinarias como evaporadores, calderas, tachos, intercambiadores de calor, molinos, secadores, entre otro tipo de maquinaria. Estos se utilizan con el objetivo de la evaporación, calentamiento, cristalización y transporte del jugo de caña, utilizando la energía proveniente del vapor. Como en todo proceso en el que se utilice energía no se puede obtener nunca un cien por ciento de eficiencia, una porción de esta se degrada inevitablemente. Dichos equipos disponen de la implementación de diferentes materiales con baja conductividad térmica con el objetivo de reducir el paso del calor por conducción hacia el ambiente, que se convierte en energía que no es aprovechada en alguno de los equipos antes mencionados, afectando directamente en pérdidas económicas debido a que se debe producir una mayor cantidad de energía para cubrir con la demanda de producción del ingenio, aumentando así los costos que conllevan realizar el proceso de generación de la misma.

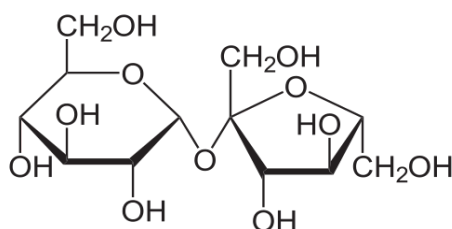
La presente investigación se enfocará en determinar y cuantificar las pérdidas energéticas actuales en el área de intercambiadores de calor, evaporadores, tuberías y tachos en un ingenio azucarero, con el fin de promover y proponer la instalación de nuevos materiales de aislamiento térmico en dichos equipos, de la mano de un análisis financiero con el objetivo de determinar si el proyecto es económicamente viable en algún plazo de tiempo, además de ofrecer un análisis y propuesta de secador de bandejas con la finalidad reducir la humedad del bagazo de caña de azúcar a quemar en las calderas, igualmente se propone un procedimiento para estandarización de la toma de tiempos de medición de temperaturas en los equipos de intercambio de energía con motivo de contribuir a la realización y solución de futuros trabajos de investigación relacionados con el tema en un ingenio azucarero.

IV. MARCO TEÓRICO

A. LA CAÑA DE AZÚCAR

El azúcar de caña es una planta que crece en poblados tropicales y subtropicales. Esta se deriva de las especies *Saccharum Officinarum* y *Saccharum*. Esta es propagada vegetativamente a partir de nodos de caña los cuales aseguran descendientes de una manera uniforme. (Rein, 2007) Se le conoce como una gramínea tropical perenne que tiene los tallos gruesos y fibrosos, pueden llegar a crecer desde 3 hasta 5 metros de altura. Contienen una alta cantidad de sacarosa, la cual generalmente se procesa para producir azúcar. Es considerado uno de los cultivos agroindustriales más importantes en las regiones tropicales. La propagación vegetativa de la caña de azúcar se lleva a cabo en campos con terrenos amplios, para llevarlo a cabo se siembran trozos de tallos, la nueva planta crece a partir de los cogollos o yemas de los nudos del tallo asegurando una descendencia uniforme. Con el pasar del tiempo se han ensayado nuevos procedimientos en la búsqueda nuevas y mejores plantas, que ayuden a mejorar la productividad en la industria del azúcar. La duración del cultivo varia significativamente de un área a otra, esta depende de la variedad de cultivo, factores climáticos, disponibilidad de agua, prácticas de cultivo, químicos utilizados, entro otros factores que determinan el tamaño y el tiempo de crecimiento de la planta. Muchas veces no es necesario volver a sembrar caña luego de cada cosecha, esta se deja crecer de nuevo para producir una nueva cosecha la cual se denomina soca o rebrote. Sin embargo, luego de varias socas o rebrotes se debe arrancar y sembrar nuevamente caña, a lo que se le conoce como renovación. Generalmente la siembra de caña se da en los periodos de invierno para el aprovechamiento de las condiciones meteorológicas y el periodo de procesamiento de la misma o zafra como se le conoce se llevan a cabo durante el verano. (Rein, 2012). La sacarosa es el disacárido más común en la naturaleza, se encuentra en la mayoría de los frutos y semillas de las plantas. Siendo los más comunes la remolacha con un (16-20%) y la caña de azúcar con un (14-16%). Con una estructura molecular cíclica como se ejemplifica en la Figura 1, de fórmula $C_{12}H_{22}O_{11}$.

Figura 1. Estructura molecular de la sacarosa



La sacarosa como principal componente de interés en la caña de azúcar, es un disacárido resultante de la combinación química entre dos monosacáridos: glucosa y fructuosa, dentro de la composición química de la sacarosa existen tres propiedades importantes a tener en cuenta, las cuales son: El brix es la concentración porcentual de sólidos solubles, es decir que es la cociente total de materia seca disuelta en el líquido, la siguiente de las propiedades es la polarización o “pol” el cual es el valor del contenido aparente de sacarosa en una muestra de caña y la propiedad de la pureza, la cual se puede definir como la relación porcentual entre pol y brix de una solución, esta indica la proporción entre sacarosa y sólidos solubles totales (Melgar, 2012)

Evaluación de la calidad de caña, el procesamiento de la caña de azúcar para la obtención de sacarosa empieza en el campo. Las variaciones de caña, las prácticas de cultivo y el suelo en donde se llevan a cabo las plantaciones determinan la calidad del material producido. Un producto con una mayor calidad significa un mayor rendimiento en el la extracción y recuperación del azúcar como producto final. La calidad de la caña de azúcar se reconoce cuando se lleva a cabo el proceso de extracción del jugo dentro de la caña, debido a la cantidad de azúcar recuperable o rendimiento por tonelada molida, la cual depende de las siguientes características:

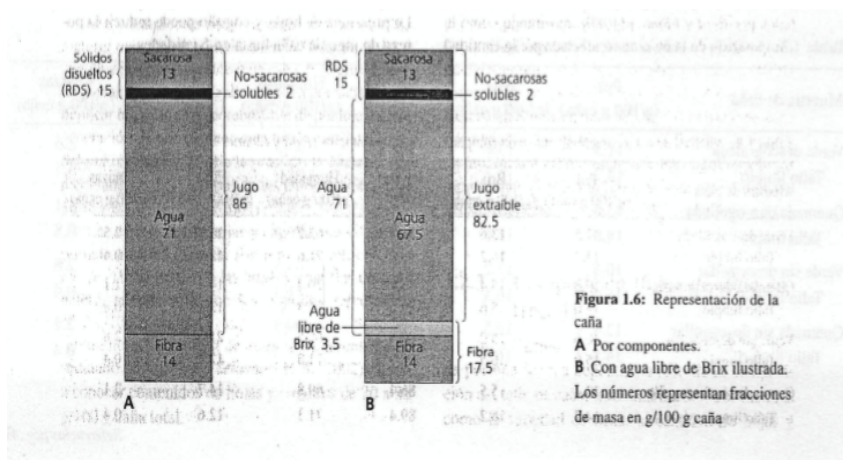
- Características agronómicas
- Aspectos morfológicos
- Calidad de los jugos
- Condiciones agroclimáticas

Figura 2. Evaluación de la caña de azúcar



La caña de azúcar es constituida por jugo y fibra. La fibra es la parte insoluble en agua y está constituida principalmente por celulosa que a su vez está formada por azúcares monosacáridos como glucosa. La cantidad de fibra en un tallo varía según su longitud y diámetro, dado que la mayor parte porción de en las cañas es representada por la corteza. (Rein, 2012)

Figura 3. Representación de la caña de azúcar



B. Propiedades del jugo de caña de azúcar

El jugo de caña de azúcar contiene propiedades importantes que se necesitan saber, al momento de realizar un balance de masa. Se calculan mediante las siguientes ecuaciones.

Se utilizó la siguiente ecuación obtenida de Rein, la que determina la densidad específicamente para el jugo claro:

$$\rho = 1000 * \left[1 + \frac{w_{DS} * (w_{DS} + 200)}{54000} \right] * \left[1 - 0.036 \frac{t-20}{160-t} \right]$$

Donde:

ρ = Densidad (kg/m³)

t = temperatura del jugo (°C)

WDs = Concentración de sólidos (g)/ Volumen de solución (100 g)

Ecuación 1. Densidad del jugo de caña.

Con estos logramos conocer cuántos sólidos disueltos se encuentran en una solución, mediante la siguiente ecuación:

$$W_{DS} = \frac{\text{concentración de sólidos (g)}}{\text{volumen de solución (100g)}}$$

Ecuación 2. Determinación Grados brix del jugo de caña.

Con esta logramos conocer cuántos sólidos de sacarosa se encuentra en los sólidos totales, mediante la siguiente ecuación:

$$P = \frac{W_D}{W_{DS}} = \frac{\text{concentración de sólidos de sacarosa}}{\text{concentración de sólidos totales}}$$

Ecuación 3. Pureza del jugo de caña.

Con estos logramos conocer cuántos sólidos de sacarosa se encuentran en una solución, mediante la ecuación:

$$W_D = \frac{\text{concentración de sólidos de sacarosa (g)}}{\text{volumen de solución (100g)}}$$

Ecuación 4. Grados Pol del jugo de caña.

Se utilizó la siguiente ecuación obtenida de Rein, la que determina la conductividad térmica para el jugo claro en un rango de temperatura entre 0 y 100°C:

$$k = (1 - 0.54 * w_{DS}) * \left[0.561 + 0.206 * \left(\frac{t}{100} \right) - 0.0943 * \left(\frac{t}{100} \right)^2 - 0.007746 * \left(\frac{t}{100} \right)^3 \right]$$

En donde:

w_{DS} = Grados brix de la solución

t = Temperatura a la que se encuentra el fluido (K)

Ecuación 5. Conductividad térmica.

Se utilizó la siguiente ecuación obtenida de Rein, la que determina la capacidad calorífica para el jugo claro:

$$C_p = 4.1868 - w_{DS} * (0.0297 - 4.6 * 10^{-5} * P) + 7.5 * 10^{-5} * w_{DS} * t$$

Donde:

C_p = Capacidad calorífica (kJ/ kg K)

P = Pureza del jugo

Ecuación 6. Capacidad calorífica.

Entalpia de jugo, se utilizó la siguiente tabla para obtener la entalpia del jugo:

Figura 4. Entalpias de jugo de caña a distintas purezas y temperaturas.

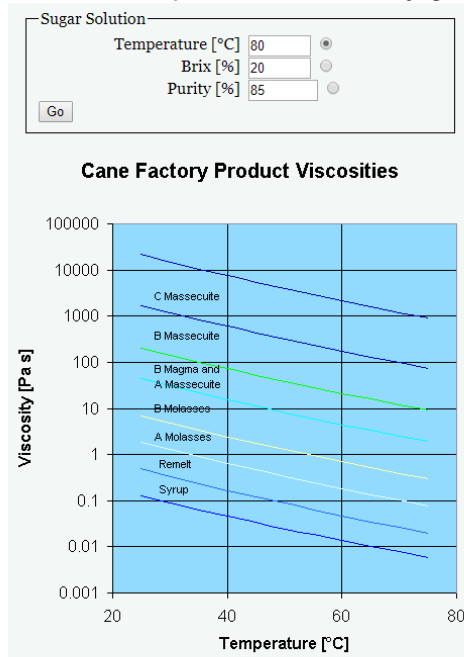
Table A.9 Specific Enthalpy (H) of Impure Sucrose Solutions (kJ/kg $^{\circ}$ C)

Temp. ($^{\circ}$ C)	Purity (P) = 90%								Purity (P) = 80%							
	Dry-Substance Content (%)								Dry-Substance Content (%)							
	10	20	30	40	50	60	70	80	10	20	30	40	50	60	70	80
10	39	37	34	32	29	27	24	22	39	37	34	32	29	26	24	21
20	79	74	69	64	59	54	49	44	79	74	69	64	58	53	48	43
30	118	111	104	96	89	82	74	67	118	111	103	96	88	81	73	66
40	158	148	139	129	119	110	100	90	158	148	138	128	118	109	99	89
50	198	186	174	162	150	138	126	115	197	185	173	161	149	137	125	113
60	237	223	209	195	181	167	153	139	237	223	208	194	180	166	151	137
70	277	261	245	229	213	197	181	165	277	260	244	228	211	195	178	162
80	317	299	281	263	245	227	209	191	317	298	280	261	243	224	206	188
90	357	337	317	297	277	257	237	217	356	336	316	295	275	255	234	214
100	397	375	353	331	310	288	266	244	396	374	352	330	307	285	263	241
110	437	413	390	366	343	319	296	272	436	412	388	364	340	316	292	268
120	477	452	427	401	376	351	326	300	477	451	425	399	373	347	322	296
130	517	491	464	437	410	383	356	329	517	489	462	434	407	379	352	324

(Asadi, 2006)

Se utilizó un programa creado por la SSA (Asociación de Azucareros de Sudáfrica), en el cual se ingresan los datos de temperatura, brix y pureza del jugo claro y este da como resultado la viscosidad de la solución. Se muestra a continuación una imagen del programa:

Figura 5. Programa utilizado para viscosidad del jugo de caña



(The Sugar Engineers, 2018)

Las propiedades del jugo de caña de azúcar deben ser calculadas con la temperatura promedio entre la salida y entrada del equipo analizado.

$$T_{prom} = (T_i + T_f)/2$$

Ecuación 7. Temperatura promedio para la determinación de las propiedades del fluido.

$$Pr = \frac{\mu * C_p}{K}$$

Ecuación 8. Número de Prandtl.

C. Industria azucarera a nivel mundial

La industria azucarera en el mundo juega un papel muy importante tanto productivo, agroindustrial y comercialmente. En muchos países es de gran importancia económica y social para las poblaciones rurales, mientras que los ingresos en divisas por las exportaciones de azúcar y melazas son primordiales para el avance de dichas regiones. (Servicio de Información agropecuaria del Ministerio de Agricultura y Ganadería del Ecuador 2008).

Fue Cristóbal Colón quien, en su segundo viaje, en 1493, la introdujo a América; sin embargo, estas no crecieron adecuadamente y no se obtuvo el producto esperado. Fue hasta el año de 1501 cuando trajo plantas que sí crecieron y llegaron a tener éxito, tal es el caso de las plantaciones de azúcar que crecieron en Santo Domingo y posteriormente se esparció por el caribe y América. (Cardona, 2013).

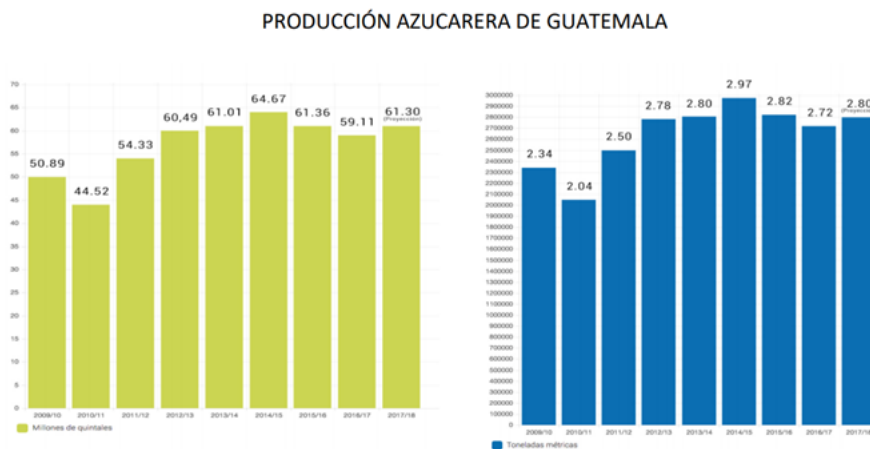
Actualmente, ésta planta se cultiva en todas las regiones tropicales y subtropicales del mundo. En Centro América se cultiva, principalmente, a la altura del mar y hasta los 1500 metros de altura. El cultivo está constituido por agua y carbohidratos; los carbohidratos solubles son las azúcares sacarosa, fructosa y glucosa, en el que la extracción de sacarosa es la acción primordial en el proceso. Para un mayor rendimiento del producto es importante realizar los análisis respectivos, así como obtener y medir la humedad, la luminosidad para la fotosíntesis, la calidad de los suelos y por supuesto la temperatura. (Cardona, 2013).

D. Historia de la industria azucarera en Guatemala

Comenzó en el año 1591, cuando se fundó el primer ingenio, se cultivaba y procesaba de manera artesanal la caña. En 1937 se conformó el "Consorcio Azucarero", en esa época las exportaciones del edulcorante eran apenas el 13% de la producción. En el siglo XX, Guatemala empezó a realizar exportaciones de azúcar en pequeñas cantidades. En 1957 se formó la Asociación de Azucareros de Guatemala (ASAZGUA), esta fue la base del progreso y crecimiento que estaba teniendo la industria azucarera de Guatemala. Esta

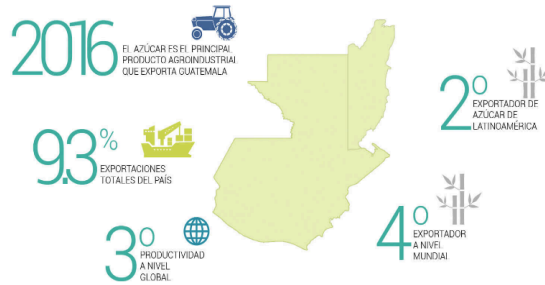
entidad tiene como objetivo solucionar los problemas existentes de esta industria en el país, por medio de proyectos que la mejoren. En el momento que se convirtió en una industria de exportación, esta se transformó en una de las principales agroindustrias del país. En la época de 1970 se mejoraron los procesos, diseñaron proyectos de mejoras e implementación de tecnologías nuevas en ciertos ingenios. Esto lo realizaron profesionales de Guatemala y de Cuba. En 1978 el ingenio Pantaleón comenzó a extender proyectos de investigación agrícola, cuando ASAZGUA implementó el Departamento de Experimentación Agrícola, Luego los demás ingenios como Santa Ana, La Unión y Concepción empezaron con este tipo de proyectos. Actualmente la agroindustria azucarera de Guatemala está constituida por 13 ingenios azucareros que son Santa Ana, Tulula, Palo Gordo, Madre Tierra, Concepción, La Unión, El Pilar, Magdalena, Trinidad, Pantaleón, Santa Teresa, La Sonrisa, Chabil Utzaj. Luego en los ingenios azucareros empezó la implementación de “la cogeneración”, esto proviene de la generación secundaria de un subproducto, pasa de ser un desecho a biomasa. (Wagner, 2007). El sector azucarero en Guatemala tiene mucha importancia ya que representa una fuerza determinante en la economía del país. Considerada una industria muy rentable ya que se extrae un beneficio económico a partir de sus productos y algunos desechos que se manejan en la fábrica.

Figura 6. Producción de azúcar en Guatemala.



La industria azucarera produjo 2.7 toneladas métricas en la zafra del 2016 y 2017. Se espera que los datos aumenten a 2.8 para la zafra del 2017 y 2018. Ubicándose en el tercer lugar a nivel mundial en productividad de azúcar, es decir toneladas métricas por hectárea.

Figura 7. Porcentaje de exportaciones y premios durante zafra 2016.



El 83% de la producción de la caña de azúcar en Guatemala se utiliza para la producción de azúcar, el 11% para realizar mezclas de caña y el 6% para la generación de alcohol como una materia prima. Generando más de \$1,000.00 millones de divisas, US\$377.5 millones en prestaciones laborales y más de 82,000 puestos de trabajo en el área común y 410,000 indirectamente.

Figura 8. Porcentaje de ubicación del cultivo de caña en Guatemala.

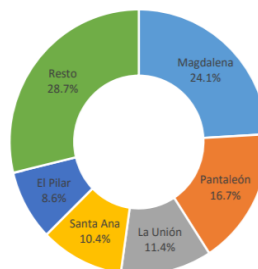
Superficie con el cultivo de caña de azúcar

Departamento	Superficie*	%
Escuintla	165.5	61.0%
Suchitepéquez	36.2	13.3%
San Rosa	30.6	11.3%
Retalhuleu	23.0	8.5%
Otros 7 deptos.	16.0	5.9%
Total	271.3	100.0%

Los ingenios azucareros son autosuficientes en el ámbito energético, esto se debe a que generan su propia energía eléctrica y el resto se vende al mercado del país. Durante el periodo de zafra los ingenios azucareros aportan el 32% de la demanda energética en toda la república. Aprovechando los desechos de la caña como es el bagazo, para realizar la cogeneración.

Figura 9. Producción total durante la zafra 2014-2015.

Producción total de azúcar durante la zafra 2014-15



Los ingenios se encuentran localizados geográficamente en la costa sur de Guatemala, principalmente en los municipios de Suchitepéquez y Escuintla. Esto se debe a que en esos municipios se encuentran las condiciones ambientales más adecuadas para el crecimiento y desarrollo de las plantaciones de la caña de azúcar.

Figura 10. Localización geográfica de la zona cañera de la costa sur de Guatemala.



(Asazgua, 2012)

E. Proceso de obtención de azúcar

Este proceso parte de la siembra de caña, este debe darse a las condiciones óptimas para obtener una buena producción. El corte de caña se realiza de forma manual, luego se traslada a la fábrica por medio de camiones tratando que tenga la menor cantidad posible de tiempo de permanencia. Al momento de esta llegar a la fábrica, se realizan los siguientes pasos secuenciales para la elaboración del producto final (azúcar):

1. Preparación de caña

La caña que llega al patio, mayormente es verde, sin quemar y a granel. Esta viene en las jaulas (unidad receptora de caña), las cuales facilitan su descarga. La caña es pesada en básculas, descargada en mesas de caña en las cuales se les agrega agua para eliminar solidos indeseables como tierra o pierdas, luego pasa por desfibradoras que transforma en pequeñas fracciones los tallos haciendo uso de cuchillas fijas hasta reducir su tamaño a astillas, para que sea más fácil extraer el jugo en el siguiente proceso.

2. Molienda

Los molinos están compuestos de rodillos y el fin de estos equipos es obtener la mayor separación de los elementos de la caña (fibra y jugo). El jugo primario, el que proviene del primer molino, es únicamente de la molienda de la caña, sin ningún componente adicional. En los siguientes molinos se adiciona agua de inhibición para extraer más fácilmente la sacarosa y obtener la mayor cantidad posible, el bagazo que sale del primer molino pasa por el segundo molino, tercero y así sucesivamente hasta llegar al sexto molino. Finalmente, el jugo extraído es bombeado a la fábrica y el bagazo se traslada a las calderas para utilizarlo como combustible.

3. Sulfitación y alcalinización

Luego de los molinos pasa por coladores para eliminar la mayor parte de bagacillo, después se traslada al proceso de sulfatación y alcalinización. En el proceso de sulfatación primero se le agrega dióxido de azufre para llevar a cabo el proceso de blanqueado del jugo, seguido por una alcalinización haciendo uso de cal hidratada para balancear el pH y fomentar la formación de floculos con las impurezas. El jugo ya alcalizado ingresa a los clarificadores para concentración de lodos.

4. Clarificación

Posteriormente a la sulfatación y alcalinización, el jugo pasa por calentadores para facilitar la sedimentación de impurezas que tenga el jugo y luego a clarificación. En este proceso se desea quitarle los lodos a la solución, se sedimentan las impurezas y el jugo claro queda en la parte superior y se extrae. El lodo se traslada a los filtros de cachaza en donde dejan pasar el jugo y retienen la cachaza que se utiliza como abono, el jugo clarificado se dirige a los evaporadores.

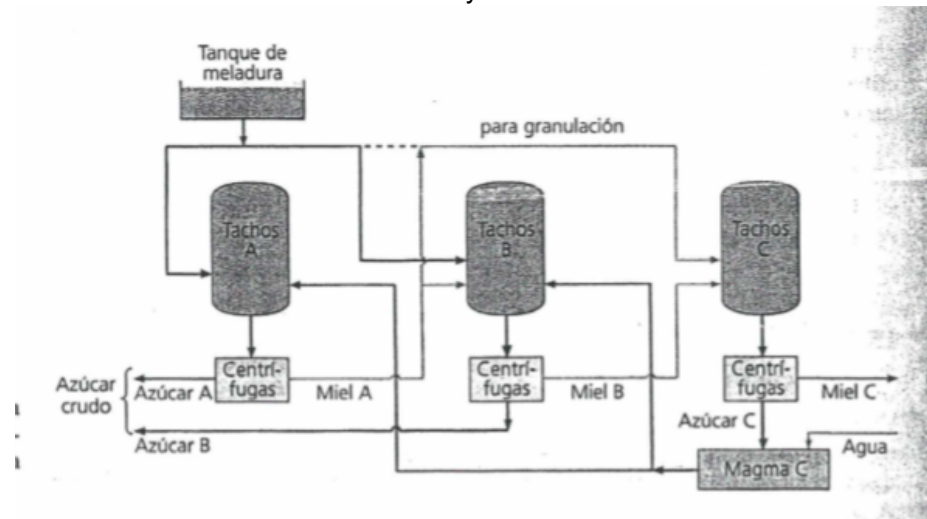
5. Evaporación

En este proceso se tiene un batería de evaporadores, tienen como fin concentrar el jugo claro que provenía de los clarificadores, se debe concentrar de tal forma que en el último evaporador se obtenga meladura. En este proceso se extrae cerca del 80% de la cantidad de agua de la solución, hasta obtener el jarabe. Se logra concentrar el jugo clarificado entre 65 y 68% de solidos disueltos, como máximo 72% de grados Brix. El vapor que se ingresa a los evaporadores es saturado, en un rango de presión de 180 a 250 kPa, generalmente los últimos efectos utilizan vacío entre 25 y 27 pulgadas de mercurio, y una presión entre 12 y 17 kPa.

6. Cristalización

En este proceso se utilizan unos equipos llamados tachos, son de un solo efecto al vacío. Se lleva a cabo en un proceso de varios tachos, para lograr obtener la mayor concentración de sacarosa. En este proceso se recibe la meladura de los evaporadores y se concentra hasta obtener cristales de azúcar y miel. Los cristales de sacarosa se separan de la miel en las centrifugas, las mieles vuelven a los tachos para ser agotadas y por último se utilizan como materia prima en otras industrias (destilerías).

Figura 11. Diagrama convencional de tres etapas de cocimiento para producir azúcares A y B



(Rein, 2012)

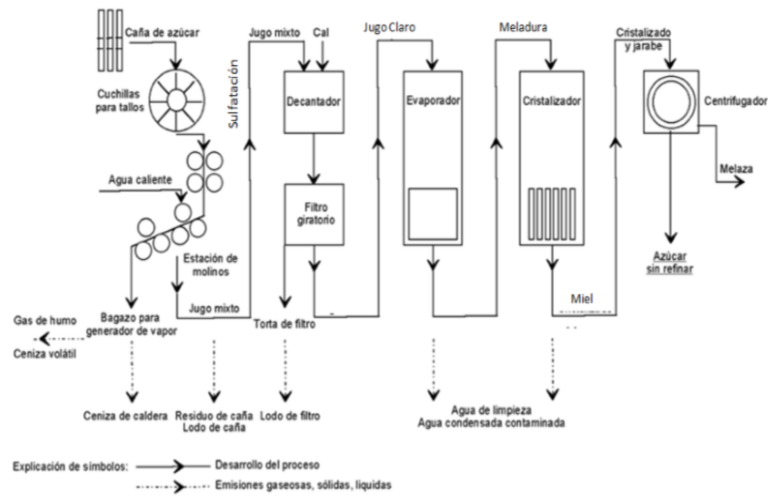
7. Centrifugación, secado y enfriado

Se recibe la masa de los tachos a las centrifugas de alta velocidad, este proceso es el que separa los granos de azúcar del licor madre. En este proceso se lava el azúcar para quitar restos de miel. El azúcar de primera calidad retenida en las mallas de las centrifugas, es disuelta con agua caliente para ser enviada a refinería y continuar el proceso, recibe el nombre de licor. Posteriormente se trasladan los granos de azúcar a un proceso de secado y enfriado.

8. Envasado

Se traslada el azúcar a bodegas en donde se encuentra a granel o se empaca en sacos de distintos tamaños según los requerimientos de los clientes. (Chen, 1993)

Figura 12. Esquema proceso de fabricación de azúcar a partir de caña de azúcar.



(Guía de Protección Ambiental Tomo II, 1996)

F. Análisis de equipos de evaporación:

La evaporación es una operación unitaria que tiene como objetivo concentrar una solución de soluto no volátil en un solvente volátil. Se vaporiza una parte del solvente para producir una solución concentrada de licor espeso. (McCabe, 2007)

En los evaporadores que se utilizan en las industrias azucareras, se forman de una calandria tubular, la cual transfiere calor intercambiando temperaturas. El vapor que es el que proporciona el calor envuelve los tubos en su parte exterior y el jugo que se va a evaporar está en la parte interna. En el caso que estén dos fluidos con temperaturas diferentes, uno en cada lado de la pared, se transmite una cantidad de transferencia de calor de uno a otro. (Rein, 2012)

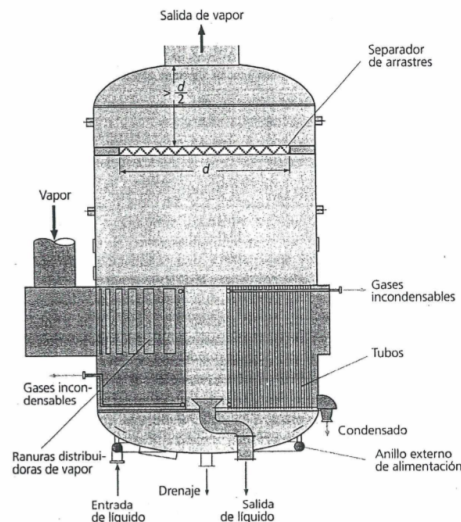
1. Fundamentos de la evaporación

Este proceso es una operación unitaria que depende de varios factores para funcionar de manera óptima y se deben de tener controlados para que no suceda inconveniente con el proceso o el equipo. Algunas de las variables más importantes que se deben controlar son: Punto de ebullición, presión, concentración, sensibilidad a la temperatura e incrustaciones. (Rein, 2012)

2. Tipo de evaporador más utilizado en la industria azucarera, Evaporadores Robert

Fueron introducidos por primera vez en 1850 por Robert, él era encargado de una fábrica de azúcar en Seelowitz, Moravia. En la actualidad son el tipo más comúnmente utilizado, se componen de tubos con aproximadamente 38 a 51 mm de diámetro y longitudes de tubo en el rango de 1.5 a 3m. Algunas de las calandrias en este tipo de equipos se componen de un tubo bajante, en el centro del evaporador esto para mejorar la circulación y la transferencia de calor, y favorece a la ubicación de la salida del líquido concentrado. Es necesario tener cuidado con la distribución de los cuerpos por debajo de la calandria, este debe de ser uniforme. Una ventaja del proceso es la evaporación por descompresión instantánea “flash” de la entrada de líquido, favorece la circulación y transferencia de calor. (Rein, 2012)

Figura 13. Evaporador tipo Robert con cinturón de vapor y descarga central de líquido.



(Rein, 2012)

3. Evaporadores de simple efecto con vacío.

La mayoría de los evaporadores son calentados con vapor de agua la cual se condensa sobre tubos metálicos y se desecha. El utilizar vacío moderado para operar los evaporadores es una práctica común, para que las soluciones puedan llegar al punto de ebullición a una menor temperatura. Esto provoca un incremento en la diferencia de temperatura entre el vapor condensante y el líquido en ebullición, por lo mismo aumenta la velocidad de transferencia de calor. (McCabe, 2007)

4. Evaporadores de múltiple efecto

Cuando existe un arreglo en serie de evaporadores para aprovechar el uso del vapor de una mejor forma, con una mejor recuperación de calor. En este proceso el vapor procedente de uno de los evaporadores se introduce como alimentación en el elemento calefactor del segundo, así sucesivamente hasta que después del último efecto es condensado. (McCabe, 2007)

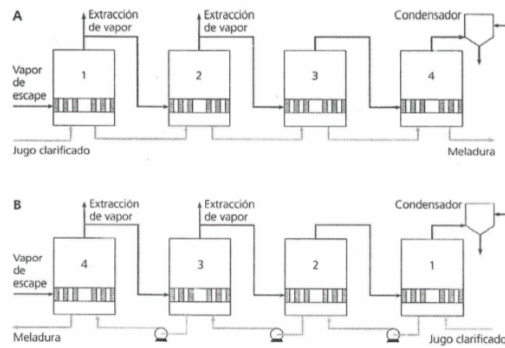
5. Principio de Rillieux

La evaporación por múltiples efectos fue desarrollada por Norbert Rillieux en Luisiana y patentada hacia 1840. Este principio ha impactado en muchas industrias como la azucarera principalmente. Rillieux realizó investigaciones en la industria azucarera, a partir de esto estableció ciertos principios para el diseño y funcionamiento de evaporadores. Uno de los principios es que un evaporador múltiple efecto con N efectos, un kg de vapor evaporara N kg de agua y el otro es que cuando se realizan extracciones de vapor desde el i-ésimo efecto de un tren evaporador multi-efecto de N efectos, para poder utilizarlas en sustitución de escape en otra aplicación distinta de los evaporadores, el ahorro del vapor será i/N veces la cantidad de vapor utilizada para esta tarea. (Rein, 2012)

6. Sistemas de flujo

El más comúnmente utilizado es el concurrente, este es el que tiene los flujos de vapor y líquido en la misma dirección, el cual tiene como ventaja que se minimiza la formación de color, la corriente con mayor concentración es la que se procesa a menor temperatura, entre otras. En otros casos se encuentra la contracorriente, este es el que tiene los flujos de vapor y líquido en distinta dirección, estos tienen la ventaja que resultan en una mayor concentración y el líquido que tiene una viscosidad más alta se evapora en el efecto con mayor temperatura. (Rein, 2012)

Figura 14. Diferentes arreglos de evaporadores múltiple efecto: A Flujo concurrente y B Flujo contracorriente.



(Rein, 2012)

7. Balances de masa y energía en evaporadores de múltiple efecto

Según lo que refiere la conservación de la materia, que en un sistema cerrado que permanece constante, se determinaron las entradas y salidas de los componentes del sistema de evaporación haciendo uso de las siguientes ecuaciones:

Para efectos de la investigación el balance general de un evaporador se realizó por medio de la siguiente ecuación:

$$m_{vo} + m_{lo} = m_{l1} + m_{v1} + m_{c1}$$

Ecuación 9. Balance general.

Debido a que no se contaba con datos exactos de flujos de condensados, se asumió que todo el vapor que entra se condensa. La ecuación se redujo a la siguiente ecuación:

$$m_{vo} + m_{lo} = m_{l1} + m_{v1}$$

En donde:

Mvo = entrada de vapor, kg/h

Mlo = entrada de jugo claro, kg/h

MI1= salida de jugo concentrado, kg/h

Mv1= evaporado, kg/h

Ecuación 10. Balance de masa.

Este se lleva a cabo únicamente en la entrada de jugo claro y salida de jugo concentrado, debido a que en estos es donde ocurre un cambio de concentración.

$$m_{l0}W_{DS,l0} = m_{l1}W_{DS,l1}$$

En donde:

M_{l0} = flujo másico de entrada, kg/h

W (DS, l_0) = concentración de entrada, grados brix

M_{l1} = flujo másico de salida, kg/h

W (DS, l_1) = concentración de salida, grados brix

Ecuación 11. Balance de soluto.

$$m_{v0}H_{v0} + m_{l0}H_{l0} = m_{l1}H_{l1} + m_{v0}H_{c1} + m_{v1}H_{v1}$$

En donde:

H_{v0} = Entalpía del vapor de entrada, kJ/kg

H_{l0} = Entalpía de jugo claro, kJ/kg

H_{l1} = Entalpía de jugo concentrado, kJ/kg

H_{c1} = Entalpía de condensados, kJ/kg

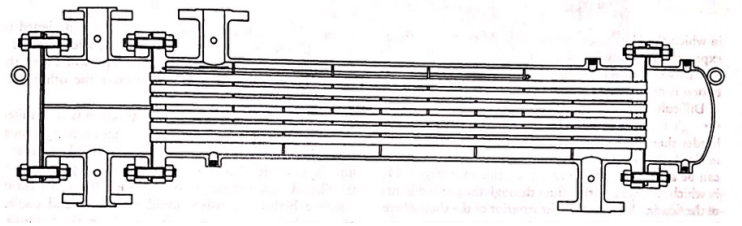
H_{v1} = Entalpía del evaporado, kJ/kg

Ecuación 12. Balance de energía

G. Análisis de intercambiadores de calor.

Los intercambiadores de calor más utilizados son los de coraza y tubos, y de placas. El primero contiene una gran cantidad de tubos empacados en una coraza. La transferencia de calor se da a medida que uno de los fluidos se mueve por dentro de los tubos y el otro por la coraza. Estos intercambiadores son aptos para aplicaciones donde las presiones y temperaturas son altas; sin embargo, requieren de gran espacio para su instalación. Estos se clasifican según la cantidad de pasos que tengan en la coraza y en los tubos. (Cengel, 2007)

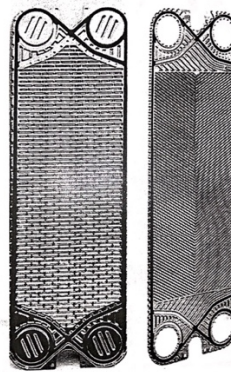
Figura 15. Ejemplificación de un intercambiador de calor de coraza y tubos de dos pasos en los tubos y un paso en la coraza.



(Fraas, 1989)

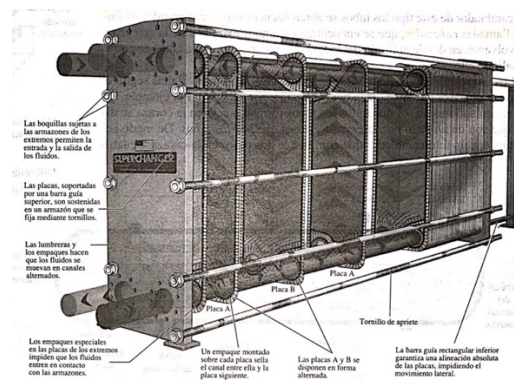
Los intercambiadores de calor de placas consisten en una serie de placas con pasos corrugados o canales para el paso del flujo. Los flujos del fluido frío y caliente se mueven en pasos alternados, logrando así que cada corriente de fluido frío quede rodeada por dos corrientes de fluido caliente, ayudando así a tener una transferencia de calor eficaz. Estos resultan ser adecuados para aplicaciones en las que las presiones son bajas y no requieren de grandes espacios. (Cengel, 2007)

Figura 16. Placas corrugadas utilizadas en intercambiadores de placas.



(Fraas, 1989)

Figura 17. Intercambiador de placas.



(Cengel, 2007)

Comúnmente en un intercambiador de calor se tienen dos fluidos que están separados por una pared. Por lo que el proceso de transferencia de calor tiene asociadas dos resistencias por convección y una por conducción. Al analizar un intercambiador de calor las resistencias pueden combinarse en un coeficiente global de transferencia de calor. La resistencia por conducción en la determinación del coeficiente global de transferencia de calor puede ser despreciable, cuando la conductividad térmica del material es alta. (Cengel, 2007)

$$U = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}$$

Ecuación 13. Coeficiente de transferencia de calor global, (R pared ≈ 0).

Para el análisis de los intercambiadores de calor, se utiliza el método de la media logarítmica. Esta resulta útil, ya que la temperatura de los fluidos frío y caliente varían a lo largo del intercambiador. La temperatura media logarítmica se determina según la operación del intercambiador, es decir que si este trabaja en paralelo o a contraflujo. (Cengel, 2007)

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)}$$

Para flujo paralelo:

$$\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,ent}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,sal}$$

Para contraflujo:

$$\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,sal}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,ent}$$

Ecuación 14. Temperatura promedio entre la entrada y la salida del jugo.

Con la temperatura media logarítmica se podrá determinar la cantidad de calor que transfiere el intercambiador de calor.

$$Q = U A \Delta T_{ml}$$

Ecuación 15. Calor que transfiere un intercambiador de calor.

Al trabajar con intercambiadores de calor, puede que no se tenga toda la información del equipo disponible. Es decir, que ciertas variables se pueden medir con instrumentos, el resto se obtienen con un balance de masa y energía del equipo.

$$\Delta T_{Jugo} = T_{sal,Jugo} - T_{ent,Jugo}$$

Ecuación 16. Diferencia de temperatura entre la entrada y salida del jugo.

$$\lambda = (H^v - H^l)$$

Ecuación 17. Determinación de la lambda del vapor.

$$Q_{jugo} = m_{jugo} \cdot C_p \cdot \Delta T_{jugo}$$

Ecuación 18. Calor ganado por el jugo

$$Q_{vapor} = m_{vapor} \lambda$$

Ecuación 19. Calor cedido por el vapor.

$$m_{jugo} \cdot C_p \cdot \Delta T_{jugo} = m_{vapor} \lambda$$

Ecuación 20. Masa de vapor utilizada en calentadores.

«El número de Nusselt representa el mejoramiento de la transferencia de calor a través de una capa de fluido como resultado de la convección en relación con la conducción a través de la misma capa». Este número puede determinarse por medio de ecuaciones experimentales para geometrías definidas y la naturaleza del fluido. (Cengel, 2007)

Cuadro 1. Número de Nusselt sobre superficies de diferente forma geométrica.

Forma Geométrica	Ecuación Nusselt	Rango de Re y Pr
Sobre placa plana	$Nu = \frac{h L_c}{k} = 0.664 Re_L^{0.5} Pr^{1/3}$	$Re_L < 5 \times 10^5, Pr > 0.6$
Sobre placa plana	$Nu = \frac{h L_c}{k} = 0.037 Re_L^{0.8} Pr^{1/3}$	$5 \times 10^5 \leq Re \leq 10^7$ $0.6 \leq Pr \leq 60$
Sobre cilindros	$Nu = \frac{h L_c}{k} = 0.027 Re_L^{0.805} Pr^{1/3}$	$4 \times 10^4 \leq Re_L \leq 4 \times 10^5$

(Cengel, 2007)

1. Análisis de intercambiadores de calor de placas.

Shah indica un método para el cálculo de intercambiadores de calor de placas, en el cual utiliza los canales de las placas con el fin de obtener un diámetro equivalente. De esta manera se calcula el factor de Fanning en la placa. En esta referencia literaria, se muestran ecuaciones experimentales para el número de Nusselt, lo cuál resulta útil para la determinación de coeficientes de transferencia de calor por convección en este tipo de equipos.

$$X = \frac{2\pi a}{\Lambda}$$

$$\phi = \frac{1}{6} \left(1 + \sqrt{1 + X^2} + 4 \sqrt{1 + \frac{X^2}{2}} \right)$$

Ecuación 21. Factores de Shah.

$$G = \frac{m_{\text{fluido}}}{2aW}$$

Ecuación 22. Flux de materia para los fluidos.

$$D_h = \frac{4a}{\phi}$$

Ecuación 23. Diámetro hidráulico para los canales de la placa.

$$Re = \frac{GD_h}{\mu} = \frac{\rho v D_{\text{tubo}}}{\mu}$$

Ecuación 24. Número de Reynolds.

$$f_o = \begin{cases} \frac{16}{Re} & \text{para } Re < 200 \\ (1.56 \ln Re - 3.0)^{-2} & \text{para } Re \geq 2000 \end{cases}$$

$$f_o = \begin{cases} \frac{149.25}{Re} + 0.9625 & \text{para } Re < 200 \\ \frac{9.75}{Re^{0.289}} & \text{para } Re \geq 2000 \end{cases}$$

Ecuación 25. Determinación de factores de Fanning.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = \frac{\cos(\beta)}{\left(0.045 \tan(\beta) + 0.09 \sin(\beta) + \frac{f_o}{\cos(\beta)}\right)^{\frac{1}{2}}} + \frac{1 - \cos(\beta)}{\sqrt{3.8f_1}}$$

Ecuación 26. Coeficiente de fricción de Fanning.

$$Nu = \frac{hD_h}{k} = 0.205Pr^{\frac{1}{3}}(f Re \sin(2\beta))^{0.374}$$

Ecuación 27. Numero de Nusselt para intercambiadores de placas.

2. Análisis de intercambiadores de coraza y tubos.

En el caso de los intercambiadores de coraza y tubos, la transferencia de calor por convección dentro de los tubos y la coraza se analizan de manera distinta. (Cengel, 2007)

$$v_{jugo} = \frac{V_{jugo}}{A_k}$$

Ecuación 28. Velocidad del jugo en tubos del intercambiador de calor de coraza.

$$A_{eq} = \frac{\pi}{4} (d_{eq})^2$$

Ecuación 29. Área equivalente de la coraza.

$$v_{vapor} = \frac{V_{vapor}}{A_{eq}}$$

Ecuación 30. Velocidad del vapor en la coraza.

En los tubos, en estos se tiene un flujo turbulento en el que $Re > 10,000$. El flujo turbulento resulta beneficioso, ya que aumenta los coeficientes de transferencia de calor asociados con él. El número de Reynolds, el cual como ya se mencionó, determina la región del flujo que pasa por una superficie de geometría definida. (Cengel, 2007)

$$Re = \frac{\rho v d_t}{\mu}$$

Ecuación 31. Número de Reynolds.

Cabe mencionar que el número de Reynolds corresponde a cada fluido, por lo que está en función de las propiedades de este.

La velocidad del flujo en los tubos se verá afectada por la cantidad de pasos que el intercambiador pueda tener. Ya que el flujo se distribuirá en los diferentes tubos que el paso tenga. Esta velocidad se determina mediante el área de flujo disponible, la cual junto con el caudal determinan la velocidad en cada paso. (Cengel, 2007)

$$A_k = \frac{N_{tubos} * A_{tubo}}{No. Pasos}$$

Ecuación 32. Área de flujo en los tubos de un intercambiador de coraza y tubos

La ecuación de Nusselt para el flujo turbulento en una tubería se describe por la ecuación de Dittus - Boelter

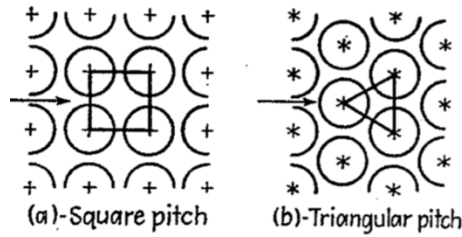
$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n$$

Ecuación 33. Ecuación de Dittus - Boelter para el Número de Nusselt.

donde $n = 0.4$ para el calentamiento y $n = 0.3$ para enfriamiento. (Cengel, 2007)

En la coraza de un intercambiador de calor, el fluido se mueve entre el banco de tubos y la coraza. En estos arreglos de tubos, se tienen configuraciones alineadas y escalonadas. (Kern, 1983)

Figura 18. Configuraciones de los tubos en un banco de tuberías.



(Kern, 1983)

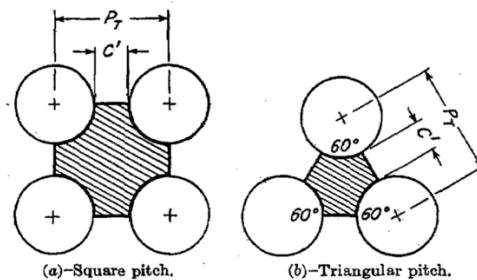
En la coraza, el análisis de transferencia de calor se complica debido al efecto del banco de los tubos, por lo que es necesario considerar más aspectos para su cálculo. (Kern, 1983)

Puede resultar muy intuitivo determinar la velocidad del fluido que pasa en ella mediante el uso del área y el caudal. Sin embargo, esto no es correcto, ya que se necesita considerar el cambio que pueda tener el flujo según la distribución de los tubos, número de tubos y separación de estos. Por lo que se debe utilizar una correlación que sea capaz de tomar en cuenta el tamaño, cercanía, y configuración de los tubos. Esto se logra mediante el uso de un diámetro equivalente. El diámetro equivalente para un arreglo triangular se define como: (Kern, 1983)

$$d_e = \frac{4 \left(\frac{1}{2} P_T * 0.86 P_T - \frac{1}{2} \pi d_t \right)}{\frac{1}{2} \pi d_t}, (in)$$

Ecuación 34. Diámetro equivalente de la coraza, para un intercambiador de coraza y tubos con arreglo triangular.

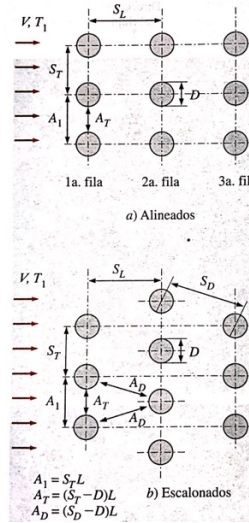
Figura 19. Diámetro equivalente para diferentes arreglos de tubos.



(Kern, 1983)

Ahora bien, como el flujo se ve afectado por el arreglo del banco, se deben de tomar en cuenta una velocidad máxima la cual dominará las características del flujo que se tiene dentro del banco. Esta se determina en base a la distribución de los tubos y distancias entre ellos de la siguiente manera: (Cengel, 2007)

Figura 20. Parámetro para determinación de V_{max} .



(Cengel, 2007)

De esta forma se podrá calcular la velocidad máxima sobre el banco, para lo cual se utiliza el siguiente criterio:

Cuadro 2. Criterios para el cálculo de V_{max} .

Criterio	Ecuación V_{max}
Si, $2A_D > A_T$	$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - d_{tubo}}$
Si, $2(S_D - d_{tubo}) < (S_T - d_{tubo})$	$V_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - d_{tubo})} v$

(Cengel, 2007)

El número de Reynolds se define con respecto a la velocidad máxima

$$Re = \frac{\rho V_{max} d_{tubo}}{\mu}$$

Ecuación 35. Número de Reynolds para la velocidad máxima en banco de tubos.

$$U_{limpio} = \frac{h_{jugo} * h_{vapor}}{h_{jugo} + h_{vapor}}$$

Ecuación 36. Coeficiente de transferencia de calor global para el intercambiador limpio.

$$U_{actual} = \frac{Q}{\Delta T_{LM} * A_{Tdc}}$$

Ecuación 37. Coeficiente de transferencia de calor global para el intercambiador en las condiciones actuales de operación.

$$U_{actual} = \frac{Q}{\Delta T_{LM} * A_{Tdc} * F}$$

Ecuación 38. Coeficiente de transferencia de calor global para intercambiadores de coraza y tubos.

$$R_d = \frac{U_{limpio} - U_{actual}}{U_{limpio} * U_{actual}}$$

Ecuación 39. Resistencia total de incrustación en intercambiadores de calor.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{jugo}} + \frac{1}{h_{vapor}} + R_d$$

Ecuación 40. Coeficiente de transferencia global de calor tomando en cuenta las incrustaciones.

$$Nu = 0.664 Re^{0.5} Pr^{\frac{1}{3}}$$

Ecuación 41. Número de Nusselt para el aire circundante a los intercambiadores de calor de placas.

$$Nu = 0.027 Re^{0.805} Pr^{\frac{1}{3}}$$

Ecuación 42. Número de Nusselt para el aire circundante a los intercambiadores de calor de coraza y tubos.

Para la determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección, es necesaria de una ecuación de Nusselt que tome en cuenta la distribución de los tubos, su región y número de Prandtl (Tabla 17). (Cengel, 2007)

La conducción es otro fenómeno de transferencia de calor que se tiene en el análisis de los intercambiadores de calor. Esta se define como la transferencia de energía que se tiene entre las partículas más energéticas y las adyacentes, esto se debe a la interacción entre partículas. La conducción puede suceder en líquidos, gases y sólidos, sin embargo, es mayor en el último. (Cengel, 2007)

La transferencia de calor por convección a través de un medio depende del material, su grosor, su configuración geométrica y el diferencial de temperatura a través de este. Esta razón de transferencia es proporcional al cambio de temperatura y al área de la superficie, pero inversamente proporcional a su grosor. (Cengel, 2007)

Se define como:

$$Q_{cond} = k A \frac{T_1 - T_2}{L}$$

Ecuación 43. Número de Reynolds para la velocidad máxima en banco de tubos.

El último fenómeno de transferencia de calor a analizar es la radiación, la cual es emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas como resultado de los cambios de configuración electrónica de átomos o moléculas. Este fenómeno posee características diferentes a la conducción y convección, ya que no requiere la presencia de un medio para transferirse, es más rápida y no sufre variaciones en el vacío. (Cengel, 2007)

La determinación de la radiación entre dos medios se define como

$$Q_{rad} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{alred}^4)$$

Ecuación 44. Transferencia de calor por radiación.

Todos los fenómenos de transferencia de calor se pueden tomar en cuenta mediante la resistencia térmica, la cual es análoga a el análisis de redes eléctricas. En esta, la transferencia de calor totas es la suma de las transferencias a través de cada capa. Las

redes de resistencia pueden ser en serie o en paralelo. El calor a través una resistencia en serie será constante, mientras que en paralelo estos se suman. (Cengel, 2007)

$$Q_{res} = \frac{(T_1 - T_2)}{R_{total}}$$

Ecuación 45. Calor utilizando el concepto de resistencia térmica

$$Q_{conv} = h A (T_s - T_\infty)$$

Ecuación 46. Pérdida de calor por convección.

$$Q_{pérdido\ tota} = Q_{res} + Q_{rad} + Q_{conv}$$

Ecuación 47. Pérdida total de calor para intercambiadores de calor.

$$\eta = 1 - \frac{Q_{pérdido\ tota}}{Q_{ganado}}$$

Ecuación 48. Eficiencia para intercambiadores de calor.

La resistencia total dependerá de los fenómenos que se tengan en la dirección del calor, conducción o convección. Por lo que para estos dos la resistencia se define como

$$a) R_{cond} = \frac{L}{k A}$$

$$a) R_{conv} = \frac{1}{h A}$$

Ecuación 49. Resistencias para la conducción (a) y convección (b) para una pared plana.

$$R_{vapor} = \frac{1}{h_{vapor} * A_{TDC}}$$

Ecuación 50. Resistencia por convección el vapor en calentadores de placas.

$$R_{aire} = \frac{1}{h_{aire} * A_{TDC}}$$

Ecuación 51. Resistencia por convección del aire en calentadores de placas.

$$R_{total} = R_{vapor} + R_{aire}$$

Ecuación 52. Resistencia Total por convección en calentadores de placas.

$$R_{aire} = \frac{1}{h_{aire} * A_{cilindro}}$$

Ecuación 53. Resistencia por convección del aire circundante en calentadores de coraza y tubos.

$$R_{total} = R_{vapor} + R_{pared} + R_{aire}$$

Ecuación 54. Resistencia Total por convección en calentadores de placas.

$$R_{vapor} = \frac{1}{h_{vapor} * A_{TDC}}$$

Ecuación 55. Resistencia por convección el vapor en calentadores de placas.

En la conducción se tienen configuraciones geométricas varias y no únicamente paredes planas. Por lo que es necesario ecuaciones que representan la resistencia para las diferentes geometrías. Un ejemplo es la resistencia por conducción para un cilindro. (Cengel, 2007)

$$R_{cond,cil} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \pi L k}$$

Ecuación 56. Resistencias para la conducción en un cilindro.

Dentro de la resistencia que determina el coeficiente global de transferencia de calor, se deben incluir una más. Esta corresponde al factor de incrustación, el cual es el efecto neto de la acumulación de residuos sobre el área de transferencia de calor. El tener un equipo incrustado lleva a una disminución de la transferencia de calor. (Cengel, 2007)

H. Análisis de tachos

El análisis de tachos, debido a su configuración interna, es similar a la de un intercambiador de coraza y tubos. Por lo que el procedimiento y análisis de transferencia de calor puede ser aplicado.

La transferencia de calor por convección natural se lleva a cabo gracias a un fenómeno de desplazamiento por diferencia de densidades. El gas que se encuentra a mayor

temperatura sube dejando espacio al que está a una menor temperatura para que entre en contacto con la superficie caliente, causando el fenómeno de corriente de convección natural. Existe una fuerza causada por el campo gravitacional que favorece a este desplazamiento hacia arriba de un fluido menos denso en un fluido más denso. La fuerza que ejerce un fluido sobre un cuerpo sumergido completa o parcialmente en él es conocida como fuerza de flotabilidad, flotación o de empuje hidrostático, la magnitud de esta fuerza es igual al peso del fluido desplazado por dicho cuerpo. Como se muestra en la siguiente ecuación.

$$F_{\text{Flotabilidad}} = \rho_{\text{fluido}} g V_{\text{cuerpo}}$$

Donde:

ρ_{fluido} = densidad del fluido

g = aceleración gravitacional

V_{cuerpo} = volumen de la parte del cuerpo sumergida en el fluido

Ecuación 58. Fuerza de flotabilidad. (Cengel – 2007)

Una de las variables más importantes en la transferencia de calor es la temperatura, para asociar el estudio de la fuerza flotante es necesario asociarla a la variación de temperatura. Para esto necesitamos expresar la diferencia de densidades en términos de la diferencia de temperaturas, existe una propiedad que puede expresar esta diferencia de densidades en términos de la temperatura a presión constante. La propiedad se conoce como coeficiente de expansión volumétrica, expresada por la siguiente ecuación.

$$\beta = \frac{1}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_P = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P$$

Donde:

ρ = densidad del fluido

$\frac{\partial T}{\partial V}$ = variación de la temperatura con el volumen

V = volumen de la parte del cuerpo sumergida en el fluido

$\frac{\partial \rho}{\partial T}$ = variación de la densidad con la temperatura

Ecuación 59. Coeficiente de expansión volumétrica. (Cengel – 2007)

Si se asume un modelo en el que el fluido de trabajo es un gas ideal la expresión se simplifica debido a que $P = \rho RT$, entonces el coeficiente de expansión volumétrica a una

temperatura T es igual al inverso de la misma, con la restricción que la temperatura debe de ser expresada en escala absoluta, como se ve en la siguiente ecuación.

$$\beta = \frac{1}{T}$$

Donde:

T = Temperatura absoluta del fluido

Ecuación 60. Coeficiente de expansión volumétrica. (Cengel – 2007)

Como todo fenómeno de transferencia de calor la convección natural se ve influenciada por el uso de números adimensionales que pueden describir la razón entre distintas fuerzas o factores que se ven involucrados en los fenómenos de transferencia de calor. En el caso de la convección natural uno de ellos es el número de Grashof el cual representa la razón entre la fuerza de flotabilidad y la fuerza viscosa que actúan sobre el fluido. Este número adimensional rige el régimen de flujo en la convección natural, el cual se define con la siguiente ecuación.

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2}$$

Donde:

g = fuerza de gravedad

β = coeficiente de expansión volumétrica

T_s = temperatura de superficie

T_∞ = temperatura del entorno

L_c = longitud característica

ν^2 = viscosidad cinemática

Ecuación 61. Número de Grashof. (Cengel – 2007)

Convección natural sobre superficies, esta depende de varios factores, entre ellos la configuración geométrica de la superficie, la disposición de la misma así como de las propiedades termofísicas del fluido que interviene. Debido a la complejidad del movimiento del fluido en este tipo de convección es muy difícil obtener relaciones analíticas sencillas para la transferencia de calor. Existen algunas soluciones analíticas para este tipo de transferencia, que consisten en la resolución de las ecuaciones que rigen el movimiento y la energía. Las relaciones obtenidas carecen de aplicaciones generales, ya que se obtienen en base a configuraciones geométricas simples. Para los números adimensionales en este tipo de convección tenemos que,

$$Nu = \frac{hL_c}{k} = C(Gr_L Pr)^n = C Ra_L^n$$

Donde:

L_c = longitud característica

k = conductividad térmica del fluido

h = coeficiente de transferencia de calor por convección

Ra_L = número de Raleigh

Pr = número de Prandtl

C = constante determinada de forma experimental

n = constante determinada de forma experimental

Ecuación 62. Número de Nusselt. (Cengel – 2007)

El número de Raleigh es el producto entre el número de Grashof y el número de Prandtl, por lo que el número de Raleigh se considera como la razón de las fuerzas de flotabilidad y los productos de las difusividades térmica y de cantidad de movimiento, el cual se expresa con la siguiente ecuación.

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} Pr$$

Donde:

g = fuerza de gravedad

β = coeficiente de expansión volumétrica

T_s = temperatura de superficie

T_∞ = temperatura del entorno

L_c = longitud característica

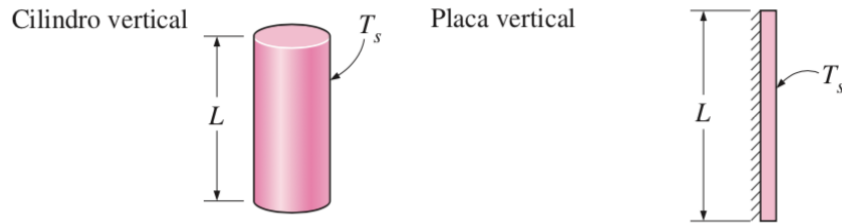
ν^2 = viscosidad cinemática

Pr = número de Prandtl

Ecuación 63. Número de Raleigh. (Cengel – 2007)

Ya que esta convección depende del tipo de configuración geométrica que se va a analizar existen dos casos que se relacionan según ciertas condiciones, como lo son el cilindro y la placa vertical. Como se ve en la siguiente figura.

Figura 21. Disposición geométrica en convección natural.



Obtenida de: “Cengel Y., (2007), Transferencia de Calor y Masa, fundamentos y aplicaciones, México, McGraw-Hill “.

Si el cilindro vertical cumple con la relación de $D \geq \frac{35L}{Gr_L^{1/4}}$ entonces el cilindro puede ser tratado como una placa vertical, por lo que la ecuación para obtener el número de Nusselt sería la siguiente.

$$Nu = \frac{hD}{k} = \left(0.825 + \frac{0.387Ra_L^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right)^2$$

Donde:

D = diámetro del cilindro

k = conductividad térmica del fluido

h = coeficiente de transferencia de calor por convección

Ra_L = número de Raleigh

Pr = número de Prandtl

Ecuación 64. Número de Nusselt .(Cengel – 2007)

I. Aislantes térmicos

Se le llama un aislante térmico cuando un material tiene la capacidad de oponerse al paso del calor. Dependiendo de la resistencia térmica que tenga, esta es evaluada. Un material es denominado aislante cuando su coeficiente de conductividad térmica es menor a 0.10 W/mK medido a 20 C.

$$r_{cr,max} = \frac{k_{max,aislamiento}}{h_{min}}$$

En donde:

k (max, aislamiento) = conductividad térmica máxima del aislante, W/mK

h min = coeficiente de transferencia de calor por convección mínimo, W/m² K

Ecuación 65. Determinación del radio crítico.

Los materiales de aislamiento térmico se utilizan en la industria para recubrir los equipos de intercambio de energía como calderas, tachos, intercambiadores de calor, entre otros, con el objetivo de optimizar el aprovechamiento de la energía que poseen los fluidos o materiales dentro de las plantas de producción.

1. Análisis de aislantes térmicos.

a. Convección

Transferencia de calor que se da entre un fluido en movimiento y una superficie, debido a una diferencia de temperatura. Se clasifica de acuerdo con el tipo de flujo como forzada o libre. Convección forzada es toda aquella que ocurre debida a un medio externo al fluido (ventiladores, bombas, etc.). Convección libre es causada por las fuerzas de empuje debidas a la diferencia de densidad del fluido, debido a la diferencia de temperatura.

Para el proceso de convección libre las moléculas se mueven aleatoriamente lo que aumenta la transferencia de calor, debido a un gradiente de temperatura. La ecuación que la describe es:

$$q'' = h(T_s - T_\infty)$$

Donde:

h = *coeficiente de convección.*

T_s = temperatura de la superficie.

T_∞ = temperatura del medio.

Ecuación 66. Convección.

Debido a que en convección forzada el fluido se encuentra en movimiento se debe hacer el análisis por medio de flujos para lo que se usan el número de Nusselt, Reynolds, Prandtl y Rayleigh.

$$\text{Reynolds } R_e = (VX/v)$$

$$\text{Prandtl } P_R = \left(\frac{V\rho c_p}{k_f} \right)$$

$$\text{Rayleigh } R_a = \left(\frac{g\beta\rho c_p(\Delta T)X^3}{vk_f} \right)$$

Donde:

V = velocidad del fluido.

X = longitud característica.

v = viscosidad cinemática del fluido.

ρ = densidad del fluido.

c_p = calor específico del fluido a determinada presión.

k_f = conductividad térmica del fluido.

g = la gravedad.

β = coeficiente de expansión volumétrica del fluido.

(Yunus A. Cengel, 2011)

Ecuación 67. Análisis de convección forzada.

Luego despejamos el número de Nusselt (N_u) y (h) el coeficiente convectivo de transferencia de calor.

$$h = \left(\frac{N_u k_f}{X} \right)$$

Ecuación 68. Coeficiente de transferencia de calor por convección.

Pero debido a la configuración de tuberías se y su geometría se utilizan distintas correlaciones para obtener el coeficiente conectivo de transferencia de calor.

b. Conducción

Transferencia de calor que se da por la interacción o contacto en las partículas, debido a una diferencia de energía producido por un cambio de temperatura, es un cambio difusivo. Generalmente se consideran a los materiales isotrópicos y que el flujo de calor se da en una dirección, por lo que se describe en la siguiente ecuación:

$$q'' = -k (dT/dx)$$

Donde:

k = conductividad termica del material aislante.

$\left(\frac{dT}{dx} \right)$ = diferencial de temperatura en un diferencial de distancia.

Ecuación 69. Transferencia de calor por conducción.

El signo negativo es para compensar el negativo del gradiente de temperatura e indica la dirección del flujo de calor.

c. Radiación

Transferencia de calor debida a la energía emitida por una superficie a través de ondas electromagnéticas, se debe a cambios de configuración en átomos o moléculas. El flujo de calor esta dado por la Ley de Stefan-Boltzmann.

$$q'' = \varepsilon\sigma T_s^4$$

Donde:

ε = es la emisividad (diferencia entre cuerpo real y cuerpo negro).

σ = constante de Stefan – Boltzmann

T_s = temperatura de la superficie.

Ecuación 70. Transferencia de calor por radiación.

Además, la radiación se presenta entre superficies muy pequeñas y superficies muy grandes que las rodean, separados por un gas que no interfiere en la radiación. La temperatura de los alrededores (T_∞).

$$q'' = \varepsilon\sigma(T_s^4 - T_\infty^4)$$

Ecuación 71. Transferencia de calor por radiación entre superficies.

2. Tuberías

Son conductos cuya función es transportar fluidos por una determinada distancia, se fabrican de distintos materiales. También pueden transportar materiales que no sean un fluido, para lo que se debe adecuar la tubería. La diferencia entre tubería que posee una sección circular y los conductos es que estos tienen distintas secciones.

La fabricación de las tuberías se da en diversos materiales según los requerimientos técnicos y económicos. Generalmente se usa hierro fundido, acero, latón, cobre, plomo, hormigón, poliéster reforzado con fibra de vidrio, PVC y polietileno de alta densidad (PEAD), entre otros. (Luszczewski, 1999)

La tubería fabricada en acero se hace por tres métodos distintos:

1. Acero estirado (sin soldadura) es un cilindro que se calienta en un horno y luego pasa a un proceso de extrusión. Donde pasa por un dado cilíndrico y posteriormente se hace el

agujero con un penetrador. Gracias a su homogeneidad esta tubería soporta mejor la presión en todas sus direcciones y su fabricación es la más comercial.

2. Costura longitudinal, una lámina se dobla para darle forma cilíndrica. La soldadura une los extremos y cierra el cilindro, formando una línea recta que sigue la generatriz. Al separar los rodillos se obtienen distintas curvas, por ende, diferentes diámetros. La soldadura es la parte más débil de la tubería y da la máxima tensión que admisible.
3. Soldadura helicoidal (espiral), la soldadura sigue la forma en la que la tubería fue roscada. Tiene una menor resistencia a la tensión. (Monroy, 2010)
4. La tubería fabricada por acero galvanizado puede ser fabricada por estiramiento o soldadura, pero antes se hace un proceso de galvanizado. Se fabrica con los diámetros que se requieren y poseen una mejor resistencia a la corrosión.
5. La tubería para abastecimiento de agua a baja presión y temperatura generalmente se hace con PVC, cobre, polietileno, acero y hierro dúctil. Mientras que las tuberías de alta presión, temperatura y caudal deben tener boquillas y tratamientos distintos.
6. Las tuberías por las que circula gas usan cobre o acero dependiendo de las presiones a soportar y el medio donde se instalan. Cuando son metálicas deben estar conectadas a tierra, para evitar incendios. Se inicia el uso de tuberías de materiales poliméricos en casos donde los requerimientos térmicos y mecánicos son menos exigentes.

La tubería de uso industrial cumple con distintas funciones y por ende tienen distintos requerimientos. En el transporte de energía o vapor se emplean aceros aleados con cromo y molibdeno. Para la producción de energía hidráulica o tubería forzada se usa tubería de hierro dúctil (máximo 2m de diámetro) o acero al carbono con soldadura en forma de costura. El transporte de fluidos como agua, gases, derivados del petróleo. Se hace para largas o cortas distancias y hace el transporte más rápido. (ASME A. S., 2002)

El diseño de tuberías se hace mediante distintas normas que principalmente son ISO, ANSI y ASME. Como las normas para tuberías en plantas de generación (ASME B31.1), la de plantas de proceso (ASME B31.3) y la de tubos y accesorios de fundición dúctil para la aplicación de agua o gas (ISO 2531).

Figura 22. Distintos materiales de tubería.



3. Transporte del jugo de caña y su tratamiento

El transporte del jugo de caña se da a través de tuberías que forman un sistema de transporte o red. Esta tubería debe soportar la presión que se imprime en las bombas y la temperatura que posee el jugo en sus distintos procesos hasta convertirse en azúcar. Para el diseño de este tipo de tubería se deben cumplir ciertas normas de construcción tanto para la parte técnica como para su funcionamiento y construcción. Además, existen normas para el transporte de alimentos sobre las residuales, limpiezas y tratamientos que se le pueden dar al material.

El sistema de interconexión tiene cambios de diámetro que van de 4 a 12 pulgadas debido al flujo de jugo, cambios en la temperatura del jugo y distintos procesos que cambian las composiciones químicas como el sulfitado, alcalizado, las evaporaciones y filtraciones que conforman los procesos para cambiar de jugo de caña a azúcar, alcoholes y cachaza. La temperatura del jugo de caña va desde aproximadamente la temperatura ambiente hasta los 105°C. Se debe tener en cuenta que la temperatura superior no puede sobrepasar los 125°C ya que esto causa la quemadura de la sacarosa, lo que produciría pérdidas en la producción de azúcar. Para esto se deben diseñar tuberías que cumplan con todas estas normas y que mantengan la operación de la fábrica continua durante la temporada de zafra. (CENGICAÑA, 2014)

4. Propiedades físicas de los materiales aislantes

Son todos aquellos elementos que restringen un elemento con el fin de evitar la transferencia de calor hacia otros espacios o elementos, es decir que evitan la formación de puentes térmicos. Puede hacerse mediante distintos materiales y técnicas de instalación. Reducir el flujo de calor en una dirección determinada resulta conveniente ya que representa un ahorro en el consumo de energía y se mejora la eficiencia de los distintos procesos en los que se involucra.

Los rangos de temperatura para los que se hacen los materiales aislantes se dividen de la siguiente forma:

Cuadro 3. Clasificación de los aislantes según temperatura.

Rango de temperatura (°C)	Clasificación
-73 a 16	Baja temperatura
16 a 315	Temperatura intermedia
315 a 815	Alta temperatura

El aislamiento es una forma barata y efectiva de evitar la pérdida de calor en un proceso. La principal característica de un aislante es tener muy poca conductividad térmica. Un aislante puede usar varios materiales al mismo tiempo. Las principales familias de aislantes térmicos son:

Los aislantes fibrosos son aquellos formados por filamentos de partículas pequeñas con una baja densidad, su porosidad es de cerca del 90%. Su colocación está definida por la temperatura que deben aislar para lo que se clasifican así: Fibra de vidrio hasta 540°C, Lana mineral hasta 750°C y fibra de sílice o alúmina hasta 1700°C. Además, según la temperatura se debe variar el espesor de estos. (ISOVER, Manual de Aislamiento en la Industria, 2010)

Los aislantes celulares son formados en tableros rígidos o flexibles, por celdas abiertas o cerradas. Tienen una baja densidad y conductividad térmica, pero su capacidad de compresión es regular y su capacidad de aislamiento es para temperaturas más bajas. Los más comunes en el mercado son el poliestireno expandido y el poliuretano. De este tipo se derivan los aislantes granulares que son materiales inorgánicos en formas prefabricadas. Existen diferentes niveles de aislamiento enfocados en el espesor del aislamiento. Que podemos ver indicados en la siguiente tabla:

Cuadro 4. Espesor de aislamiento según su función.

Espesor del aislamiento	Función
2mm a 20mm	Evitar lesiones en los operadores y minimizar costo.
15mm a 30mm	Reducir las pérdidas de calor, en función del costo óptimo.
30mm a 50mm	Reducir al máximo las pérdidas de calor, reducir el impacto en el medio y sin importar el costo.

Figura 22. Diferentes espesores de aislamiento.



(ISOVER, Aislamiento de Tuberías, 2018)

Muchos materiales aislantes tienen un tiempo de degradación que va del 5 al 18% por cada año de vida. Cuando un aislante térmico se humedece disminuye o pierde su capacidad de aislar. Siempre que se selecciona un aislante se debe conocer la documentación del fabricante, sus propiedades y se deben tomar en cuenta los siguientes criterios:

Densidad (kg/m^3): Si el material tiene un espesor fijo o si este puede cambiar dependiendo de la instalación. Conocer si se puede colocar en capas.

Permeabilidad ($\text{g}/(\text{m}^*\text{s}*\text{Pa})$): La capacidad que tiene el material de permitir que un fluido lo atraviese sin dañarlo.

Propiedades mecánicas: Resistencia a compresión, flexión y coeficiente de dilatación térmica.

Intervalo de operación: Conocer las temperaturas a las que el material puede operar y su degradación según la temperatura.

Comportamiento químico: Conocer los compuestos químicos que pueden liberarse con el tiempo y la resistencia a la formación de microorganismos.

Conductividad ($\text{W}/(\text{m}*\text{K})$): La capacidad que tiene el material para conducir el calor, según la temperatura que aísla y la humedad del ambiente.

Economía: Facilidad de instalación, costo y tiempo de vida del material

Impermeabilidad: La capacidad de absorber un fluido sin cambiar su conductividad y densidad.

Estabilidad: Cuando se expone a agentes químicos y fuego.

Capacidad calorífica: El comportamiento del aislante ante la temperatura que se presenta durante un tiempo.

Emisividad: Capacidad de transferir calor por radiación. (ISOVER, Manual de Aislamiento en la Industria, 2010)

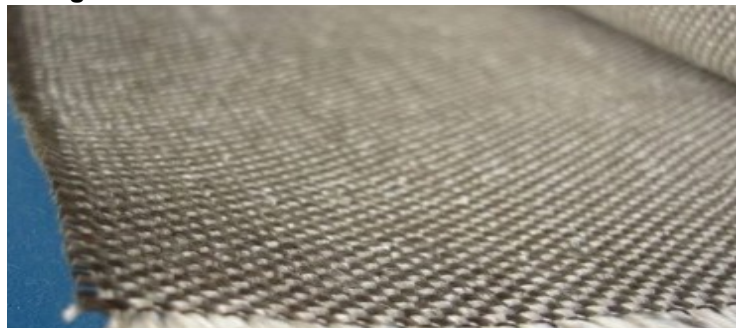
5. Aislantes térmicos para tubería en el mercado de Guatemala

Son materiales que poseen baja conductividad térmica, por lo que dificultan la transferencia de calor hacia el ambiente. Para utilizarse como aislante de tuberías los materiales deben de poseer facilidad de manipulación para su instalación y la capacidad de ser maleables a las distintas formas de la tubería. El espesor que se da al aislamiento depende de la temperatura, dimensión de tubería y el tipo de aislamiento que requiere la tubería. Por lo que los aislantes se fabrican en distintas formas, las más empleadas son: Láminas rígidas y flexibles, planchas, preformados, mantas y espumas. Los materiales disponibles más comúnmente en el mercado guatemalteco son:

a. Fibra de vidrio

Se forma a partir de vidrio fundido por medio de extrusión que da numerosos filamentos basados en dióxido de silicio con materiales inorgánicos poliméricos que se unen por medio de aglutinantes naturales. El rango de temperatura en la que se puede utilizar va de -40 a 540°C y su conductividad térmica es de entre 0.046 y $0.050(\text{W}/(\text{m}\cdot\text{k}))$. Este material es utilizado además como aislante acústico, es incombustible y tiene una densidad de $680 \text{ kg}/\text{m}^3$. (SEALCO, 2011)

Figura 23. Manta de fibra de vidrio aislamiento.



b. Fibra mineral:

Se fabrican a partir de escoria de roca y otros minerales, son fibras cortas y pesadas, que en su montaje necesitan de mallas metálicas para mantener su integridad. Es un material permeable, lo que evita que haya acumulaciones de fluidos en su interior, así como evidencia las posibles fugas en la tubería. El rango de temperatura en el que opera va desde 0 hasta 1000°C . La conductividad térmica de la fibra mineral es de entre 0.034 a $0,041(\text{W}/(\text{m}\cdot\text{k}))$ y su densidad $80\text{kg}/\text{m}^3$.

Figura 24. Lana mineral aislamiento.



c. Lana de roca Rockwool:

Se fabrica a partir de roca basáltica natural y material reciclado. Es ligera y semirrígida diseñada específicamente para aplicaciones de aislamiento. Es un producto sustentable que absorbe el sonido, es incombustible, no tiene emisiones, permeable al vapor y es resistente hongos y humedad. Además, es resistente al impacto y al maltrato. La conductividad de la lana de roca es entre 0.060 y 0.031(W/(m*k)) y su densidad $64\text{kg}/\text{m}^3$. (Rockwool, 2009)

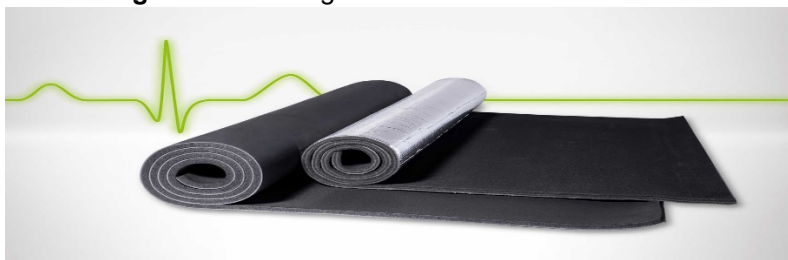
Figura 25. Lana de roca Rockwool aislamiento.



d. Polímero Lenzing Armacell:

Es una espuma polimérica formada a partir de poliéster e isocianatos. Es inorgánica y tiene una vida de servicio prolongada si se da el cuidado adecuado, es permeable y esto hace que el material sea completamente inservible. Es formada por extrusión caliente y se presenta en forma sólidas que se dan según el diámetro de la tubería a aislar. Su capacidad de aislamiento viene de las cavidades que posee el material. Es un material inflamable que puede ser tratado para retardar el fuego. La conductividad térmica de esto es de 0.04 hasta 0.006 (W/(m*k)) y su densidad $35\text{kg}/\text{m}^3$. El rango de temperatura va desde -210 hasta los 120°C . (Aislamiento precubierto para instalaciones en el exterior, 2018)

Figura 26. Lenzing Armacell aislamiento.



e. Fibra cerámica:

Es un material que se presenta en forma de planchas blandas, maleables a las que se les da la forma deseada. Constituidas por fibras de materiales cerámicos o minerales (alúmina y sílice) que se une por medio de agentes aglutinantes, para formar una lana. Soporta un rango de temperatura muy amplio hasta los 1650°C. Su conductividad térmica varía en estos rangos de temperatura de 0.090 hasta 0.20(W/(m*k)) y su densidad es 96 kg/m^3 . (SEALCO, 2011)

Figura 27. Fibra cerámica aislamiento.



f. Enchaquetado y sujeción

Su función es dar soporte, sujetar y proteger los materiales aislantes del medio ambiente (humedad, tierra y suciedad), además de evitar que pueda ser dañado por el personal. Se debe colocar en la parte superior del aislamiento, donde según se requiera va a aumentar o reducir la emisividad de la superficie. Estos elementos son de materiales metálicos o poliméricos, dependiendo del tipo de aplicación donde se vayan a desempeñar. Los principales materiales que se emplean son:

g. Aluminio:

Es un material muy utilizado en la fabricación de enchaquetados, debido a su bajo costo y la facilidad de su formación. Sin embargo, no puede usarse en casos de temperaturas

muy altas debido a que funde a los 650°C. Además, se le pueden dar tratamientos químicos mediante recubrimientos en otros materiales o por medio de tratamientos anódicos (Alclad) para evitar la corrosión. (ISOVER, 2010)

h. Acero inox:

Es un material que presenta muy pocas residual lidades por lo que puede ser usado en distintas industrias y que su comportamiento es muy estable ante los cambios de temperatura. También presenta una buena resistencia a los elementos del medio (abuso mecánico, humedad, corrosión y ambiente) y es un material que soporta el fuego y tiene alta temperatura de fundición. Su costo de fabricación es elevado y no es maleable.

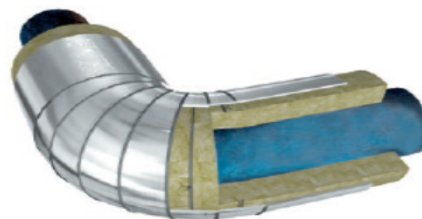
i. Acero galvanizado:

Consiste en depositar una capa de zinc sobre el hierro, ya sea mediante la colocación de las piezas de acero en zinc fundido o por proceso electrolítico en el que se carga eléctricamente el acero y se sumerge en un baño de sales metálicas que se adhieren a este. Debido a que el zinc se oxida más fácil que el hierro, crea un óxido estable que protege el acero. Lo que permite que tenga una mejor resistencia química y mecánica, además de tener un costo moderado.

j. PVC:

Es un material polimérico formado a base de Polivinil-Cloruro, que no tiene residual lidades y que se hace versátil debido a su bajo costo. Tiene una muy alta maleabilidad que combinada con su resistencia al medio (corrosión, humedad y ambiente) y que funciona como retardante del fuego, lo hacen una buena opción en industrias donde se trabaja con temperaturas medias, ya que posee una baja temperatura de fundición (220°C). ((ANDIMAI), 2016)

Figura 28. Enchaquetado sobre el aislamiento.



(ISOVER, 2018)

k. Sujeciones:

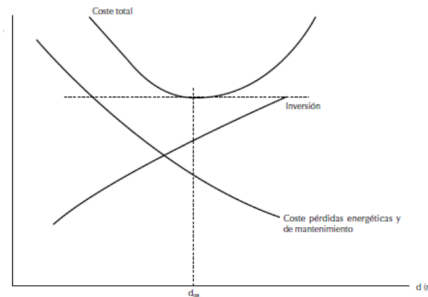
Son los dispositivos y accesorios que fijan el aislamiento y el enchaquetado a las tuberías y equipos, pudiendo ser removibles o permanentes. Los dispositivos más utilizados para esto son: tornillos, remaches, aros de acero, alambre, grapas, malla de acero y resortes. ((ANDIMAI), 2016)

6. Aislamiento en base al costo económico

Determinar la cantidad de aislante que se va a emplear en una tubería generalmente obedece a condiciones técnicas o de seguridad para los trabajadores. Pero la mayor parte del tiempo estas inversiones tienen un carácter económico, debido a las pérdidas de calor que existen por las diferencias entre las temperaturas del ambiente y la de trabajo. Además del costo que tiene la implementación del material.

Se puede decir que las pérdidas de energía disminuyen en base al espesor del aislamiento, pero el incremento de espesor provoca un incremento de costo, instalación y mantenimiento. Para lo que se debe buscar un balance entre la reducción de pérdidas y los costos que produce el aislamiento en un periodo de tiempo determinado, con el fin de obtener un espesor de aislamiento óptimo en términos de pérdidas de calor y costo económico.

Figura 29. Comparación de costos basados en espesor de aislamiento.



(ISOVER, Manual de Aislamiento en la Industria, 2010)

Se va a utilizar el valor actualizado neto (VAN), para determinar la inversión en aislamiento, tomando en cuenta los ahorros energéticos que este produzca y la inversión de la compra que representa. Se va a utilizar el periodo de tiempo, que en este caso está dado por el tiempo de vida útil del aislamiento.

$$Coe. VAN = \frac{t(t^n - 1)}{t - 1}$$

Donde:

$$t = \frac{(1+0.01)*b}{(1+0.01)*r} \quad (14)$$

b = el aumento porcentual previsible del costo de la energía

r = la tasa de actualización neta porcentual o lo equivalente al interés bancario sin impuestos e inflación.

n = el número de años para los que se realiza el estudio o la vida útil del material.

Ecuación 72. Definición de VAN.

(ISOVER, Manual de Aislamiento en la Industria, 2010)

Para conocer el costo total de la inversión encontramos que:

$$\text{CostoTotal} = \text{CostoPerdidasEnergía} + \text{Inversión}$$

Ecuación 73. Costo total de la inversión.

Donde definimos que las pérdidas de energía según el espesor de aislamiento están dadas por:

$$q = \frac{\theta_i - \theta_o}{\left(\frac{1}{\pi * h * D_e} \right) + \frac{\ln \left(\frac{D_e}{D_i} \right)}{2\pi * k}} \left(\frac{W}{m} \right)$$

Donde:

$\theta_i - \theta_o$ = diferencia entre temperatura interior y temperatura ambiente (k)

h = coeficiente externo de transferencia de calor por convección (w/(m² * k))

k = coeficiente externo de transferencia de calor por conducción (w/(m * k))

D_e = espesor del aislante más el diámetro de la tubería = $D_i + 2d_{(espesor)}$ (m)

D_i = diámetro de la tubería (m)

Ecuación 74. Pérdidas de energía según el aislamiento.

El valor de las pérdidas de energía se calcula como:

$$\text{CostoPerdidas} = q * E * Z \left(\frac{Q}{m * \text{año}} \right)$$

Donde:

q = pérdidas de energía W/m

E = costo de la energía Q/(W * h)

Z = No. de horas de funcionamiento al año (h)

Ecuación 75. Costo de la energía perdida.

El valor actualizado de las pérdidas se da por:

$$\text{ValorActual} = \text{CostoPerdidas} * \text{VAN} (Q/m)$$

Ecuación 76. Costo actualizado de las pérdidas de energía.

Incremento del ahorro (comparación entre parte sin aislamiento y con aislamiento):

$$\text{Incremento de Ahorro} = \text{Valor Actual} - \text{Valor Sin Aislamiento}$$

Ecuación 77. Incremento del ahorro.

Incremento del ahorro (comparando con el espesor de aislamiento anterior):

$$\text{Incremento de Ahorro 2} = \text{Valor Actual Espesor} - \text{Valor Espesor Anterior}$$

Ecuación 78. Incrementa del ahorro espesor interior.

Incremento de la inversión de aislamiento (entre espesores consecutivos):

$$\text{Inversión Aislamiento} = (I_0 + I) (Q/m)$$

Ecuación 79. Inversión en el aislamiento.

Luego calculamos la diferencia entre las ecuaciones de inversión de aislamiento y la ecuación del incremento del ahorro entre espesores de aislamiento. El primer valor que sea 0 o negativo, nos indicará el espesor óptimo de aislamiento. (ISOVER, Manual de Aislamiento en la Industria, 2010)

J. Humedad del bagazo de caña de azúcar

La humedad hace referencia a la cantidad de agua que está presente en el bagazo de caña de azúcar como un porcentaje del peso total. Generalmente cuando el bagazo contiene un nivel de humedad alto, su poder calorífico se reduce y esto repercute en la eficiencia de la caldera.

Si se secura el bagazo utilizando la transferencia de calor directa con los gases de combustión calientes de la caldera, reduciendo la humedad, podemos esperar un gran ahorro de combustible suplementario, sino también es posible disponer de un 10% a un 15% de bagazo excedente de la producción total para otros propósitos industriales como la generación de energía eléctrica.

Secar el bagazo, utilizando una temperatura de gas de combustión de 472°F (244°C) para reducir la humedad del bagazo de 47.8 a 33.5% da como resultado un incremento de la eficiencia de caldera de 64.3 a 69.9%. Sin embargo, Mullen afirma que no resulta práctico utilizar gases de combustión por debajo de los 500°F (260°C). Informa que secar

con un gas a temperaturas entre 1,200 y 1,440°F(649-760°C) es sumamente rápido para disminuir la humedad del bagazo a un valor entre 8 y 10%. (Cheng, 2000).

El bagazo seco puede combinarse con material mojado para obtener el nivel deseado de humedad de la mezcla. El contenido de humedad del bagazo de caña de azúcar en equilibrio con el aire varía entre 22 y 24% previo a su ingreso a caldera. La humedad puede ser medida de dos maneras diferentes, ya sea en base húmeda o en base seca. Generalmente los humidímetros comunes miden la humedad en base húmeda. La manera ideal para medir la humedad del bagazo es tomando una muestra al salir del proceso de molienda y usar una estufa de secado, el cual es el método tradicional de medida de humedad por diferencia de peso en la estufa.

1. Secado de bagazo de caña de azúcar

Además del economizador y el precalentador, existe un tercer medio para mejorar la combustión en los hornos, este consiste en secar el bagazo que abandona los molinos antes de ser enviados a las calderas. Para considerar cómo el secado se puede realizar, se asumen condiciones que se dan con frecuencia. Suponiendo que:

Fibra de caña: $f = 0.15$

Aire del ambiente: $T = 30^{\circ}C$

Aire en exceso del horno: $m = 1.4$

Bagazo a una humedad del 50% por tonelada de caña: $B_o = 300kg$

Humedad en el bagazo que abandona los molinos: $W = 0.5$

Porcentaje de ceniza en el bagazo: $\varepsilon = 2.5\%$

Temperatura del gas admitido en la salida del secador: $T = 120^{\circ}C$

Temperatura de los gases que abandonan los tubos de la caldera: $T_o = 350^{\circ}C$

B_o y T_o son valores tomados en cuenta antes de la instalación del secador. La temperatura inicial depende de varios factores, en particular de la humedad del bagazo. El contenido de humedad debe tomarse en cuenta, y tomar un valor típico, se asume que:
 $T_o = (400 - 100w)^{\circ}C$.

De igual manera, el peso B_o del bagazo varía con el contenido de humedad al cual es reducido, es recomendable comenzar con un 50% asumido. Para una unidad de peso del bagazo de 50% de humedad, se tendrá que:

$$A \text{ w humedad: } 0.50 + w \rightarrow \text{entonces } B_o: 300(0.5 + w) \frac{\text{kg}}{\text{ton.caña}}$$

$$A \text{ 50\% humedad: } 0.50 + 0.50 = 1 \rightarrow \text{entonces } B_o: 300 \frac{\text{kg}}{\text{ton.caña}}$$

$$\text{A } 40\% \text{ humedad: } 0.50 + 0.40 = 0.9 \rightarrow \text{ entonces } B_o : 270 \frac{\text{kg}}{\text{ton.caña}}$$

$$\text{A } 30\% \text{ humedad: } 0.50 + 0.30 = 0.8 \rightarrow \text{ entonces } B_o : 240 \frac{\text{kg}}{\text{ton.caña}}$$

2. Agua a evaporar

Para determinar la cantidad X de agua a evaporar por kg de bagazo para reducirlo a un contenido de humedad w, comenzar con una humedad de 0.5, esta cantidad será tal que:

$$w = \frac{0.5 - X}{1 - X} \rightarrow \text{ entonces: } X = \frac{0.5 - w}{1 - w} \frac{\text{kg}}{\text{kg de bagazo}}$$

$$w = 0.5 \text{ para } X = 0$$

$$w = 0.4 \text{ para } X = 1.67$$

$$w = 0.3 \text{ para } X = 0.286$$

$$w = 0.2 \text{ para } X = 0.375$$

$$w = 0.1 \text{ para } X = 0.444$$

$$w = 0 \text{ para } X = 0.500$$

3. Peso del gas

El peso del gas que abandona la caldera tiene el siguiente valor:

$$P = 5.76(1 - w)m + 1 \Rightarrow 5.76(1 - w)1.4 + 1$$

$$P = 9.06 - 8.06w \frac{\text{kg}}{\text{kg de bagazo}}$$

Por lo tanto, el peso total de los gases es:

$$\begin{aligned} PT &= 300(0.5 + w)(9.06 - 8.06w) \\ &= -2,418w^2 + 1,508w + 1,359 \frac{\text{kg}}{\text{ton. de caña}} \end{aligned}$$

4. Calor requerido

El bagazo debe calentarse hasta la temperatura final a la cual abandona el secador. El calor específico de la fibra tiene un valor de:

$$C = 0.266 + 0.00116T$$

Entre 30 y 120°C, este valor varía entre 0.301 y 0.405. Ya que es un intervalo insignificante, se asume un valor promedio de $C = 0.36$; el calor requerido para calentar la fibra es entonces:

$$300(0.5)(0.36)(120 - 30) = 4,860 \frac{kcal}{ton. caña}$$

También se requiere calentar el agua contenida en el bagazo y evaporarla. El calor total de este vapor a 120°C es 646. Entonces tenemos:

$$(646 - 30)X = 616 \frac{0.5 - w}{1 - w} = \frac{308 - 616w}{1 - w} \frac{kg}{kg \text{ de bagazo fresco}}$$

$$300 \frac{308 - 616w}{1 - w} = \frac{92,400 - 184,800w}{1 - w} \frac{kcal}{ton. caña}$$

El calor total necesario es entonces:

$$C.N = 4,860 + \frac{92,400 - 184,800w}{1 - w} = \frac{97,260 - 189,660w}{1 - w} \frac{kcal}{ton. caña}$$

El calor disponible tiene un valor de, al asumir una eficiencia de 0.85 (si el secador está aislado):

$$PT(375 - 120)0.285(0.85) = 61.8PT$$

$$61.8(-2,418w^2 + 1,508w + 1,359) \frac{kcal}{ton. de caña}$$

$$C.D = -149,432w^2 + 93,256w + 83,986 \frac{kcal}{ton. de caña}$$

No existe ventaja alguna en secar el bagazo abajo del 10% humedad, ya que sería posible aumentar en un 10% por absorción de la humedad atmosférica. La operación de secado, puede tomarse en un 15 o 20%, y el calor disponible restante en los gases puede usarse en otros intercambiadores como un economizador pequeño.

El secado de bagazo es caro, pero ofrece la gran ventaja de ser el procedimiento por medio del cual los gases de chimenea pueden reducirse a la temperatura más baja, y, por lo tanto, el equipo puede recuperar la mayor cantidad de calor posible de los gases de chimenea.

Aunque los economizadores y calentadores de aire permiten una reducción de la temperatura del gas a 150 – 200°C, el secador del bagazo permite el enfriamiento de gases a 90°C, el único límite está impuesto por la necesidad de evitar el enfriamiento a la temperatura de rocío de 60 – 70°C.

Otra ventaja del secador consiste en que el bagazo introducido al horno es calentado, lo que facilita la combustión y provoca una rápida ignición. Esto no se toma en cuenta en

los cálculos, pero si contribuye a una combustión mejorada. Por otro lado, ya que el bagazo seco es de rápida ignición se deben tomar precauciones en el secador y en el transporte de bagazo a las calderas. Esto consiste en colocar una válvula de vapor en la entrada del secador para extinguir de inmediato cualquier fuego que se pueda provocar en el secador. La velocidad del gas en el secador no debe exceder $2.5 \frac{m}{s}$, para evitar la entrada de partícula finas.

La principal desventaja del secado de bagazo es su costo, que puede consistir en tres veces la de los economizadores y calentadores de aire. Generalmente, primero se pasan los gases a un intercambiador de calor, economizador o calentador de aire, que forman parte de la caldera y reducen las temperaturas de los gases a $280 - 300^{\circ}\text{C}$ aproximadamente. Posteriormente los gases son enviados al secador.

Actualmente, para la combustión del bagazo en los hornos, el bagazo se seca no menor del 30% de humedad, ya que un combustible muy seco puede ser peligroso, debido a sus altas temperaturas de combustión, que pueden depositar ceniza fundida en los tubos de las calderas.

El valor calorífico del bagazo puede mejorarse por medio de un secado, al utilizar el calor residual de los gases de chimenea de la caldera. Si el contenido de humedad es reducido a un 40%, El G.C.V incrementara a 11,213.98 kJ/kg.

Se encontrará en la práctica, que es imposible secar todo el bagazo, ya que no hay suficiente energía calorífica en los gases de chimenea para realizarlo. En la mayoría de los casos, todo el bagazo que viene de un molino puede secarse a un contenido de humedad del 30 al 40%, y en algunos casos, a niveles más bajos.

5. Tipos de secadores de bagazo

Los secadores son equipos utilizados especialmente para separar un líquido de un sólido mediante la evaporación. Generalmente se utilizan para disminuir el contenido de humedad de un sólido, en este caso el bagazo de la caña de azúcar. Normalmente la fuente de calor para el secado en estos equipos se da por un flujo de aire caliente que pasa a través de una cama de bagazo. El bagazo de caña de azúcar puede estar estático o móvil; esto se debe a la diversidad de diseños y clasificaciones que existen para los secadores.

Las operaciones de secado pueden clasificarse ampliamente, todo depende específicamente de la sustancia que se está secando. Los secadores se clasifican según:

El método de transmisión de calor a los sólidos húmedos

Secadores directos.

Secadores indirectos.

Secadores diversos.

Dieléctricos.

Solares.

Infrarrojos.

Las características de manejo y las propiedades físicas del material mojado.

Secadores discontinuos o por lote.

Secadores continuos

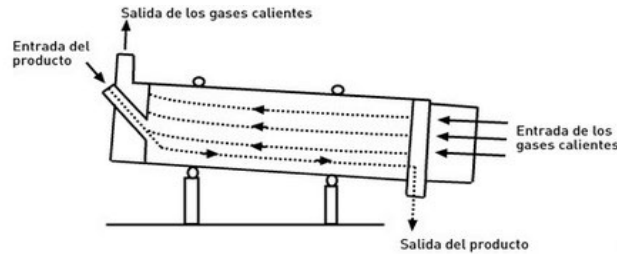
Inicialmente la mayoría de secadores eran del tipo rotativo. Sin embargo, estas no siempre fueron satisfactorias y con frecuencia generaron problemas considerables. Posteriormente se desarrollaron los secadores por evaporación instantánea "flash", ya que se estableció que un secado rápido del orden de los segundos era posible, siempre y cuando se contara con una buena preparación de caña. La mayoría de estos secadores han logrado reducciones de la humedad del bagazo desde 50 % o ligeramente por encima hasta cifras en el rango de 30 a 40%. Las principales preocupaciones asociadas con los secadores de bagazo son el mantenimiento, la confiabilidad y el riesgo de atoramientos.

La reducción del exceso de aire tiene una influencia considerable sobre la eficiencia, aparte de la reducción de la temperatura de los gases de chimenea (Rein, 2012).

a. Secadores de tambor rotatorio.

Este equipo ha sido ampliamente utilizado para diferentes tareas de secado. Consiste de un tambor cilíndrico rotativo provisto de deflectores internos con un flujo concurrente de bagazo y gases calientes.

Figura 30. Secador de tambor rotatorio



Estos secadores han demostrado ser problemáticos, pues son grandes hablando mecánicamente y tienen un riesgo de incendios bastante alto. Para evitar el ingreso de aire que podría causar incendios se utilizan sistemas de sellado de aire en los extremos del cilindro donde se alimenta y descarga al bagazo. Se pueden lograr reducciones de humedad del bagazo hasta valores entre 35-40 %, reduciendo la temperatura de los gases de chimenea hasta un 80°C, justo por encima del punto de rocío.

b. Secador de bandejas.

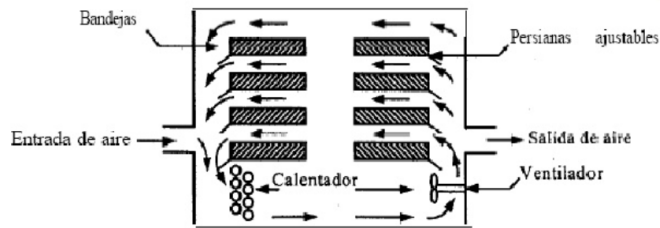
Equipo también llamado secador de gabinete en donde el material a secar se esparce uniformemente sobre bandejas de metal de 10 a 100mm de profundidad.

Un ventilador recircula aire calentado con vapor paralelamente sobre la superficie de las bandejas. También se usa calor eléctrico, en especial cuando el calentamiento es bajo.

Alrededor del 10 al 20% del aire que pasa sobre las bandejas es nuevo, y el resto es aire que se recircula. Después del secado, se abre el secador y se reemplazan las bandejas por otras con más material para secar.

Actualmente se modificó este tipo de secador para que las bandejas se coloquen sobre carretillas rodantes que se introducen al secador, lo que significa un ahorro considerable de tiempo, ya que las carretillas pueden cargarse y descargarse fuera del secador.

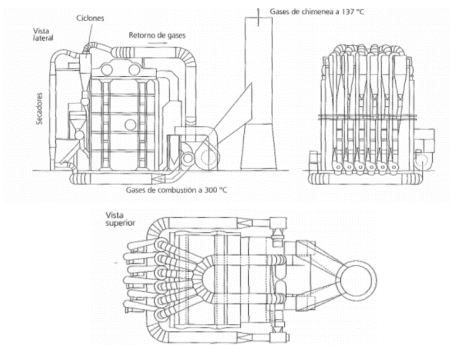
Figura 31. Secador de bandejas.



c. Secadores neumáticos por evaporación instantánea "Flash".

El bagazo se transporta en contacto directo a través de los gases calientes de combustión por largos tubos calentadores que aprovechan las elevadas tasas de transferencia de calor, se requieren cortos tiempos de residencia y el secado es bastante semejante. Posteriormente es separado de los gases utilizando ciclones. Los gases húmedos se envían a la chimenea, mientras que el bagazo separado en los ciclones se descarga mediante una válvula rotatoria, que previene la entrada del aire, sobre un conductor o directamente sobre la cámara de combustión (Rein, 2012).

Figura 32. Secador neumático por evaporación instantánea.



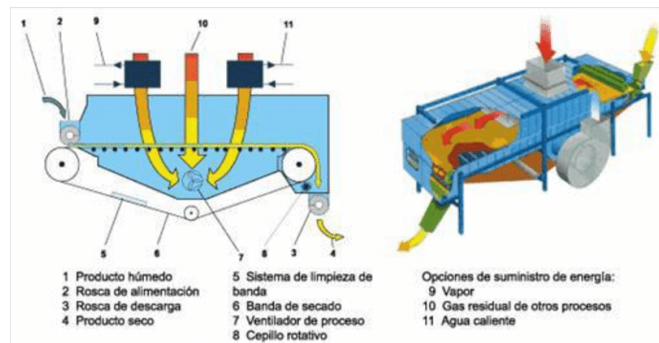
La ventaja de este sistema es la ausencia de conductores adicionales. Sin embargo, el desgaste de la mayoría de componentes del sistema es significativo y requiere un mantenimiento continuo. Se ha establecido un límite a la temperatura de los gases a la salida del secador, pues estos entran en contacto con metal y por lo tanto su temperatura se debe mantener por encima del punto de rocío de los gases de combustión para evitar la formación de ácidos que puedan producir corrosión. Para calderas bagaceras convencionales el punto de rocío se encuentra por debajo de 90°C (Magasiner 1996).

d. Secador de Banda.

En un secador de banda se logran mayores reducciones de humedad que en los secadores rotativos, sin embargo, el volumen de bagazo que puede ser admitido es menor,

esto se debe a que el bagazo debe viajar sobre la banda, en forma de una delgada capa y a una velocidad relativamente más lenta que en el rotativo. En este secador el bagazo ingresa en un extremo del secador en forma de un colchón de poca altura, es transportado por una banda perforada y sale por el otro extremo de dicha banda. Los gases de combustión impulsados por un ventilador forzado entran perpendicularmente a la banda perforada y la traspasan. De esta manera los gases arrastran la humedad presente en el bagazo.

Figura 33. Secador de bandas.



En este secador se recomienda contar con dos pasos para los gases, es decir, que el gas luego de pasar por la parte superior final de la banda es forzado a entrar nuevamente en la parte superior de la parte inicial de la banda. Para mejorar la eficiencia de estos secadores se puede hacer pasar nuevamente el bagazo por la banda hasta lograr la humedad deseada, también se puede ralentizar la velocidad de banda de manera que se aumente el tiempo de residencia del bagazo dentro del secador. En este tipo de secador se consiguen similares disminuciones de la humedad que los rotativos, sin embargo, su tamaño suele ser bastante voluminoso.

Los gases que salen de este tipo de secadores pueden lanzarse a la atmosfera o ir nuevamente al ducto de la chimenea de la caldera de donde salieron. Se recomienda el montaje de un ciclón colector de polvillo, generalmente en la salida de los gases de este tipo de secadores (Muñoz, M, 2016). Para mejorar la operación de un secador de bagazo se deben de tomar en consideración los siguientes aspectos:

- 1) Bajar la humedad en el bagazo: Mientras más baja sea la humedad del bagazo entrando al secador menos trabajo tendrá que realizar el secador para llevar a una humedad específica.
- 2) Flujo de bagazo: El secador está diseñado para una capacidad máxima de secado, si el flujo de bagazo aumenta, la humedad en la salida será más alta que la esperada.

- 3) Temperatura inicial del bagazo: Si el bagazo está a una alta temperatura al salir de molienda, se necesitará menos tiempo en el secador para transferir calor y elevar la temperatura del mismo.
- 4) Velocidad de los gases calientes: Una velocidad mayor transfiere mejor la energía, pero se aumenta el riesgo de arrastre de partículas hacia la caldera.
- 5) Temperatura de gases calientes: Para que se mejore la transferencia de calor, la diferencia de temperaturas entre el bagazo y los gases debe de ser la mayor posible.
- 6) Humedad de gases calientes: Se debe tener un bajo contenido de humedad ya que al saturarse no podrán extraer más humedad del bagazo, mientras más secos los gases mayor eficiencia.
- 7) Flujo de gases calientes: Flujo que atraviesa la cama de bagazo, a mayor flujo mejor transferencia de calor en todo el secador.
- 8) Tiempo de residencia: Tiempo en el que el bagazo está en contacto con los gases calientes en el secador, a mayor tiempo, mayor será la transferencia de calor y por lo tanto, menor humedad de bagazo a la salida.
- 9) Tipo de secador: El tipo de diseño y las dimensiones del secador determinan la capacidad de secador.

K. Análisis económico

A lo largo del todo el proceso industrial del tratamiento del jugo para la creación de azúcar se emplea vapor de baja presión en los diferentes equipos del proceso con el objetivo principal de calentar el jugo, este procedimiento es posible gracias a la transferencia de calor, la transferencia de calor es la forma en que la energía se puede transferir de un sistema a otro como resultado de la diferencia en la temperatura, la transferencia es posible de tres formas o vías las cuales son: convección, radiación y conducción. Como en todo proceso industrial, aunque los equipos posean algún tipo de aislantes o recubrimiento térmico, siempre existen pérdidas térmicas o de energía y el proceso de la generación del azúcar no es la excepción es por lo mismo que es importante realizar un análisis económico. (Cengel, 2007)

Un análisis económico es un método por el cual se analiza, sintetiza y obtienen conclusiones de proyectos o áreas de proyectos que se centran, principalmente, en la valoración de la situación económica y financiera existente, por el mismo camino, el análisis económico es un punto medular en la toma de decisiones tomando en cuenta factores básicos como flujos de efectivo, tiempo y tasas de interés. El análisis económico utiliza diferentes criterios y métodos para poder elegir la mejor alternativa para el proyecto. (Blank, 2012). La realización de un análisis económico puede involucrar la utilización de

varios elementos y herramientas. El mejor enfoque que el análisis puede tener es efectuar un procedimiento estructurado para seleccionar la mejor solución del problema, de forma general, el procedimiento para realizar un análisis económico es: (Blank, 2012)

Identificación y comprensión del problema; definiendo e identificando el objetivo del proyecto o análisis.

Recopilación de información relevante, datos disponibles y definición de soluciones viables.

Realizar estimaciones realistas de los flujos de efectivo que pueda conllevar el proyecto, tomando en cuenta factores internos o externos al análisis.

Identificación de una medida económica del criterio de valor para la toma de decisiones, es decir la utilización de diferentes métodos que se adapten al problema o proyecto para así realizar conclusiones y toma de decisiones.

Evaluación de cada opción, considerar factores no económicos y ajenos al problema y emplear un análisis de sensibilidad.

Elección y comunicación de la mejor opción económicamente para la realización de proyecto.

L. Análisis de beneficio/costo

Dentro de un análisis económico existen diferentes herramientas o métodos aplicables y necesarios para la evaluación y valoración para los diferentes proyectos, tomando en cuenta todos los factores que puedan afectar al proyecto, así como también las variables que se puedan utilizar para así poder llegar a la mejor opción económicamente en que se pueda realizar el proyecto, una de estas herramientas aplicables para el análisis económico es el análisis Beneficio/Costo. (Martínez, 2014)

Este método a grandes rasgos tiene el objetivo de determinar la viabilidad de un proyecto, debido a que es un análisis que contempla los costos y beneficios que pueda contener un proyecto, para determinar el retorno o rentabilidad financiera respecto a lo invertido en el proyecto con los beneficios o ahorro que este va a retornar al momento de implementarlo, el estudio de costo/beneficio es una herramienta que facilita la toma de decisiones en una inversión cuando se tiene más de una alternativa o solución.

Básicamente los pasos para la realización de un análisis costo beneficio son principalmente:

- 1) Examinar las necesidades, limitaciones y objetivos del proyecto
- 2) Establecer el punto de vista desde el cual los costos y beneficios van a ser analizados
- 3) Reunir datos provenientes para factores importantes con cada una de las posibles decisiones o alternativas que tenga el proyecto.
- 4) Determinar los costos relacionados con el proyecto, cabe resaltar que es importante realizar una buena estimación en los costos que sea necesario hacerlo.
- 5) Sumar los costos totales por cada decisión o alternativa del proyecto.
- 6) Determinar los beneficios y/o ahorros, en cualquier unidad monetaria, para cada decisión que pueda tener el proyecto.
- 7) Determinar y analizar posibles costos derivados de la operación y mano de obra de las posibles alternativas que tenga el proyecto, así como los contra beneficios que cada una de las soluciones al proyecto pueda tener, los contra beneficios se definen como posibles desventajas para el propietario cuando se lleva a cabo el proyecto, estos normalmente son desventajas económicas indirectas de la alternativa a elegir.
- 8) Colocar las cifras de los costos y beneficios totales en una operación de cociente, donde los beneficios, menos los contra beneficios, menos los costos de operación y mano de obra son el numerador y la inversión inicial de la solución o alternativa al proyecto es el denominador.

$$(B/C)_{\text{modificada}} = \frac{\text{Beneficios} - \text{contrabeneficios} - \text{costos de OyM}}{\text{inversión inicial}}$$

Ecuación 80. Beneficio/Costo modificada.

Comparar las relaciones beneficio/costo para las diferentes alternativas del proyecto, la mejor alternativa respecto a los costos, beneficio y ahorro, en términos financieros, que pueda tener el proyecto es aquella con la relación más alta de beneficios y costos.

M. Análisis de recuperación

El análisis de recuperación es uno de los métodos de ingeniería económica que tiene el objetivo de medir la liquidez del proyecto como también el riesgo relativo de invertir e implementar el proyecto, básicamente este método consiste en medir el plazo de tiempo que se requiere para que los flujos netos de efectivo de una inversión en un proyecto recuperen su costo o inversión inicial, el análisis de período de recuperación utiliza como

factor principal el flujo de efectivo neto o FNE, este se describe por la siguiente ecuación: (Vaquiro, 2010)

FNE = entradas de flujo efectivo – salidas de flujo efectivo

Ecuación 81. Flujo neto efectivo.

Existen dos tipos de análisis del periodo de recuperación, que se definen de acuerdo con el rendimiento del proyecto, así como los datos que se estén analizando del mismo, dichos tipos son: (Blank, 2012). Sin rendimiento: También llamado de recuperación simple, este método consiste en la recuperación sólo de la inversión inicial y no se exige una tasa de rendimiento dentro del proyecto. Si en dado caso el flujo neto de efectivo es variante anualmente se utiliza la ecuación: (Blank, 2012)

$$0 = -P + \sum_{t=1}^{t=np} FNE_t$$

Ecuación 82. Análisis de recuperación con flujo neto de efectivo variante anualmente.

Si en dado caso el flujo neto de efectivo es uniforme anualmente se utiliza la siguiente ecuación: (Blank, 2012)

$$n_p = \frac{P}{FNE}$$

Ecuación 83. Análisis de recuperación, sin tasa de rendimiento para un flujo neto de efectivo constante anualmente.

Recuperación descontada: Este tipo del método de análisis de recuperación se centra en el valor del dinero en el tiempo que se considera en cierta forma como rendimiento, en otras palabras, este tipo del método contempla una tasa en cierto periodo de tiempo que debe obtenerse además de la inversión inicial. (Blank, 2012)

N. Datos y términos del análisis económico

La TMAR o tasa mínima atractiva de rendimiento es una tasa de retorno razonable para evaluar y elegir una opción. Un proyecto no es económicamente viable a menos que se espera un rendimiento mayor a una TMAR, esta se es calculada y establecida por

directivos financieros y es utilizada como criterio contra el cual se compara una tasa de rendimiento alternativa cuando se toma la decisión de aceptar o rechazar una inversión. La TMAR es calculada a través de los porcentajes de aportación respectivos al capital propio y al capital no propio, del mismo modo esta toma en cuenta factores de inflación y factores de riesgo de la aplicación del proyecto. (Blank, 2012)

La TIR o tasa interna de rendimiento es la tasa de interés que hace que el valor presente o el valor anual de una serie de flujos de efectivo sea exactamente igual a cero, es decir que la TIR es la tasa de interés que iguala el valor futuro de la inversión con la suma de los valores futuros equivalentes de las ganancias, comparando el dinero al final del período de análisis, si en dado caso la tasa interna de rendimiento se iguala a la TMAR, se acepta la alternativa como económicamente viable, por otro lado si la tasa de rendimiento interna es menor a la TMAR, la alternativa no es económicamente viable. (Blank, 2012)

V. ANTECEDENTES

A. Módulo 1: Determinación de pérdidas térmicas en evaporadores de primer y segundo efecto en un ingenio azucarero, usando balances de masa y energía.

Se llevó a cabo una investigación en el Ingenio Pantaleón y la Unión, el cual consistía en la determinación de pérdidas de calor por radiación al ambiente en evaporadores sin aislamiento térmico en fondos y tuberías de transferencia de Jugo. En esta investigación, se evalúa y se propone un aislamiento que permitiera reducir como mínimo el 95% de las pérdidas totales. Asimismo, cuantifican el ahorro de vapor y combustible que se obtendría implementando el aislamiento térmico propuesto. En este estudio utilizaron un software llamado 3E Plus que facilitó el cálculo de las pérdidas. En el cual determinaron que la pérdida total de calor es 2.21 veces mayor en el ingenio Pantaleón de 2861 kJ/s que en el ingenio la Unión que es de 1296 kJ/S. La pérdida de vapor equivalente en vapor de escape que tienen es de 3816 kg/h en ingenio Pantaleón mientras que en la Unión es de 1674 kg/h. En ambos ingenios se propuso aislar las superficies radiantes expuestas al medio ambiente, para que disminuyan como mínimo 95%. En 150 días de zafra se podría recuperar 6526 toneladas métricas de bagazo en ingenio Pantaleón y 2863 toneladas en La Unión. (Solares, 2016)

Cuadro 5. Resultados artículo CENGICAÑA, pérdidas de calor en evaporadores por áreas sin aislar, Ingenio Pantaleón.

Pantaleón	DIRECTA				TRANSFERENCIA				TOTAL		
	Pérdida de calor		Entalpía vapor	Pérdida de vapor	Pérdida de calor		Entalpía vapor	Pérdida de vapor	Pérdida de vapor		
	kJ/s	%	kJ/kg	kg/h	kJ/s	%	kJ/kg	kg/h	kg/h	%	tipo
Primer efecto	316	46%	2698	422		0%	2698	0	422	11%	Escape
Segundo efecto	231	34%	2677	311	316	15%	2677	425	736	19%	Vegetal 1
Tercer efecto	85	12%	2660	115	548	25%	2660	741	856	22%	Vegetal 2
Cuarto efecto	42	6%	2636	57	632	29%	2636	864	921	24%	Vegetal 3
Quinto efecto	16	2%	2594	22	674	31%	2594	936	958	25%	Vegetal 4
TOTAL	690	100%		927	2171	100%		2966	3893	100%	

Cuadro 6. Resultados artículo CENGICAÑA, pérdidas de calor en evaporadores por áreas sin aislar, Ingenio La Unión.

La unión	DIRECTA				TRANSFERENCIA				TOTAL		
	Pérdida de calor		Entalpia vapor	Pérdida de vapor	Pérdida de calor		Entalpia vapor	Pérdida de vapor	Pérdida de vapor		
	kJ/s	%	kJ/kg	kg/h	kJ/s	%	kJ/kg	kg/h	kg/h	%	tipo
Primer efecto	132	41%	2786	170	0	0%	2786	0	170	10%	Escape
Segundo efecto	116	36%	2784	149	132	14%	2784	171	320	19%	Vegetal 1
Tercer efecto	37	11%	2782	47	247	25%	2782	320	368	22%	Vegetal 2
Cuarto efecto	29	9%	2780	38	284	29%	2780	368	406	24%	Vegetal 3
Quinto efecto	6	2%	2780	7	313	32%	2780	406	413	25%	Vegetal 4
TOTAL	319	100%		412	977	100%		1264	1677	100%	

Cuadro 7. Resultados artículo CENGICAÑA, pérdidas de calor en evaporadores por áreas con aislamiento teórico, Ingenio La Unión.

La Unión	DIRECTA				TRANSFERENCIA				TOTAL		
	Pérdida de calor		Entalpia vapor	Pérdida de vapor	Pérdida de calor		Entalpia vapor	Pérdida de vapor	Pérdida de vapor		
	kJ/s	%	kJ/kg	kg/h	kJ/s	%	kJ/kg	kg/h	kg/h	%	tipo
Primer efecto	6	42%	2786	8	9	63%	2786	11	20	52%	Escape
Segundo efecto	6	36%	2784	7	3	24%	2784	4	12	30%	Vegetal 1
Tercer efecto	2	11%	2782	2	2	12%	2782	2	4	11%	Vegetal 2
Cuarto efecto	1	9%	2780	2	0.3	2%	2780	0	2	6%	Vegetal 3
Quinto efecto	0.3	2%	2780	0	0.0	0%	2780	0	0	1%	Vegetal 4
TOTAL	15	100%		20	14	100%		18	38	100%	

Cuadro 4. Pérdidas de calor en evaporadores con aislamiento teórico, ingenio La Unión

Cuadro 8. Resultados artículo CENGICAÑA, comparativo de pérdidas: con áreas sin aislar vs aislamiento teórico de 0.038m.

Pérdidas de energía térmica	UDM	Actual		Aislamiento 0.038 m		% Reducción	
		Pantaleón	La Unión	Pantaleón	La Unión	Pantaleón	La Unión
Área analizada	m ²	829	245	829	245	829	245
Pérdida total de calor	kJ/s	2861	1296	139	29	-95%	-98%
Pérdida específica por radiación	kJ/s-m ²	3.5	5.3	0.2	0.1	-95%	-98%
Pérdida de vapor equivalente a escape	kg/h	3816	1674	185	38	-90%	-98%
Pérdida de bagazo (a 2 kg vapor / 1 kg bagazo)	kg/h	1908	837	93	19	-95%	-98%

Cuadro 5. Comparativo de pérdidas: con áreas sin aislar vs aislamiento teórico de 0.038 m (1.5")

Existe otro estudio de Bahadori y Vuthaluru, el cual se realizó con el objetivo de aplicar aislamiento a una parte de la planta donde se pretende lograr el costo total mínimo, durante un período específico (período de evaluación). El espesor apropiado se suele denominar espesor económico. El fin es encontrar con qué espesor se tiene un mayor ahorro financiero en calefacción. En este trabajo se emplearon métodos algebraicos básicos, así como ecuaciones que son más simples, que involucran una gran cantidad de parámetros,

el cual formula un procedimiento para llegar al espesor económico adecuado de aislamiento térmico para tuberías y equipos de proceso. En la correlación se muestra una función del diámetro de la tubería de acero y la conductividad térmica del aislamiento, para temperaturas de superficie a 100 ° C, 300 C, 500 C y 700 C. Una fórmula de interpolación simple generaliza esta correlación para un amplio rango de temperaturas superficiales. La correlación propuesta, cubre el diámetro de la tubería y la temperatura de la superficie a 0.5 m y 700 °C, respectivamente. La estimación del espesor económico del aislante térmico es del 2%, lo que demuestra el excelente rendimiento (Bahadori, 2010).

A continuación, se muestran características de los equipos analizados en el ingenio azucarero estudiado:

Cuadro 9. Características de los equipos del primer efecto de evaporación

No.	Característica	Valor u observación					Dim.
		1ER EFECTO A	1ER EFECTO B	1ER EFECTO 1	1ER EFECTO 2	1ER EFECTO 3	
1	NOMBRE DEL EQUIPO						-
2	Nombre corto	Pre-a	Pre-b	Pre-1	Pre-2	Pre-3	-
3	Uso en	Evap	Evap	Evap	Evap	Evap	-
4	Volumen	129.19	129.19	-	-	-	m3
5	Superficie calorica	730.30	730.30	849.50	829.68	849.50	m3
6	Altura fondo	1.016	1.016	0.97	0.97	0.97	m
7	Cantidad de tubos en calandria	7520	7520	7547	7547	7547	-
8	Largo de tubos	3.035	3.035	3.035	3.035	3.035	m
9	Diámetro interno tubos calandria	0.038	0.038	0.038	0.035	0.038	m
10	Espesor tubos calandria	0.0024	0.0024	0.0024	0.0016	0.0016	m
11	Altura calandria	3.048	3.048	3.048	3.048	3.048	m
12	Altura cuerpo	5.029	5.029	3.37	3.37	3.37	m
13	Altura cúpula	2.30	2.30	2.019	2.019	2.019	m
14	Diámetro cupula	3.81	3.81	3.81	3.81	3.81	m
15	Diámetro cuerpo	4.93	4.93	4.93	4.93	4.93	m
16	Diámetro tubería central	0.61	0.61	0.58	0.58	0.58	m
17	Largo tubería central	3.010	3.010	3.035	3.035	3.035	m
18	Status	Operación	Operación	Operación	Operación	Operación	-
19	Material tubos en calandria	Ss304 calibre bwg 13	Ss304 calibre bwg 13	Ss304 calibre bwg 13	Cobre	Cobre	-
20	Altura fondo	2.16	2.16	2.16	2.16	2.16	M
No.	Característica	Valor u observación	Dimensional	No.	Característica	Valor u observación	Dimensional
21	Ubicación	Quinto nivel fabrica	Quinto nivel fabrica	Quinto nivel fabrica	Quinto nivel fabrica	Quinto nivel fabrica	-

Estos datos fueron brindados por los ingenieros del ingenio azucarero, los cuales fueron obtenidos de una base de datos del ingenio.

Cuadro 10. Características de los equipos del segundo efecto de evaporación.

No.	Característica	Valor u observación						Dim.
1	Nombre del equipo	2° EFECTO 0	2° EFECTO 1	2° EFECTO 2	2° EFECTO 3	2° EFECTO 4	2° EFECTO 5	-
2	Nombre corto	DUP-0	DUP-1	DUP-2	DUP-3	DUP-4	DUP-5	-
3	Uso en	EVAP	EVAP	EVAP	EVAP	EVAP	EVAP	-
4	Volumen	-	26.19	27.18	21.24	18.69	19.54	M3
5	Superficie calórica	797.96	643.35	643.07	527.40	503.47	507.04	M3
6	Altura fondo	0.84	0.84	0.76	0.69	0.48	0.46	M
7	Cantidad de tubos en calandria	7176	7176	7191	5898	5858	5900	-
8	Largo de tubos	3.04	2.46	2.45	2.45	2.36	2.36	M
9	Diámetro interno tubos calandria	0.035	0.035	0.035	0.035	0.035	0.035	M
10	Espesor tubos calandria	0.0016	0.0016	0.0016	0.0016	0.0016	0.0016	M
11	Altura calandria	3.05	2.47	2.46	2.46	2.36	2.36	M
12	Altura cuerpo	5.54	5.54	5.45	5.44	4.62	4.53	M
13	Altura cúpula	2.13	2.13	2.16	2.12	2.13	2.12	M
14	Diámetro cúpula	2.69	2.69	2.46	2.41	2.49	2.39	M
15	Diámetro cuerpo	4.85	4.85	4.85	4.37	4.36	4.35	M
16	Diámetro tubería central	0.61	0.61	0.62	0.62	0.60	0.59	M
17	Largo tubería central	3.04	2.46	2.45	2.45	2.34	2.34	m
No.	Característica	Valor u observación						
18	Status	Operación						-
19	Material tubos en calandria	Cobre	Cobre	Cobre	Cobre	Cobre	Cobre	-
20	Altura fondo	2.03	2.03	2.03	2.03	2.03	2.03	m
21	Ubicación	Quinto nivel fábrica	Quinto nivel fábrica	Quinto nivel fábrica	Quinto nivel fábrica	5to nivel fábrica	5to nivel fábrica	-

Estos datos fueron brindados por los ingenieros del ingenio azucarero, los cuales fueron obtenidos de una base de datos del ingenio.

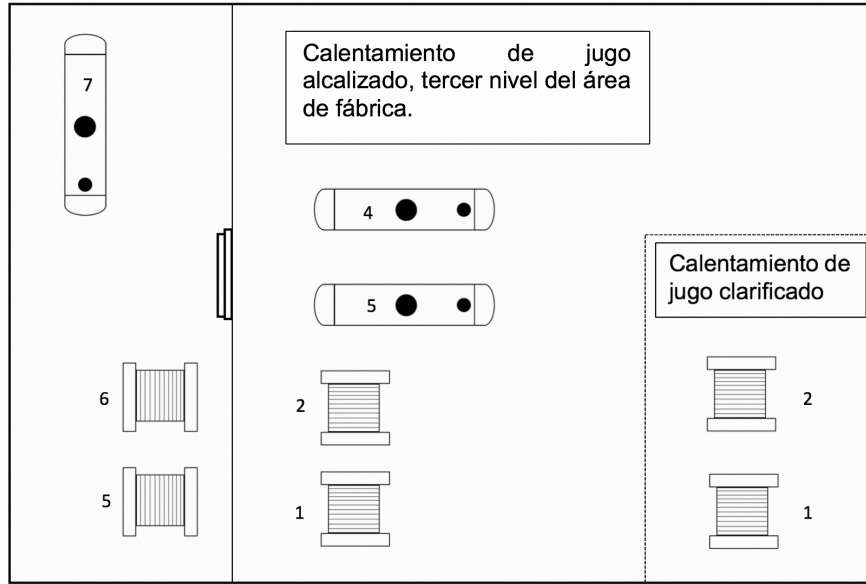
B. Módulo 2: Determinación de pérdidas térmicas y eficiencias en intercambiadores de calor de coraza y tubos, y de placas, con balances de energía del área de fábrica de un ingenio azucarero.

En el análisis de pérdidas térmicas se analizaron los intercambiadores de calentamiento de jugo del área de fabrica de un ingenio azucarero. Dentro de estos equipos se tienen dos tipos: de coraza y tubos, y placas. Estos calentadores varían según el tipo de jugo que se está tratando.

Las dimensiones y especificaciones de los equipos se obtienen a partir de información del proveedor en caso de los calentadores de placas. Para los intercambiadores de calor de coraza y tubos esta no se encuentra disponible de manera física, ya que estos fueron construidos por el ingenio. Sin embargo, se hicieron mediciones para obtener la información necesaria de cada uno de los equipos. Estos trabajar con dos tipos de jugo, el alcalizado y clarificado, para el calentamiento se utiliza vapor saturado con una temperatura entre 76.49 a 116.10 °C. El primero es el resultante de la extracción de la caña en los molinos y el segundo es el que se obtiene después de la clarificación. El vapor que se utiliza para calentar es residual que viene de los evaporadores.

Los calentadores se encuentran distribuidos en diferentes lugares del área de fábrica, esto se muestra en las Figuras 7,8,9.

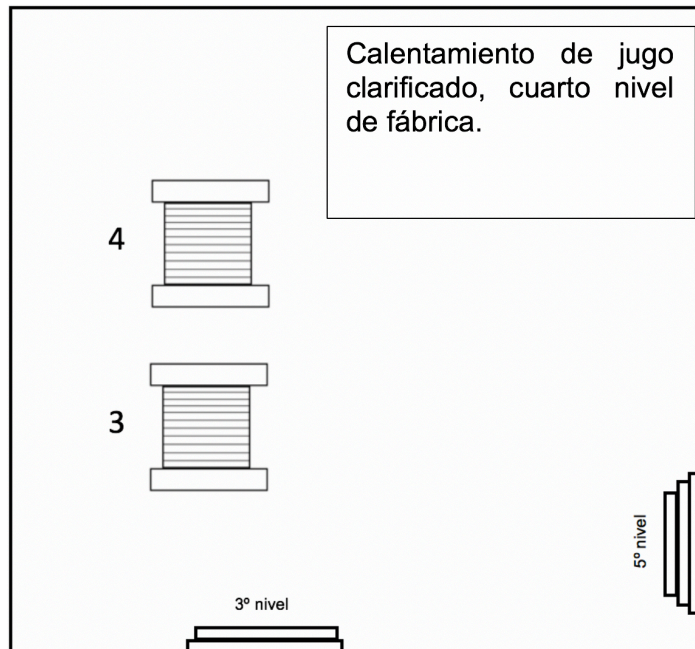
Figura 34. Distribución de intercambiadores de calor en 3º nivel del área de fábrica.



*El diagrama es una representación de la distribución y los equipos no se encuentran a escala.

*Los intercambiadores 5,4,7 son de coraza y tubos y los 1,2,5,6 de placas.

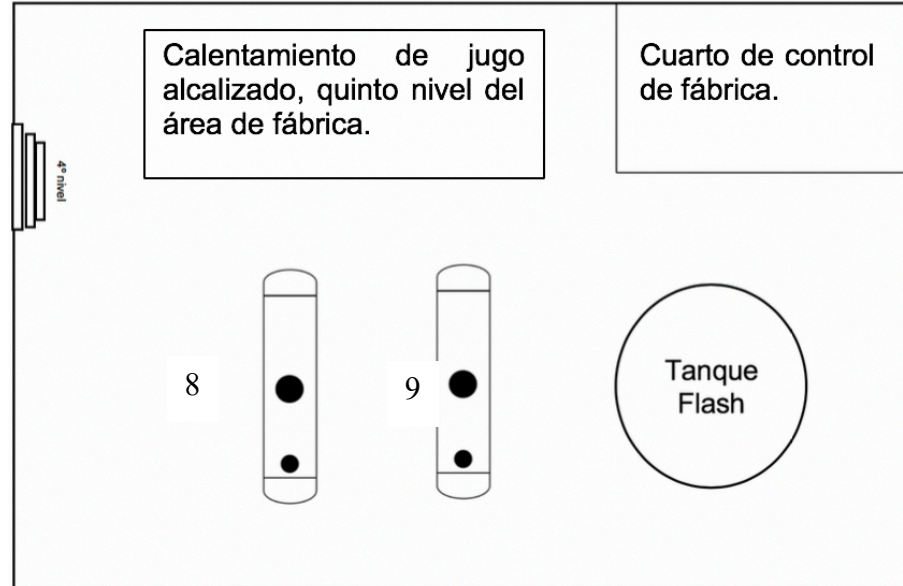
Figura 35. Distribución de intercambiadores de calor 4º nivel del área de fábrica.



*El diagrama es una representación de la distribución y los equipos no se encuentran a escala.

*Los intercambiadores de calor 4 y 5 son de placas.

Figura 36. Distribución de intercambiadores de calor 5º nivel del área de fábrica.



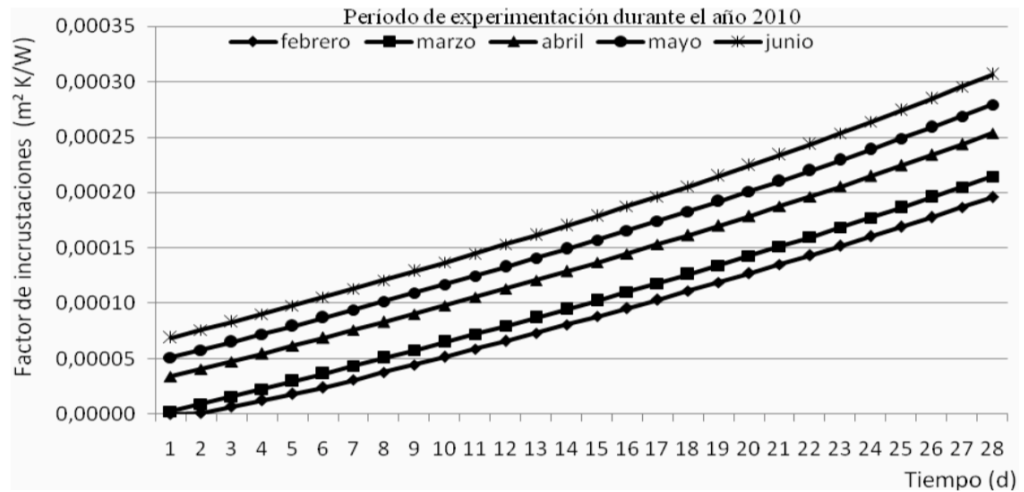
*El diagrama es una representación de la distribución y los equipos no se encuentran a escala.

*Los intercambiadores 8, 9 son de coraza y tubos.

Torres indica realiza un análisis de las pérdidas de eficiencia durante un proceso de enfriamiento de amoniacal. Indica que los intercambiadores de placas son más eficientes que los de coraza y tubos. Esto se debe por la superficie de transferencia de calor, ya que los fluidos circulan por canales estrechos lo cual aumenta la superficie de contacto. Sin embargo, estos tienden a incrustarse más y a disminuir su rendimiento durante la operación debido a los sedimentos que deja el líquido de trabajo.

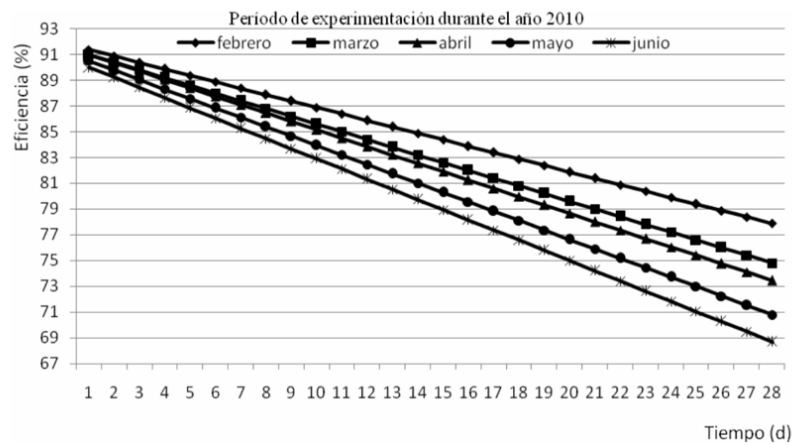
Con el fin de cuantificar las incrustaciones en los equipos, se realizan mediciones conforme avanza el tiempo de operación del intercambiador de calor (Figura 10). Observando que hay un incremento en estas debido al tiempo que trabaja el equipo. Este acumulamiento de material provoca pérdida de capacidad y de eficiencia en el proceso de enfriamiento, ya que sucede una resistencia a la transferencia de calor.

Figura 37. Comportamiento del factor de incrustación para intercambiadores de calor que enfrían amoniacal.



(Torres, 2011)

Figura 38. Comportamiento de la eficiencia de intercambiadores de calor en el enfriamiento de amoniacal.



(Torres, 2011)

Como es de esperarse, al aumentar la incrustación y disminuir la transferencia de calor, se disminuye la eficiencia del equipo. Por lo que en la Figura 11 se muestra el comportamiento de la eficiencia en el tiempo de operación del intercambiador de calor.

Zhu expone tres razones principales por las cuales la operación del intercambiador se desvía de la esperada: diseño pobre, incrustaciones grandes en el equipo y fallo mecánico. Por lo que un buen diseño mecánico y térmico da como resultado una buena operación, además de instalarlo correctamente, operando dentro de los límites de diseño y dándole

un mantenimiento periódico para evitar la formación de sedimentos en el área de transferencia de calor.

C. Módulo 3: Determinación de las pérdidas térmicas en tachos de primera, segunda y tercera, en el área de fábrica de un ingenio azucarero, utilizando balances de masa y energía para generar una propuesta de aislante térmico.

En 2005 fue presentado en la Escuela de Ingeniería de la Universidad James Cook en Australia, para el grado en maestría de las ciencias de la ingeniería, el trabajo "*Evaluation of circulation and heat transfer in calandria tubes of crystallisation vacuum pans*", por Darryn Rackemann para optar al título de Master of Engineering Science.

Este trabajo de investigación es un estudio de la circulación de la masa y el calor por los tubos de la calandria de un tacho en un ingenio azucarero, así como de la fuerza motriz involucrada en este fenómeno de cristalización. Se utilizó un análisis a escala de laboratorio de una sección de la calandria para determinar modelos numéricos así como datos experimentales suficientes para su validación. Se hizo una prueba a nivel fábrica, en donde se monitoreó también los parámetros de velocidad de circulación y transferencia de calor en la miel y masa, que se maneja en la parte interna de los tubos de la calandria.

En el estudio a escala se variaron las condiciones de operación para determinar los factores de transferencia de calor y circulación de la masa con estas variaciones. Con esta información se determinaron correlaciones, que más adelante se utilizarían para plantear modelos numéricos. Estos se podrían utilizar para una mejor comprensión de los fenómenos estudiados que ocurren dentro de los tubos de la calandria.

A lo largo de las mediciones se determinó las distintas problemáticas debido a la alta viscosidad del fluido y se conoce muy poco de su comportamiento dentro de los tubos. Es por esto que en el trabajo de investigación, a partir del estudio experimental, se determinó distintas recomendaciones para replicar el estudio o bien orientar a los investigadores en estudios posteriores.

Luego se consultó el trabajo de investigación titulado "*Measurements and computations of the flow in full-scale sugar evaporative-crystallizers and in lab scale models*", presentado

en el 2007 por Luis Fernando Echeverri ante el departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Louisiana State and Agricultural and Mechanical College, optando para el título de Doctor in Philosophy.

En este estudio se analizó como factor principal la circulación de la masa que se está procesando en los tachos, ya que si los equipos cuentan con una buena circulación, la transferencia de calor será más eficiente, y por ende los equipos también. Entre los resultados más importantes de la investigación se determinó una serie de datos con respecto a la circulación de la masa dentro del equipo, a distintas condiciones de operación. Gracias a estos datos, en conjunto con la aplicación de distintos modelos experimentales y numéricos, se pudo determinar correlaciones que ayuden a la comprensión del trabajo de estos equipos.

Se utilizó un modelo a escala de laboratorio para determinar los flujos de la masa que se están trabajando dentro del equipo para obtener datos experimentales, y poder replicarlos y estudiarlos utilizando PIV (particle image velocimetry). Tanto la información recaudada en el experimento de laboratorio, como la información de las mediciones en la fábrica para las cuales se utilizó un anemómetro de alta temperatura, se compararon con la información recaudada aplicando un análisis computacional de dinámica de fluidos. La información de esta última coincide con las otras dos metodologías utilizadas, tanto para la velocidad de circulación como para las demás propiedades del fluido.

Utilizando el análisis computacional de la dinámica de fluidos, se construyó distintos modelos numéricos que describan el comportamiento de la variación en las condiciones de operación y factores de diseño de este tipo de equipos. Esto es importante para determinar posibles oportunidades de innovación en el diseño o bien, mejorar la eficiencia del equipo al cambiar la forma de la circulación de la masa en la parte interna.

Por último, se consultó el documento titulado "A simple correlation for estimation of economic thickness of thermal insulation for process piping and equipment", presentado en 2009 por A. Bahadori y Hari B. como publicación científica al Departamento de Ingeniería Química de la Universidad Curtin de Tecnología, Australia.

En este documento se determinó la importancia de seleccionar un espesor de aislamiento térmico que sea viable económicamente, ya que la instalación del mismo representa una inversión económica. Utilizando una correlación encontrada para el

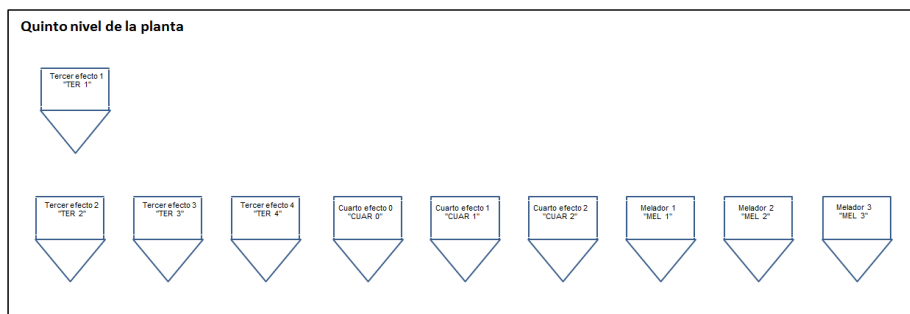
diámetro de una tubería de acero y la conductividad térmica de aislamiento en un rango de temperaturas de 100 °C a 700 °C , se puede seleccionar el espesor adecuado.

La correlación se planteó como un modelo sencillo de utilizar ya que llega hasta una temperatura de 700 °C y un espesor de 0.5 m, por lo que utilizando una interpolación se podría determinar un espesor de aislamiento con una desviación de $\pm 1.12\%$.

D. Módulo 4: Determinación y cuantificación de las pérdidas térmicas en evaporadores de tercer, cuarto y quinto efecto, utilizando balances de masa y energía; propuesta de un espesor de aislante para dichos equipos en un ingenio azucarero.

Los evaporadores de tercer, cuarto y quinto efecto se encuentran ubicados de la siguiente manera en el ingenio azucarero de Guatemala, en donde se llevó a cabo la investigación.

Figura 39. Distribución de los evaporadores.



(Fuente propia)

Figura 40. Datos extraídos del ingenio de zafras anteriores.

No.	Variables	Unidad	Z10-11	Z11-12	Z12-13	Z13-14	Z14-15	Z15-16	Z16-17
1	Ventas al S.N.I	GWh	83.94	121.13	155.18	135.09	275.3	311	240
2	Consumo interno	GWh	54.57	64.22	75.1	83.65	97.4	107	70
3	Otros consumos auxiliares/ventas	GWh	3.6	7.5	9.9	0	0		21
4	Producción total de energía	GWh	142.08	192.83	246.94	231.99	372.7	418	331
5	Producción con TGC	GWh	28.04	69.95	103.19	89.18	87.2	275	245
6	Producción con TGE	GWh	112.59	119.55	135.84	128.19	285.5	143	87
7	Producción con bunker	GWh	1.45	3.33	0.54	0.2	0.02	0	0
8	Producción con bagazo	GWh	140.63	189.5	239.03	217	238	256.6	289.85
9	Caña molida	Mt	2.25	2.51	3.08	3.06	3.27	3.32	3.01
10	Producción de bagazo	t	N	N	N	0	892778	883786	800858
11	Combustible utilizado (bunker)	MGal	0.15	0.30	0.53	17279	3025	0	1
12	Vapor utilizado en TGE	kLb	N	N	N	N	N	N	N
13	Vapor utilizado en TGC	kLb	N	N	N	N	N	N	N
14	Rendimiento TGE	Lb/kW	N	N	N	N	N	N	N
15	Rendimiento TGC	Lb/kW	N	N	N	N	N	N	N
16	Rendimiento Bunker	kWh/GAL	9.67	11.10	1.03	11.57	6.61	0.00	0.00
17	Rendimiento bagazo (+ comprado)	kWh/t	62.50	75.50	77.64	71.0	72.8	77.2	96.3
18	Rendimiento utilización en proceso	kWh/t	24.25	25.59	24.39	27.3	29.8	32.2	23.2
19	Rendimiento de ventas	kWh/t	36.72	32.92	26.84	44.1	84.2	93.6	79.7
20	Ventas de EE por bagazo TGE	%	68.14	45.55	39.39	N	N	N	N
21	Ventas de EE por bagazo TGC	%	30.28	52.02	60.32	N	N	N	N
22	Ventas de EE por bunker TGC	%	1.57	2.44	0.29	N	N	N	N
23	Potencia generada	kW	N	N	N	N	N	N	N
24	Potencia vendida	kW	N	N	N	N	N	N	N
25	Potencia contrato	kW	N	N	N	N	N	N	N
26	80% potencia contrato	kW	N	N	N	N	N	N	N

En la zafra 2016-2017 el ingenio en el cual se llevó a cabo la presente investigación generó un total de 331 GWh durante toda la zafra. De los cuales utilizó 70 para el consumo interno, esto quiere decir que el 21.14% de la energía que genera el ingenio azucarero es utilizada directamente para el proceso de la fabricación de azúcar. Mientras que el resto de esta energía producida se vende a la red nacional de energía eléctrica.

El ingenio azucarero cuenta con aislantes térmicos en algunos de sus equipos, lo cual es de importancia para este estudio y su objetivo de una propuesta de aislante térmico, como se demuestra en el siguiente recuadro variando las distintas áreas de los evaporadores que son: fondo, calandria y cuerpo:

Cuadro 11. Espesor original en calandrias.

CALANDRIA DE EVAPORADORES	
Evaporador	Espesor (m)
Ter 1	0.0381
Ter 2	0.0381
Ter 3	0.0381
Ter 4	0.0381
Cuar 0	0.0381
Cuar 1	0.0381
Cuar 2	0.0381
Mel 1	0.0381
Mel 2	0.0381
Mel 3	0.0381

Cuadro 12. Espesor original en los cuerpos.

CUERPO DE EVAPORADORES	
Evaporador	Espesor (m)
Ter 1	0.0381
Ter 2	0.0381
Ter 3	0.0381
Ter 4	0.0381
Cuar 0	0.0381
Cuar 1	0.0381
Cuar 2	0.0381
Mel 1	0.0381
Mel 2	0.0381
Mel 3	0.0381

Cuadro 11. Espesor original en los fondos

FONDO DE EVAPORADORES	
Evaporador	Espesor (m)
Ter 1	0.0032
Ter 2	0
Ter 3	0
Ter 4	0
Cuar 0	0
Cuar 1	0
Cuar 2	0
Mel 1	0
Mel 2	0
Mel 3	0

Se obtuvieron las características principales de cada uno de los efectos a estudiar, las cuales se muestran a continuación

Cuadro 12. Características del tercer efecto

Característica	Valor u observación				Unidad
	3er efecto 1	3er efecto 2	3er efecto 3	3er efecto 4	
Nombre del equipo	TER-1	TER-2	TER-3	TER-4	-
Nombre corto	TER-1	TER-2	TER-3	TER-4	-
Uso en	Evaporación				-
Volumen	20.81	16.99	15.01	12.60	m3
Superficie calórica	504.54	559.99	377.74	320.46	m3
Altura fondo	0.56	0.61	0.43	0.41	m
Cantidad de tubos en calandria	5871	6498	4672	4046	-
Largo de tubos	2.36	2.36	2.22	2.15	m
Diámetro interno tubos calandria	0.032	0.038	0.035	0.035	m
Espesor tubos calandria	0.0016	0.0016	0.0016	0.0016	m
Altura calandria	2.36	2.41	2.29	2.16	m
Altura cuerpo	4.27	3.20	3.66	3.61	m
Altura cúpula	1.98	2.82	2.21	2.03	m
Diámetro cúpula	2.24	2.18	2.54	2.29	m
Diámetro cuerpo	4.32	3.51	3.90	3.44	m
Diámetro tubería central	0.59	0.01	0.60	0.60	m
Largo tubería central	2.34	2.36	2.22	2.16	m
Status	Operación	Operación	Operación	Operación	-
Material tubos en calandria	Cobre	Cobre	Cobre	Cobre	-
Altura fondo	2.16	2.03	2.13	2.11	m

Cuadro 13. Características del cuarto efecto

No.	Característica	Valor u observación			Unidad
1	Nombre del equipo	4to efecto 0	4to efecto 1	4to efecto 2	-
2	Nombre corto	CUAR-0	CUA-1	CUA-2	-
3	Uso en	Evaporación			-
4	Volumen	12.60	15.29	15.32	m3
5	Superficie calórica	320.46	353.16	350.59	m3
6	Altura fondo	0.43	0.53	0.53	m
7	Cantidad de tubos en calandria	4546	4676	4068	-
8	Largo de tubos	2.17	2.07	2.36	m
9	Diámetro interno tubos calandria	1.38	1.38	1.38	m
10	Espesor tubos calandria	0.0016	0.0016	0.0016	m
11	Altura calandria	2.21	2.13	2.36	m
12	Altura cuerpo	3.63	3.58	3.68	m
13	Altura cúpula	2.07	2.13	1.85	m
14	Diámetro cúpula	2.29	2.49	2.54	m
15	Diámetro cuerpo	3.44	3.91	3.62	m
16	Diámetro tubería central	0.59	0.60	0.56	m
17	Largo tubería central	2.21	2.06	2.36	m
18	Status	Operación			-
19	Material tubos en calandria	Cobre	Cobre	Cobre	-
20	Altura fondo	2.16	2.18	2.16	m
21	Ubicación	Quinto nivel fábrica	Quinto nivel fábrica	Quinto nivel fábrica	-

Cuadro 14. Características del quinto efecto

No.	Característica	Valor u observación			Unidad
1	Nombre del equipo	5to efecto 1	5to efecto 2	5to efecto 3	-
2	Nombre corto	MEL-1	MEL-2	MEL-3	-
3	Uso en	Evaporación			-
4	Volumen	11.89	15.32	12.03	m3
5	Superficie calórica	284.58	350.59	469.38	m3
6	Altura fondo	0.61	0.64	0.60	m
7	Cantidad de tubos en calandria	4098	4068	6196	-
8	Largo de tubos	2.08	2.36	2.08	m
9	Diámetro interno tubos calandria	0.032	0.035	0.032	m
10	Espesor tubos calandria	0.0016	0.0016	0.0016	m
11	Altura calandria	2.11	2.37	2.11	m
12	Altura cuerpo	2.90	3.68	3.77	m
13	Altura cúpula	1.63	1.85	2.53	m
14	Diámetro cúpula	2.54	2.54	2.72	m
15	Diámetro cuerpo	3.51	3.62	3.56	m
16	Diámetro tubería central	0.59	0.57	0.57	m
17	Largo tubería central	2.08	2.36	2.08	m
18	Status	Operación			-
19	Material tubos en calandria	Cobre	Cobre	Cobre	-
20	Altura fondo	2.03	2.16	2.03	m
21	Ubicación	Quinto nivel fábrica	Quinto nivel fábrica	Quinto nivel fábrica	-

Se han realizado estudios en los diferentes ingenios azucareros en Guatemala sobre las pérdidas térmicas en la evaporación. Se llevó a cabo un estudio sobre la determinación de las pérdidas de calor por radiación en los evaporadores sin aislamiento térmico en los fondos y las tuberías de transferencia de jugo por CENGICAÑA, específicamente por Mario Roberto Muñoz Solares.

El estudio se llevó a cabo en dos ingenios de Guatemala, Ingenio Pantaleón e Ingenio La Unión. El principal objetivo del estudio fue la determinación de las pérdidas térmicas y si estas son significativas durante el proceso de evaporación.

Como trabajo de campo se llevaron a cabo las siguientes mediciones: Área y temperatura de fondos, ara y temperatura de tubería entre fondos y bombas, temperaturas de jugo y vapor, velocidad del viento, temperatura ambiente y el tipo de material aislante existente. Para este estudio se utilizó un software para procesar la información obtenida, su nombre es “3Eplus” versión 4.1 gratuito.

Los resultados obtenidos fueron los siguientes:

Cuadro 17. Resultados de investigaciones antecedentes

Pérdidas de energía térmica	UDM	Actual		Aislamiento 0.038 m		% Reducción	
		Pantaleón	La Unión	Pantaleón	La Unión	Pantaleón	La Unión
Área analizada	m ²	829	245	829	245	829	245
Pérdida total de calor	kJ/s	2861	1296	139	29	-95%	-98%
Pérdida específica por radiación	kJ/s-m ²	3.5	5.3	0.2	0.1	-95%	-98%
Pérdida de vapor equivalente a escape	kg/h	3816	1674	185	38	-90%	-98%
Pérdida de bagazo (a 2 kg vapor /1 kg bagazo)	kg/h	1908	837	93	19	-95%	-98%

Como se puede observar el Cuadro No 1, se obtuvieron pérdidas significantes en el área de evaporación, sin embargo al cuantificar las pérdidas que se daban por transferencia de calor; se propuso un tipo de aislante térmico, con un espesor. Reduciendo un 95% las pérdidas térmicas que se tenían. Por lo que se concluyó que se debe instalar un tipo de aislante térmico en las tuberías y los fondos en el proceso de evaporación de múltiple efecto, en un ingenio azucarero.

E. Módulo 5: Análisis económico de pérdidas térmicas en los equipos de intercambio de energía en un ingenio azucarero, relacionando los recubrimientos térmicos actuales con los propuestos en las etapas del proceso industrial.

En 2,007, Eleazar Remigio Gonzales Núñez realiza la presentación de los resultados de su trabajo de graduación que lleva por título: “*Estudio comparativo de los intercambiadores de calor de coraza-tubos y los de placas planas*” en la Universidad Mayor

de San Marcos en Lima, Perú. El objetivo general del trabajo era el de brindar la opinión técnica profesional de las ventajas económicas que ofrece el reemplazo de los intercambiadores de calor de coraza y tubos por los modernos intercambiadores de placas planas, considerando que las industrias aún poseen los intercambiadores de calor de coraza y tubos que según algunos estudios son de menor eficiencia y de mayores costos que el de placas planas.

Por el mismo camino un segundo trabajo relacionado con el tema y desarrollo del presente módulo de mega proyecto corresponde a Mario José Linares Morales, quien realizó el trabajo de tesis llamado: *“Evaluación comparativa técnica y económica de los métodos de limpieza hidrocínética y limpieza química para evaporadores tipo Roberts en ingenios azucareros”* realizado en la Universidad de San Carlos de Guatemala en julio de 2,014. Dicho documento poseía por objetivo evaluar comparativamente el método de limpieza hidrocínética y el método de limpieza química para determinar los beneficios económicos de cada uno y demostrar cuál de los dos métodos es el óptimo recomendable.

En 2,015, Mario Ernesto Blanco Velásquez realizó la presentación de los resultados de su trabajo de graduación titulado: *“Diseño de investigación de propuesta de mejora en la eficiencia de energía eléctrica en un ingenio de la industria azucarera”* en la Universidad de San Carlos de Guatemala, El objetivo de dicho trabajo de graduación era el de diseñar un plan de mejora para la eficiencia de energía eléctrica en un ingenio de la industria azucarera, así como identificar y caracterizar la medición de los consumos de energía eléctrica en fábrica de la industria azucarera de los distintos equipos y áreas de trabajo

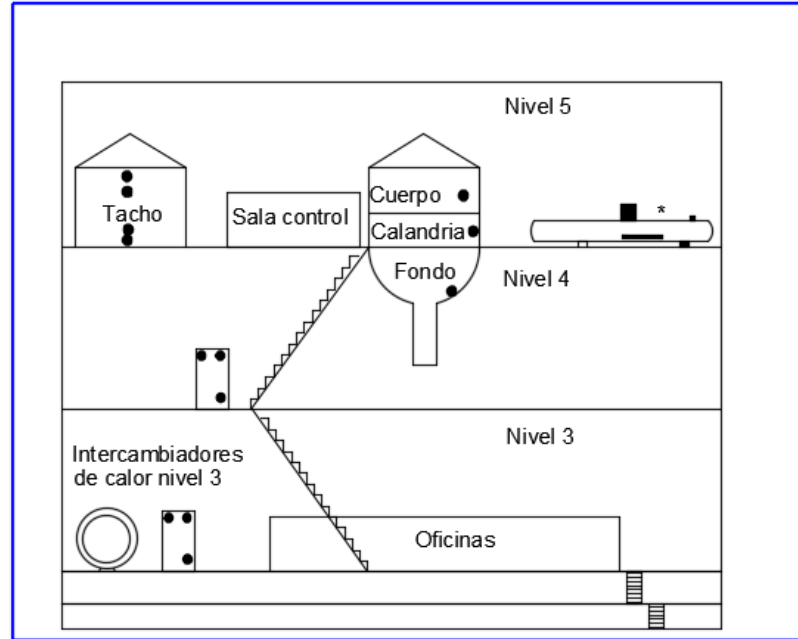
F. Módulo 6: Procedimiento para estandarización de medición por pérdida de energía en equipos de intercambio térmico en un ingenio azucarero.

El procedimiento de estandarización requiere de datos históricos de la toma de tiempos de temperatura pero en la actualidad, el ingenio no posee ninguno.

Se tomaron en cuenta la ubicación de cada uno de los equipos de intercambio térmico, así como de los croquis de la planta.

Figura 41. Sección de planta.

Nivel 3, 4 y 5



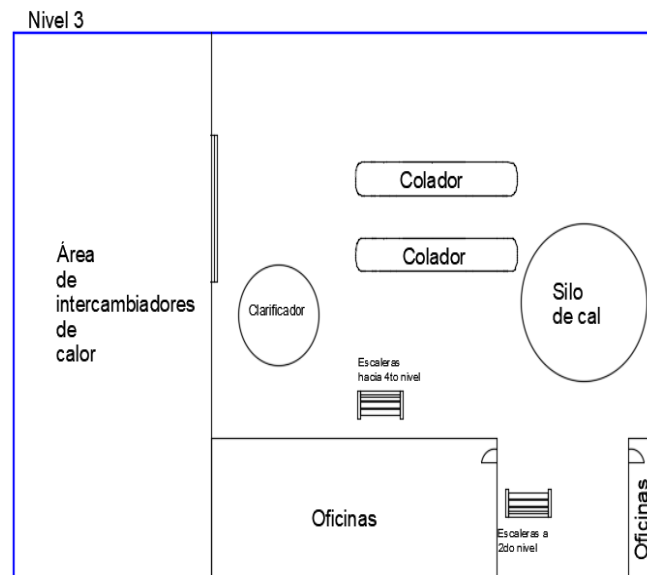
Nota:

En la figura se hace referencia a un corte vertical de la planta

Los puntos negros son los puntos de medición de cada uno de los equipos.

*La parte superior izquierda es la entrada de vapor, la derecha es la entrada de jugo, la parte inferior izquierda es la salida de vapor y la parte inferior derecha es la salida de jugo.

Figura 42. Nivel 3 vista de planta de fábrica de producción.

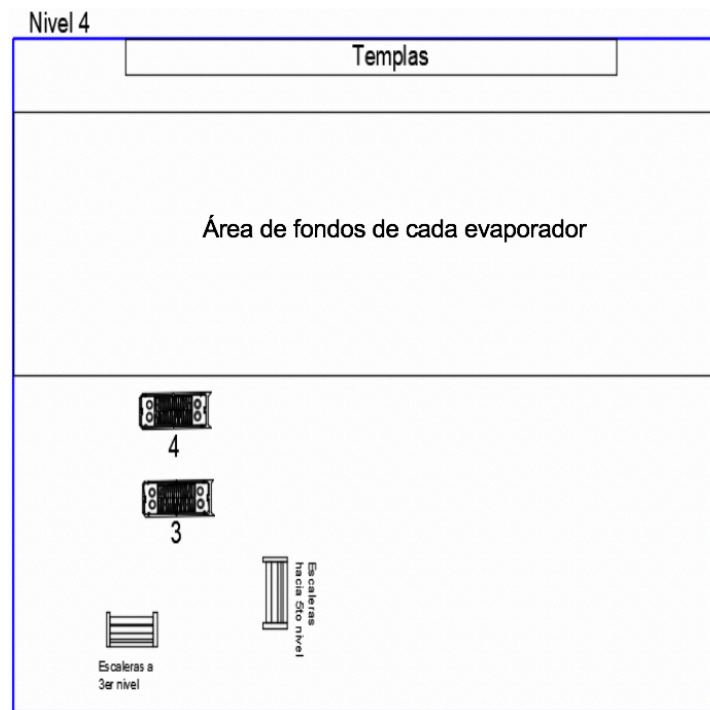


Nota:

En la figura se observa el área de intercambiadores de calor del nivel 3 a vista de planta. En este nivel se realizaron la toma de mediciones de los intercambiadores de calor los cuales están compuestos en su mayoría, por intercambiadores de jugo alcalizado y únicamente dos intercambiadores de jugo claro.

En la figura se observan las referencias de las escaleras hacia el 4to nivel y al 2do nivel y las oficinas de dicho nivel. También visualizamos el área de clarificación, coladores y el silo de cal.

Figura 41. Nivel 4 vista de planta de la fábrica de producción.

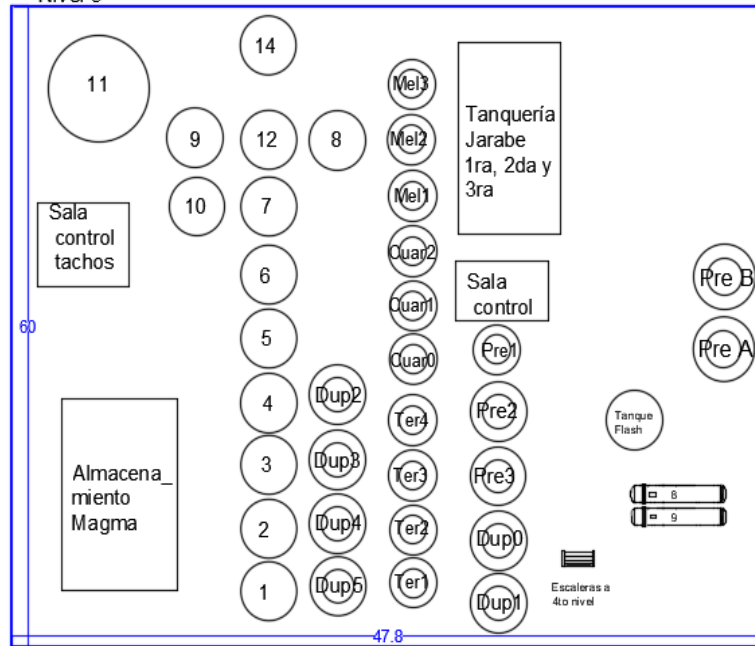


Nota:

En la figura se observa el área de fondos de cada evaporador y los dos intercambiadores de jugo claro del nivel 4 a vista general. En este nivel se realizaron la toma de mediciones en los intercambiadores de calor de jugo claro los cuales son el 3 y el 4.

En la figura las referencias de las escaleras hacia el 5to nivel y al 3er nivel. También visualizamos el área de los fondos de los evaporadores los cuales hay un fondo por evaporador y al fondo las templeas.

Figura 24. Nivel 5 vista de planta de la fábrica de producción.
Nivel 5



Nota:

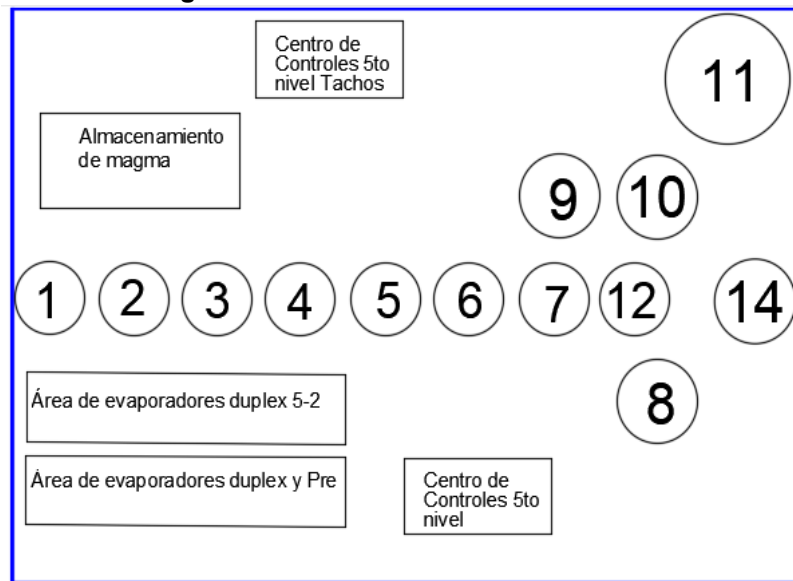
En la figura se observa el área de intercambiadores de calor del nivel 5, el área completa de evaporadores (cuerpo y calandria) y el área completa de tachos en el cual se tomaron las respectivas mediciones de los equipos

En la figura como referencia tenemos dos salas: una de control la principal y otra para los tachos, el almacenamiento de magma la tanquería de jarabe 1ra, 2da y 3ra y el tanque flash.

A continuación se presenta el plano específico de las distribuciones de los equipos con sus respectivas referencias en cada uno de los niveles, para representarlo gráficamente. También se encuentran los puntos genéricos de los intercambiadores y los evaporadores en las que se tomaron las mediciones con un termómetro láser el cual se sostuvo apuntando hacia el punto a medir y durante 6 segundos para obtener un dato certero, esto se hizo a la distancia que recomendaba el proveedor.

Área de tachos

Figura 43. División área de tachos.

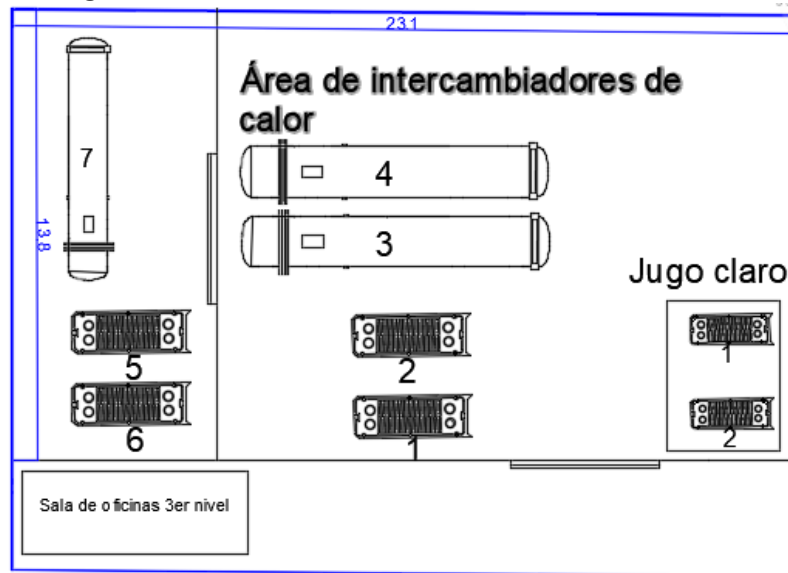


Nota:

En la figura se observa el área de tachos los cuales están conformados por los 13 tachos respectivos distribuidos de esta forma. El tacho 11 solo es una indicación de donde se encuentra debido a que no se tomó en cuenta para este estudio. Luego tenemos el centro de controles del 5to nivel, el área de evaporadores y el almacenamiento del magma para darnos una referencia de la ubicación de los equipos. Los puntos de medición están en la Tabla 3 de tachos.

Área de intercambiadores

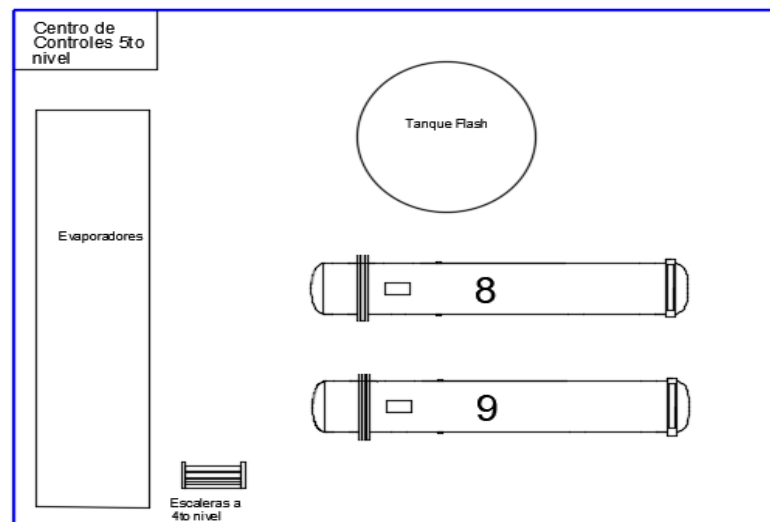
Figura 46. Área de intercambiador de calor nivel 3



Nota:

En la figura se observa el área de intercambiadores de calor del nivel 3 los cuales están conformados por los 7 intercambiadores de jugo alcalizado y 2 de jugo claro. Las medidas están en metros y los equipos no están a escala.

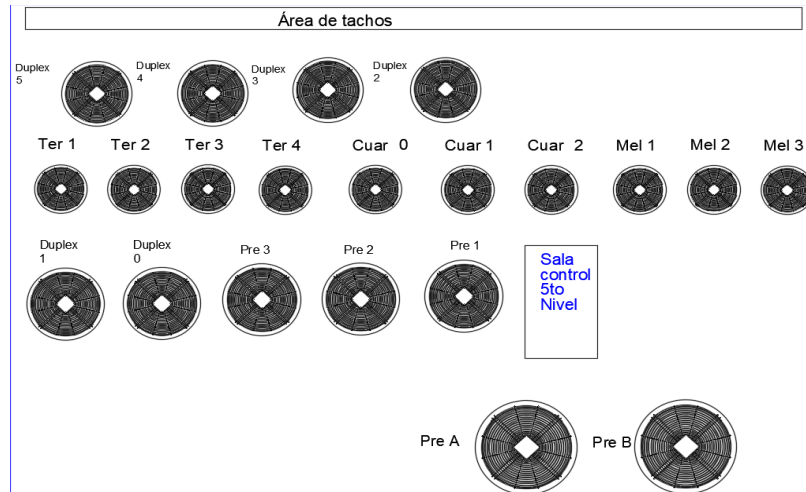
Figura 44. Área de intercambiadores de calor nivel 5.



En la figura se observa el área de intercambiadores de calor del nivel 5 los cuales están conformados por los 2 intercambiadores de jugo alcalizado únicamente. Como referencia está el tanque flash, las escaleras, los evaporadores Pre 1,2,3 y los duplex 0 y 1.

Área de evaporadores

Figura 45. División del área de evaporadores



En la figura se observa el área de evaporadores los cuales están conformado por 21 evaporadores divididos en cinco efectos. Las referencias son la sala de control del 5to nivel y el área de tachos en la parte superior de la imagen.

G. Módulo 7: Revisión y evaluación comparativa de materiales aislantes para tuberías de jugo de caña y vapor del área de fábrica.

1. Trabajos previos similares

El aislamiento térmico es un tema al que últimamente se le ha dado mucha importancia por lo que, se tienen muchos documentos con información sobre cómo realizar y dimensionar este tema, los que se considera que tienen una mayor similitud al que se realizó son:

La comunidad de Madrid elaboró el documento Guía de buenas prácticas en el aislamiento industrial. Con lo que proponen la importancia de realizar un buen dimensionamiento, cálculos e instalación de los materiales aislantes para las diferentes industrias.

a Oficina Internacional del Trabajo en Ginebra en 2001, publicó el documento Seguridad en la utilización de lanas aislantes de fibra vítrea sintética (lana de vidrio, lana mineral y lana mineral de escorias). Con el fin de proponer las medidas de seguridad y precaución que deben tener los operadores cuando realizan la instalación y mantenimiento del aislamiento térmico.

La empresa fabricante de aislamiento térmico ISOVER, realizó el documento Aislamiento de tuberías, donde se brindan las distintas formas de realizar el aislamiento de tuberías, la forma en la que se deben realizar los cálculos y los principales aislamientos disponibles según su catálogo para cumplir los requerimientos de los clientes.

El departamento de ingeniería mecánica de la universidad de Malaya, Kuala Lumpur (T.M.I. Mahlia, B.N. Taufiq, Ismail b, H.H. Masjuki) en 2004, realizaron una investigación entre la correlación de la conductividad térmica y el espesor del aislamiento para las paredes de un edificio.

La empresa ISOVER, en el documento “Manual de aislamiento en la industria”, de donde se brinda una guía sobre el aislamiento de distintos procesos industriales y la forma de realizar los cálculos y los principales aislamientos disponibles según su catálogo para cumplir los requerimientos de los clientes.

2. Información ambiental de la planta

Los datos ambientales se tomaron de los promedios de la temporada de zafra según los datos proporcionados por el INSIVUMEH, con una temperatura de 26.5°C y con una velocidad del viento 2.3m/s. Para este análisis se tomó en cuenta las condiciones de sombra, y que el viento disminuye su velocidad dentro del área de fábrica, por lo que se utilizó una temperatura 24°C y una velocidad de viento de 1.2 m/s.

La altura de la planta se encuentra por debajo de los 350 m s.n. m por lo que el aire se puede asumir que se encuentra a 1 atm de presión.

3. Información suministrada por el ingenio

El costo de producir 1 MW de energía para el ingenio es de Q. 310.00. La información del aumento del costo de la energía se tomó de las previsiones hechas por el AMM, para

las plantas de generación con biomasa, siendo estas de un 3.5% anual, para los próximos 50 años.

La tasa de interés se tomó según lo que el ingenio requiere para poder realizar la aprobación de un proyecto, con un valor de interés anual del 5%. Esta tasa de interés es la más beneficiosa para el ingenio, según sus políticas de trabajo.

Actualmente, no se tiene un tiempo de vida para que el aislamiento sea reemplazado, por lo que este puede permanecer instalado por mucho tiempo, sin que se le haga una inspección de su funcionalidad.

Los valores que se tienen para las máximas temperaturas para el jugo de caña son de 220°F (105°C), debido a que a una mayor temperatura la sacarosa se empieza a quemar por lo que se reduce la cantidad de azúcar que se puede producir. La temperatura máxima para el vapor es de 130°C, ya que este proviene del escape de las turbinas de generación por lo que se mantiene constante. Las cédulas de tubería implementadas son 40 y 30 para tubería de acero.

El vapor enviado al proceso de fábrica tiene una presión de entre 15 y 25psig. La cantidad de vapor enviado a fábrica es igual a lo producido en calderas. La cantidad de vapor necesario en fábrica es el que determina la cantidad y presión del vapor de escape.

4. Hallazgos

Se realizaron inspecciones visuales a la planta de las cuales se pudo determinar los principales problemas que se tiene en las tuberías. Donde se tiene que la tubería presenta tramos a los cuales nunca se les implemento material aislante. Lo que provoca que estos pierdan calor directamente hacia el ambiente, lo que produce pérdidas térmicas.

Figura 49. Tramos de tubería que carecen de aislamiento.



En otros tramos utilizan materiales aislantes inadecuados (cemento refractario), lo que no solo provoca que estos no cumplan con reducir las pérdidas térmicas y que estos se caigan y sufran daños estructurales, produciendo más riesgos a los operadores de la planta.

Figura 50. Tuberías con aislamiento en mal estado.



A otros tramos de tubería simplemente por un mantenimiento deficiente, se abandonó el aislamiento y este nunca, fue cambiado por lo que al caducar su periodo de vida útil estos solo se encuentran colocados en la tubería sin poder reducir las pérdidas térmicas.

Figura 51. Tuberías con aislamiento cerámico.



VI. METODOLOGÍA

A. Módulo 1: Determinación de pérdidas térmicas en evaporadores de primer y segundo efecto en un ingenio azucarero, usando balances de masa y energía.

A continuación, se describe la metodología que se llevó a cabo para la realización de este módulo:

1. Sitio de estudio

Durante la zafra 2017-2018 se realizaron visitas a la empresa en estudio, en este caso un Ingenio Azucarero, para identificar el área y conocer el proceso de producción del azúcar. Luego se le dio mayor importancia al área de evaporación ya que esta es la de interés para realizar el estudio.

2. Recopilación de datos

Durante las primeras visitas se realizó una recolección de datos generales en el cuarto de control de evaporación ubicado en el área de fábrica del ingenio azucarero, entre estos está:

- Diámetro de tuberías
- Número de tubos en la calandria
- Diámetro de tubos en la calandria
- Largo de tubos en la calandria
- Materiales y grosor de aislantes térmicos en el cuerpo, calandria y fondo
- Presiones de operación
- Temperaturas de operación
- Flujos de operación

Estos datos fueron proporcionados por Ingenieros y operarios que laboran en el Ingenio, se obtuvo los datos de la zafra 2017- 2018.

3. Identificación y seccionamiento de evaporadores

Se identificaron los seis evaporadores de primer y segundo efecto que son los de interés, de igual manera las partes principales del equipo las cuales son el fondo, calandria y el cuerpo.

Cada parte del equipo se seccionó de diferente manera, en el caso del fondo y la calandria se efectuó el siguiente procedimiento:

- a. Se dividió por la mitad cada equipo para obtener dos secciones totalmente iguales.
- b. El investigador se ubicó en el fondo del evaporador, identificó un punto al azar en la primera mitad y luego en la otra mitad del equipo, es decir en total dos puntos de medición en el fondo de cada evaporador (se realizó el mismo procedimiento para la calandria).
- c. Se trató de que el punto fuera fácil de reconocer para cuando se realizaran las siguientes mediciones y que no interfiriera ningún objeto o material con el valor de la medición.
- d. Ese procedimiento se realizó con todos los fondos y calandrias de los evaporadores de primer y segundo efecto.

El cuerpo no se secciono, los puntos de medición se establecieron al azar cuando se realizaba la medición y en este caso se tomaban cuatro puntos en vez de solamente dos.

4. Altura de los evaporadores

Estos datos fueron proporcionados por empleados del ingenio, los cuales fueron planos con los que ellos ya contaban. Datos como la altura detallada de cada una de las partes del evaporador que son el cuerpo, fondo y calandria como se puede observar en la sección de datos originales.

5. Medición de temperaturas exteriores

La medición de temperaturas exteriores se efectuó en el fondo, calandria y cuerpo del equipo, estas son las zonas donde más pérdidas de calor existen. Para llevar a cabo las mediciones se utilizó un termómetro laser marca THERMOMETER DIVER SITECH MODELO IRT-1.

Para las mediciones experimentales se efectuó el siguiente procedimiento:

- a. En el caso del fondo, con el brazo completamente extendido hacia arriba se direccionó el termómetro laser hacia el punto de medición, se tomó el valor y se anotó. Esto se realizó con todos los fondos de los evaporadores de primer y segundo efecto.
- b. En el caso de la calandria, se encontraba aproximadamente a 0.5 – 0.6 m del punto de medición, se direcciono el termómetro hacia el punto de medición, se tomó el valor y se

anotó. Esto se llevo a cabo con todas las calandrias de los evaporadores de primer y segundo efecto.

- c. En el caso del cuerpo, con el brazo completamente extendido hacia arriba se direccionó el termómetro laser hacia el cuerpo del equipo, se tomaron cuatro valores en puntos al azar de esta sección y se anotó.

En total se obtuvieron cinco mediciones de cada equipo, a lo largo del periodo de zafra, ya que se debe tener consistencia en los datos que se van a usando para realizar los cálculos.

6. Medición de tiempos

Para los análisis efectuados se realizó la medición de tiempo con el cronómetro de un celular. La medición consistía en el tiempo total cuando se empezó a tomar mediciones en el fondo del primer evaporador del primer efecto hasta el fondo del último evaporador del segundo efecto. Luego se tomaba el tiempo total cuando se empezó a tomar mediciones en la calandria del primer evaporador del primer efecto hasta la calandria del último evaporador del segundo efecto. Por último, se tomaba el tiempo total cuando se empezó a tomar mediciones en el cuerpo del primer evaporador del primer efecto hasta el cuerpo del último evaporador del segundo efecto. Al finalizar se sumaban los tiempos totales de las tres secciones del equipo, para obtener el tiempo total de cada corrida.

7. Balances de materia y energía

Para calcular las pérdidas térmicas de cada evaporador, se realizaron balances de masa y energía, estos se llevaron a cabo individualmente por cada vaso y también para el tren de evaporación . Para esto es necesario realizar un diagrama de entradas y salidas en el equipo, este diagrama se ejemplifica en cada uno de los equipos desde la Figura 84 a la Figura 96 en la sección de anexos.

a. Balance global

Haciendo uso de la ecuación 9 ubicada en la sección de marco teórico, se realizó un balance global del evaporador, considerando las entradas y las salidas de vapor como de jugo. Debido a que en el ingenio no miden flujos de condensados de cada equipo, se asumió que todo el vapor que entra se condensaría. Al asumir eso se igualan las variables de entrada de vapor y salida de condensados, para luego determinar el flujo volumétrico de salida de evaporado, mediante la diferencia del jugo claro que entra con el jugo concentrado que sale.

b. Balance de soluto

Haciendo uso de la ecuación 11 ubicada en la sección de marco teórico, se realizó un balance de soluto para el jugo de caña ya que en el proceso de evaporación es el único que se busca que cambie su concentración de entrada y salida. Al igualar el flujo de entrada y salida del jugo multiplicado con sus respectivas concentraciones. Se llevó a cabo esta relación para poder conocer el flujo de salida de jugo, este dato no se obtuvo de los datos brindados por el ingenio.

c. Balance de energía

Haciendo uso de la ecuación 12 ubicada en la sección de marco teórico, se realizó un balance de energía en el cual se considera las entalpías de entrada y salida que llevan ambos fluidos, el vapor y el jugo de caña. Este balance se utilizó principalmente para obtener el flujo de entrada de vapor, al conocer la presión a la que entra y sale el vapor se podían conocer las entalpías de vapor saturado de entrada y de salida del líquido. En el caso del jugo de caña se obtuvieron las entalpías por medio de la figura.

8. Pérdidas térmicas

Se hizo un análisis de pérdidas térmicas para obtener el calor perdido al ambiente en los equipos analizados. Se realizó por tres métodos que son convección, conducción y radiación. Se utilizó el modelo de resistencias para obtener la pérdida total tomando en cuenta los aislantes. Se utilizaron distintos tipos de mecanismos de transferencia de calor, dependiendo que parte del equipo se estaba analizando. Entre los analizados están:

- a Convección externa, afuera de los tubos de la calandria, con el calor que pasa del vapor al jugo que va adentro de los tubos. Para obtener este resultado primero se calculó el número de Reynolds haciendo uso de la ecuación 31, luego el número de Prandtl con la ecuación 8 y, por último, el número de Nusselt con la ecuación 62. Para la determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección se utilizó la ecuación 62 y, por último, se determinó la resistencia por convección haciendo uso de la ecuación 52. Las ecuaciones mencionadas anteriormente se encuentran en la sección de marco teórico.
- b Convección interna, dentro de los tubos de la calandria, con el calor que lleva el jugo que pasa por ellos, por lo mismo se utilizan las propiedades del jugo. Para obtener este resultado primero se calculó el número de Reynolds haciendo uso de la ecuación 31, luego la velocidad media del fluido adentro de los tubos con la ecuación 35, el número de Nusselt usando la ecuación 62, luego el número de Prandtl con la ecuación 8. Para la determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección se utilizó la ecuación 62 y por último se determinó la resistencia por convección haciendo uso de la

ecuación 49. Las ecuaciones mencionadas anteriormente se encuentran en la sección de marco teórico.

- c Convección interna, en el cuerpo y fondo, con el calor que le transfiere el vapor en el caso del cuerpo o jugo en el caso del fondo, a la lámina. En el caso de la convección interna para el fondo y cuerpo se realizó el mismo procedimiento mencionado anteriormente para los tubos dentro de la calandria solo que se utilizan las propiedades del vapor en el caso del cuerpo y del jugo en el caso de la calandria.
- d Convección natural, en todo el equipo con el calor que se transfiere de todo el equipo hacia el aire. Para obtener este resultado primero se debe calcular el número de Grashof haciendo uso de la ecuación 61, el número de Rayleigh con la ecuación 67, luego el número de Nusselt con la ecuación 64. Para la determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección natural se utilizó la ecuación 62 y, por último, se determinó la resistencia por convección haciendo uso de la ecuación 49. Las ecuaciones mencionadas anteriormente se encuentran en la sección de marco teórico.
- e Conducción, en las capas de aislantes en todo el equipo, con el calor que pasa a través de los aislantes. Para obtener este resultado se calculó directamente la resistencia del aislante con la ecuación 49, considerando las propiedades del aislante (espesor) y conductividad térmica. Las ecuaciones mencionadas anteriormente se encuentran en la sección de marco teórico.
- f Radiación, en todos los equipos, en este caso se utilizó el software 3E plus versión 4. Se puede observar en la Figura 96 en la sección de anexos, la ejemplificación de cómo se realizó este cálculo.
- g Con las resistencias por convección, conducción y radiación, se determinó la resistencia total haciendo uso de la ecuación 54 en la sección de marco teórico. Por último, se determinó el calor cedido al ambiente aplicando el modelo de resistencia total con la diferencia de la temperatura interior del evaporador y la del ambiente, haciendo uso de la ecuación 43 en la sección de marco teórico.

9. Análisis del espesor de aislantes térmicos

Con el calor perdido en cada equipo se propuso un aislante nuevo para reducir la cantidad de calor transferida al ambiente. Se investigó qué otros aislantes están disponibles, y cuál sería el más adecuado en relación a su baja conductividad térmica. Se calculó el radio crítico usando la ecuación 65, luego se propuso un espesor de aislante de acuerdo a ese radio crítico. Al tener el radio crítico se calculó una nueva resistencia total con el aislante propuesto, y por último, se realizó una comparación de la resistencia total con el aislante actual y con la nueva propuesta de aislante.

10. Desviación estándar

Se calculó las desviaciones estándar para una muestra, de las mediciones de temperaturas experimentales obtenidas. Cada equipo de evaporación contaba con 5 mediciones en distintos días y en las distintas zonas del equipo, las cuales eran cuerpo, calandria y fondo. Este resultado fue analizado dependiendo que tan alto era el valor, mientras más alto sea el valor está más alejado de la media.

B. Módulo 2: Determinación de pérdidas térmicas y eficiencias en intercambiadores de calor de coraza y tubos, y de placas, con balances de energía del área de fábrica de un ingenio azucarero.

1. Verificación de las condiciones de calentadores de jugo claro en programa Logix 5000.

- a. Se seleccionó la opción “Evaporación” en la esquina superior derecha de la pantalla de inicio.
- b. Una vez desplegada la pantalla de evaporación, se seleccionó el tanque de clarificación ubicado en la esquina superior izquierda de la pantalla.
- c. Se desplegó la pantalla de calentadores de jugo claro, en donde se observaron las temperaturas de entrada, salida y posición de estos.

2. Verificación de las condiciones de calentadores de jugo alcalizado en programa Logix 5000.

- a. Se seleccionó la opción “Clarificación” en la esquina superior izquierda.
- b. Una vez desplegada la pantalla de clarificación, se seleccionó la opción de calentadores.
- c. Se desplegó la pantalla de “calentadores de jugo alcalizado”, en donde se pudieron observar las temperaturas, estados y ubicación de estos en los tandems A y B.
- d. Para observar de manera individual los intercambiadores, se seleccionó cada uno de ellos en las pestañas del lado derecho de la pantalla de “calentadores de jugo alcalizado”.

3. Toma de mediciones de temperatura en intercambiadores de jugo alcalizado.

- a. Se abrió la pantalla de “Calentadores de Jugo” claro en el software Logix 5000 de control.
- b. Se anotó el flujo, temperaturas de entrada y salida de los calentadores a analizar, para utilizarlo como datos teóricos.
- c. Se anotó el estado del intercambiador:
 - Normal
 - Paro
 - Retrolavado

El funcionamiento:

- Pre - calentador
- Primario
- Rectificador

Esto se observó en las pantallas individuales de cada calentador.

- d. Se inició con las mediciones de temperatura, estas solo se hicieron cuando el calentador se encontraba en estado normal.
- e. Al iniciar la toma de mediciones, se identificaron las entradas y salidas; de jugo y vapor.
- f. Las temperaturas se tomaron con un termómetro laser, Infrared Thermometer Diversitech modelo IRT-1, este se debe de colocar en la tubería sin aislamiento aproximadamente a 5 cm de distancia.
- g. El procedimiento se repitió 5 veces con el fin de obtener 5 mediciones por tubería.
- h. Se obtuvo la desviación estándar de las mediciones.

4. Toma de mediciones de temperatura en intercambiadores de jugo claro.

- a. Se abrió la pantalla de “calentadores de jugo alcalizado” en el software Logix 5000 de control.
- b. Se anotó el flujo, temperaturas de entrada y salida de los calentadores a analizar, para utilizarlo como datos teóricos.
- c. Se anotó el estado del intercambiador (normal, paro, retrolavado). Esto se observó en las pantallas individuales de cada calentador.
- d. Se inició con las mediciones de temperatura, estas solo se hicieron cuando el calentador se encontraba en estado normal.
- e. Se inició la toma de mediciones, se identificaron las entradas y salidas; de jugo y vapor.

- f. Las temperaturas se tomaron con un termómetro laser, Infrared Thermometer Diversitech modelo IRT-1, este se colocó en la tubería sin aislamiento aproximadamente a 5 cm de distancia.
- g. Las temperaturas se utilizaron para el calculo de los intercambiadores de calor, es decir para los balances de masa y energía.
- h. El procedimiento se repitió 5 veces con el fin de obtener 5 mediciones por tubería.
- i. Se obtuvo la desviación estándar de las mediciones.

5. Toma de muestras de jugo claro y alcalizado.

- a. En el área de fábrica se tomaron muestras de 800 mL del tandem A y B de jugo alcalizado, y en el área de jugo claro con un galón.
- b. Estas se tomaron según los puntos de muestreo establecidos por el ingenio, estos en el inicio de cada tándem.
- c. Las muestras recolectadas, se llevaron al laboratorio de fábrica.
- d. De estas se tomó una alícuota de aproximadamente 400 ml.
- e. Las alícuotas se guardaron en un recipiente limpio, seco y rotulado con el nombre de cada tipo de jugo.
- f. Los recipientes se identificaron y se introdujeron en una cámara refrigerada con una temperatura menor a 20 °C para conservar los jugos.

6. Determinación de °Brix refractométrico de jugo alcalizado y claro.

- a. Se homogenizó agitando el galón de la muestra recopilada en la “toma de muestras de jugo claro y alcalizado”.
- b. Se tomó una alícuota de aproximadamente 1 ml con un gotero plástico limpio.
- c. Se colocó la alícuota en el lector del refractómetro digital y se tomó la lectura de °Brix para cada jugo que corresponda.
- d. Se anotó el valor de °Brix medido.
- e. Se repitió el procedimiento con el fin de obtener tres mediciones por muestra de jugo, para obtener significancia estadística.

7. Determinación de las propiedades del jugo claro y alcalizado.

- a. Con los °Brix y polmse determina la pureza del jugo (Ecuación 3).
- b. Se determinó la temperatura promedio entre la entrada y la salida del jugo con la Ecuación 7.
- c. Todas las propiedades del jugo y del vapor se evaluaron a la temperatura promedio obtenida anteriormente. Esto debido a las variaciones que pueden tener por el cambio de temperatura.

- d. Se determinó la densidad del jugo en función de los °Brix (Ecuación 1) y la temperatura promedio.
- e. Se determinó la capacidad calorífica del jugo en función de los ° Brix (Ecuación 6), la pureza y temperatura promedio.
- f. Se hizo la conversión de la capacidad calorífica J/kg(K) a , con el siguiente factor de conversión, 1 KJ = 1,000 J.
- g. Se determinó la conductividad térmica del jugo en función de los ° Brix (Ecuación 5) y la temperatura promedio.
- h. Se determinó la viscosidad cinemática del jugo en función de los Pol y la temperatura promedio. Mediante una interpolación doble.
- i. Se convirtió la viscosidad cinemática con el siguiente factor de conversión, mPa*s = 1,000 Pa*s.
- j. Se determinó el número de Prandtl para el jugo (Ecuación 8)

8. Determinación de las propiedades del vapor.

- a. La densidad, capacidad calorífica, conductividad térmica, viscosidad y número de Prandtl se determinaron con las tablas del apéndice 15 del libro de la referencia [Cengel]. Usando la temperatura promedio del jugo.

9. Determinación del calor aportado por el vapor y absorbido por el jugo para intercambiadores de calor, análisis termodinámico.

- a. Se convirtió el flujo de jugo de m³/h a m³/s, con el factor de conversión 1 h = 3,600 s.
- b. Se convirtió el flujo volumétrico de jugo a flujo másico con el uso de la densidad del jugo determinada anteriormente.
- c. Se determinó la diferencia de temperatura del jugo entre la salida y la entrada (Ecuación 16).
- d. Se determinaron las entalpías de vapor y líquido, con las temperaturas de entrada y salida. Para esto fue necesario utilizar tablas de vapor disponibles en la literatura.
- e. Se determinó la lambda del vapor, el cual es la diferencia entre la entalpía del vapor entrante y la líquida del vapor que sale del intercambiador (Ecuación 17).
- f. Se determinó el calor absorbido por el jugo (Ecuación 18).
- g. Se determinó el calor aportado por el vapor (Ecuación 19).
- h. Se calculó la masa de vapor que se utiliza para generar la energía. Para esto fue necesario igualar el calor ganado por el jugo y el cedido por el vapor. Se despeja la masa del vapor con el fin de conocerla (Ecuación 20).

- i. Al sustituir la masa de vapor encontrada en la ecuación 20, el calor del vapor debe de ser el mismo que en la ecuación 18. Esto por que se esta viendo únicamente el calor que se ha aprovechado del vapor el cual será Q ganado.

10. Determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección para jugo y vapor en intercambiadores de placas.

- a. Para este cálculo fue necesario saber las siguientes variables del equipo: longitud de onda de la corrugación en la placa (λ), amplitud de la corrugación de la placa (a) y el ángulo de la placa (β) medido desde la línea central de esta.
- b. Estos datos se obtienen por mediciones directas o por la información dada por el fabricante.
- c. Se calcularon los diferentes factores los cuales están dados por Saha (Ecuación 21).
- d. Con los factores anteriores se determinó el flux del fluido (Ecuación 22).
- e. Se determinó el diámetro hidráulico para los canales de la placa (Ecuación 23).
- f. Se determinó el número de Reynolds para el surco de la placa (Ecuación 24).
- g. Por último, se determinaron las funciones trigonométricas; tangente, coseno, seno del ángulo beta, y el seno de $2(\beta)$.
- h. Se determinó el factor de fricción de Fanning, pero para esta se utilizaron los factores $f_{sub i}$ y $f_{sub.}$ Estos dos últimos se dependen del número de Reynolds que se obtuvo (Ecuación 25).
- i. Se determinó el factor total de Fanning (Ecuación 26).
- j. Con los datos obtenidos anteriormente se obtuvo el número de Nusselt (Ecuación 27).
- k. Se obtuvo el coeficiente de transferencia de calor despejando de la ecuación 27.

11. Determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección para el jugo en intercambiadores de coraza y tubos.

- a. Se obtuvo el área de flujo del jugo tomando en cuenta la cantidad de tubos y el número de pasos con la ecuación 32.
- b. Se determinó la velocidad del jugo en los tubos del intercambiador de calor (Ecuación 28).
- c. Se obtuvo el número de Reynolds mediante la (Ecuación 31).
- d. Por medio de la expresión de Dittus – Boelter (Ecuación 33), se obtiene el número de Nusselt.
- e. Se despejó el coeficiente de transferencia de calor por convección para el jugo de la ecuación de Nusselt (Ecuación 27).

12. Determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección para el vapor en intercambiadores de coraza y tubos.

- a. Para poder encontrar el coeficiente de transferencia de calor por convección del vapor, se debe de conocer la velocidad de este en la coraza.
- b. Se calculó el diámetro equivalente de la coraza del intercambiador por medio de la ecuación 34.
- c. Se calculó el área equivalente de la coraza del intercambiador (Ecuación 29).
- d. Se obtuvo la velocidad del vapor en la coraza del intercambiador de calor (Ecuación 30).
- e. Se identificó la configuración del banco de tubos del intercambiador de calor: triangular o rectangular.
- f. Luego determinó las medidas entre los tubos según su configuración, como se muestra en Figura 20.
- g. Se determinó la velocidad máxima del vapor en la coraza según las ecuaciones presentadas en el Cuadro 2.
- h. Se obtuvo el número de Reynolds mediante la Ecuación 35.
- i. Se obtuvo el número de Nusselt según el número de Reynolds obtenido, esto con las ecuaciones dadas para el tipo de flujo en la coraza del intercambiador de calor.
- j. Se despejó el coeficiente de transferencia de calor por convección de la ecuación general de Nusselt (Ecuación 27).

13. Determinación del coeficiente global de transferencia de calor para intercambiadores de calor.

- a. Para determinar el coeficiente de transferencia de calor global de los intercambiadores de calor, es necesario obtener los coeficientes de transferencia por convección y las incrustaciones en los equipos.
- b. Se calculó el coeficiente global de transferencia de calor global, para el intercambiador limpio (Ecuación 36).
- c. Se calculó el coeficiente global de transferencia de calor global para el intercambiador en las condiciones actuales de operación (Ecuación 37).
- d. Se determinó el coeficiente global de transferencia de calor para los calentadores de coraza y tubos. A la expresión anterior se le agregó el factor F en el denominador. Este depende de la cantidad de pasos en los tubos y el número de Reynolds. (Ecuación 38).
- e. Se calcularon las incrustaciones del intercambiador de calor. El valor que se obtuvo es el de la incrustación total (Ecuación 39).
- f. Se calcularon los coeficientes de transferencia de calor por convección de los fluidos y el factor de incrustación total (Ecuación 40).

- g. Se obtuvo el coeficiente global de transferencia de calor al hacer el inverso de la ecuación anterior.

14. Determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección del aire circundante en calentadores de placas.

- a. Se determinó la velocidad y temperatura del aire circundante a los equipos mediante mediciones con un termómetro y anemómetro.
- b. Se determinó las propiedades de viscosidad cinemática, conductividad térmica y número de Prandtl.
- c. Se calculó el número de Reynolds con la (Ecuación 24).
- d. Se obtuvo un régimen de flujo laminar, por lo que la ecuación de Nusselt fue la ecuación 41.
- e. Se obtuvo el coeficiente de transferencia de calor por convección del aire (Ecuación 62).

15. Determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección del aire circundante en calentadores de coraza y tubos.

- a. Se determinó la velocidad y temperatura del aire circundante a los equipos.
- b. Se determinaron las propiedades de viscosidad cinemática, conductividad térmica y número de Prandtl.
- c. Se utilizó el diámetro externo de la coraza del intercambiador para los cálculos siguientes.
- d. Se calculó el número de Reynolds para el banco de tubos del intercambiador (Ecuación 35)
- e. Se obtuvo un régimen de flujo laminar, por lo que la ecuación de Nusselt será la ecuación 42.
- f. El coeficiente de transferencia de calor por convección del aire se obtuvo despejándolo de la ecuación 62.

16. Determinación de la red de resistencias térmicas para calentadores de placas.

- a. Se obtuvo la resistencia térmica del vapor (Ecuación 50).
- b. Se obtuvo la resistencia térmica del aire (Ecuación 51).
- c. Se obtuvo la resistencia total sumando las resistencias del aire y vapor (Ecuación 52).
- d. Se determinó la pérdida de calor (Ecuación 45).

17. Determinación de la red de resistencias térmicas para calentadores de coraza y tubos.

- a. Para obtener la resistencia total se obtiene la resistencia individual de cada fluido.
- b. Se obtuvo la resistencia térmica del vapor (Ecuación 50).
- c. En los calentadores de placas se tiene una resistencia por el aislamiento, por lo que esta se calculó tomando en cuenta la forma cilíndrica del equipo. Se utiliza la ecuación 56.
- d. Se calculó la resistencia por convección del aire circundante (Ecuación 53).
- e. Se obtuvo la resistencia total sumando todas las resistencias individuales (Ecuación 54).
- f. Se determinó la pérdida de calor en el intercambiador (Ecuación 45).

18. Determinación de las pérdidas de calor por radiación en intercambiadores de calor.

- a. Además de la red de resistencias se determinaron las pérdidas de calor por radiación.
- b. Para esto es necesario la emisividad del material que se está analizando.
- c. La transferencia de calor por radiación se da entre la superficie y el aire circundante, por lo que es necesario conocer la temperatura de estos.
- d. Se obtuvo la cantidad de calor perdida por radiación (Ecuación 71).

19. Determinación de las pérdidas de calor por convección en intercambiadores de calor.

- a. Además de la red de resistencias es necesario determinar las pérdidas de calor que se dan por convección.
- b. Estas pérdidas se calcularon para las dos tapas de los intercambiadores de calor de coraza y tubos. Para los calentadores de placa corresponden a las planchas del armazón.
- c. Para esto es necesario la conductividad térmica del material que se está analizando.
- d. La transferencia de calor por convección se da entre la superficie y el aire circundante, por lo que es necesario conocer la temperatura de estos.
Se obtuvo la cantidad de calor perdida por convección (Ecuación 46).

20. Determinación de las pérdidas totales de calor en intercambiadores de calor.

- a. Se determinó la pérdida total de calor en los intercambiadores de calor sumando todas las pérdidas obtenidas anteriormente (Ecuación 47).

21. Determinación de las eficiencias para los intercambiadores de calor.

- a. Se determinó la eficiencia de los calentadores de placas con el calor ganado por el jugo (del análisis termodinámico) y las pérdidas totales en cada equipo. (Ecuación 48).

22. Análisis del radio crítico en intercambiadores de coraza y tubos.

- a. Se calculó el radio crítico de aislamiento con el coeficiente de transferencia de calor por convección del aire circundante y la conductividad térmica del material aislante (Ecuación 65).

23. Determinación del ahorro energético por el análisis de radio crítico de aislamiento para intercambiadores de coraza y tubos.

- a. Para saber el nuevo diámetro del equipo se sumó el radio interno del equipo más el espesor del aislante.
- b. El espesor del aislante debe de ser mayor al radio crítico determinado.
- c. Las pérdidas por convección y radiación de las tapas del intercambiador son las mismas ya que no se modificaron.
- d. Se obtuvo la nueva pérdida de calor con el nuevo material aislante, se repite el procedimiento descrito en el inciso Q y T.
- e. El ahorro de energía se obtuvo restando la pérdida total inicial y la nueva pérdida de calor.
- f. Se obtuvo el porcentaje de energía ahorrada dividiendo la nueva pérdida de calor con la inicial.

24. Determinación del ahorro energético por el análisis de radio crítico de aislamiento para intercambiadores de placas.

- a. Para los intercambiadores de placa se propusieron un material del cual se conozca su conductividad térmica.
- b. Se obtuvieron las resistencias para el vapor y el aire como se menciono en el inciso Q.
- c. Se debió de agregar una resistencia más, la cual corresponde al aislante propuesto. Esta resistencia es la del material aislante y se obtiene con la Ecuación 49 (a).
- d. Se sumaron las resistencias para obtener la resistencia total
- e. Se determinó la nueva pérdida con la ecuación 45.
- f. Se determinó el ahorro de energía restando la pérdida inicial con la nueva pérdida.
- g. El porcentaje de calor ahorrado se obtuvo dividiendo la nueva pérdida con la pérdida inicial del equipo.

C. Módulo 3: Determinación de las pérdidas térmicas en tachos de primera, segunda y tercera, en el área de fábrica de un ingenio azucarero, utilizando balances de masa y energía para generar una propuesta de aislante térmico.

1. Reconocimiento

- a. Se realizó una serie de visitas al ingenio (20 aproximadamente), durante el periodo de zafra 2017 - 2018 para conocer a profundidad el área de fábrica con sus procesos, entrando en mayor detalle en el proceso de cristalización llevado a cabo en los tachos.
- b. Se determinó la importancia de cada uno de los factores a medir para la cuantificación de las pérdidas térmicas al momento de efectuar los balances. Los factores medidos fueron: la temperatura superficial de los tachos, la temperatura superficial de la tubería por donde ingresa el vapor y su respectiva presión.
- c. Se solicitó al personal del ingenio el resto de información relevante para el estudio, (las dimensiones de los equipos, registros de datos históricos tanto de los equipos como de los fluidos de trabajo como lo son las mieles, magmas y masas).
- d. Una vez recaudados todos los datos se realizó una visita, para establecer el funcionamiento de cada uno de los equipos, así como las partes que lo conforman y puntos clave para las mediciones.

2. Mediciones

- a. Se implementó una forma para medir los datos de interés, entre ellos la temperatura superficial del equipo, la cual se midió utilizando un termómetro láser marca *Thermometer Diversitech* modelo *IRT-1*. Ya que la medición era sobre la superficie de los equipos, en puntos donde la altura estaba entre 2 a 3.5 m y la distancia de medición entre 1 a 1.5 m. Se tenía que mantener esta distancia de cada equipo, debido a la temperatura a la que se encontraban y por la facilidad de movilidad dentro del área de fábrica.
- b. Gracias al software Logix 5000 se determinó si los tachos se encontraban en operación, en proceso de descarga o bien en mantenimiento. Existe una pestaña específica para cada

tipo de tacho, primera, segunda y tercera en la cual se observan los parámetros a los que opera cada tacho, como se ve en las siguientes imágenes.

Figura 52. Diagrama tachos de primera para el software logix 5000.

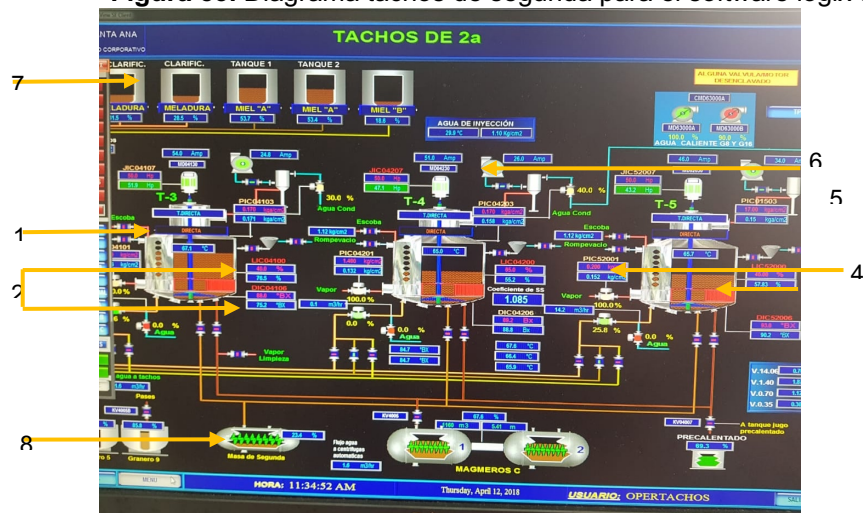


Obtenida de: "fotografía propia"

En donde:

1. Diagrama de cada tacho del 6 al 14
2. Condiciones de operación
3. Presión de vapor
4. Calandria
5. Condensador
6. Bomba de agua de enfriamiento

Figura 53. Diagrama tachos de segunda para el software logix 5000.

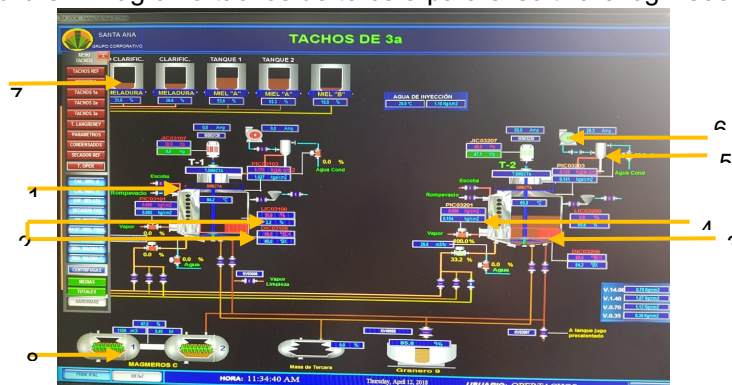


Obtenida de: "fotografía propia"

En donde:

1. Diagrama de cada tacho del 3 al 5
2. Condiciones de operación
3. Nivel de operación del tacho
4. Presión de vapor
5. Condensador
6. Bomba de agua de enfriamiento
7. Tanques de mieles
8. Tanques de magma

Figura 54. Diagrama tachos de tercera para el software logix 5000.



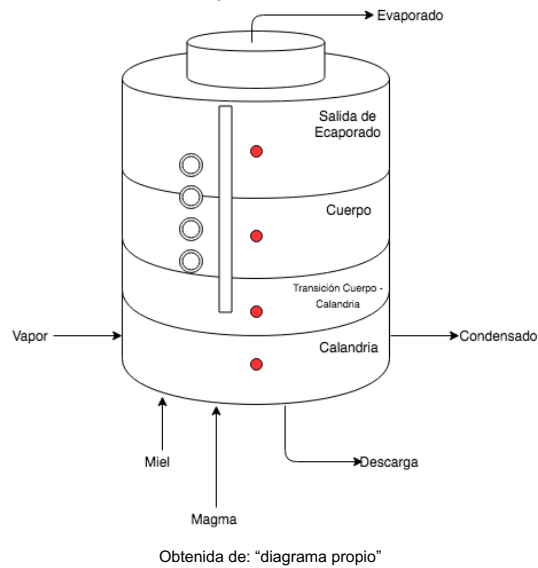
Obtenida de: "fotografía propia"

En donde:

1. Diagrama de cada tacho del 1 al 2
 2. Condiciones de operación
 3. Nivel de operación del tacho
 4. Presión de vapor
 5. Condensador
 6. Bomba de agua de enfriamiento
 7. Tanques de mieles
 8. Tanques de magma
- c. Se establecieron los puntos de medición en la superficie de cada uno de los equipos como se observa en la Figura 55, estos puntos se asignaron de forma aleatoria tratando de abarcar toda la superficie cilíndrica del equipo de forma vertical.

- d. Para cada tacho se asignaron cuatro puntos de medición. Se trató que los puntos siguieran una línea recta, en la mayoría de los casos. Estos puntos servían como guía para saber en dónde se debían de hacer las mediciones de temperatura. Tal y como se observa en la Figura 55, en donde se ven los cuatro puntos asignados para los tachos.


Figura 55. Disposición de los puntos para mediciones de temperatura superficial en los tres tipos de tachos.



- e. El software Logix 500 provee las lecturas de la presión a la que está ingresando el vapor en cada uno de los equipos, por cada medición de temperatura realizada en el equipo también se recaudaron los datos de presión de vapor, esta podía estar en PSIG o en kg/cm² esto depende del sensor que se utilice en cada equipo.
- f. Todos los datos se tabularon en tablas diagramadas para tener tres corridas de mediciones tanto de temperatura en la superficie del tacho, presión de vapor, temperatura de la tubería de ingreso del vapor y el tiempo. Dicha tabla se muestra en la siguiente figura;

Figura 56. Tabla para recaudación de las temperaturas superficiales y presión de vapor para cada tacho.

Fecha: _____ Hora: _____

Tacho No. 1	Corrida	Punto	Temperatura (°C)
	1	1	
		2	
		3	
		4	
	2	1	
		2	
		3	
		4	
	3	1	
		2	
		3	
		4	

Presión de Vapor	Temperatura del tubo de ingreso de vapor	
	Adelante	Atrás

- g. Se realizaron en total seis mediciones de cada equipo, entre los meses de noviembre a marzo en el periodo de zafra 2017 - 2018, debido a que se necesitan varias lecturas en la recaudación de los datos ya que se utilizarán para los cálculos de cada equipo y así evitar que exista una desviación estándar grande.

3. Cálculos pérdidas térmicas

- Con estos datos determinó la transferencia de calor del equipo hacia el ambiente, investigando las propiedades del aislante utilizado, siendo la más importante su conductividad térmica, se contactó al proveedor para solicitar la hoja técnica del mismo.
- Esta transferencia de calor al ambiente, pérdida energética, se determinó utilizando balances de masa y energía considerando el aislante y el tipo de transferencia de calor, tanto por conducción como por convección.
- Se planteó el balance de masa y energía partiendo de un diagrama de entradas y salidas en el equipo, este diagrama se ejemplifica en la Figura 56.
- El balance de masa y energía se utilizó para determinar la cantidad de vapor que está ingresando al equipo, ya que con esta cantidad utilizando el calor de vaporización (λ) se

puede encontrar el calor que el vapor aporta al sistema como se observa en las siguientes ecuaciones.

- e. Una vez determinado el calor necesario para la operación de cada tacho, se cuantificó el calor que cada equipo transfiere al ambiente. Para esto se utilizaron los datos de temperatura previamente medidos, así como las propiedades del jugo, como lo son los grados Brix, Pol y pureza, así como la presión del vapor utilizado.
- f. Utilizando ecuaciones de transferencia de calor, las cuales se muestran en el marco teórico, se realizó un análisis de cada uno de los tachos y se determinó un modelo de resistencias que consideraba la transferencia de calor por convección interna y externa del equipo, su factor de incrustación y la transferencia de calor por conducción.
- g. Con el análisis de transferencia de calor por convección forzada externa, se determinó el coeficiente h_o para el vapor en cada uno de los equipos utilizando las ecuaciones de la 28 a la 35 las cuales se encuentran en el marco teórico.
- h. Se lleva a cabo el análisis de transferencia de calor por convección forzada interna para encontrar el coeficiente h_i para la masa que se está trabajando dentro de los tubos de la calandria. Para esto se utilizaron las ecuaciones 24 y 33 las cuales se encuentran en el marco teórico.
- i. Se analizó la transferencia de calor por conducción del equipo hacia el medio ambiente pasando por el aislante, para esto se utilizó la ecuación 56 la cual es directamente la resistencia del aislante, pero es necesario considerar sus propiedades específicas.
- j. También se consideró la transferencia de calor por convección natural del equipo hacia el aire, tomando el modelo planteado por las ecuaciones de la 62,63,64 las cuales se encuentran en el marco teórico.
- k. Se encontró la resistencia total mediante la sumatoria de todas las resistencias involucradas en el proceso, tal y como se muestra en la siguiente ecuación.
- l. El calor perdido al medio ambiente se encontró aplicando el modelo de resistencia total a la diferencia de temperatura entre el interior del tacho y el medio ambiente, como se muestra en la ecuación 45.
- m. Esta cantidad de calor obtenida es solamente por el modelo de resistencia, al mismo tiempo se debe de considerar la pérdida por radiación, debido a que esta sucede en paralelo a la resistencia total solamente se suma al obtenerla.
- n. Para encontrar la cantidad de calor transferido mediante la radiación se hace a través de la ecuación 71, la cual se encuentra en el marco teórico.
- o. Una vez obtenidas ambas pérdidas, se suman y se obtiene la pérdida total hacia el medio ambiente, esta se compara contra el calor aportado por el vapor al sistema, el cual se encontró mediante el balance termodinámico del equipo. Ecuación 71.

- p. La comparación se realiza de forma que se obtenga el porcentaje que representan estas pérdidas en razón del calor del vapor. Esto utilizando la ecuación 48 del marco teórico.
- q. Se realiza este proceso para cada uno de los tachos y se clasifica para primer, segundo o tercer efecto y así elaborar la comparación entre los tres efectos y ver si esto incide en la cantidad de energía liberada al medio ambiente.

4. Cálculos Espesor De Aislante

- a. Es necesario plantear un espesor de aislante nuevo para disminuir la cantidad de calor transferida al medio ambiente, así como investigar que otros tipos de aislantes se podrían utilizar en los tachos y realizar una propuesta para la industria.
- b. Para determinar el nuevo espesor de aislante que se va a utilizar es necesario conocer las propiedades de la nueva propuesta de aislante, específicamente el coeficiente de conducción térmica k .
- c. Con el nuevo valor de k y el h de la convección natural por parte del aire, mediante la relación del radio crítico se encontró el nuevo espesor para este aislante, utilizando la ecuación 65, la cual se encuentra en el marco teórico.
- d. Es necesario calcular una nueva resistencia total considerando ahora la resistencia que ofrece este nuevo aislante (Ecuación 54).
- e. Se comparó la pérdida solamente por la resistencia total, sin incluir la radiación, de cada uno de los equipos con el aislante actual y con la nueva propuesta de aislante. Para determinar el ahorro que representaría cambiar el aislante, traducido específicamente en la cantidad de energía que se transfiere al medio ambiente en términos del calor total cedido por el vapor.

5. Desviación Estándar

- a. Para estar seguros de que los datos utilizados en este trabajo de investigación fue necesario realizar un análisis estadístico, específicamente con la desviación estándar de los datos calculados así como de los datos medidos.
- b. Se utilizó la función de desviación estándar del software Excel del paquete de Microsoft Office, esto por la cantidad de datos utilizada y la disponibilidad de los mismos en un mismo documento.

D. Módulo 4: Determinación y cuantificación de las pérdidas térmicas en evaporadores de tercer, cuarto y quinto efecto, utilizando balances de masa y energía; propuesta de un espesor de aislante para dichos equipos en un ingenio azucarero.

1. Visita al ingenio y conocimiento del proceso del azúcar.

Se llevaron a cabo 4 visitas a la fábrica del ingenio durante el mes de octubre y noviembre del año 2017 para el conocimiento del proceso de azúcar, al ser un proceso muy complejo como lo es la transformación de caña en cristales de azúcar. El estudio del proceso de azúcar se llevó a cabo realizando varios recorridos por toda la planta:

a. Área de extracción del jugo:

Se realizó un recorrido para el conocimiento de los procesos de recepción y trituración del azúcar, para la extracción del jugo caña y transportarlo al siguiente proceso. En esta área se hizo un enfoque principalmente en los trituradores y molinos que extraen el jugo de la caña observando a donde se dirigen los dos productos obtenidos, tanto el jugo extraído como el bagazo.

b. Área de fábrica:

Se llevaron a cabo distintos recorridos de toda el área de fábrica, uno en periodo de mantenimiento y el otro en periodo de zafra en el ingenio. Teniendo un inicio en el área de calentadores luego el área de clarificación y terminando en el área de evaporación.

c. Cristalización:

Se determinó la ubicación de cada una de las centrifugadoras donde se lleva a cabo la cristalización de las mieles obtenidas en procesos pasados. Esta visita inicio en los tachos, pasando por las centrifugadoras y por último en los procesos de secado, pesado y empaque del producto terminado. El área de tachos se visitó en los periodos de reparación y zafra.

d. Generación de energía:

El recorrido por el área de generación de energía fue específicamente por las calderas que se utilizan para la generación de vapor de agua usando combustibles o bagazo obtenido

del área de molienda. Al igual que otras partes del ingenio, la visita se hizo en periodo de zafra y de reparación, se recomienda programar una visita para conocer el interior de las calderas.

2. Seccionamiento del área de evaporación por efectos.

La metodología para el seccionamiento de los evaporadores se llevó a cabo en la visita al área de fábrica, En donde se hizo un recorrido más detallado por el proceso de evaporación, identificando entradas y salidas de los flujos y también a que efecto pertenece el equipo que observo.

Durante este procedimiento se analizó las áreas de interés de los equipos, las cuales se utilizarían para la investigación. Se recomienda tomar en cuenta el número de equipos con el que se trabaja y las personas encargadas de los mismos.

3. Toma de datos generales:

La metodología para la toma de datos generales en los equipos de evaporación se llevó a cabo de dos maneras. Se hizo un listado de la información que se recolectó y como se obtuvo. Toda esta información de los equipos se utilizó posteriormente para cálculos.

b. Altura de evaporadores

La altura de los evaporadores se obtuvo por dos métodos:

- c. Planos propios del ingenio, en donde se define cada una de las partes del evaporador.
- d. Mediciones de altura de evaporadores utilizando un instrumento de medición obteniendo los valores correspondientes.

Para obtener otros datos generales, se extrajo información proporcionada en el cuarto de evaporación siendo esta la más reciente. Documentando la siguiente información:

4. Número de tuberías

- a. Diámetro de tuberías
- b. Recubrimientos térmicos
- c. Rango de presiones de operación
- d. Rango de temperaturas de operación

5. Toma de temperaturas exteriores de los equipos.

Se seleccionaron las áreas exteriores con mayores temperaturas. Se recomienda repetir el procedimiento más de ocho veces variando días y horarios. Teniendo un total de 16 valores por área seleccionada.

- a. Toma de temperaturas en el fondo

La toma de temperaturas en la parte del fondo del evaporador se hizo de la siguiente manera:

- Presionar la pistola termómetro marca “Thermometer diver sitech modelo IRT-1” obteniendo el dato de temperatura.
- Se repitió el procedimiento en duplicado.
- b. Toma de temperaturas en la calandria

La toma de temperaturas en la calandria de los equipos se llevó a cabo de la siguiente manera:

- Se colocó el termómetro entre 0.5m y 0.6m del punto de medición, para tomar el valor de la temperatura.
- Se repitió el procedimiento en duplicado.
- c. Toma de temperaturas en el cuerpo
- Se apuntó con el termómetro a un punto aleatorio del cuerpo del evaporador.
- Se tomaron dos mediciones aleatorias (no al mismo punto) de cada uno de los dos lados del evaporador. Para obtener cuatro mediciones.

6. Toma de tiempos de medición

La metodología de los tiempos de medición se llevó a cabo durante las corridas, se tomó el tiempo que conlleva realizar la toma necesaria para una sola muestra de datos, como el proceso de duplicado de esta.

- b. El investigador tenía un cronómetro en mano para realizar la medición del tiempo.
- c. Se tomó el tiempo una vez empezó la primera medición de la temperatura en una de las partes del equipo.
- d. Se tomó tres tiempos distintos para las tres partes del evaporador (fondo, calandria y cuerpo)
- e. Se tabularon los datos de cada equipo. El cuadro llevó el equipo y el área de medición para tener un mejor orden.

7. Balance de materia

Los balances de materia en los equipos de evaporación se llevó a cabo para la determinación de flujos de entrada o de salida. Esto permite observar las variaciones de flujo que puedan ocurrir durante el proceso.

- a. Balance de masa general

Se utilizaron los flujos de entrada de vapor, salida de condensados y vapor liberado. Para este primer cálculo se utilizó la ecuación número 9 localizada en el marco teórico, en donde se determina el valor del flujo de salida del evaporado.

- b. Balance de soluto:

El balance de materia para el jugo de caña se llevara a cabo con la ecuación de la conservación de la masa. Este balance es importante ya que se obtiene el valor de la concentración de sólidos en la entrada como en la salida, recordando que la evaporación busca concentrar una solución a un valor más elevado. Para el cálculo de la salida del jugo evaporador se utilizó la ecuación 11 localizada en el marco teórico, en donde la medición de grados brix se obtuvieron de mediciones en línea durante el proceso.

8. Balance de energía

El balance general de energía se utilizó para la determinar de la transferencia de calor dentro del equipo analizado. Para su cálculo se operó con la ecuación 12.

Apoyado con el balance de masa, las tablas de vapor saturado y la bibliografía para obtener las entalpías del líquido, se calculó las variables faltantes en la ecuación.

9. Análisis de pérdidas térmicas

Las pérdidas térmicas se analizaron para determinar el calor perdido al ambiente en cada equipo. Para estos cálculos se llevó a cabo las siguientes analogías de las pérdidas de calor:

a. Pérdidas por conducción

Para este cálculo se obtuvo valores teóricos para el caso de las conductividades térmicas de los distintos materiales con los que se trabajó. Luego se utilizó la ecuación 50 del marco teórico para el cálculo de las resistencias por convección.

b. Pérdidas por convección

Según sea el tipo transferencia de calor por convección se deben seguir los cálculos en las ecuaciones como se muestra a continuación:

a. Convección externa en tuberías.

- Se calculó el número de Reynolds (Ecuación 35)
- Se calculó del número de Prandalt. (Ecuación 8)
- Se repitió el paso 1 y paso 2 con temperaturas de superficie
- Se calculó del número de Nusselt. (Ecuación 64)
- Se determinó del coeficiente de transferencia de calor. (Ecuación 27)
- Se calculó de la resistencia por convección. (Ecuación 50)

b. Convección natural

- Longitud característica (Se utilizó el diámetro debido a que se modela el equipo de evaporación como un cilindro).
- Se calculó del número de Prandalt (Ecuación 8)
- Número de Rayleigh. (Ecuación 67)
- Número de Nusselt. (Ecuación 64)
- Coeficiente de transferencia de calor (Ecuación 50)

c. Pérdidas por radiación

Las pérdidas de radiación se calcularon gracias al software gratuito “3E plus” versión 4. Para esto se cuenta con el valor de los siguientes parámetros:

- Temperatura de proceso
- Temperatura ambiente
- Velocidad del aire
- Materiales y espesores del equipo
- Espesor de aislantes térmicos.

10. Cuantificación perdido al ambiente

La cuantificación de las pérdidas al medio ambiente se hizo con el cálculo de resistencias, dependiendo de la transferencia de calor que se requirió. Se utilizó la ecuación 54 del marco teórico para determinar el cálculo total de las pérdidas al ambiente.

E. Módulo 5: Análisis económico de pérdidas térmicas en los equipos de intercambio de energía en un ingenio azucarero, relacionando los recubrimientos térmicos actuales con los propuestos en las etapas del proceso industrial.

1. Recolección de datos preliminares

- a. Se solicitó al ingenio las hojas de datos del mantenimiento registrado a los equipos de intercambiadores de calor, tachos por lote y evaporadores durante el período de zafra 2,017-2,018, la cantidad de días registrados de operación durante el período de zafra 2,017-2,018, descritos en la Figura 147 hasta la Figura 163 en la sección de anexos. Así como los días de registro que poseían de los datos de mantenimiento descritos en cuadro 326 de la sección de anexos.
- b. Se obtuvo la cantidad de horas registradas de operación durante la zafra, la cual fue de 3,624 horas, enumeradas en el Cuadro 326.
- c. Se solicitó al ingenio los datos de los recubrimientos térmicos actuales en cada uno de los equipos, así como el espesor de estos y los proveedores con los que se ha trabajado.
- d. Se solicitó al ingenio el precio de kW*h bajo el que se trabajó durante el período de zafra 2,017-2,018, el cual se encontraba registrado en su base de datos CIGES, descrito en el Cuadro 355 en la sección de anexos.

- e. Con los datos de los mantenimientos para los equipos de intercambiadores de calor, tachos por lote y evaporadores se realizó una hoja de cálculo para cada uno de los equipos en donde se detallaban seis columnas importantes. Dichas columnas son: “Equipo”, “Fecha de salida”, “Hora de salida”, “Fecha de entrada”, “Hora de entrada” y “Recuento de horas”.
- 1) La columna de “Equipo” identificó a cada uno de los equipos de intercambio de energía respectivamente.
 - 2) En la columna de “Fecha de salida” mostraba la fecha de salida a la que cada uno de los equipos salieron a mantenimiento.
 - 3) La columna de “Hora de salida” detallaba la hora de salida a la que cada uno de los equipos salieron a mantenimiento.
 - 4) La columna de “Fecha de entrada” se especificó la fecha de entrada a operación luego del mantenimiento.
 - 5) La columna de “Hora de entrada” mostraba la hora de entrada de cada uno de los equipos luego del mantenimiento programado.
 - 6) La columna de “recuento de horas” detalló por medio de la función de resta de la hoja de cálculo se restaron las fechas de salida con la de entrada y la hora de salida con la de entrada, para luego sumar los resultados anteriores y así se obtuvo un dato exacto del recuento de horas para cada uno de los equipos tanto de intercambiadores de calor, como de tachos por lote y de evaporadores. Dichos registros de mantenimiento están detallados en los cuadros 328 a la 330.
- f. Después de obtener cada una de las horas de mantenimiento de los equipos en el período de zafra 2,017-2,018 se procedió a realizar la suma de cada uno de los intercambiadores de calor, tachos por lote y de los evaporadores, para conocer las horas de mantenimiento totales de cada uno de los 12 tachos, de cada uno de los 13 evaporadores y de cada uno de los 21 evaporadores.
- g. Luego de obtener el total de horas de mantenimiento por cada uno de los equipos se procedió a realizar otra hoja de cálculo con cuatro columnas en forma general, la primera columna donde se especificaba que tipo de equipo era, otra el número de equipo que representaba, una tercer columna llamada “HM” la cual representaba las horas de mantenimiento para cada uno de los equipos y una última columna llamada “HT” que representaba las horas de operación para cada uno de los equipos, este dato se obtuvo a partir de la resta de las horas de registradas de operación para el período de zafra 2,017-2,018 dentro del ingenio descritas en la Cuadro 326 en la sección de anexos y el total de horas de mantenimiento para cada uno de los equipos, obteniendo así las horas de operación para cada uno de los 12 tachos por lote, para cada uno de los 13 evaporadores

y para cada uno de los 21 evaporadores descritos en los cuadros 332 a la 334 en la sección de anexos del documento.

- h. Por otro camino se buscó en la página en línea oficial del Banco de Guatemala la tasa mínima atractiva de retorno para préstamos a plazo fijo, la cual se obtuvo de 13.16%, actualizada por última vez el 9 de julio del año 2,015.

2. Análisis de intercambiadores de calor

- a. De acuerdo a los resultados obtenidos y proporcionados por el módulo “Determinación de pérdidas térmicas y eficiencias en intercambiadores de calor de coraza y tubos, y de placas, mediante balances de energía”, que forma parte del mismo megaproyecto de este trabajo, se obtuvo y organizó los datos del calor perdido en kW para cada uno de los intercambiadores de calor, dichos calores se detallaron en el Cuadro 53 ubicado en la sección de resultados, en el Cuadro 53 se colocaron 8 columnas.
 - 1) La columna de “Intercambiador” detallaba el tipo de jugo con el que opera el intercambiador, siendo la abreviatura “JAL” para jugo alcalizado y la abreviatura “JCL” para jugo claro.
 - 2) La columna de “Calentador” mostraba el número de identificación de cada intercambiador.
 - 3) La columna de “Tipo” detallaba si el intercambiador tratado es de Placas o de tipo de Coraza y tubos.
 - 4) La columna de “Q instalado” mostraba el calor con el que trabaja cada intercambiador en kW.
 - 5) La columna de “Q perdido” especificaba el calor perdido por cada intercambiador de calor en kW.
 - 6) La columna de “Eficiencia” mostraba la eficiencia en relación con el calor instalado en comparación con el calor perdido en los equipos.
 - 7) La columna de “HT” detallaba las horas de operación para cada uno de los intercambiadores.
 - 8) La columna de “Cantidad monetaria de pérdida” mostraba la cantidad monetaria que representan las pérdidas en cada uno de los intercambiadores de calor, este dato se obtuvo a partir de la multiplicación del calor perdido por cada equipo, las horas de trabajo por cada uno y el valor del kW*h bajo el que opera el ingenio mostrado en el cuadro 324 en la sección de anexos.
 - 9) La fila de “Cantidad total de pérdidas” mostraba la cantidad monetaria total de las pérdidas en los equipos de intercambiadores de calor, esta se obtuvo a partir de la sumatoria de todas las cantidades monetarias que representan cada una de las pérdidas térmicas en cada uno de los intercambiadores de calor.

- b. Al análisis teórico obtenido por el módulo “Determinación de pérdidas térmicas y eficiencias en intercambiadores de calor de coraza y tubos, y de placas, mediante balances de energía”, se determinó que el recubrimiento térmico propuesto para los equipos de intercambiadores de coraza y tubos sería fibra cerámica con un grosor de 0.0254 m de espesor y para los intercambiadores de placas sería de fibra de vidrio con 0.003 m de espesor.
- c. Con referencia a los espesores tanto para los materiales actuales en los equipos, que es de fibra cerámica con un espesor de 0.0127 m y los materiales de recubrimiento térmico propuestos obtenidos del análisis teórico en los equipos de intercambiadores de calor se cotizó los materiales de fibra cerámica y fibra de vidrio anteriormente descritos con tres diferentes proveedores detallados en los cuadros 336 y 338 en la sección de anexos. Luego de ello en base al costo dado por metro cuadrado respecto a cada material por parte de cada uno de los proveedores se escogió al proveedor con el menor costo por metro cuadrado por cada material, dichos costos se detallan en las cuadros 326 y 328 en la sección de anexos del trabajo.
- d. En los Cuadros 2,3 y 4 en la sección de resultados, se detallaron los costos tanto de los materiales actuales en los intercambiadores de calor, así como de los materiales propuestos para los mismos equipos. En la columna de “área requerida” se especificó la necesidad de área de recubrimiento, en metros cuadrados, para cada uno de los intercambiadores de calor. En la columna de “Costo” se determinó el costo de recubrimiento térmico para cada uno de los intercambiadores de calor, dicho costo se obtuvo de la multiplicación del área requerida en metros cuadrados y el costo por metro cuadrado para cada uno de los materiales de recubrimiento térmico. En la fila de “Costo total” se detalló el costo total de los recubrimientos térmicos para los intercambiadores de calor, este resultado se obtuvo a partir de la sumatoria de los costos por cada uno de los recubrimientos en los equipos de intercambiadores de calor.
- e. De acuerdo al análisis teórico obtenido por el módulo “Determinación de pérdidas térmicas y eficiencias en intercambiadores de calor de coraza y tubos, y de placas, mediante balances de energía”, que forma parte del mismo megaproyecto de este trabajo se obtuvo y clasificó las posibles pérdidas de calor para cada uno de los intercambiadores de calor en kW respecto al material de aislamiento térmico propuesto. En la Cuadro 5 se colocaron ocho columnas.
- 1) La columna de “Intercambiador” detalló el tipo de jugo con el que opera el intercambiador, siendo la abreviatura “JAL” para jugo alcalizado y la abreviatura “JCL” para jugo claro.
 - 2) La columna de “Calentador” mostraba el número de identificación de cada intercambiador.
 - 3) La columna de “Tipo” detallaba si el intercambiador tratado es de placas o de tipo de coraza y tubos.

- 4) La columna de “Q instalado” mostraba el calor con el que trabaja cada intercambiador en kW.
 - 5) La columna “Q perdido nuevo” especificaba el posible calor perdido por cada intercambiador de calor en kW con la implementación de los materiales de recubrimiento térmico propuestos.
 - 6) La columna de “Eficiencia” mostraba la eficiencia en relación con el calor instalado en comparación con el calor perdido en los equipos.
 - 7) La columna de “HT” detallaba las horas de operación para cada uno de los intercambiadores.
 - 8) La columna de “Cantidad monetaria de pérdida” mostraba la cantidad monetaria que representan las pérdidas en cada uno de los intercambiadores de calor, este dato se obtuvo a partir de la multiplicación del posible calor perdido por cada equipo, las horas de trabajo por cada uno y el valor del kW*h bajo el que opera el ingenio mostrado en la cuadro 335 en la sección de anexos.
 - 9) La fila de “Cantidad total de pérdidas” mostraba la cantidad monetaria total de posibles pérdidas en los equipos de intercambiadores de calor con los materiales propuestos de recubrimiento térmico, esta se obtuvo a partir de la sumatoria de todas las cantidades monetarias que son cada una de las cantidades de posibles pérdidas térmicas en cada uno de los intercambiadores de calor.
- f. Luego se obtuvo los resultados de los costos y beneficios debido al recubrimiento térmico propuesto en los equipos de intercambiadores de calor mostrados en la Cuadro 58 en la sección de resultados, en dicha tabla se muestran cuatro filas, las cuales son: “Inversión inicial” dicha fila mostraba el costo de los recubrimientos térmicos propuestos para los equipos de intercambiadores de calor. La fila de “Beneficio anual” representaba el ahorro obtenido a partir de la resta de las pérdidas térmicas actuales menos las posibles pérdidas térmicas en los equipos con los materiales de recubrimiento propuestos a partir del análisis teórico obtenido por el módulo “Determinación de pérdidas térmicas y eficiencias en intercambiadores de calor de coraza y tubos, y de placas, mediante balances de energía”. La fila de egresos anuales representaba la cantidad monetaria de las posibles pérdidas térmicas con los recubrimientos térmicos propuestos y la fila de TMAR detallaba la tasa mínima atractiva de retorno obtenida de la página en línea del Banco de Guatemala.
- g. Después se realizó el desglose del flujo neto de efectivo durante el tiempo de vida útil del material propuesto para los equipos de intercambiadores de calor, tanto la fibra cerámica como la fibra de vidrio posee una vida útil de 35 años, dicho flujo neto de efectivo se puede observar en la cuadro 59, para la elaboración del flujo neto de efectivo se colocaron seis filas diferentes, que son:

- 1) Fila de “Períodos” en ella se detallaron los años en los que se realizó el análisis, se realizó en períodos de cinco años para la estética y facilidad visual, por el mismo camino dicho análisis se llevó a cabo a lo largo de 35 años debido a que esta es la vida útil del material de aislamiento térmico propuesto para los equipos de intercambiadores de calor.
- 2) La fila de “Inversión inicial” detallaba en el período cero el costo de los materiales de recubrimiento térmico propuesto para los equipos de intercambiadores de calor.
- 3) La fila de “Beneficio” mostraba el ahorro obtenido a partir de la resta de las pérdidas térmicas actuales menos las posibles pérdidas térmicas en los equipos con los materiales de recubrimiento propuestos a partir del análisis teórico.
- 4) La fila de “Egresos” detallaba la cantidad monetaria de las posibles pérdidas térmicas con los recubrimientos térmicos propuestos.
- 5) La fila de FNE representaba el flujo neto de efectivo obtenido a partir de la Ecuación 2 descrita en la sección de marco teórico.
- 6) La fila de “FNE acumulado” mostraba el flujo neto de efectivo acumulado a lo largo de los 35 años de vida útil del material propuesto para los equipos de intercambiadores de calor, el flujo neto de efectivo se obtuvo a partir de la suma del actual flujo neto de efectivo con el flujo neto de efectivo del período anterior, esta operación se realiza hasta tomar en cuenta el último flujo neto de efectivo en la tabla.
- h. El valor neto actual o “VNA” se obtuvo a partir de la función de Microsoft Excel 2016 (v16.0) de “VNA” en la cual se obtuvo el valor neto actual de una serie de flujos netos, en dicha función se ingresaron únicamente dos parámetros, el primero de ellos es la tasa que utilizar, la cual era la TMAR definida del Banco de Guatemala descrita en la cuadro 58 en la sección de resultados y el siguiente parámetro era la serie de flujos netos de efectivo, detallados en la Cuadro 59, a lo largo de los 35 años de vida útil del material de recubrimiento térmico propuesto.
- i. La TIR o tasa interna de retorno se obtuvo a partir de la función de Microsoft Excel 2016 de “TIR” en la cual se obtuvo la tasa interna de retorno de una serie de flujos netos de efectivo, para ello se tomaron en cuenta en la función los flujos netos de efectivo para los intercambiadores de calor descritos en la Cuadro 59.
- j. Para la obtención del período de recuperación de la inversión se tomó en cuenta nuevamente los flujos netos de efectivo acumulado descritos en la Cuadro 59, la obtención del retorno de la inversión se realizó a partir de la Ecuación 82 detallada en la sección de marco teórico.

3. Análisis de tachos por lote

- a. Según los resultados obtenidos y proporcionados por el módulo “Determinación de las pérdidas térmicas en tachos de primera, segunda y tercera, en el área de fábrica de un

ingenio azucarero, utilizando balances de masa y energía para generar una propuesta de aislante térmico.”, que forma parte del mismo megaproyecto de este trabajo, se obtuvo y organizó los datos del calor perdido en kW para cada uno de los tachos por lote, dichos calores se detallaron en el Cuadro 61 ubicado en la sección de resultados.

- 1) La columna de “Tacho” detallaba el número de identificación de cada tacho.
 - 2) La columna “Tipo” se mostraba si el tacho tratado es de masa de tercera, segunda o primera.
 - 3) La columna “Q perdido” especificaba el calor perdido por cada tacho en kW.
 - 4) La cuarta columna llamada “Eficiencia” mostraba la eficiencia en relación con el calor instalado en comparación con el calor perdido en los equipos.
 - 5) La columna de “HT” detallaba las horas de operación para cada uno de los tachos.
 - 6) La columna de “Cantidad monetaria de pérdida” detallaba la cantidad monetaria que representaban las pérdidas en cada uno de los tachos por lote, este dato se obtuvo a partir de la multiplicación del calor perdido por cada equipo, las horas de trabajo por cada uno y el valor del kW*h bajo el que opera el ingenio mostrado en la Cuadro 335 en la sección de anexos.
 - 7) La fila de “Cantidad total de pérdidas” mostraba la cantidad monetaria total de las pérdidas en los equipos de tachos por lote, esta se obtuvo a partir de la sumatoria de todas las cantidades monetarias que representaban cada una de las pérdidas térmicas en cada uno de los tachos por lote.
- b. De acuerdo al análisis teórico obtenido por el módulo “Determinación de las pérdidas térmicas en tachos de primera, segunda y tercera, en el área de fábrica de un ingenio azucarero, utilizando balances de masa y energía para generar una propuesta de aislante térmico.”, se determinó que el recubrimiento térmico propuesto para los equipos de tachos sería de fibra de vidrio con un espesor de 0.0508 m descrito en las Cuadro 63 en la sección de resultados.
 - c. Con referencia a los espesores tanto para los materiales actuales en los equipos, que es de fibra cerámica con un espesor de 0.0381 m y los materiales de recubrimiento térmico propuestos obtenidos del análisis teórico en los equipos de tachos por lote se cotizó los materiales de fibra cerámica y fibra de vidrio anteriormente descritos con tres diferentes proveedores detallados en las cuadro 336 y 338 en la sección de anexos. Luego de ello en base al costo dado por metro cuadrado respecto a cada material por parte de cada uno de los proveedores se escogió al proveedor con el menor costo por metro cuadrado por cada material, dichos costos se detallaron en los cuadros 337 y 338 en la sección de anexos del trabajo.
 - d. En los Cuadros 62 y 63 en la sección de resultados, se detallaron los costos tanto de los materiales actuales en los tachos por lote, así como de los materiales propuestos para los

mismos equipos, en la columna de “área requerida” se especificó la necesidad de área de recubrimiento, en metros cuadrados, para cada uno de los tachos por lote. En la columna de “Costo” se determinó el costo de recubrimiento térmico para cada uno de los tachos por lote, dicho costo se obtuvo de la multiplicación del área requerida en metros cuadrados y el costo por metro cuadrado para cada uno de los materiales de recubrimiento térmico. En la fila de “Costo total” se detalló el costo total de los recubrimientos térmicos para los tachos por lote, este resultado se obtuvo a partir de la sumatoria de los costos por cada uno de los recubrimientos en los equipos de tachos por lote.

- e. Según el análisis teórico obtenido por el módulo “Determinación de las pérdidas térmicas en tachos de primera, segunda y tercera, en el área de fábrica de un ingenio azucarero, utilizando balances de masa y energía para generar una propuesta de aislante térmico.”, que forma parte del mismo megaproyecto de este trabajo se obtuvo y clasificaron las posibles pérdidas de calor para cada uno de los tachos por lote en kW respecto al material de aislamiento térmico propuesto en el Cuadro 63 se colocaron seis columnas.
- 1) La columna de “Tacho” detallaba el número de identificación de cada tacho.
 - 2) La columna “Tipo” mostraba si el tacho tratado es de masa de tercera, segunda o primera.
 - 3) La columna “Q perdido” especificaba el posible calor perdido debido al recubrimiento térmico propuesto por cada tacho en kW.
 - 4) La columna llamada “Eficiencia” mostraba la eficiencia en relación con el calor instalado en comparación con el calor perdido en los equipos.
 - 5) La columna de “HT” mostraba las horas de operación para cada uno de los tachos.
 - 6) La columna de “Cantidad monetaria de pérdida” mostraba la posible cantidad monetaria que representaban las pérdidas en cada uno de los tachos por lote debido a la implementación del recubrimiento térmico propuesto, este dato se obtuvo a partir de la multiplicación del posible calor perdido por cada equipo, las horas de trabajo por cada uno y el valor del kW*h bajo el que opera el ingenio mostrado en la Cuadro 324 en la sección de anexos.
 - 7) La fila de “Cantidad total de pérdidas” detallaba la cantidad monetaria total de posibles pérdidas en los equipos de tachos por lote con los materiales de recubrimiento térmico propuestos, esta se obtuvo a partir de la sumatoria de todas las cantidades monetarias que representaban cada una de las cantidades de posibles pérdidas térmicas en cada uno de los tachos por lote.
- f. Luego se procedió a obtener los resultados de los costos y beneficios debido al recubrimiento térmico propuesto en los equipos de tachos por lote mostrados en la cuadro 65 en la sección de resultados, en dicho cuadro se mostraban cuatro filas, las cuales son: “Inversión inicial” dicha fila muestra el costo de los recubrimientos térmicos propuestos para los equipos de tachos por lote. La fila de “Beneficio anual” representaban el ahorro

obtenido a partir de la resta de las pérdidas térmicas actuales menos las posibles pérdidas térmicas en los equipos con los materiales de recubrimiento propuestos a partir del análisis teórico obtenido por el módulo “Determinación de las pérdidas térmicas en tachos de primera, segunda y tercera, en el área de fábrica de un ingenio azucarero, utilizando balances de masa y energía para generar una propuesta de aislante térmico.”. La fila de egresos anuales representaba la cantidad monetaria de las posibles pérdidas térmicas con los recubrimientos térmicos propuestos y la fila de TMAR mostraba la tasa mínima atractiva de retorno obtenida de la página en línea del Banco de Guatemala.

- g. Después se realizó el desglose del flujo neto de efectivo durante el tiempo de vida útil del material propuesto para los equipos de tachos por lote, la fibra de vidrio posee una vida útil de 35 años, dicho flujo neto de efectivo se puede observar en la Cuadro 66, para la elaboración del flujo neto de efectivo se colocaron seis filas diferentes, dichas filas son:
- 1) La fila de “Períodos” detallaba los años en los que se realizó el análisis, se realizó en períodos de cinco años para la estética y facilidad visual, por el mismo camino dicho análisis se llevó a cabo a lo largo de 35 años debido a que esta es la vida útil del material de aislamiento térmico propuesto para los equipos de tachos por lote.
 - 2) La fila de “inversión inicial” mostraba en el período cero el costo de los materiales de recubrimiento térmico propuesto para los equipos de tachos por lote.
 - 3) La fila de “Beneficio” detallaba el ahorro obtenido a partir de la resta de las pérdidas térmicas actuales menos las posibles pérdidas térmicas en los equipos con los materiales de recubrimiento propuestos a partir del análisis teórico.
 - 4) La fila de “Egresos” mostraba la cantidad monetaria de las posibles pérdidas térmicas con los recubrimientos térmicos propuestos.
 - 5) La fila de FNE representaba el flujo neto de efectivo obtenido a partir de la Ecuación 2 descrita en la sección de marco teórico.
 - 6) La fila de “FNE acumulado” mostraba el flujo neto de efectivo acumulado a lo largo de los 35 años de vida útil del material propuesto para los equipos de tachos por lote, el flujo neto de efectivo se obtuvo a partir de la suma del actual flujo neto de efectivo con el flujo neto de efectivo del período anterior, esta operación se realizó hasta tomar en cuenta el último flujo neto de efectivo en la tabla.
- h. El valor neto actual o “VNA” se obtuvo a partir de la función de Microsoft Excel 2016 de “VNA” en la cual se obtuvo el valor neto actual de una serie de flujos netos, en dicha función se ingresaron únicamente dos parámetros, el primero de ellos es la tasa que utilizar, la cual era la TMAR definida del Banco de Guatemala descrita en el cuadro 65 en la sección de resultados y el siguiente parámetro era la serie de flujos netos de efectivo, detallados en el Cuadro 66, a lo largo de los 35 años de vida útil del material de recubrimiento térmico propuesto.

- i. La TIR o tasa interna de retorno se obtuvo a partir de la función de Microsoft Excel 2016 de “TIR” en la cual se obtuvo la tasa interna de retorno de una serie de flujos netos de efectivo, para ello se tomaron en cuenta en la función los flujos netos de efectivo para los tachos por lote descritos en el Cuadro 66.
- j. Para la obtención del período de recuperación de la inversión se tomó en cuenta nuevamente los flujos netos de efectivo acumulado descritos en la Cuadro 66, la obtención del retorno de la inversión se realizó a partir de la Ecuación detallada en la sección de marco teórico.

4. Análisis de evaporadores

- a. De acuerdo a los resultados obtenidos y proporcionados por los módulos “Determinación de pérdidas térmicas en evaporadores de primer y segundo efecto en un Ingenio Azucarero, por medio de balances de masa y energía.” y “Determinación y cuantificación de las pérdidas térmicas en evaporadores de tercer, cuarto y quinto efecto, utilizando balances de masa y energía; propuesta de un espesor de aislante para dichos equipos en un ingenio azucarero”, que forman parte del mismo megaproyecto de este trabajo, se obtuvo y se organizó los datos del calor perdido en kW para cada uno de los evaporadores. Dichos calores se detallaron en el cuadro 68 ubicado en la sección de resultados. En el Cuadro 68 se colocaron seis columnas.
 - 1) La columna de “Número” detallaba el número de identificación de cada evaporador.
 - 2) La columna de “Evaporador” mostraba la identificación de cada evaporador en las hojas de mantenimiento.
 - 3) La columna “Tipo” se detalló si el evaporador tratado es de pre y primer efecto, de segundo efecto, de tercer efecto, de cuarto efecto o de quinto efecto.
 - 4) La columna de “Q perdido” especificaba el calor perdido por cada evaporador en kW.
 - 5) La columna de “HT” mostraba las horas de operación para cada uno de los evaporadores.
 - 6) La columna de “Cantidad monetaria de pérdida” muestra la cantidad monetaria que representan las pérdidas en cada uno de los evaporadores (este dato se obtuvo a partir de la multiplicación del calor perdido por cada equipo, las horas de trabajo por cada uno y el valor del kW*h bajo el que opera el ingenio mostrado en el cuadro 335 en la sección de anexos).
 - 7) La fila de “Cantidad total de pérdidas” indicaba la cantidad monetaria total de las pérdidas en los equipos de evaporadores. Esta se obtuvo a partir de la sumatoria de todas las cantidades monetarias que representan cada una de las pérdidas térmicas en cada uno de los evaporadores.
- b. De acuerdo al análisis teórico obtenido por los módulos: “Determinación de pérdidas térmicas en evaporadores de primer y segundo efecto en un Ingenio Azucarero, por medio

de balances de masa y energía.” y “Determinación y cuantificación de las pérdidas térmicas en evaporadores de tercer, cuarto y quinto efecto, utilizando balances de masa y energía; propuesta de un espesor de aislante para dichos equipos en un ingenio azucarero”, se determinó que el recubrimiento térmico propuesto para los equipos de evaporadores sería de fibra de vidrio con espesores de 0.0381 m y 0.0508 m (descrito en el cuadro 345 en la sección de anexos), fibra de vidrio para la calandria con espesores de 0.0381 m y 0.0508 m (descritos en el Cuadro 346 en la sección de anexos) y fibra de vidrio con espesores de 0.0127 m y 0.0254 m (descritos en el Cuadro 347 en la sección de anexos).

- c. Con referencia a los espesores, tanto para los materiales actuales en los equipos, que eran fibra cerámica y fibra de vidrio con diferentes espesores y los materiales de recubrimiento térmico propuestos obtenidos del análisis teórico en los equipos de evaporadores, se cotizó los materiales de fibra cerámica y fibra de vidrio anteriormente descritos con tres diferentes proveedores detallados en los Cuadros 336 y 338 en la sección de anexos. Luego de ello de acuerdo al costo dado por metro cuadrado respecto a cada material por parte de cada uno de los proveedores se escogió al proveedor con el menor costo por metro cuadrado por cada material (dichos costos se detallan en los cuadros 337 y 339 en la sección de anexos del trabajo).
- d. En los cuadros 69 y 70 en la sección de resultados, se detallaron los costos tanto de los materiales actuales en los evaporadores, así como de los materiales propuestos para los mismos equipos. Respecto a los cuadros 346, 347 y 348 en la sección de anexos en la columna de “área requerida” se especificó la necesidad de área de recubrimiento, en m², para cada uno de los evaporadores. En la columna de “Costo” se determinó el costo de recubrimiento térmico para cada uno de los evaporadores. Dicho costo se obtuvo de la multiplicación del área requerida en m² y el costo por metro cuadrado para cada uno de los materiales de recubrimiento térmico. En la fila de “Costo total” se detalló el costo total de los recubrimientos térmicos para los evaporadores. Este resultado se obtuvo a partir de la sumatoria de los costos por cada uno de los recubrimientos en los equipos de evaporadores.
- e. De acuerdo al análisis teórico obtenido por los módulos: “Determinación de pérdidas térmicas en evaporadores de primer y segundo efecto en un Ingenio Azucarero, por medio de balances de masa y energía.” y “Determinación y cuantificación de las pérdidas térmicas en evaporadores de tercer, cuarto y quinto efecto, utilizando balances de masa y energía; propuesta de un espesor de aislante para dichos equipos en un ingenio azucarero”, que forman parte del mismo megaproyecto de este trabajo se obtuvo y clasificó las posibles pérdidas de calor para cada uno de los evaporadores en kW respecto al material de aislamiento térmico propuesto. En el Cuadro 71 se colocaron seis columnas.

- 1) La columna de “Número” detallaba el número de identificación de cada evaporador.
 - 2) La columna de “Evaporador” mostraba la identificación de cada evaporador en las hojas de mantenimiento.
 - 3) La columna “Tipo” se detallaba si el evaporador tratado es de pre y primer efecto, de segundo efecto, de tercer efecto, de cuarto efecto o de quinto efecto.
 - 4) La columna de “Q perdido” especificaba el posible calor perdido por cada evaporador en kW.
 - 5) La columna de “HT” mostraba las horas de operación para cada uno de los evaporadores y la columna de “Cantidad monetaria de pérdida” mostraba la cantidad monetaria que representan las pérdidas en cada uno de los evaporadores debido a la implementación del recubrimiento térmico propuesto, este dato se obtuvo a partir de la multiplicación del posible calor perdido por cada equipo, las horas de trabajo por cada uno y el valor del kW*h bajo el que opera el ingenio mostrado en el Cuadro 324 en la sección de anexos.
 - 6) La fila de “Cantidad total de pérdidas” mostraba la cantidad monetaria total de posibles pérdidas en los equipos de evaporadores con los materiales de recubrimiento térmico propuestos, esta se obtuvo a partir de la sumatoria de todas las cantidades monetarias que representaban cada una de las cantidades de posibles pérdidas térmicas en cada uno de los evaporadores.
- f. Luego se obtuvo los resultados de los costos y beneficios debido al recubrimiento térmico propuesto en los equipos de evaporadores mostrados en el Cuadro 72 en la sección de resultados, en dicha tabla se muestran cuatro filas, las cuales son: “Inversión inicial” dicha fila mostraba el costo de los recubrimientos térmicos propuestos para los equipos de evaporadores. La fila de “Beneficio anual” representaba el ahorro obtenido a partir de la resta de las pérdidas térmicas actuales menos las posibles pérdidas térmicas en los equipos con los materiales de recubrimiento propuestos a partir del análisis teórico obtenido por el módulo “Determinación de pérdidas térmicas en evaporadores de primer y segundo efecto en un Ingenio Azucarero, por medio de balances de masa y energía.” y “Determinación y cuantificación de las pérdidas térmicas en evaporadores de tercer, cuarto y quinto efecto utilizando balances de masa y energía; propuesta de un espesor de aislante para dichos equipos en un ingenio azucarero”. La fila de egresos anuales representó la cantidad monetaria de las posibles pérdidas térmicas con los recubrimientos térmicos propuestos y la fila de TMAR detallaba la tasa mínima atractiva de retorno obtenida de la página en línea del Banco de Guatemala.
- g. Después se realizó el desglose del flujo neto de efectivo durante el tiempo de vida útil del material propuesto para los equipos de evaporadores. La fibra de vidrio posee una vida útil de 35 años. Dicho flujo neto de efectivo se puede observar en el Cuadro 73, para la elaboración del flujo neto de efectivo se colocaron seis filas diferentes, dichas filas son:

- 1) La fila de “Períodos” en ella se detalló los años en los que se realizó el análisis, se realizó en periodos de cinco años para la estética y facilidad visual, por el mismo camino dicho análisis se llevó a cabo a lo largo de 35 años debido a que esta es la vida útil del material de aislamiento térmico propuesto para los equipos de evaporadores.
 - 2) La fila de “inversión inicial” detalló en el período cero el costo de los materiales de recubrimiento térmico propuesto para los equipos de evaporadores.
 - 3) En la fila de “Beneficio” se colocó el ahorro obtenido a partir de la resta de las pérdidas térmicas actuales menos las posibles pérdidas térmicas en los equipos con los materiales de recubrimiento propuestos a partir del análisis teórico.
 - 4) La fila de “Egresos” mostraba la cantidad monetaria de las posibles pérdidas térmicas con los recubrimientos térmicos propuestos.
 - 5) La fila de FNE representa el flujo neto de efectivo obtenido a partir de la Ecuación descrita en la sección de marco teórico.
 - 6) La fila de “FNE acumulado” mostraba el flujo neto de efectivo acumulado a lo largo de los 35 años de vida útil del material propuesto para los equipos de evaporadores, el flujo neto de efectivo se obtuvo a partir de la suma del actual flujo neto de efectivo con el flujo neto de efectivo del período anterior, esta operación se realizó hasta tomar en cuenta el último flujo neto de efectivo en la tabla.
- h. El valor neto actual o “VNA” se obtuvo a partir de la función de Microsoft Excel 2016 de “VNA” en la cual se obtiene el valor neto actual de una serie de flujos netos, en dicha función se ingresaron únicamente dos parámetros, el primero de ellos era la tasa que utilizar, la cual es la TMAR definida del Banco de Guatemala descrita en el cuadro 72 en la sección de resultados y el siguiente parámetro era la serie de flujos netos de efectivo, detallados en el Cuadro 73, a lo largo de los 35 años de vida útil del material de recubrimiento térmico propuesto.
 - i. La TIR o tasa interna de retorno se obtuvo a partir de la función de Microsoft Excel 2016 de “TIR” en la cual se obtuvo la tasa interna de retorno de una serie de flujos netos de efectivo, para ello se tomaron en cuenta en la función los flujos netos de efectivo para los evaporadores descritos en el Cuadro 73.
 - j. Para la obtención del período de recuperación de la inversión se tomó en cuenta nuevamente los flujos netos de efectivo acumulado descritos en el Cuadro 73, la obtención del retorno de la inversión se realizó a partir de la Ecuación detallada en la sección de marco teórico.

5. Análisis en conjunto de los equipos de intercambio de energía

- a. Para el análisis en conjunto de los equipos de intercambio de energía se realizó una tabla en donde se detallan la cantidad monetaria de pérdidas actuales para cada uno de los

equipos de intercambio de energía, es decir intercambiadores de calor, tachos y evaporadores, de igual forma se colocó un columna de “Porcentaje” en ella se detalló el porcentaje de pérdidas actuales pertenecientes a cada uno de los equipos de intercambio de energía como se puede observar en el Cuadro 75, por último se colocó una fila llamada “cantidad total de pérdidas” en donde se especificó el total de la cantidad monetaria representativa de las pérdidas totales para los equipos de intercambio de energía, dicho dato se obtuvo de la sumatoria de la cantidad monetaria de las pérdidas para cada uno de los equipos de intercambio de energía.

- b. Después se detalló cada uno de los costos para los materiales de recubrimiento térmico, tanto los materiales de recubrimiento térmico actual, así como los materiales de recubrimiento térmico propuestos descritos en las secciones anteriores, dichos resultados se pueden observar en el cuadro 76 en la sección de resultados.
- c. Posteriormente se especificó las cantidades monetarias debido a las posibles pérdidas térmicas con los recubrimientos térmicos propuestos en los análisis teóricos de los equipos de intercambio de energía descritos anteriormente, dichas cantidades monetarias se pueden observar en el Cuadro 77 de la sección de resultados, en dicha tabla se colocó una fila llamada “Total” en ella se representa la cantidad monetaria total debido a las posibles pérdidas térmicas en los equipos de intercambio de energía con el material propuesto, dicho resultado se obtuvo de la sumatoria de la cantidad monetaria de las posible pérdidas térmicas en los equipos de intercambio de energía.
- d. Luego se procedió a obtener los resultados de los costos y beneficios debido al recubrimiento térmico propuesto en los equipos de equipos de intercambio de energía mostrados en el Cuadro 78 en la sección de resultados, en dicha tabla se muestran cuatro filas, las cuales son: “Inversión inicial” dicha fila mostraba el costo de los recubrimientos térmicos propuestos para los equipos de equipos de intercambio de energía. La fila de “Beneficio anual” representó el ahorro obtenido a partir de la resta de las pérdidas térmicas actuales menos las posibles pérdidas térmicas en los equipos con los materiales de recubrimiento propuestos a partir del análisis teórico. La fila de “Egresos anuales” representó la cantidad monetaria de las posibles pérdidas térmicas con los recubrimientos térmicos propuestos, mientras que la fila de TMAR mostraba la tasa mínima atractiva de retorno obtenida de la página en línea del Banco de Guatemala.
- e. Después se realizó el desglose del flujo neto de efectivo durante el tiempo de vida útil de los materiales propuestos para los equipos de equipos de intercambio de energía, la fibra de vidrio y fibra cerámica poseen una vida útil de 35 años, dicho flujo neto de efectivo se puede observar en el Cuadro 79, para la elaboración del flujo neto de efectivo se colocaron seis filas diferentes, dichas filas son:

- 1) La fila de “Períodos” en ella se detallaron los años en los que se realizó el análisis, se realizó en períodos de 5 años para la estética y facilidad visual. Por el mismo camino dicho análisis se llevó a cabo a lo largo de 35 años debido a que esta es la vida útil del material de aislamiento térmico propuesto para los equipos de equipos de intercambio de energía. La fila de “inversión inicial” detallaba en el período cero el costo de los materiales de recubrimiento térmico propuesto para los equipos de equipos de intercambio de energía.
- 2) La fila de “Beneficio” se mostraba el ahorro obtenido a partir de la resta de las pérdidas térmicas actuales menos las posibles pérdidas térmicas en los equipos con los materiales de recubrimiento propuestos a partir del análisis teórico.
- 3) En la fila de “Egresos” se colocó la cantidad monetaria de las posibles pérdidas térmicas con los recubrimientos térmicos propuestos.
- 4) La fila de FNE representaba el flujo neto de efectivo obtenido a partir de la Ecuación descrita en la sección de marco teórico.
- 5) La fila de “FNE acumulado” mostraba el flujo neto de efectivo acumulado a lo largo de los 35 años de vida útil del material propuesto para los equipos de intercambio de energía, el flujo neto de efectivo se obtuvo a partir de la suma del actual flujo neto de efectivo con el flujo neto de efectivo del período anterior, esta operación se realizó hasta tomar en cuenta el último flujo neto de efectivo en la tabla.
- f. El valor neto actual o “VNA” se obtuvo a partir de la función de Microsoft Excel 2016 de “VNA” en la cual se obtuvo el valor neto actual de una serie de flujos netos, en dicha función se ingresaron únicamente dos parámetros, el primero de ellos era la tasa que utilizar, la cual es la TMAR definida del Banco de Guatemala descrita en Cuadro 78 en la sección de resultados y el siguiente parámetro era la serie de flujos netos de efectivo, detallados en el Cuadro 79, a lo largo de los 35 años de vida útil del material de recubrimiento térmico propuesto.
- g. La TIR o tasa interna de retorno se obtuvo a partir de la función de Microsoft Excel 2016 de “TIR” en la cual se obtuvo la tasa interna de retorno de una serie de flujos netos de efectivo, para ello se tomaron en cuenta en la función los flujos netos de efectivo para los equipos de intercambio de energía descritos en el Cuadro 79.
- h. Para la obtención del período de recuperación de la inversión se tomó en cuenta nuevamente los flujos netos de efectivo acumulado descritos en el Cuadro 79, la obtención del retorno de la inversión se realizó a partir de la Ecuación detallada en la sección de marco teórico.

F. Módulo 6: Procedimiento para estandarización de medición por pérdida de energía en equipos de intercambio térmico en un ingenio azucarero.

1. Protocolo

Previo a las mediciones de tomas de tiempos, se realizaron una serie de pasos:

- a. Se concretó una cita en la fábrica para ingresar a las instalaciones y al área de intercambio térmico.
- b. Se utilizó en todo momento equipo de protección industrial (casco, chaleco, tapones de oídos y zapatos de punta de acero), el cual puede ser brindado por el ingenio.

2. Estudio y medición.

- a. Se utilizó una tabla de soporte, un lapicero, un cronómetro digital y un formato preestablecido (anexos Cuadro 349, 350, 351) para llevar a cabo las mediciones
- b. Se analizaron con los encargados de cada área cuáles son los equipos de mayor pérdida de energía y nos dieron la ubicación de ellos.
- c. El responsable de cada equipo realizará el análisis respectivo de cada uno, tomando en cuenta los puntos de medición que serán significativos para el estudio de pérdidas de energía.

3. Toma de tiempos y determinación de movimientos en el proceso de medición de pérdidas de energía.

- a. Intercambiadores de calor
 - 1) El evaluador de tiempos llevará un cronómetro digital, una tabla de apoyo para hojas, lapicero y los formatos de toma de tiempos.
 - 2) El evaluador de temperaturas anotará flujos, temperaturas y el estado de los intercambiadores de calor, reflejados en el software Logix 5000.
 - 3) Se realizarán las mediciones de tiempos en intercambiadores.
 - a) El evaluador de tiempos iniciará el cronómetro desde el momento que el químico tome la primera medición hasta que tome la última medición de ese intercambiador de calor, reiniciando el cronómetro cada vez que el químico inicie con un nuevo intercambiador de calor.
 - b) El evaluador de temperaturas medirá las temperaturas en cada uno de los puntos según sea el tipo de intercambiador.

- c) El evaluador tiempos anotarán los tiempos paralelamente a la toma de temperaturas en el intercambiador de calor que esté llevando a cabo el químico evaluador.
- d) Se realizará este procedimiento como mínimo 5 veces, para cada intercambiador de calor.
- e) Se tomarán las medidas de todos los intercambiadores de calor.

b. Evaporadores

- 1) El evaluador de tiempos llevará un cronómetro digital, una tabla de apoyo para hojas, los formatos de toma de tiempos y lapicero.
- 2) El evaluador de temperaturas subirá al centro de cómputo para preguntar el estado de los evaporadores y anotará los que no estén funcionando.
- 3) Se realizarán las mediciones de tiempos en evaporadores.
 - a) El evaluador de tiempos iniciará el cronómetro desde el momento en que el químico tome la primera medición en fondos hasta que tome la última medición de éste, reiniciando cada vez que el químico inicie con calandrias y posteriormente con los cuerpos.
 - b) El evaluador de temperaturas medirá las temperaturas en cada uno de los puntos según sea el evaporador.
 - c) El evaluador de tiempos tomará la medición de temperaturas del evaporador, el cual se divide en fondo, calandria y cuerpo.
 - d) El evaluador de tiempos anotará los tiempos paralelamente a la toma de temperaturas de calor que esté llevando a cabo el evaluador de temperaturas.
 - e) Se realizará este procedimiento como mínimo 1 vez, para cada evaporador.
 - f) Se tomarán las medidas de todos los evaporadores.

c. Tachos

- 1) El evaluador de tiempos llevará un cronómetro digital, una tabla de apoyo para hojas, los formatos de toma de tiempos y lapicero.
- 2) El evaluador de temperaturas anotará el estado, flujos, presiones y temperaturas de los tachos reflejados en el software Logix5000.
- 3) Se realizarán las mediciones de tiempos en tachos.
 - a) El evaluador de tiempos iniciará el cronómetro desde el momento que el evaluador de temperaturas tome la primera medición hasta que tome la última medición de ese tacho, reiniciando el cronómetro cada vez que el químico inicie con un nuevo tacho. El evaluador de temperaturas medirá las temperaturas en cada uno de los puntos según sea el tacho (ver cuadro en anexos).
 - b) El evaluador de tiempos anotará los tiempos paralelamente a la toma de temperaturas en el tacho que esté llevando a cabo el químico evaluador.
 - c) Se realizará este procedimiento como mínimo 5 veces, para cada tacho.

- d) Se tomarán las medidas de todos los tachos.
-
- d. Cálculo de la desviación estándar y tiempos
 - 1) Se extrajeron los datos de los formatos de toma de datos
 - 2) Se tabularon todos los datos en una hoja de Excel
 - 3) Para el tiempo se calculó el promedio simple de todos los datos de ese equipo en Excel.
 - 4) Para la desviación estándar se calcularon por medio de Excel los datos.
-
- e. Diagrama de red
 - 1) En base a las mediciones realizadas por los químicos y el industrial se puede observar en el Cuadro 83 que el equipo que se va a analizar serán los que presentan mayor pérdida de energía traducido de forma monetaria.
 - 2) Se tabularon todos los equipos con sus respectivos tiempos
 - 3) Se organizaron los equipos según su tiempo de medición para comenzar a formar las diferentes posibilidades de rutas críticas que puede haber.
 - 4) Se tomaron tiempos de recorrido de un punto, el cual es la sala de control hacia los equipos más lejanos, que son los intercambiadores en el 3er nivel. Esto para considerar la holgura a un paso de caminata.
 - 5) Se observó en el software logix5000 la duración de los equipos presentando períodos de 45 min. Los periodos ya están preestablecidos por el software para los intercambiadores de calor.
 - 6) Se elaboró el gráfico del diagrama de red por equipo respetando su holgura de tiempo, su tiempo estándar de medición, los periodos de 45 min, Diagrama 1, el cual nos va llevando a la mejor opción a tomar.
 - 7) Se definirá la ruta crítica como la ruta que requiera menos desplazamientos y se aproveche la mayor cantidad de tiempo midiendo sin estarse desplazando tanto.
-
- f. Procedimiento estandarizado
 - 1) Se redactó el protocolo para el ingreso al ingenio según los estándares estipulados por el ingenio.
 - 2) Se escribió y estandarizó el proceso en puntos de medición para la reducción de pérdidas térmicas en condiciones óptimas. Estableciendo en la mayoría de los equipos un mismo punto en diferentes horarios para obtener datos a diferentes horas.
 - 3) Se asignó un rol establecido a las personas que fueran hacer el análisis.
 - 4) Se construyó un diagrama de flujo desde el ingreso de la fábrica hasta las tomas de los datos de los equipos.

El estudio inició en el nivel 3 de la fábrica de producción ya que es aquí donde da inicio el primer proceso de intercambio térmico por el cual se desplaza el jugo. En este nivel se concentra la mayor cantidad de intercambiadores de calor e intercambiadores de calor para jugo alcalizado.

G. Módulo 7: Revisión y evaluación comparativa de materiales aislantes para tuberías de jugo de caña y vapor del área de fábrica.

1. Cuantificación de tuberías que poseen aislamiento en mal estado o carecen del mismo.

Se realizó una toma de temperaturas de las distintas tuberías de vapor y jugo de caña del área de fábrica, mediante el uso de termómetro infrarrojo digital de pistola. Para estimar las pérdidas térmicas que las tuberías presentan y el riesgo de quemaduras que presenta a los operarios de la planta.

Para estas operaciones fue necesario tomar en cuenta los diámetros, espesores y largos expuestos de las tuberías, mediante el uso de una cinta métrica y un vernier.

2. Selección de los materiales aislantes disponibles en el mercado nacional.

Mediante consultas a los cuatro principales proveedores de aislamiento térmico en Guatemala. Donde se tuvo una oferta y las características técnicas de 10 materiales de aislamiento:

Cuadro 18. Materiales aislantes disponibles en el mercado.

Nombre del material	Conductividad térmica (W/(m*k))	Rango de temperatura (°C)	Densidad ($\frac{kg}{m^3}$)
Lana de roca (rockwool)	0.0598	hasta 1000	64
Poliestireno Expandido	0.039	-10 hasta 100	20
Fibra de vidrio	0.048	Hasta 540	680
Fibra mineral	0.034	Hasta 750	80
Perlita	0.122	Hasta 850	75
Cemento refractario	0.47	Hasta 1300	1300
Lenzing (Armacell)	0.036	Hasta 175	35
Fibra cerámica	0.092	Hasta 1093	96
Poliuretano	0.018	Hasta 200	40
Lana de roca	0.060	Hasta 1250	75

Sin embargo, se tuvo que hacer una selección en la cual se eliminaron los materiales que:

- a. Requieren de una preparación previa para la instalación del material.

Los materiales que deben ser combinados o preparados con algún producto previo a su colocación en la tubería, de manera que su desempeño se pueda ver comprometido según la forma en que se dio la preparación en planta.

- b. No cumplen con el rango de temperaturas requeridas:

Para la selección de los materiales se tuvo en cuenta la temperatura mínima del jugo de caña, es la temperatura ambiente y la temperatura mínima de vapor en el área de fábrica es de 50°C, la temperatura máxima del jugo de caña es de 125°C y la temperatura máxima del vapor a la salida de la turbina es de 132°C.

- c. Tienen una baja disponibilidad en el mercado nacional.

Los materiales que solo se manejan bajo pedido o que requieren una solicitud especial a los fabricantes para que estos puedan ser suministrados. Además de tener un tiempo previo de solicitud en la que estos puedan ser importados al país.

3. Selección de materiales en base a los requerimientos de las tuberías de jugo de caña y vapor del área de fábrica del ingenio.

Los materiales aislantes que se seleccionaron se solicitó información sobre sus dimensiones, costo y vida útil del material. Para poder ingresar estos datos a la hoja de cálculo, se elaboró una tabla.

Cuadro 19. Datos de los materiales aislantes.

Datos de los materiales.

Conductividad térmica de los aislantes			Dimensiones del material			
Nombre del material	Conductividad térmica(W/m·K)	Densidad (kg/m ³)	Tiempo de vida útil	Costo (según dimensiones)	Largo (m)	Ancho (m)
Lana de roca (rockwool)	0.0598	64	25	Q 350.00	4.8	1
Fibra de vidrio	0.048	680	35	Q 875.00	20	1.22
Fibra mineral	0.034	80	15	Q 350.00	24	0.6
Lenzing (ArmaceII)	0.036	35	60	Q 575.00	1	1
Fibra cerámica	0.092	96	35	Q 125.00	3.8	0.61

Además, se seleccionaron los materiales de los cuales puede estar elaborada la tubería y se colocaron los datos de su conductividad térmica. También se colocaron los datos de emisividad, para conocer la radiación que tendrá la tubería hacia el ambiente de los materiales más comunes empleados para realizar enchaquetados.

Cuadro 20. Datos de la tubería y del enchaquetado.

Datos de los materiales.

Conductividad térmica de las tuberías		Emisividad de materiales de chaqueta	
Material	Conductividad Térmica (W/(m·K))	Materiales	Emisividad
		Aluminio (Nuevo)	0.1
Acero	43	Aluminio (Servicio)	0.3
Acero inoxidable	16,32	Acero	0.8
Aluminio	209,3	Acero Inox (Nuevo)	0.13
Bronce	116	Acero Inox (Servicio)	0.3
Cobre	372	Acero Galvanizado (Nuevo)	0.1
Hierro dulce	79.5	Acero Galvanizado (Servicio)	0.28
Ladrillo	0.8	PVC	0.9
Plomo	35	Sin chaqueta	1
Vidrio	0.6		

4. Hoja de cálculo de espesores de aislamiento.

Se elaboró una hoja de cálculo, en la cual se realiza el cálculo de las pérdidas térmicas, utilizando tres teorías:

- Según el espesor y costo de aislamiento (Ecuación 73 y 79)
- Basado en resistencias térmicas (Ecuación 49 y 54)
- Radio crítico de aislamiento (ecuación 65).

De manera que se garantice la exactitud de los resultados y que se pueda contemplar el espesor de aislamiento mínimo a emplear en la tubería.

5. Cálculo del espesor más adecuado según a pérdidas térmicas y costo de material.

El cálculo del espesor más adecuado se da por medio de la comparación entre el costo de las pérdidas térmicas (Ecuación 73) y el costo del material aislante (Ecuación 79), ecuaciones provienen del marco teórico. Para el tiempo de vida útil mínimo estimado del material según los proveedores.

Para esto se deben ingresar los datos de: Temperatura de operación, diámetro de tuberías, longitud, espesor de tubería y material con lo que se tendrá la conductividad térmica.

Los datos del material de la tubería, material de aislamiento y el material del enchaquetado, se proporcionan al seleccionar de la lista el material que se va a utilizar. La información económica que se debe indicar es la tasa de interés y el aumento previsible del costo de energía (ecuación 72).

El tiempo de funcionamiento se estipula (basado en los seis meses que dura la zafra), el costo de instalación se dio un valor en base al salario mínimo y los datos económicos del material se modifican en la hoja "Datos de los materiales".

Cuadro 21. Datos requeridos para realizar cálculos.

Cálculo en base al costo

Aislamiento en base al costo económico		Información económica		
Información del proceso:		Periodo (años)	25	Tiempo de vida útil del aislante garantizada por fabricante Basado en el costo de producción de la planta En caso de dejar el dinero en un banco.
Temperatura de Operación:	120 °C	Aumento previsible del costo de energía	3.5 %	
Diametro externo:	0.035 m	Tasa de interés	5 %	
Longitud a aislar	0.7 m	$t = \frac{(1 + 0.01) + b}{(1 + 0.01) * r}$		0.99
Espesor de la tubería:	0.00395 m	Coefficiente del valor actualizado neto	20.85	VAN
Material:	Acero	Funcionamiento		
Conductividad térmica:	43 [W/(m·K)]	Tiempo de funcionamiento	4320 (horas/año)	
Información ambiental:		Costo de instalación	Q	1.00
Temperatura ambiente	24 °C	Costo de la energía	1.28E-05 (Q/(W·h))	
Velocidad del viento:	0.85 m/s	Material		
Información del aislamiento:		Costo del material	Q	350.00
Material:	Lana de roca (rockwool)	Largo del material	4.8 m	
Conductividad térmica:	0.038 [W/(m·K)]	Ancho del material	1 m	
Densidad:	64 kg/m ³			
Información del Enchafetado				
Material:	Sin chaqueta			
Emisividad:	1 ε			

El espesor de aislamiento se selecciona mediante el cálculo en base al costo de las pérdidas de energía, donde se va iterando los distintos posibles espesores del material, y se dan las pérdidas de energía (ecuación 74), para las cuales se calcula su precio (ecuación 75).

Cuadro 22. Espesores de aislamiento y valor de las pérdidas, cálculo en base al costo.

Espesor del aislamiento (m)	Pérdidas de energía (por cada metro de longitud) (W/m)	Pérdidas de energía (W)	Costo de las pérdidas de energía $\left(\frac{Q}{m \cdot \text{año}}\right)$	Valor actual de las pérdidas (para todo el $\frac{Q}{m}$)
0	114.06	79.84	Q 6.31	Q 131.48
0.001	101.69	71.18	Q 5.62	Q 117.22
0.005	72.54	50.78	Q 4.01	Q 83.62
0.01	55.22	38.65	Q 3.05	Q 63.65
0.02	39.65	27.76	Q 2.19	Q 45.71
0.03	32.35	22.64	Q 1.79	Q 37.29
0.04	28.05	19.64	Q 1.55	Q 32.34
0.05	25.19	17.63	Q 1.39	Q 29.04
0.06	23.13	16.19	Q 1.28	Q 26.66
0.07	21.56	15.10	Q 1.19	Q 24.86
0.08	20.33	14.23	Q 1.12	Q 23.43
0.09	19.32	13.53	Q 1.07	Q 22.27
0.1	18.49	12.94	Q 1.02	Q 21.31
0.11	17.77	12.44	Q 0.98	Q 20.49
0.12	17.16	12.01	Q 0.95	Q 19.78
0.13	16.63	11.64	Q 0.92	Q 19.17

Luego se debe indicar la longitud del tramo de tubería a aislar. Para que se pueda calcular la cantidad de material que se va a emplear, para cada espesor de aislamiento.

Con este valor se calcula el costo del material utilizado en la longitud de la tubería a aislar (Ecuación 79). Luego se hace la diferencia entre ahorro e inversión, donde seleccionamos el valor previo a tener cero o un valor negativo en la celda donde se hace la diferencia entre ahorro e inversión. La tabla condiona y coloca los valores menores o iguales a cero en color rojo. Este valor nos indica el espesor adecuado de aislamiento.

Cuadro 23. Cantidad de material utilizado y su costo.

Cálculo según al costo.

Espesor del aislamiento (m)	Perdidas de energía (por cada metro de longitud) (W/m)	Perdidas de energía (W)	Costo de las pérdidas de energía ($\frac{Q}{m \times año}$)	Valor actual de las pérdidas (para todo el año) ($\frac{Q}{m}$)	Cantidad de material utilizado (m ²)	Costo del material utilizado (Q)	Incremento de ahorro (respecto a espesor anterior) (Q)	Incremento de inversión en aislamiento con costo de instalación (Q)	Diferencia entre ahorro e inversión (Q)
0	114.06	79.84	Q 6.31	Q 131.48	0.00	Q -	Q -	Q -	Q -
0.001	101.69	71.18	Q 5.62	Q 117.22	0.08	Q 5.77	Q 14.26	Q 6.77	Q 7.49
0.005	72.54	50.78	Q 4.01	Q 83.62	0.17	Q 12.19	Q 33.61	Q 6.41	Q 27.19
0.01	55.22	38.65	Q 3.05	Q 63.65	0.27	Q 19.40	Q 19.96	Q 13.99	Q 5.97
0.02	39.65	27.76	Q 2.19	Q 45.71	0.39	Q 28.22	Q 17.95	Q 15.23	Q 2.71
0.03	32.35	22.64	Q 1.79	Q 37.29	0.53	Q 38.64	Q 8.42	Q 24.41	Q 16.00
0.04	28.05	19.64	Q 1.55	Q 32.34	0.69	Q 50.67	Q 4.95	Q 27.26	Q 22.31
0.05	25.19	17.63	Q 1.39	Q 29.04	0.88	Q 64.30	Q 3.30	Q 38.04	Q 34.74
0.06	23.13	16.19	Q 1.28	Q 26.66	1.09	Q 79.53	Q 2.38	Q 42.49	Q 40.12
0.07	21.56	15.10	Q 1.19	Q 24.86	1.32	Q 96.37	Q 1.80	Q 54.88	Q 53.07
0.08	20.33	14.23	Q 1.12	Q 23.43	1.57	Q 114.81	Q 1.43	Q 60.93	Q 59.51
0.09	19.32	13.53	Q 1.07	Q 22.27	1.85	Q 134.86	Q 1.16	Q 74.32	Q 73.76
0.1	18.49	12.94	Q 1.02	Q 21.31	2.15	Q 156.50	Q 0.97	Q 82.58	Q 81.62
0.11	17.77	12.44	Q 0.98	Q 20.49	2.47	Q 179.75	Q 0.82	Q 98.17	Q 97.35
0.12	17.16	12.01	Q 0.95	Q 19.78	2.81	Q 204.61	Q 0.71	Q 107.44	Q 106.73
0.13	16.63	11.64	Q 0.92	Q 19.17	3.17	Q 231.07	Q 0.62	Q 124.63	Q 124.02

6. Cálculo de pérdidas por resistencias térmicas y de radio crítico de aislamiento:

Los datos ingresados en la hoja “Cálculo en base al costo”, se copian de manera automática, exceptuando el espesor de aislamiento que debe indicarse basado en la diferencia entre ahorro e inversión de aislamiento. Los materiales de la tubería, aislamiento y enchaquetado se deben seleccionar de la lista iguales a los empleados en la hoja “Cálculo según el costo”.

Cuadro 24. Datos para cálculos por resistencias térmicas.

Cálculos por resistencias.

Lugar donde se va a ubicar el aislamiento:	
Datos requeridos:	Datos que debe ingresar
Información del proceso:	
Temperatura de Operación:	120 °C
Díametro externo:	0.035 m
Espesor de la tubería:	0.00395 m
Material: Acero	
Conductividad térmica:	43 (W/(m·K))
Información ambiental:	
Temperatura ambiente:	24 °C
Velocidad del viento:	0.85 m/s
Información del aislamiento:	
Material: Lenzing (Armacell)	
Conductividad térmica:	0.04 (W/(m·K))
Densidad:	35 kg/m ³
Espesor del aislamiento:	0.02 m
Información del Enchaquetado:	
Material: Sin chaqueta	
Emisividad:	1ε

Luego se realizan los cálculos de las resistencias térmicas, para lo que se debe suponer una temperatura superficial en la parte externa del aislante, donde se tiene la resistencia por radiación, conducción (Ecuación 49) y convección (Ecuación 49).

Los datos del comportamiento del aire provienen de la hoja “Datos del aire”, para los cuales se hace una interpolación lineal, entre las temperaturas inmediata superior e inferior, estos datos deben ser copiados y pegados en los espacios. Los valores de densidad, calor específico, conductividad térmica, viscosidad dinámica y número de

Prandtl (Ecuación 8), se asumieron para el aire a 1 atmósfera. Para encontrar los datos de las ecuaciones del número de Reynolds (Ecuación 31) y de Nusselt (Ecuación 27).

Cuadro 25. Interpolación lineal de temperatura.

Datos del aire.

Datos de la primera iteración						Datos de la segunda iteración							
Temperatura T, °C	Densidad ρ, kg/m³	Calor específico c _p , J/kg	Conductividad térmica k, W/m·K	Viscosidad ad. μ, kg/m·s	Número de Prandtl	Temperatura T, °C	Densidad ρ, kg/m³	Calor específico c _p , J/kg	Conductividad térmica k, W/m·K	Viscosidad ad. μ, kg/m·s	Número de Prandtl		
Temperatura inmediata menor	70	1.028	1007	0.02881	2.05E-05	0.7177	Temperatura inmediata menor	20	1.204	1007	0.02514	1.83E-05	0.7309
Temperatura	71.5	1.02371	1007.15	2.89E-02	2.05E-05	0.717355	Temperatura	26.72	1.1771	1007	2.58E-02	1.86E-05	0.72915
Temperatura inmediata	80	0.9994	1008	0.02953	2.10E-05	0.7154	Temperatura inmediata	25	1.184	1007	0.02551	1.85E-05	0.7296

Temperatura T, °C	Densidad ρ, kg/m³	Calor específico c _p , J/kg	Conductividad térmica k, W/m·K	Viscosidad ad. μ, kg/m·s	Número de Prandtl
-150	2.866	983	0.01171	8.64E-06	0.7246
-100	2.038	966	0.01932	1.58E-06	0.7263
-50	1.502	959	0.03179	1.47E-05	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	1.53E-05	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	1.58E-05	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	1.63E-05	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.68E-05	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.73E-05	0.7362
5	1.289	1006	0.02401	1.75E-05	0.7350
10	1.248	1006	0.02439	1.78E-05	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	1.80E-05	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	1.83E-05	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	1.85E-05	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	1.87E-05	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	1.90E-05	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	1.93E-05	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	1.94E-05	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	1.96E-05	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.01E-05	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.05E-05	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.10E-05	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	2.14E-05	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	2.18E-05	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	2.26E-05	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	2.35E-05	0.7041

Con esto se obtiene la resistencia debida a la radiación, convección, espesor de la tubería y espesor del aislante. Para luego calcular la transferencia de calor del tubo hacia el ambiente y la temperatura superficial.

Se realiza una segunda iteración para tener cálculos más acertados usando una temperatura superficial más cercana a la que se va a encontrar en la parte externa del conjunto.

Cuadro 26. Transferencia de calor calculada a través de resistencias térmicas.

Cálculos por resistencias.

Resistencia debida a la pared de la tubería		
$R_{pared} = \frac{r_{ext} \ln(\frac{D_{ext}}{D_{int}})}{k_{tuberia}}$	1.04E-04	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Resistencia debida a la radiación		
Suponemos una temperatura superficial 119 °C		
$R_{rad} = \frac{(T_s - T_{amb})}{\epsilon \sigma (T_s^2 - T_{amb}^2)}$	0.1058	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Resistencia debida a la convección		
Buscamos una temperatura promedio entre superficie y ambiente 71.5 °C		
Densidad	1.02371	kg/m ³
Conductividad térmica	0.0289	W/m·K
Viscosidad dinámica	2.06E-05	kg/m·s
Número de Prandtl	0.7174	Pr
Número de Reynolds	3.17E+03	
Número de Nusselt	29.8006	
Coef. de transferencia de calor por convección $h_{conv} = \frac{(N_u \cdot k_{aire})}{D_{ext}}$	11.49	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
Resistencia debida a la convección	0.0870	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Resistencia debida al espesor del aislante		
$R_{aislamiento} = \frac{r_{ext} \ln(\frac{D_{ext}}{D_{int}})}{k_{aislante}}$	0.7939	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Transferencia de calor del tubo hacia el ambiente		
$Q = \frac{T_{sup} - T_{amb}}{R_{ais} + R_{conv} + R_{pared} + R_{rad}}$	114.047	$\frac{W}{m^2}$
Cálculo de la temperatura superficial		
$T_{sup} = T_{amb} + Q \cdot (R_{ais} + R_{pared})$	29.45	°C

Realizamos la segunda iteración. Empleando la temperatura superficial obtenida de los cálculos anteriores		
Resistencia debida a la radiación		
Suponemos una temperatura superficial 29.45 °C		
$R_{rad} = \frac{(T_s - T_{amb})}{\epsilon \sigma (T_s^2 - T_{amb}^2)}$	0.1637	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Resistencia debida a la convección		
Buscamos una temperatura promedio entre superficie y ambiente 26.72 °C		
Densidad	1.1771	kg/m ³
Conductividad térmica	0.0256	W/m·K
Viscosidad dinámica	1.86E-05	kg/m·s
Número de Prandtl	0.7292	Pr
Número de Reynolds	3.51E+03	
Número de Nusselt	31.6107	
Coef. de transferencia de calor por convección $h_{conv} = \frac{(N_u \cdot k_{aire})}{D_{ext}}$	10.81	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
Resistencia debida a la convección	0.0925	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Resistencia debida al espesor del aislante		
$R_{aislamiento} = \frac{r_{ext} \ln(\frac{D_{ext}}{D_{int}})}{k_{aislante}}$	0.7939	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Transferencia de calor del tubo hacia el ambiente		
$Q = \frac{T_{sup} - T_{amb}}{R_{ais} + R_{conv} + R_{pared} + R_{rad}}$	112.527	$\frac{W}{m^2}$
Cálculo de la temperatura superficial		
$T_{sup} = T_{amb} + Q \cdot (R_{ais} + R_{pared})$	30.65	°C

En esta misma hoja se realiza el cálculo de la transferencia de calor basado en la teoría de radio crítico de aislamiento, donde debemos agregar la longitud de tubería que se va a aislar. Para obtener el radio crítico de aislamiento (Ecuación 65).

Cuadro 27. Radio crítico de aislamiento.

Cálculos por resistencias.

Transferencia de calor basado en teoría de radio crítico de aislamiento		
Longitud de la tubería a aislar	0.7	m
$Q = \frac{T_{op} - T_{\infty}}{\frac{\ln(\frac{D_{ext}}{D_{tub}})}{2\pi kL} + \frac{1}{h(\pi D_{ext}L)}}$	17.8620	W
Radio crítico de aislamiento	0.003	m

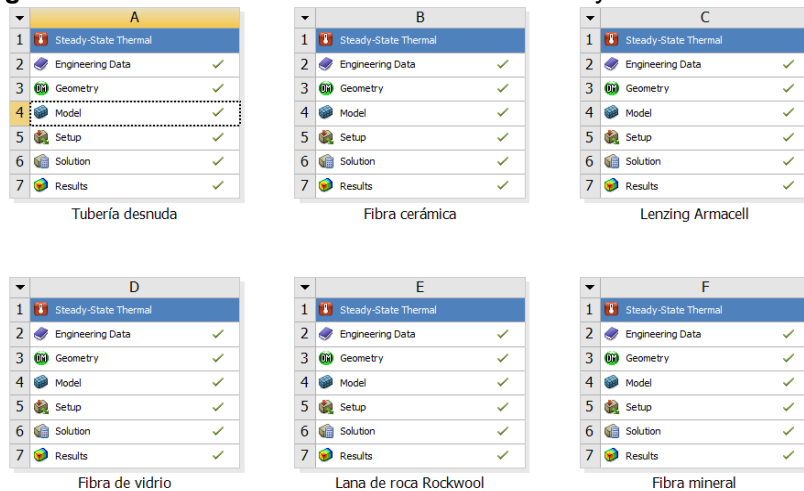
Comparación de la eficiencia de los aislantes.

Se realizó una prueba piloto en el laboratorio de operaciones unitarias, en una tubería de vapor proveniente de la caldera, cuyo diámetro exterior es de 1 3/8 de pulgada, la temperatura del vapor de proceso fue 120°C, y se utilizó un largo tubería de 0.7 metros.

Primero se realizaron los cálculos correspondientes en el espesor de aislamiento adecuado y de las pérdidas de la tubería al encontrarse desnuda. Además, se realizaron los cálculos en cada uno de los materiales propuestos en la tubería de laboratorio utilizando la hoja de cálculo.

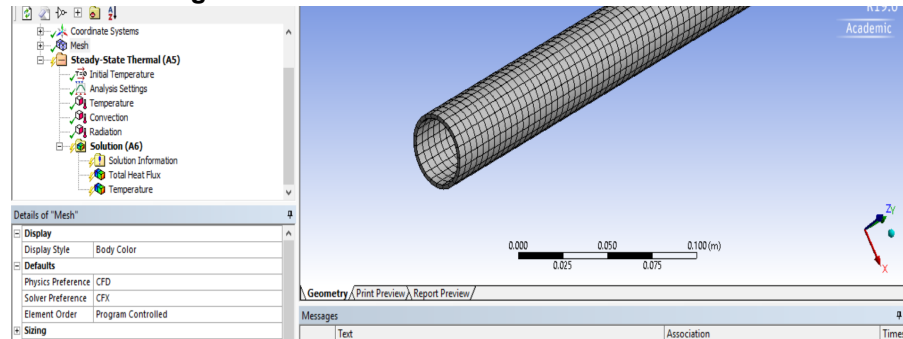
Luego se realizó una simulación del tramo de tubería en software ANSYS, para validar los resultados obtenidos. Por lo que se ingresaron en el programa los datos de densidad y conductividad térmica de los materiales. Utilizando el algoritmo de análisis térmico estacionario, para los cuales se configuró el espesor y diámetro de la tubería y el espesor del aislamiento.

Figura 57. Simulaciones de los distintos materiales y tubería al desnudo.



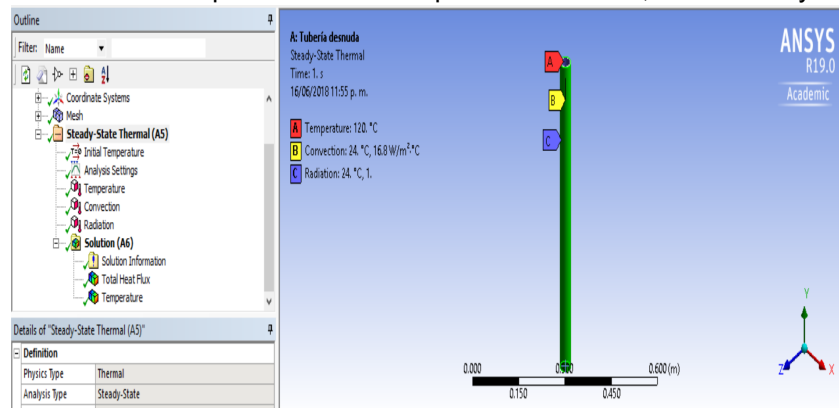
La forma de mallado que se utilizó fue: CFD (computational fluids dynamics), la preferencia de resolución se usó CFX, de manera que se tuviera una simulación más precisa el orden de los elementos se hizo controlado por el programa y se realizó un face-meshing en las caras externas de la tubería y los aislantes, para conocer la forma en la que se disipa el calor.

Figura 58. Forma de hacer mesh mediante CFD.



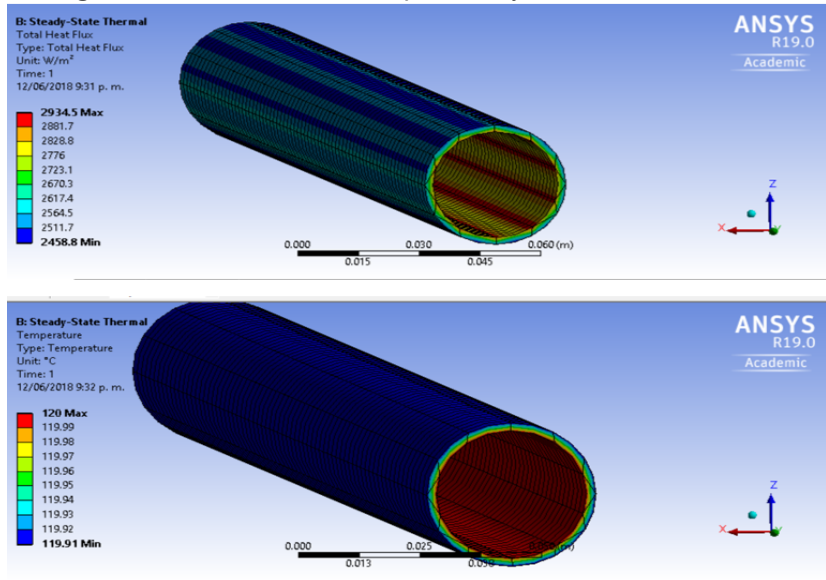
Luego se colocó la temperatura ambiente 24°C, la misma que se tuvo en el laboratorio durante las pruebas. Se colocó radiación de la tubería con una emisividad de 1 ya que no se realizó una prueba de enchaquetado y que llegue hasta la temperatura ambiente. La convección del material se colocó en la cara externa y el coeficiente de convección utilizado fue el que nos brinda la hoja de cálculo.

Figura 59. Forma en la que se ubicó la temperatura de fluido, convección y radiación.



Las soluciones que se configuraron fue la temperatura y la transferencia de calor total. Esto se simula para cada material en la tubería de manera que se observe su comportamiento montado en la tubería.

Figura 60. Soluciones de temperatura y transferencia de calor.



Finalmente se procedió a realizar pruebas reales en el laboratorio de cada uno de los materiales aislantes. Se realizó la estabilización térmica para cada uno de ellos donde cada uno tuvo un tiempo distinto de estabilización. Las tomas de temperatura se realizaron cada 5 minutos hasta que el material permaneció sin cambio en su temperatura superficial. Se comprobó la temperatura superficial para verificar la predicción de temperatura dada por el programa de cálculo. Para sujetar los materiales se utilizó alambre de amarre exceptuando al aislamiento Lenzing Armacell para el que se utilizó la cinta adhesiva correspondiente.

Figura 61. Materiales montados en tubería.



Figura 62. Espesor de los aislantes en tubería.



7. Análisis económico de la propuesta.

Se realizó la simulación de la tubería para conocer las pérdidas térmicas que se presentan en cada tramo de tubería y calcularlo con el programa para conocer la reducción en las pérdidas térmicas.

Se elaboró una tabla con los costos de las pérdidas actuales y una comparación al colocar un nuevo aislante en estas mismas áreas, tanto para tuberías de jugo como para tuberías de vapor. Se determinó que de aislamiento se utiliza 1 cm de espesor de aislamiento en el rango de temperatura de 0°C a 60°C, espesor de 2.54cm (1pulg) para temperaturas de de 61°C a 120°C y un espesor de aislamiento de 5cm (2pulg) para temperaturas de 121°C en adelante.

H. Módulo 8: Análisis y propuesta de secador de bandejas para reducir la humedad del bagazo de caña de azúcar a quemar en la caldera.

1. Análisis de los diferentes tipos de secadores y selección de secador a diseñar.

Se estudiaron los diferentes tipos de secadores que existen en la agroindustria azucarera, esto con el objetivo de visualizar las ventajas y desventajas de cada uno por separado para ver cuál de estos se adaptan de mejor manera al secado de bagazo de caña de azúcar. El estudio se realizó analizando estudios y pruebas que se han realizado

en otros países y en base a estos resultados se tomó en cuenta la mejora en eficiencia y la viabilidad económica del secador.

Según los objetivos planteados, se le dio una ponderación a cada uno de los aspectos relacionados con el desempeño del secador, tomando en cuenta que los aspectos más importantes son la disponibilidad para pruebas y el costo.

Se tomaron en cuenta cuatro posibles secadores para el bagazo de caña de azúcar: secador de bandejas, secador rotativo, secador por evaporación instantánea ("Flash") y el secador de bandas. Se evaluó cada aspecto con una ponderación de 1 a 3, siendo 1 lo que no se buscaba y 3 lo deseable. Por último, se escogió el secador con la mayor puntuación.

2. Diseño de secador.

Aprovechando las herramientas que la universidad nos proporciona, se utilizó el software de Autodesk Inventor Profesional 2017 para realizar un diseño mecánico, que incluya los diferentes componentes y/o equipos que se utilizan para el secador de bandejas.

Para el modelo 3D se llevó a cabo el siguiente procedimiento:

- a. Se modeló individualmente cada pieza del secador en un archivo ipt. Se obtuvo un total de 12 piezas.
- b. Se realizó un ensamblaje de las piezas en un archivo iam.
- c. Se realizó la explosión del diseño para poder visualizar la forma en que se conecta cada pieza en un archivo ipn.
- d. Por último, se realizaron los planos de cada pieza individual en un archivo idw. con el formato que la Universidad del Valle utiliza.

Al haber seleccionado el secador de bandejas, se procedió a realizar los cálculos respectivos para determinar el tamaño del diámetro para el transporte de los gases de combustión. Los cálculos de los datos de diseño para el equipo se pueden consultar en anexos.

Figura 13. Modelo 3D del secador.

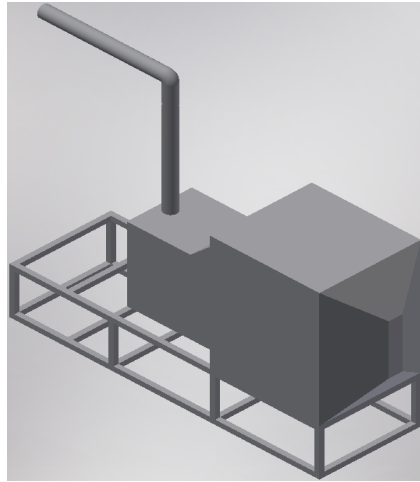
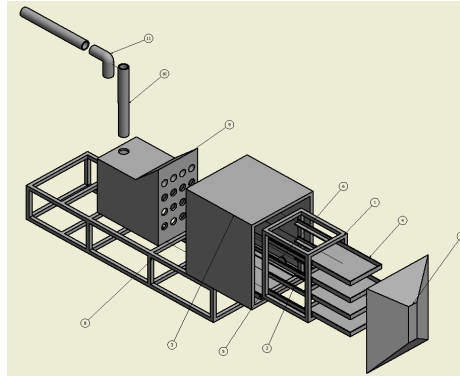


Figura 64. Explosión del secador.



En donde:

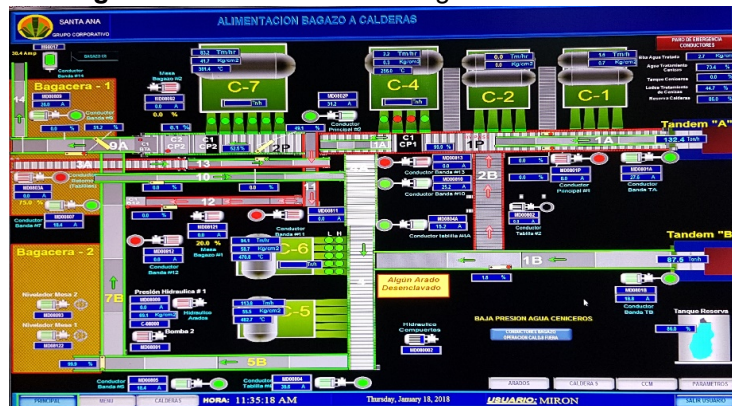
Cuadro 28. Componentes del diseño de secador.

Número	Pieza
1	Marco de bandejas
2	Pista de bandejas
3	Cabina de secado
4	Bandejas
5	Carril del marco de bandejas
6	Ruedas
7	Puerta de secadora
8	Soporte rígido
9	Compartimiento del ventilador
10	Tubería principal
11	Codo de 90°

3. Medición de temperaturas, presiones y eficiencias de calderas 5, 6 y 7.

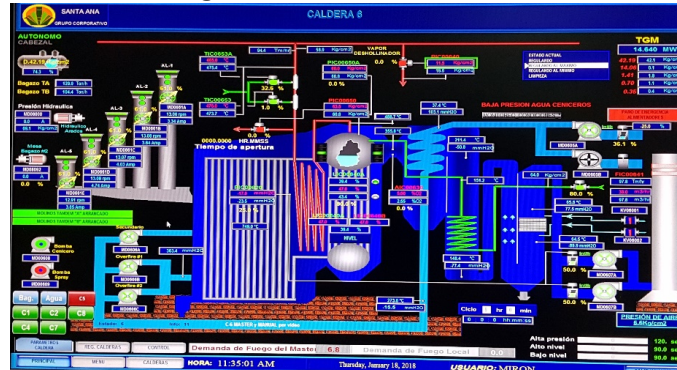
Se realizaron varias visitas al ingenio en donde se midieron temperaturas del bagazo tanto en la salida de los tándems de molienda (A y B) como en la entrada de las tres diferentes calderas que el ingenio utiliza para operar.

Figura 65. Alimentación del bagazo a calderas.



La medición de temperatura de estas tres calderas fue proporcionada por el ingenio, ya que ellos tienen todo monitoreado por sensores y los datos son enviados a un programa que ellos manejan para mantener en niveles eficientes toda la producción.

Figura 66. Caldera No.6.



La eficiencia fue calculada de la siguiente manera.

$$\eta = \frac{\dot{m}_{st} * (h_{st} - h_{FW})}{\dot{m}_{Fuel} * H_o} * 100$$

donde:

\dot{m}_{st} = flujo másico de vapor producido;

\dot{m}_{Fuel} = flujo másico de combustible utilizado;

h_{st} = entalpía específica del vapor producido;

h_{FW} = entalpía específica del agua de alimentación de calderas;

H_o = poder calorífico superior del bagazo de caña de azúcar.

Ecuación 84. Eficiencia de caldera.

Evidentemente los flujos también fueron proporcionados por el ingenio ya que al igual que las temperaturas los tienen monitoreados. Cabe mencionar que los valores tienen un porcentaje de error y esto es debido a que la medición de la cantidad de combustible incinerado no es precisa, ya que el bagazo de caña de azúcar no se consume en su totalidad.

4. Pruebas piloto de temperaturas, humedades y poder calorífico del bagazo tándems A y B

Inicialmente el primer parámetro que se midió fue la temperatura del bagazo de caña de azúcar, esta se tomó en diferentes lugares. La primera medición fue tomada en la salida de molienda cuando empieza a ser transportada hacia la caldera. La segunda medición fue tomada en la entrada a las calderas, esto dependiendo del tándem que se midió. Ya

que para el tándem A solo se realizaron dos mediciones debido a que solo es transportada a la caldera 7, para el tándem B se realizaron tres mediciones, ya que este transporta hacia las calderas 5 y 6. Los datos originales pueden ser consultados en el Anexo del presente módulo.

Tomado en cuenta todo lo anterior, el estudio se continuó en la Universidad del Valle de Guatemala haciendo pruebas en el Laboratorio de Operaciones Unitarias con el deshidratador de gabinete que se posee en este mismo. Aquí se analizaron las humedades, temperaturas y poder calorífico de las muestras de bagazo que se tomaron del ingenio.

Figura 67. Muestras de caña de azúcar siendo pesadas.



Se tomó una muestra total de 22.34kg (49.25lb) de caña de azúcar, la cual fue dividida en dos grupos (M1: Bagazo a secar 10.43kg (23 lb) y M2: Bagazo húmedo 11.91kg (26.25lb)). Inicialmente se pesaron las muestras en el laboratorio como se puede apreciar en la Figura 67.

A continuación, se utilizó la máquina Vencedora Maqtron (Trapiche) para realizar la molienda de la caña de azúcar, en donde se da la separación de los jugos y la parte fibrosa de esta misma. Se obtuvo un total de 10.68kg (23.55lb) de bagazo, el cual se dividió en dos muestras de 4.83kg (10.65lb) y 5.85kg (12.90lb).

Figura 68. Molienda de caña en el trapiche.



El procedimiento para utilizar esta máquina es el siguiente:

- a. Introducir la caña en el orificio de entrada;
- b. Presionar para que los molinos presen la caña;
- c. Recibir el jugo;
- d. Recibir en la salida la parte fibrosa de la caña;
- e. Reingresar la caña para una mejor extracción;

Luego se realizaron dos procedimientos en paralelo, el secado del bagazo en la deshidratadora de gabinete y la medición de humedad en la cabina del laboratorio. Para esto fue necesario separar la muestra total en dos muestras más pequeñas - M1 y M2 - en donde la muestra M1 fue la que entro directamente al deshidratador a secarse y la muestra M2 fue a cabina para que se le realizaran pruebas en la balanza de humedad.

Figura 69. Muestra de bagazo que va directo al secador.



La muestra M1 de bagazo sé preparó en cuatro bandejas con un espesor de 10mm para que ingresaran al secador. Este se preparó a una temperatura de 98.89°C y se secó durante 30 min de un lado, luego se volteó el bagazo y estuvo 30 min del otro lado permaneciendo un total de una hora dentro del deshidratador de gabinete.

El procedimiento anterior se realizó para las siguientes temperaturas:

- a. 98.89 °C (210 °F)
- b. 126.67 °C (260 °F)
- c. 148.89 °C (300 °F)

Para la muestra M2 que no pasó por el secador de bandejas se realizó el siguiente procedimiento: Se midió la humedad del bagazo utilizando la balanza de humedad "OHAUS", la cual utiliza proyectores de cuarzo que aplican calor hasta que la humedad se evapora por completo, luego calcula sobre la diferencia de pesos (húmedo y seco), la humedad que contiene. La balanza se utilizó de la siguiente manera:

- a. Encender la máquina;
- b. Tarar el plato de aluminio;
- c. Añadir la muestra de bagazo mayor a 0.500g;
- d. Bajar la tapadera y esperar a que llegue a T= 100°C para soltar;
- e. Esperar a que el porcentaje de humedad sea constante;
- f. Leer datos;
- g. Apagar máquina.

Figura 70. Balanza de humedad.



El último parámetro que se midió fue el poder calorífico del bagazo que según Peter Rein Para determinar el valor del poder calorífico superior viene dado por la siguiente ecuación:

$$PCS = [19,605 - 196.05(\%H) - 196.05(\%Z) - 31.14(\%Brix)]$$

donde:

$\%H$ = porcentaje de humedad.

$\%Z$ = porcentaje de cenizas.

$\%Brix$ = porcentaje de sólidos contenidos en el bagazo.

$$PCI = [18,309 - 207.6(\%H) - 196.05(\%Z) - 31.14(\%Brix)]$$

Ecuación 85. Poder calorífico del bagazo.

5. Balance de masa-energía.

Se usan las formas físicamente significativas de las ecuaciones de balance, a fin de fomentar una comprensión más profunda. Los balances de masa y energía para cualquier sistema que experimenta cualquier proceso se expresan de la siguiente manera.

Balance de masa:

$$m_{entrada} - m_{salida} = \Delta m_{sistema}$$

Ecuación 86. Balance de masa en la caldera.

Balance de energía:

$$E_{entrada} - E_{salida} = \Delta E_{sistema}$$

Ecuación 87. Balance de energía en la caldera.

Para poder realizar el balance de energía, se necesitaba saber el calor necesario para secar la cantidad de bagazo que se deseaba secar. Sin embargo, se tomó en cuenta que en este calor se incluye el calor para calentar la fibra y el calor para calentar y evaporar el agua.

6. Estudio económico de la propuesta

Por último, se realizó un análisis de viabilidad económica de las ganancias obtenidas de las pruebas que se realizaron de secado en el laboratorio, con el fin de obtener resultados satisfactorios en cuanto a la suposición de inversión del secador y a la disminución de humedad del bagazo previo a la entrada de la caldera.

El procedimiento para determinar la relación beneficio/costo del proyecto fue el siguiente:

- a. Inicialmente fue necesario encontrar la cantidad de bagazo necesario para la generación a la humedad promedio del ingenio.
- b. Luego se encontró la cantidad de bagazo disponible que se tiene en el ingenio.
- c. Se realizó la resta de estos dos valores y encontramos el bagazo adicional que el ingenio produce.
- d. Con esto encontramos los kg/s o lb/h de vapor generadas.
- e. Se calcularon los kW para condensación.
- f. Se multiplicaron los kW para condensación con el precio del kWh
- g. Se obtuvo el precio por tonelada de caña.
- h. Luego este valor se multiplicó por la cantidad de caña que el secador puede secar y se obtuvo los ingresos por kilovatio extra.
- i. Los ingresos Q/h se llevaron a un año Q/año.
- j. Por último, se dividieron la sumatoria de beneficios por la sumatoria de costos e inversión.

VII. RESULTADOS

A. Módulo 1: Determinación de pérdidas térmicas en evaporadores de primer y segundo efecto en un ingenio azucarero, usando balances de masa y energía.

Cuadro 29. Pérdidas por transferencia de calor en primer y segundo efecto de evaporación.

	Pérdida por transferencia de calor	
	kW	%
Primer efecto	129.37	46%
Segundo efecto	154.58	54%
Total	284 .95	100%

Cuadro 30. Pérdidas por transferencia de calor en los cuerpos de evaporadores de primer y segundo efecto

Evaporador	Pérdida por transferencia de calor (kW)	Total (kW)
Primer efecto A	14.19	57.67
Primer efecto B	14.45	
Primer efecto 1	9.73	
Primer efecto 2	9.98	
Primer efecto 3	9.33	
Segundo efecto 0	15.38	78.05
Segundo efecto 1	13	
Segundo efecto 2	15.12	
Segundo efecto 3	13.65	
Segundo efecto 4	10.75	
Segundo efecto 5	10.15	

Cuadro 31. Pérdidas por transferencia de calor en calandrias de evaporadores de primer y segundo efecto.

Evaporador	Pérdida por transferencia de calor (kW)	Total (kW)
Primer efecto A	5.67	33.68
Primer efecto B	6.34	
Primer efecto 1	6.86	
Primer efecto 2	7.4	
Primer efecto 3	7.41	
Segundo efecto 0	8.86	33.63
Segundo efecto 1	4.97	
Segundo efecto 2	5.57	
Segundo efecto 3	5.06	
Segundo efecto 4	4.79	
Segundo efecto 5	4.39	

Cuadro 32. Pérdidas por transferencia de calor en fondos de evaporadores de primer y segundo efecto

Evaporador	Pérdida por transferencia de calor (kW)	Total (kW)
Primer efecto A	7.15	38.02
Primer efecto B	7.29	
Primer efecto 1	6.25	
Primer efecto 2	7.93	
Primer efecto 3	9.41	
Segundo efecto 0	8.07	42.9
Segundo efecto 1	7.73	
Segundo efecto 2	7.43	
Segundo efecto 3	7.77	
Segundo efecto 4	5.64	
Segundo efecto 5	6.26	

Cuadro 33. Determinación de pérdidas por transferencia de calor en las distintas zonas del evaporador.

Zona del evaporador	Primer efecto (kW)	Segundo efecto (kW)	Observación
Cuerpo	57.67	78.05	1
Calandria	33.68	33.63	3
Fondo	38.02	42.9	2

Nota: La casilla de observación, indica el orden de la zona donde más se pierde calor, siendo 1 el valor más grande y 3 el más bajo. Datos obtenidos de la sumatoria de las resistencias térmicas por convección, conducción y radiación.

Cuadro 34. Determinación de radio crítico para evaporadores de primer y segundo efecto.

Evaporador	Espesor actual (m)	Espesor actual (in)	Espesor crítico (m)	Espesor crítico (in)	Espesor propuesto (in)
Primer efecto A	0.038	1.50	0.041	1.61	1.5
Primer efecto B	0.038	1.50	0.041	1.61	1.5
Primer efecto 1	0.038	1.50	0.038	1.48	1.5
Primer efecto 2	0.038	1.50	0.036	1.42	1.5
Primer efecto 3	0.038	1.50	0.036	1.40	1.5
Segundo efecto 0	0.038	1.50	0.039	1.54	1.5
Segundo efecto 1	0.038	1.50	0.044	1.71	2.0
Segundo efecto 2	0.038	1.50	0.036	1.41	1.5
Segundo efecto 3	0.038	1.50	0.037	1.45	1.5
Segundo efecto 4	0.038	1.50	0.039	1.53	1.5
Segundo efecto 5	0.038	1.50	0.040	1.59	1.5

Nota: Datos del espesor actual y del espesor propuesto, haciendo uso de la conductividad térmica de 0.048 W/m² K.

B. Módulo 2: Determinación de pérdidas térmicas y eficiencias en intercambiadores de calor de coraza y tubos, y de placas, con balances de energía del área de fábrica de un ingenio azucarero.

Cuadro 35. Calor perdido y eficiencia de calentadores de jugo alcalizado.

No. Calentador	Tipo calentador	Calor perdido, W	Eficiencia, %
1	Placas	83,009.32	97.99
2	Placas	99,310.07	98.11
3	Coraza y tubos	11,449.69	99.85
4	Coraza y tubos	12,779.16	99.80
5	Placas	90,366.43	98.59
6	Placas	82,183.09	98.06
7	Coraza y tubos	9,661.67	99.77
8	Coraza y tubos	7,417.17	99.84
9	Coraza y tubos	6,988.13	99.83

*Ver la ubicación de equipos anexos.

Cuadro 36. Calor perdido y eficiencia de calentadores de jugo clarificado.

No. Calentador	Tipo calentador	Calor perdido, W	Eficiencia, %
1	Placas	91,173.54	98.25
2	Placas	90,055.51	98.18
3	Placas	87,876.40	99.09
4	Placas	83,214.80	98.85

*Ver la ubicación de equipos en anexos.

Cuadro 37. Análisis de material aislante para intercambiadores de coraza y tubos.

No. Calentador	Material aislante propuesto	Energía ahorrada, W	Reducción de pérdida, %
3	Fibra cerámica	5,627.86	49.15
4		7,623.89	59.66
7		2,497.37	25.85
8		2,062.01	27.80
9		1,893.10	27.09

*Ver la ubicación de equipos en anexos.

Cuadro 38. Análisis de material aislante para intercambiadores de placas.

No. Calentador	Tipo de jugo	Material aislante propuesto	Energía ahorrada, W	Reducción de pérdida, %
1	Alcalizado	Fibra de vidrio	77,378.99	93.22
2			92,351.62	92.99
5			84,685.70	93.71
6			76,984.39	93.67
1	Clarificado		89,362.19	98.01
2			86,929.97	96.53
3			84,730.41	96.42
4			79,055.43	95.00

*Ver la ubicación de equipos en anexos.

Cuadro 39. Factores de incrustación para intercambiadores de calor de jugo alcalizado.

No. Calentador	Factor de incrustación total, m ² °C/W	No. Calentador	Factor de incrustación total, m ² °C/W
1	2.28E-04	6	2.60E-04
2	1.64E-04	7	9.49E-04
3	4.80E-04	8	1.42E-03
4	4.50E-04	9	1.86E-03
5	4.74E-05	-	-

*Ver la ubicación de equipos en anexos.

Cuadro 40. Factores de incrustación para intercambiadores de calor de jugo clarificado.

No Calentador	Factor de incrustación total, m ² °C/W	No Calentador	Factor de incrustación total, m ² °C/W
1	1.38E-05	3	2.71E-05
2	9.60E-06	4	1.00E-05

*Ver la ubicación de equipos en anexos.

Cuadro 41. Especificaciones de materiales aislantes.

Nombre del Material	Conductividad térmica, W/m K	Densidad, kg/m ³
Lana de roca	0.059	64.00
Fibra de vidrio	0.048	680.00
Fibra mineral	0.034	80.00
Lenzing	0.036	35.00
Fibra cerámica	0.092	96.00

*Obtenido del módulo "Revisión y evaluación comparativa de materiales aislantes para tuberías de jugo de caña y vapor del área de fábrica".

Cuadro 42. Comparación monetaria de las pérdidas térmicas de los equipos no aislados y aislados.

CMP actuales (Q)	CMP posibles (Q)
Q771,914.19	Q66,740.13
Diferencia:	Q705,174.06

*CMP: Cantidad monetaria de pérdida actual.

*Diferencia: Ahorro monetario de la pérdida térmica en equipos aislados.

*Los datos fueron tomados del módulo "Análisis económico de las pérdidas térmicas en los equipos de intercambio de energía en un ingenio azucarero, relacionando los recubrimientos térmicos actuales con los propuestos en las etapas del proceso industrial".

Figura 71. Comparación del calor perdido en intercambiadores de calor de jugo alcalizado.

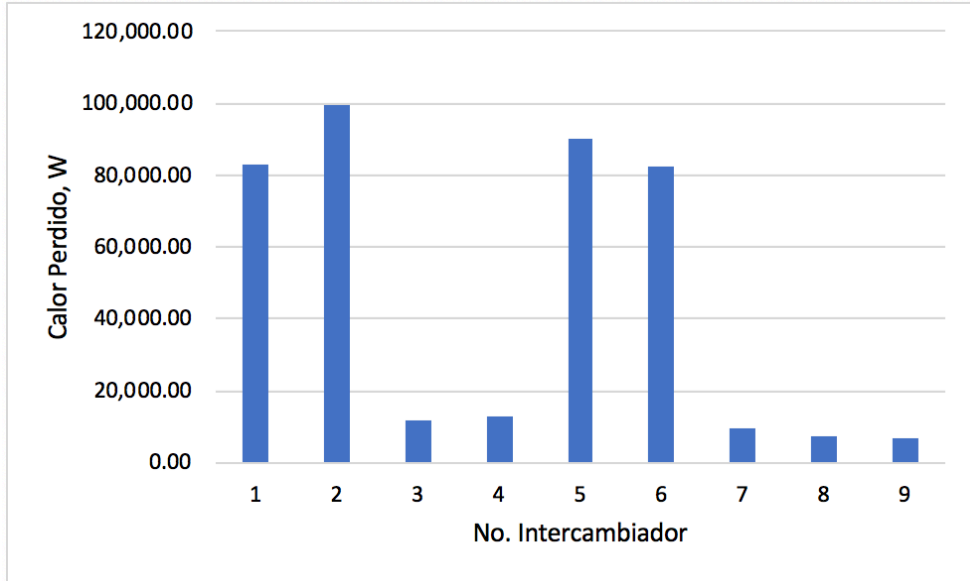


Figura 72. Comparación de la eficiencia en intercambiadores de calor de jugo alcalizado.

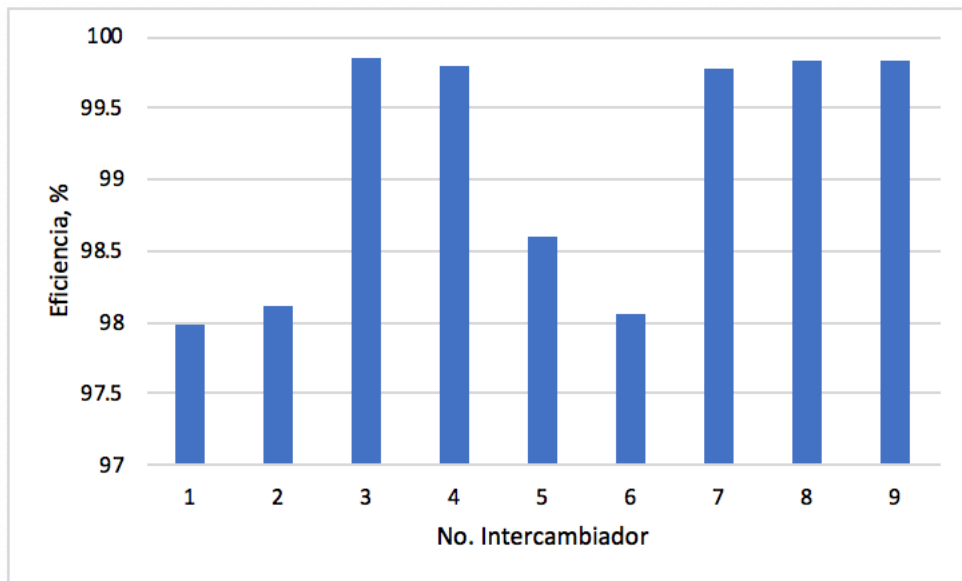


Figura 73. Comparación de calor perdido en intercambiadores de calor de jugo clarificado.

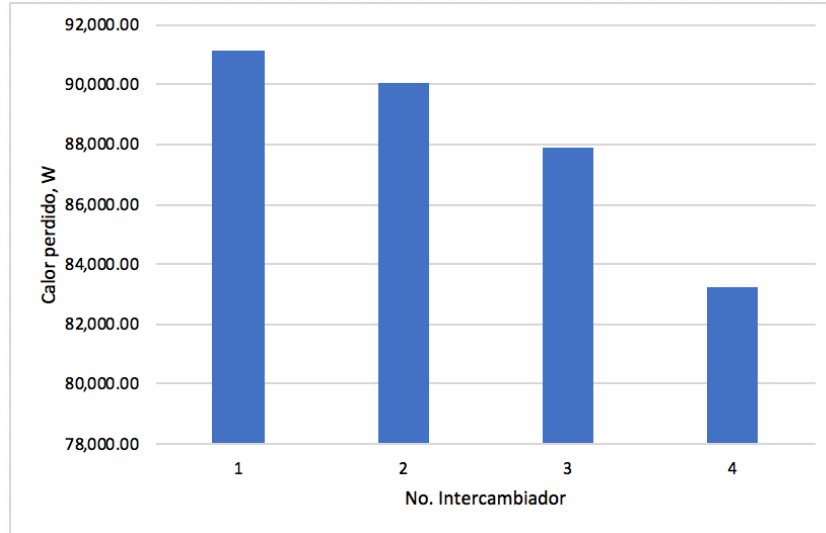
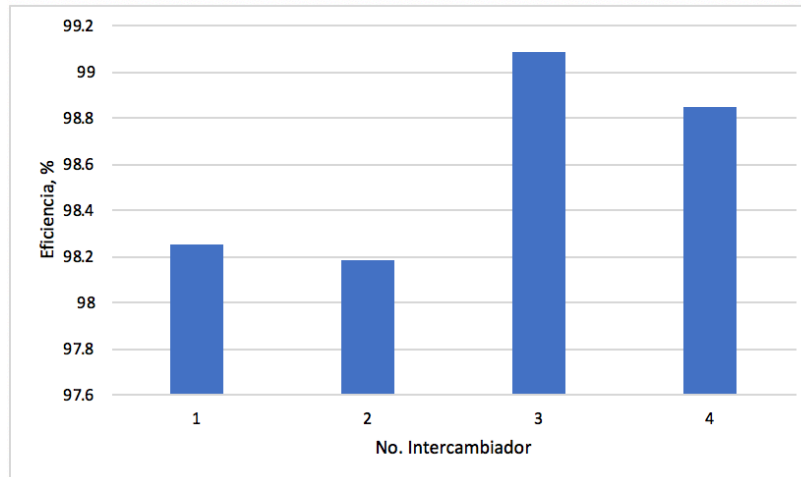


Figura 74. Comparación de la eficiencia en intercambiadores de calor de jugo clarificado.



C. Módulo 3: Determinación de las pérdidas térmicas en tachos de primera, segunda y tercera, en el área de fábrica de un ingenio azucarero, utilizando balances de masa y energía para generar una propuesta de aislante térmico.

Cuadro 43. Puntos en donde se presentan las pérdidas térmicas mayores en tachos de primera, segunda y tercera.

No de Tacho	Ubicación del punto sobre el equipo	Rango de temperaturas (°C)
1	Calandria	48 – 50
2		49 – 51
3		50 – 51
4		50 – 51
5		49 – 51
6		51 – 53
7		50 – 52
8		47 – 49
9		46 – 48
10		51 – 53
12		50 – 52
14		51 – 53

Cuadro 44. Pérdidas térmicas al ambiente en tachos de primera y porcentaje que representan estas pérdidas a razón del calor cedido por el vapor al sistema.

No. de Tacho	Tiempo de Operación x Lote (h)	Q perdido (Resistencia Total) (W)	Q Perdido Radiación (W)	Q perdido Total (W)	Porcentaje de Pérdidas Térmicas (%)
7	2	-3363.50	-952.22	-4315.72	5.265%
8		-2073.59	-736.95	-2810.53	7.202%
9		-2091.11	-735.96	-2827.07	7.244%
10		-3745.58	-1070.39	-4815.97	15.430%
12		-2395.74	-828.85	-3224.59	3.934%
14		-2336.78	-751.57	-3088.35	4.159%
Desviación estándar		±709.20	±137.73	±844.93	

Cuadro 45. Pérdidas térmicas al ambiente en tachos de segunda y porcentaje que representan estas pérdidas a razón del calor cedido por el vapor al sistema.

No. de Tacho	Tiempo de Operación x Lote (h)	Q perdido (Resistencia Total) (W)	Q Perdido Radiación (W)	Q perdido Total (W)	Porcentaje de Pérdidas Térmicas (%)
3	3	-3634.22	-1077.77	-4711.99	10.677%
4		-3418.18	-1054.77	-4472.95	9.643%
5		-3594.10	-1004.56	-4598.66	10.420%
6		-4244.60	-1029.17	-4244.60	9.618%
Desviación estándar		+360.32	+31.66	+200.36	

Cuadro 46. Pérdidas térmicas al ambiente en tachos de segunda y porcentaje que representan estas pérdidas a razón del calor cedido por el vapor al sistema.

No. de Tacho	Tiempo de Operación x Lote (h)	Q perdido (Resistencia Total) (W)	Q Perdido Radiación (W)	Q perdido Total (W)	Porcentaje de Pérdidas Térmicas (%)
1	4.5	-3259.39	-829.92	-4089.31	14.190%
2		-3384.06	-962.37	-4346.43	15.083%
Desviación Estándar		+88.16	+93.65	+181.81	

Cuadro 47. Propuesta de un nuevo espesor de aislante utilizando fibra de vidrio como posible elección, para tachos de primera.

No. de Tacho	k aislante (W/m*K)	Resistencia por conducción (K/W)	Espesor propuesto (m)	Pérdida térmica por resistencia total (W)	Ahorro (%)
7	0.0480	0.10922	0.0448	-1557.40	3.36%
8		0.21129	0.0635	-1053.81	5.09%
9		0.21140	0.0635	-1055.35	5.14%
10		0.07769	0.0369	-1912.31	9.65%
12		0.17325	0.0714	-1212.16	2.45%
14		0.17759	0.0732	-1123.59	2.65%
Desviación Estándar		+0.05500	+0.0147	+345.91	

*Nota: Aislante seleccionado utilizando las tablas comparativas del módulo "Revisión y evaluación comparativa de materiales aislantes para tuberías de jugo de caña y vapor del área de fábrica".

Cuadro 48. Propuesta de un nuevo espesor de aislante utilizando fibra de vidrio como posible elección, para tachos de segunda.

No. de Tacho	k aislante nuevo (W/m*K)	Resistencia por conducción (K/W)	Espesor propuesto (m)	Pérdida térmica por resistencia total (W)	Ahorro (%)
3	0.0480	0.08308	0.0387	-1861.00	1.77%
4		0.10628	0.0436	-1676.37	6.03%
5		0.08464	0.0394	-1773.49	6.40%
6		0.10696	0.0438	-1646.41	5.89%
Desviación Estándar		<u>±0.01320</u>	<u>±0.0027</u>	<u>±97.58</u>	

*Nota: Aislante seleccionado utilizando las tablas comparativas del módulo "Revisión y evaluación comparativa de materiales aislantes para tuberías de jugo de caña y vapor del área de fábrica".

Cuadro 49. Propuesta de un nuevo espesor de aislante utilizando fibra de vidrio como posible elección, para tachos de tercera.

No. de Tacho	k aislante nuevo (W/m*K)	Resistencia por conducción (K/W)	Espesor propuesto (m)	Pérdida térmica por resistencia total (W)	Ahorro (%)
1	0.0480	0.11327	0.0465	-1411.82	9.29%
2		0.10888	0.0446	-1573.97	9.62%
Desviación Estándar		<u>±0.00310</u>	<u>±0.0012</u>	<u>±114.65</u>	

*Nota: Aislante seleccionado utilizando las tablas comparativas del módulo "Revisión y evaluación comparativa de materiales aislantes para tuberías de jugo de caña y vapor del área de fábrica".

Figura 75. Comparación de las pérdidas térmicas totales entre los tres tipos de tachos.

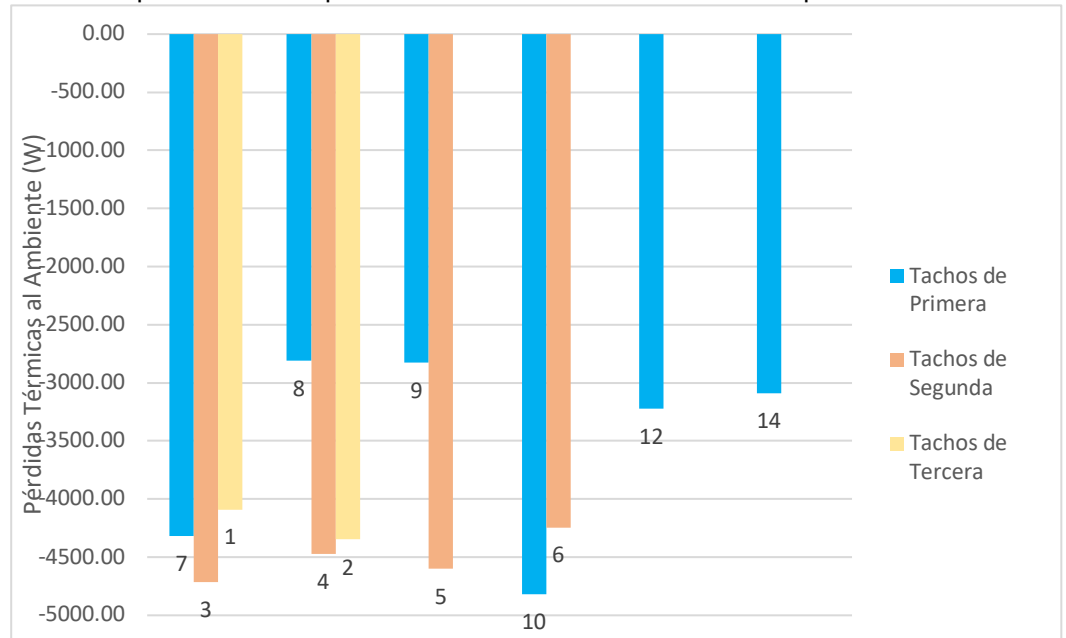
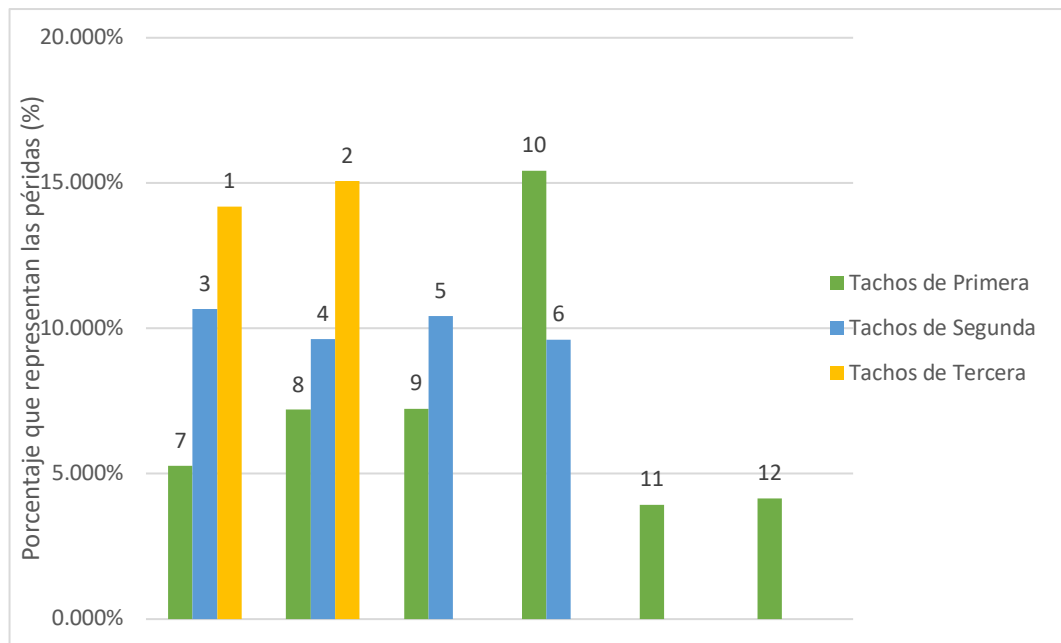


Figura 76 . Comparación del porcentaje que representan las pérdidas térmicas totales en razón del calor cedido por el vapor al sistema, para cada uno de los tachos.



D. Módulo 4: Determinación y cuantificación de las pérdidas térmicas en evaporadores de tercer, cuarto y quinto efecto, utilizando balances de masa y energía; propuesta de un espesor de aislante para dichos equipos en un ingenio azucarero.

Cuadro 50. Perdidas térmicas en evaporadores de 3er, 4to y 5to efecto.

Efecto	Pérdida térmica	
	kW	% Representativo del campo de estudio
Tercer Efecto	105	42%
Cuarto Efecto	88	35%
Quinto Efecto	58	23%
Total	251	100%

Cuadro 51. Pérdidas térmicas en cada una de las partes del equipo estudiado.

Evaporador	Pérdida térmica fondo kW	Pérdida térmica calandria kW	Pérdida térmica cuerpo kW
Tercer efecto 1	4.09	3.96	7.86
Tercer efecto 2	18.68	2.93	2.65
Tercer efecto 3	24.69	3.45	7.51
Tercer efecto 4	20.34	2.80	6.39
Cuarto efecto 0	21.39	2.86	6.35
Cuarto efecto 1	22.54	3.14	6.64
Cuarto efecto 2	17.18	2.40	5.60
Quinto efecto 1	15.71	2.30	4.57
Quinto efecto 2	13.96	2.47	6.37
Quinto efecto 3	6.92	1.78	3.66
TOTAL	165.50	28.11	57.60

Cuadro 52. Propuesta de diámetro de aislante térmico, utilizando fibra de vidrio.

Evaporador	Espesor propuesto fondo m (in)	Espesor propuesto calandria m (in)	Espesor propuesto cuerpo m (in)
Tercer efecto 1	0.127 (0.5)	0.0381 (1.5)	0.0381 (1.5)
Tercer efecto 2	0.127 (0.5)	0.0381 (1.5)	0.0381 (1.5)
Tercer efecto 3	0.127 (0.5)	0.0381 (1.5)	0.0381 (1.5)
Tercer efecto 4	0.127 (0.5)	0.0381 (1.5)	0.0381 (1.5)
Cuarto efecto 0	0.127 (0.5)	0.0381 (1.5)	0.0381 (1.5)
Cuarto efecto 1	0.127 (0.5)	0.0381 (1.5)	0.0381 (1.5)
Cuarto efecto 2	0.127 (0.5)	0.0381 (1.5)	0.0381 (1.5)
Quinto efecto 1	0.127 (0.5)	0.0381 (1.5)	0.0381 (1.5)
Quinto efecto 2	0.127 (0.5)	0.0381 (1.5)	0.0381 (1.5)
Quinto efecto 3	0.127 (0.5)	0.0381 (1.5)	0.0381 (1.5)

E. Módulo 5: Análisis económico de pérdidas térmicas en los equipos de intercambio de energía en un ingenio azucarero, relacionando los recubrimientos térmicos actuales con los propuestos en las etapas del proceso industrial.

1. Resultados de intercambiadores de calor

Cuadro 53. Cuantificación de pérdidas térmicas de los equipos de intercambiadores de calor, período de zafra 2,017-2,018

Intercambiador	Calentador	Tipo	Q instalado (kW)	Q Perdido (kW)	Eficiencia	HT (h)	Cantidad monetaria de pérdida (Q)
JAL	1	Placas	4,126.23	83.01	97.99%	3,388.00	Q87,183.03
JAL	2	Placas	5,247.95	99.31	98.11%	3,361.00	Q103,472.16
JAL	3	Coraza y tubos	7,790.73	11.45	99.85%	3,383.00	Q12,007.63
JAL	4	Coraza y tubos	6,435.75	12.78	99.80%	3,385.00	Q13,409.81
JAL	5	Placas	6,420.08	90.37	98.59%	3,384.00	Q94,798.00
JAL	6	Placas	4,245.04	82.18	98.06%	3,379.00	Q86,085.96
JAL	7	Coraza y tubos	4,246.36	9.66	99.77%	3,381.00	Q10,126.49
JAL	8	Coraza y tubos	4,571.65	7.42	99.84%	3,380.00	Q7,771.71
JAL	9	Coraza y tubos	4,226.93	6.99	99.83%	3,385.50	Q7,334.08
JCL	1	Placas	5,212.99	91.17	98.25%	3,159.00	Q89,285.34
JCL	2	Placas	4,938.10	90.06	98.18%	3,159.00	Q88,190.46
JCL	3	Placas	9,685.52	87.88	99.09%	3,247.50	Q88,467.37
JCL	4	Placas	7,216.90	83.21	98.85%	3,247.50	Q83,774.42
Cantidad total de pérdidas (Q)							Q771,906.46

Cuadro 54. Costo del material aislante actual para intercambiadores de calor de coraza y tubos.

Intercambiador	Calentador	Tipo	Recubrimiento térmico actual	Área requerida (m2)	Costo (Q)
JAL	3	Coraza y tubos	Fibra cerámica (grosor 0.0127 m de grosor)	32.77	Q706.85
JAL	4	Coraza y tubos	Fibra cerámica (grosor 0.0127 m de grosor)	29.16	Q628.98
JAL	7	Coraza y tubos	Fibra cerámica (grosor 0.0127 m de grosor)	32.59	Q702.97
JAL	8	Coraza y tubos	Fibra cerámica (grosor 0.0127 m de grosor)	36.69	Q791.40
JAL	9	Coraza y tubos	Fibra cerámica (grosor 0.0127 m de grosor)	32.68	Q704.91
Costo total					Q3,535

Cuadro 55. Costo del material aislante propuesto para intercambiadores de calor de coraza y tubos.

Intercambiador	Calentador	Tipo	Recubrimiento térmico propuesto	Área requerida (m2)	Costo (Q)
JAL	3	Coraza y tubos	Fibra cerámica (grosor 0.0254 m de grosor)	32.77	Q1,796.45
JAL	4	Coraza y tubos	Fibra cerámica (grosor 0.0254 m de grosor)	29.16	Q1,598.55
JAL	7	Coraza y tubos	Fibra cerámica (grosor 0.0254 m de grosor)	32.59	Q1,786.58
JAL	8	Coraza y tubos	Fibra cerámica (grosor 0.0254 m de grosor)	36.69	Q2,011.35
JAL	9	Coraza y tubos	Fibra cerámica (grosor 0.0254 m de grosor)	32.68	Q1,791.52
Costo total					Q8,984

Cuadro 56. Costo del material aislante propuesto para intercambiadores de placas.

Intercambiador	Calentador	Tipo	Área requerida (m2)	Costo m2 del aislante (Q/m2)	Costo (Q)
JAL	1	Placas	6.83	Q3.16	21.58
JAL	2	Placas	8.33	Q3.16	26.32
JAL	5	Placas	5.97	Q3.16	18.87
JAL	6	Placas	6.02	Q3.16	19.02
JCL	1	Placas	1.61	Q3.16	5.09
JCL	2	Placas	2.58	Q3.16	8.15
JCL	3	Placas	3.28	Q3.16	10.36
JCL	4	Placas	3.79	Q3.16	11.98
Costo total				Q121.38	

Cuadro 57. Cuantificación de posibles pérdidas térmicas en los equipos de intercambiadores de calor debido al material de recubrimiento térmico propuesto.

Intercambiador	Calentador	Tipo	Q instalado (kW)	Q Perdido nuevo (kW)	Eficiencia	HT (h)	Cantidad monetaria de pérdida (Q)
JAL	1	Placas	4,126.23	5.63	99.86%	3,388.00	Q5,913.43
JAL	2	Placas	5,247.95	6.96	99.87%	3,361.00	Q7,250.07
JAL	3	Coraza y tubos	7,790.73	5.82	99.93%	3,383.00	Q6,105.52
JAL	4	Coraza y tubos	6,435.75	5.16	99.92%	3,385.00	Q5,409.68
JAL	5	Placas	6,420.08	5.68	99.91%	3,384.00	Q5,959.31
JAL	6	Placas	4,245.04	5.20	99.88%	3,379.00	Q5,445.59
JAL	7	Coraza y tubos	4,246.36	7.16	99.97%	3,381.00	Q7,508.97
JAL	8	Coraza y tubos	4,571.65	5.36	99.99%	3,380.00	Q5,611.14
JAL	9	Coraza y tubos	4,226.93	5.10	99.99%	3,385.50	Q5,347.26
JCL	1	Placas	5,212.99	1.81	99.97%	3,159.00	Q1,773.84
JCL	2	Placas	4,938.10	3.13	99.94%	3,159.00	Q3,060.81
JCL	3	Placas	9,685.52	3.15	99.97%	3,247.50	Q3,167.16
JCL	4	Placas	7,216.90	4.16	99.94%	3,247.50	Q4,187.34
Cantidad total de pérdidas (Q)							Q66,740.13

Cuadro 58. Resultados de los costos y beneficios debido al recubrimiento térmico propuesto en los equipos de intercambiadores de calor.

Inversión inicial (Q)	Q9,105.83
Beneficio anual (Q)	Q705,174.06
Egresos anuales (Q)	Q66,740.13
TMAR	13.16%

Cuadro 59. Flujo neto de efectivo durante el tiempo de vida útil del material propuesto en los equipos de intercambiadores de calor.

Periodo (años)	0	5	10	15	20	25	30	35
Inversión inicial (Q)	-Q9,105.83							
Beneficio (Q)		Q3,525,870.31	Q3,525,870.31	Q3,525,870.31	Q3,525,870.31	Q3,525,870.31	Q3,525,870.31	Q3,525,870.31
Egresos (Q)		-Q333,700.63	-Q333,700.63	-Q333,700.63	-Q333,700.63	-Q333,700.63	-Q333,700.63	-Q333,700.63
FNE (Q)	-Q9,105.83	Q3,192,169.68	Q3,192,169.68	Q3,192,169.68	Q3,192,169.68	Q3,192,169.68	Q3,192,169.68	Q3,192,169.68
FNE Acumulado (Q)	-Q9,105.83	Q3,183,063.85	Q6,375,233.53	Q9,567,403.21	Q12,759,572.88	Q15,951,742.56	Q19,143,912.24	Q22,336,081.92

Cuadro 60. Resultados del análisis de retorno de la inversión en los equipos de intercambiadores de calor.

VNA	Q14,038,589.56
TIR	35056%
Retorno de la inversión (días)	5.13

2. Resultados de tachos de lote

Cuadro 61. Cuantificación de pérdidas térmicas de los equipos de tachos por lote, período de zafra 2,017-2,018.

Tacho	Tipo	Q perdido (kW)	Eficiencia	HT (h)	Cantidad monetaria de pérdida (Q)
1	Tercera	4.0893	85.81%	3,606.25	Q4,571.59
2	Tercera	4.3464	84.92%	3,605.58	Q4,858.14
3	Segunda	4.7120	89.32%	3,605.08	Q5,266.00
4	Segunda	4.4729	90.36%	3,608.08	Q5,003.02
5	Segunda	4.5987	89.58%	3,604.92	Q5,139.11
6	Segunda	4.2446	90.38%	3,601.42	Q4,738.84
7	Primera	4.3157	94.74%	3,603.17	Q4,820.58
8	Primera	3.0415	92.21%	3,616.08	Q3,409.43
9	Primera	3.0599	92.16%	3,615.75	Q3,429.84
10	Primera	4.9234	84.23%	3,612.33	Q5,513.31
12	Primera	3.2244	96.07%	3,603.33	Q3,601.71
14	Primera	3.0881	95.84%	3,602.75	Q3,448.98
Cantidad total de pérdidas (Q)					Q53,800.56

Cuadro 62. Costo del material aislante actual para tachos.

Tacho	Tipo	Área total de aislamiento (m2)	Recubrimiento térmico actual	Espesor (m)	Costo/m2 (Q)	Costo (Q)
1	Tercera	59.97	Fibra cerámica	0.0381	Q77.65	Q4,656.48
2	Tercera	59.97	Fibra cerámica	0.0381	Q77.65	Q4,656.48
3	Segunda	60.85	Fibra cerámica	0.0381	Q77.65	Q4,725.09
4	Segunda	59.97	Fibra cerámica	0.0381	Q77.65	Q4,656.48
5	Segunda	60.85	Fibra cerámica	0.0381	Q77.65	Q4,725.09
6	Segunda	59.97	Fibra cerámica	0.0381	Q77.65	Q4,656.48
7	Primera	59.97	Fibra cerámica	0.0381	Q77.65	Q4,656.48
8	Primera	51.68	Fibra cerámica	0.0381	Q77.65	Q4,012.79
9	Primera	51.68	Fibra cerámica	0.0381	Q77.65	Q4,012.79
10	Primera	59.71	Fibra cerámica	0.0381	Q77.65	Q4,636.64
12	Primera	59.97	Fibra cerámica	0.0381	Q77.65	Q4,656.48
14	Primera	59.97	Fibra cerámica	0.0381	Q77.65	Q4,656.48
Costo total por recubrimiento térmico actual					Q54,707.75	

Cuadro 63. Costo del material aislante propuesto para tachos.

Tacho	Tipo	Área total de aislamiento (m2)	Recubrimiento térmico propuesto	Espesor propuesto (m)	Costo/m2 (Q)	Costo (Q)
1	Tercera	59.97	Fibra de vidrio	0.0508	Q30.99	Q1,858.39
2	Tercera	59.97	Fibra de vidrio	0.0508	Q30.99	Q1,858.39
3	Segunda	60.85	Fibra de vidrio	0.0508	Q30.99	Q1,885.78
4	Segunda	59.97	Fibra de vidrio	0.0508	Q30.99	Q1,858.39
5	Segunda	60.85	Fibra de vidrio	0.0508	Q30.99	Q1,885.78
6	Segunda	59.97	Fibra de vidrio	0.0508	Q30.99	Q1,858.39
7	Primera	59.97	Fibra de vidrio	0.0508	Q30.99	Q1,858.39
8	Primera	51.68	Fibra de vidrio	0.0762	Q38.93	Q2,011.82
9	Primera	51.68	Fibra de vidrio	0.0762	Q38.93	Q2,011.82
10	Primera	59.71	Fibra de vidrio	0.0381	Q15.59	Q930.91
12	Primera	59.97	Fibra de vidrio	0.0762	Q38.93	Q2,334.54
14	Primera	59.97	Fibra de vidrio	0.0762	Q38.93	Q2,334.54
Costo total por recubrimiento térmico propuesto					Q22,687.15	

Cuadro 64. Cuantificación de posibles pérdidas térmicas de los equipos de tachos debido al material de recubrimiento térmico propuesto.

Tacho	Tipo	Q perdido (kW)	Eficiencia	HT (h)	Cantidad monetaria de pérdida (Q)
1	Tercera	1.4118	95.10%	3,606.25	Q1,578.33
2	Tercera	1.5740	94.54%	3,605.58	Q1,759.27
3	Segunda	1.8610	95.78%	3,605.08	Q2,079.81
4	Segunda	1.6764	96.39%	3,608.08	Q1,875.03
5	Segunda	1.7735	95.98%	3,604.92	Q1,981.92
6	Segunda	1.6464	96.27%	3,601.42	Q1,838.12
7	Primera	1.5574	98.10%	3,603.17	Q1,739.59
8	Primera	1.0538	97.30%	3,616.08	Q1,181.31
9	Primera	1.0554	97.30%	3,615.75	Q1,182.93
10	Primera	1.9123	93.87%	3,612.33	Q2,141.45
12	Primera	1.2122	98.52%	3,603.33	Q1,354.02
14	Primera	1.1236	98.49%	3,602.75	Q1,254.89
Cantidad total de pérdidas (Q)					Q19,966.66

Cuadro 65. Resultados de los costos y beneficios debido al recubrimiento térmico propuesto en los equipos de tachos por lote.

Inversión inicial (Q)	Q22,687.15
Beneficio anual (Q)	Q33,833.90
Egresos anuales (Q)	Q19,966.66
TMAR	13.16%

Cuadro 66. Flujo neto de efectivo durante el tiempo de vida útil del material propuesto en los equipos de tachos por lote.

Periodo (años)	0	5	10	15	20	25	30	35
Inversión inicial (Q)	-Q22,687.15							
Beneficio (Q)		Q169,169.52	Q169,169.52	Q169,169.52	Q169,169.52	Q169,169.52	Q169,169.52	Q169,169.52
Egresos (Q)		-Q99,833.29	-Q113,435.73	-Q113,435.73	-Q113,435.73	-Q113,435.73	-Q113,435.73	-Q113,435.73
FNE (Q)	-Q22,687.15	Q69,336.23	Q55,733.79	Q55,733.79	Q55,733.79	Q55,733.79	Q55,733.79	Q55,733.79
FNE Acumulado (Q)	-Q22,687.15	Q46,649.09	Q102,382.88	Q158,116.68	Q213,850.47	Q269,584.27	Q325,318.06	Q381,051.86

Cuadro 67. Resultados del análisis de retorno de la inversión en los equipos de tachos por lote.

VNA	Q234,599.60
TIR	290%
Retorno de la inversión (días)	588.97

3. Resultados de evaporadores

Cuadro 68. Cuantificación de pérdidas térmicas de los equipos de evaporadores, período de zafra 2,017-2,018.

Número	Evaporador	Tipo	Q pérdida (kW)	HT (h)	Cantidad monetaria de pérdida (Q)
1	Pre A	Pre y primer efecto	27.00	3030.5	Q25,365.29
2	Pre B	Pre y primer efecto	28.07	3050.7	Q26,545.99
3	Pre 1	Pre y primer efecto	22.83	2996.2	Q21,205.01
4	Pre 2	Pre y primer efecto	25.31	3025.6	Q23,739.03
5	Pre 3	Pre y primer efecto	26.15	3060.8	Q24,812.65
6	Dup 0	Segundo efecto	32.30	3204.8	Q32,089.16
7	Dup 1	Segundo efecto	25.70	3181.9	Q25,350.33
8	Dup 2	Segundo efecto	28.12	3242.7	Q28,266.97
9	Dup 3	Segundo efecto	26.48	3085.8	Q25,330.30
10	Dup 4	Segundo efecto	21.17	3202.1	Q21,014.31
11	Dup 5	Segundo efecto	20.80	3166.9	Q20,420.28
12	Ter 1	Tercer efecto	15.90	3174.8	Q15,651.35
13	Ter 2	Tercer efecto	24.26	3259.7	Q24,513.91
14	Ter 3	Tercer efecto	35.65	3189.4	Q35,247.08
15	Ter 4	Tercer efecto	29.52	3244.8	Q29,696.90
16	Cuar 0	Cuarto efecto	30.60	3192.1	Q30,283.35
17	Cuar 1	Cuarto efecto	32.32	3195.1	Q32,012.28
18	Cuar 2	Cuarto efecto	25.19	3228.5	Q25,206.17
19	Mel 1	Quinto efecto	22.59	3244.8	Q22,721.98
20	Mel 2	Quinto efecto	22.80	3165.3	Q22,373.64
21	Mel 3	Quinto efecto	12.37	3269.2	Q12,533.65
Total de pérdidas					Q524,379.64

Cuadro 69. Costo total de los recubrimientos actuales en los evaporadores.

Total costos actuales (Q)
Q122,934.83

Cuadro 70. Costo total de los recubrimientos térmicos propuestos en evaporadores.

Dato	Costo (Q)
Cuerpos	Q19,873.80
Calandrias	Q5,950.19
Fondos	Q4,521.23
Costo total (Q)	Q30,345.22

Cuadro 71. Cuantificación de posibles pérdidas térmicas de los equipos de evaporadores debido al material de recubrimiento térmico propuesto.

Número	Evaporador	Tipo	Q pérdida (kW)	HT (h)	Cantidad monetaria de pérdida (Q)
1	Pre A	Pre y primer efecto	21.09	3030.5	Q19,813.11
2	Pre B	Pre y primer efecto	22.12	3050.7	Q20,919.03
3	Pre 1	Pre y primer efecto	18.40	2996.2	Q17,090.32
4	Pre 2	Pre y primer efecto	20.70	3025.6	Q19,415.17
5	Pre 3	Pre y primer efecto	21.92	3060.8	Q20,798.97
6	Dup 0	Segundo efecto	27.40	3204.8	Q27,221.15
7	Dup 1	Segundo efecto	20.80	3181.9	Q20,517.00
8	Dup 2	Segundo efecto	23.14	3242.7	Q23,260.95
9	Dup 3	Segundo efecto	21.84	3085.8	Q20,891.76
10	Dup 4	Segundo efecto	17.63	3202.1	Q17,500.35
11	Dup 5	Segundo efecto	17.33	3166.9	Q17,013.63
12	Ter 1	Tercer efecto	13.46	3174.8	Q13,249.16
13	Ter 2	Tercer efecto	21.47	3259.7	Q21,690.43
14	Ter 3	Tercer efecto	32.68	3189.4	Q32,310.94
15	Ter 4	Tercer efecto	26.90	3244.8	Q27,058.26
16	Cuar 0	Cuarto efecto	24.97	3192.1	Q24,712.40
17	Cuar 1	Cuarto efecto	26.68	3195.1	Q26,422.15
18	Cuar 2	Cuarto efecto	19.81	3228.5	Q19,824.61
19	Mel 1	Quinto efecto	18.16	3244.8	Q18,262.97
20	Mel 2	Quinto efecto	19.23	3165.3	Q18,867.95
21	Mel 3	Quinto efecto	9.90	3269.2	Q10,037.31
Total de pérdidas					Q436,877.62

Cuadro 72. Resultados de los costos y beneficios debido al recubrimiento térmico propuesto en los equipos de evaporadores.

Inversión inicial (Q)	Q30,345.22
Beneficio anual (Q)	Q87,502.02
Egresos anuales (Q)	Q436,877.62
TMAR	13.16%

Cuadro 73. Flujo neto de efectivo durante el tiempo de vida útil de los materiales propuestos en los evaporadores.

Periodo (años)	0	5	10	15	20	25	30	35
Inversión inicial (Q)	-Q30,345.22							
Beneficio (Q)		Q437,510.10	Q169,169.52	Q169,169.52	Q169,169.52	Q169,169.52	Q169,169.52	Q169,169.52
Egresos (Q)		-Q2,184,388.12	-Q113,435.73	-Q113,435.73	-Q113,435.73	-Q113,435.73	-Q113,435.73	-Q113,435.73
FNE (Q)	-Q30,345.22	-Q1,746,878.02	Q55,733.79	Q55,733.79	Q55,733.79	Q55,733.79	Q55,733.79	Q55,733.79
FNE Acumulado (Q)	-Q30,345.22	-Q1,777,223.24	-Q1,721,489.45	-Q1,665,755.65	-Q1,610,021.86	-Q1,554,288.06	-Q1,498,554.27	-Q1,442,820.47

Cuadro 74. Resultados del análisis de retorno de la inversión para los equipos de evaporadores.

VNA	-Q1,378,055.16
TIR	-34%
Retorno de la inversión (días)	0

4. Resultados en conjunto de los equipos de intercambio de energía

Cuadro 75. Costo total debido a las pérdidas térmicas en los equipos de intercambio de energía, zafra 2,017-2,018.

Equipos	Cantidad monetaria de pérdidas (Q)	Porcentaje
Intercambiadores de calor	Q771,906.46	57.17%
Tachos	Q53,800.56	3.98%
Evaporadores	Q524,379.64	38.84%
Cantidad total de pérdidas (Q)	Q1,350,086.66	

Cuadro 76. Representación de costos de recubrimientos térmicos actuales y recubrimientos térmicos propuestos en los equipos de intercambio de energía

Equipos	Datos	Materiales	Costo
Intercambiadores	Actuales	Fibra cerámica	Q3,535.00
	Propuestos	Fibra cerámica y Fibra de vidrio	Q9,105.00
Tachos	Actuales	Fibra cerámica	Q54,707.75
	Propuestos	Fibra de vidrio	Q22,687.15
Evaporadores	Actuales	Fibra cerámica y Fibra de vidrio	Q122,934.83
	Propuestos	Fibra de vidrio	Q30,345.22

Cuadro 77. Determinación y comparación de costos de implementación de recubrimientos térmicos e implementación de recubrimientos propuestos.

Costos Actuales (Q)	Costos propuestos (Q)
Q181,177.58	Q62,137.37
Diferencia	Q119,040.21

Cuadro 78. Costo posibles pérdidas térmicas debido a la implementación de los materiales de recubrimiento propuestos en los equipos de intercambio de energía.

Equipos	Costo pérdidas (Q)	Porcentaje
Intercambiadores de calor	Q66,740.13	12.75%
Tachos	Q19,966.66	3.81%
Evaporadores	Q436,877.62	83.44%
Total	Q523,584.41	

Cuadro 79. Resultados de los costos y beneficios debido a los recubrimientos térmicos propuesto en los equipos de intercambio de energía.

Inversión inicial (Q)	Q62,137.37
Beneficio anual (Q)	Q826,502.26
Egresos anuales (Q)	Q523,584.41
TMAR	13.16%

Cuadro 80. Flujo neto de efectivo durante el tiempo de vida útil de los materiales propuestos en los equipos de intercambio de energía.

Periodo (años)	0	5	10	15	20	25	30	35
Inversión inicial (Q)	-Q62,137.37							
Beneficio (Q)		Q4,132,511.28	Q3,525,870.31	Q3,525,870.31	Q3,525,870.31	Q3,525,870.31	Q3,525,870.31	Q3,525,870.31
Egresos (Q)		-Q2,617,922.04	-Q333,700.63	-Q333,700.63	-Q333,700.63	-Q333,700.63	-Q333,700.63	-Q333,700.63
FNE (Q)	-Q62,137.37	Q1,514,589.24	Q3,192,169.68	Q3,192,169.68	Q3,192,169.68	Q3,192,169.68	Q3,192,169.68	Q3,192,169.68
FNE Acumulado (Q)	-Q62,137.37	Q1,452,451.87	Q4,644,621.55	Q7,836,791.22	Q11,028,960.90	Q14,221,130.58	Q17,413,300.25	Q20,605,469.93

Cuadro 81. Resultados del análisis de retorno de la inversión en los equipos de intercambio de energía.

VNA	Q12,503,072.65
TIR	2540%
Retorno de la inversión (días)	73.85

F. Módulo 6: Procedimiento para estandarización de medición por pérdida de energía en equipos de intercambio térmico en un ingenio azucarero.

1. Intercambiadores de calor

Cuadro 82. Resultados de intercambiadores de calor.

Intercambiadores de calor Jugo alcalizado y jugo claro	Localización	Flujo volumétrico (m ³ /h)	Dimensión (m)	Temperatura Entrada (°C)	Temperatura Salida (°C)	Transferencia de área efectiva m ²	Tiempo requerido para medición de equipo (min)*	Desviación estandar
Intercambiador 1 de placas, Funcionamiento normal y estado primario	Nivel 3	480	Ancho: 1.22	80.33	92.8	193.5	8	1
			Largo: 0.96					
			Alto: 2.32					
Intercambiador 2 de placas, Funcionamiento normal y estado Rectificador	Nivel 3	501.37	Ancho: 1.74	92.47	105.37	163.1	10	1
			Largo: 0.69					
			Alto: 2.05					
Intercambiador 3 de Coraza y tubos, Funcionamiento normal y estado Pre calentado	Nivel 3	514.77	D Interno: 1.51	64.4	81.83	441.99	10	1
			D Externo: 1.57					
			Largo: 6.93					
Intercambiador 4 de Coraza y Tubos, Funcionamiento normal y estado Pre Calentado	Nivel 3	461.6	D Interno: 1.54	68.33	84.17	507.1	9.00	2.65
			D Externo: 1.57					
			Largo: 6.04					
Intercambiador 5 de placas, Funcionamiento normal y estado Rectificador	Nivel 3	523.5	Ancho: 1.21	92.7	101.9	193.5	8.33	1.53
			Largo: 0.99					
			Alto: 1.97					
Intercambiador 6 de placas, Funcionamiento normal y estado primario	Nivel 3	365.9	Ancho: 1.22	80.85	94.05	193.5	8.67	0.58
			Largo: 1.02					
			Alto: 1.97					
Intercambiador 7 de Coraza y tubos, Funcionamiento normal y estado primario	Nivel 3	489	D Interno: 1.80	81.1	182.55	315.75	10.67	1.15
			D Externo: 1.94					
			Largo: 5.77					
Intercambiador 8 de Coraza y Tubos, Funcionamiento normal y estado Pre Calentado	Nivel 5	555.5	D Interno: 1.80	62.2	65.77	500.47	12.67	2.52
			D Externo: 1.94					
			Largo: 6.50					
Intercambiador 9 de Coraza y Tubos, Funcionamiento normal y estado Pre Calentado	Nivel 5	457.6	D Interno: 1.54	62.07	68.13	631.36	13.67	1.53
			D Externo: 1.57					
			Largo: 6.04					
Intercambiador 1 de placas, Funcionamiento normal de Jugo Claro	Nivel 3	751.73	Ancho: 0.73	96.16	103.37	156.4	7.17	0.80
			Largo: 0.72					
			Alto: 0.8					
Intercambiador 2 de placas, Funcionamiento normal de Jugo Claro	Nivel 3	751.73	Ancho: 0.69	95.6	98.18	156.4	7.60	0.53
			Largo: 0.62					
			Alto: 1.56					
Intercambiador 3 de placas, Funcionamiento normal de Jugo Claro	Nivel 4	732.52	Ancho: 0.79	101.12	110.9	130.92	7.57	0.50
			Largo: 0.73					
			Alto: 1.76					
Intercambiador 4 de placas, Funcionamiento normal de Jugo Claro	Nivel 4	715.87	Ancho: 0.92	101.26	111.7	130.9	7.36	1.19
			Largo: 0.62					
			Alto: 1.75					

*En todos los intercambiadores se midió la temperatura de la entrada de jugo, la salida de jugo, la entrada de vapor y la salida de vapor.

*El orden está dado por número de intercambiador, tomando en cuenta primero el jugo alcalizado y posteriormente analizando el jugo claro

*El proveedor proporcionó las "Áreas efectivas" de los intercambiadores de placas. Las concha y tubo son calculadas por el químico del proyecto

*La distancia más lejana es de la sala de control hacia el intercambiador 7 con 64 segundos.

2. Evaporadores

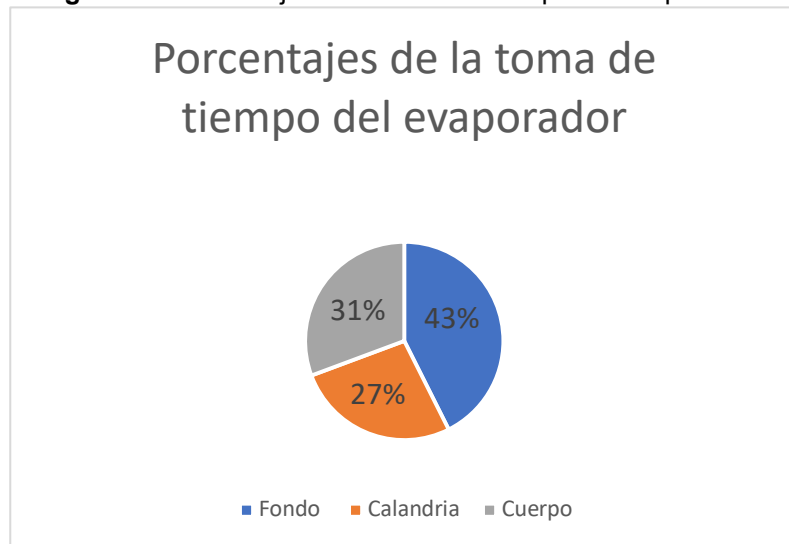
Cuadro 83. Resultados de evaporadores.

Efectos	Equipo	Capacidad m ³	Largo de tubos (m)	Diámetro de tubos(m)	Cantidad de tubos	Área efectiva de transferencia m ²	Tiempo requerido para medición de equipo media (min) ⁺	Desviación estandar
Primer efecto	Pre A	129.20	3.04	0.038	7520	2732.08	17	0.45
	Pre B	129.20	3.04	0.038	7520	2732.08	17	0.49
	Pre 1	0.00	3.04	0.038	7547	2741.89	15.5	0.8
	Pre 2	0.00	3.04	0.035	7547	2513.40	15	0.69
	Pre 3	0.00	3.04	0.038	7547	2741.89	15	0.39
Segundo efecto	Dup0	0.00	3.04	0.035	7176	2389.85	16	0.54
	Dup1	26.19	2.46	0.035	7176	1934.88	16	0.50
	Dup2	27.18	2.45	0.035	7191	1933.91	16.2	1.04
	Dup3	21.24	2.45	0.035	5898	1586.18	15	0.52
	Dup4	18.69	2.36	0.035	5858	1514.20	16.5	0.93
	Dup5	19.54	2.36	0.035	5900	1525.05	15.5	0.67
Tercer efecto	Ter1	20.81	2.36	0.032	5871	1379.60	15	0.56
	Ter2	16.99	2.36	0.037	6498	1760.71	16.4	0.97
	Ter3	15.01	2.22	0.035	4672	1136.02	15.3	0.30
	Ter4	12.60	2.15	0.035	4046	952.80	15.4	0.78
Cuarto efecto	Cuar0	12.60	2.17	0.035	4546	1083.22	15	1
	Cuar1	15.29	2.07	0.035	4676	1062.07	15	0.8
	Cuar2	15.32	2.36	0.035	4068	1094.35	15	0.8
Melador	Mel1	11.89	2.08	0.032	4098	848.76	15	0.81
	Mel2	15.32	2.36	0.035	4068	1094.35	15	0.48
	Mel3	12.03	2.08	0.032	6196	1283.29	15	0.56

* Los tiempos de los equipos es la suma de tiempo efectivo de los fondos, calandria y cuerpo sin tomar en cuenta el tiempo de desplazamiento hacia los otros puntos.

*Todos los datos son medidos el promedio de la medida de la calandria, fondo y el cuerpo





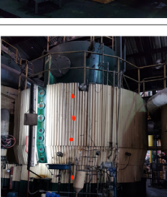

Figura 77. Porcentajes de la toma de tiempo del evaporador.



* En el gráfico se observa el porcentaje promedio de la toma de tiempo total de las partes de los evaporadores

3. Tachos

Cuadro 84. Resultados de tachos.

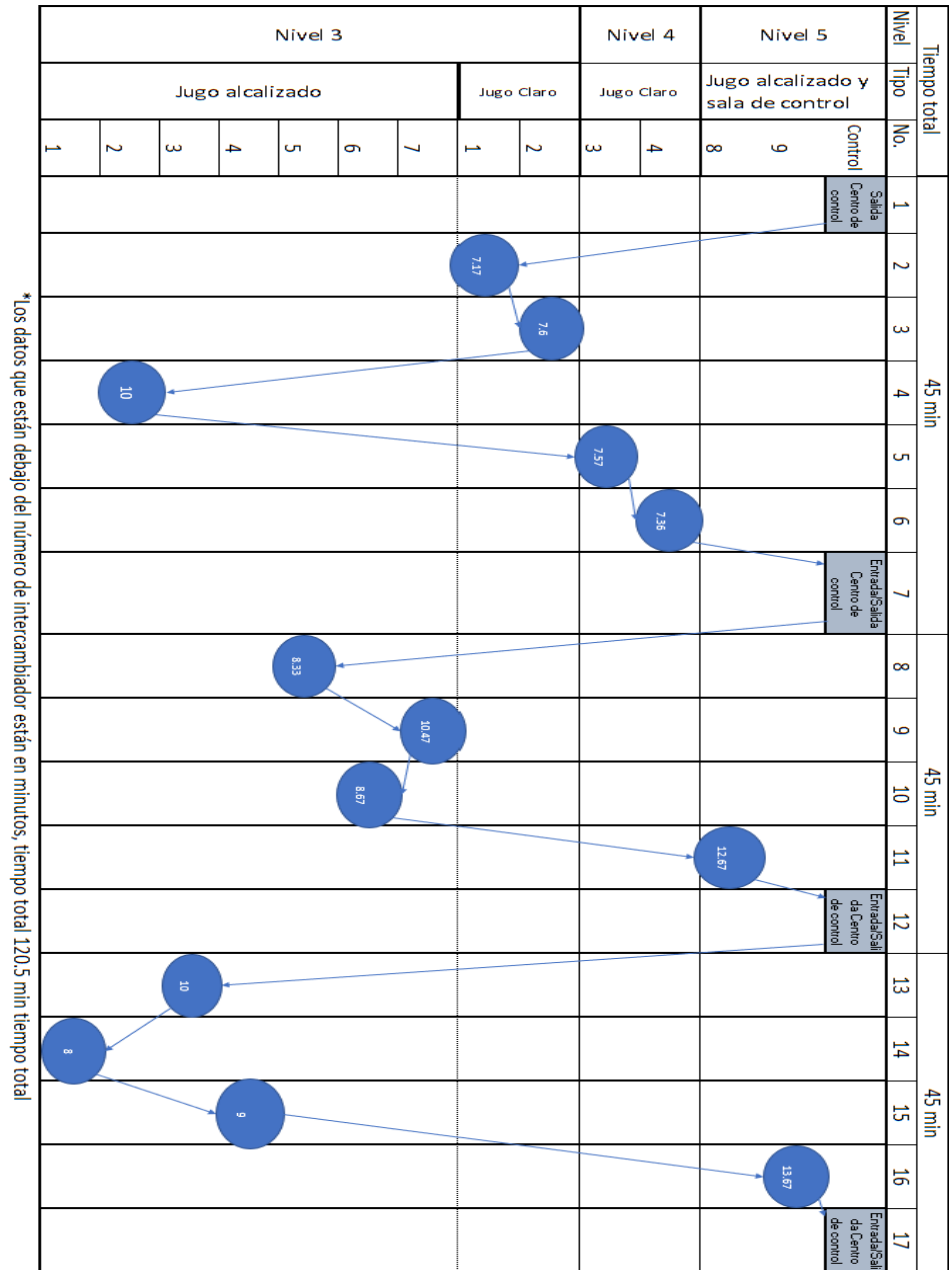
Equipo	Puntos a medir	Capacidad m ³	Largo de tubos (m)	Díametro de tubos (m)	Cantidad de tubos	Área efectiva de transferencia m ²	Tiempo medio requerido para	Desviación estandar
Tacho 1		56.63	1.003	0.0826	1.666	354.43	5.5	0.76
Tacho 2		56.63	1.003	0.0826	1.652	351.45	6	0.58
Tacho 3		53.80	1.003	0.0826	1.414	300.82	5.5	0.29
Tacho 4		56.63	1.003	0.0794	1.646	350.15	5.5	1.26
Tacho 5		53.80	1.003	0.0826	1.642	349.32	5.5	0.50
Tacho 6		56.63	1.003	0.0826	1.646	349.22	6	0.29

Equipo	Puntos a medir	Capacidad m ³	Largo de tubos (m)	Diametro de tubos (m)	Cantidad de tubos	Área efectiva de transferencia m ²	Tiempo medio requerido para medición	Desviación estandar
Tacho 7		59.47	1.003	0.0826	2.000	427.17	5.5	0.76
Tacho 8		28.32	1.149	0.1016	567	207.64	5.5	0.65
Tacho 9		28.32	1.149	0.1016	612	224.45	5.5	0.47
Tacho 10		22.65	0.978	0.0762	1.636	425.68	5.5	0.84
Tacho 12		59.47	1.003	0.0826	1.980	489.04	6	1.59
Tacho 14		59.47	1.003	0.0826	1.994	489.05	8	0.90

*Los puntos se midieron desde la parte superior a la parte inferior en orden y con pausas de 5 segundos

*Todos los tubos están hechos de cobre

Figura 78. Red de la ruta crítica y determinación de los procesos logísticos del proceso de medición de la toma de tiempos de los intercambiadores de calor



Supuestos de la ruta crítica:

- Encontrar la mayoría de los equipos del segmento de 45 minutos en un período en que estén iniciando operaciones. El número en cada uno de los círculos representa la cantidad de minutos de tiempo efectivo para la medición de cada uno de los intercambiadores para una mejor visualización ver tabla 1
- Se puede comenzar con diferente orden dentro de estos segmentos según lo considere el evaluador.

G. Módulo 7: Revisión y evaluación comparativa de materiales aislantes para tuberías de jugo de caña y vapor del área de fábrica.

1. Cuantificación del área las tuberías de jugo de caña y vapor que tienen aislamiento dañado o carecen del mismo.

Cuadro 85. Estimación de áreas y perdidas térmicas de tuberías de jugo de caña actuales.

Jugo de caña								
Área donde se ubica la tubería	Diametro de la tubería	Espesor de tubería	Longitud aproximada del tramo de tubería	Temperatura de proceso	Temperatura Superficial actual	Longitud de tubería con aislante dañado o sin aislante	Transferencia de calor (actual)	Costo de las perdidas térmicas actuales
	(m)	(m)	(m)	(°C)	(°C)	(m)	(W/m ²)	(Q/año)
Molinos Tándem A	0.2032	0.0093	7	50	50	7	402.57	Q 1,292.27
Molinos Tándem B	0.2032	0.0093	9	50	50	9	402.57	Q 1,661.50
Intercambiador 1 Tándem A	0.2032	0.0093	10	75	75	10	831.638	Q 3,799.78
Intercambiador 1 Tándem B	0.2032	0.0093	10	75	75	10	831.638	Q 3,799.78
Báscula	0.254	0.0093	150	85	85	150	967.16	Q 77,093.95
Alcalizado	0.254	0.0093	100	115	79	40	546.709	Q 18,286.55
Sulfitado	0.2032	0.0093	85	76	52	25	273.596	Q 5,255.18
Evaporadores 4nivel	0.254	0.0093	100	88	56	34	313.616	Q 9,150.72
Clarificadores	0.2032	0.0093	50	60	40	13	161.869	Q 1,482.56
Tachos	0.3048	0.0095	70	110	68	27	409.622	Q 11,058.82
Longitudes Totales			591			325		Q 132,881.11

Cuadro 86. Estimación de áreas y pérdidas térmicas de tuberías de vapor actuales.

Vapor								
Área donde se ubica la tubería	Diametro de la tubería	Espesor de tubería	Longitud aproximada del tramo de tubería	Temperatura de proceso	Temperatura Superficial	Longitud de tubería con aislante dañado o sin aislante	Transferencia de calor (actual)	Costo de las perdidas térmicas
	(m)	(m)	(m)	(°C)	(°C)	(m)	(W/m ²)	(Q)
Molinos Tándem A	0.2032	0.0093	75	100	100	75	1309.008	Q 42,235.23
Molinos Tándem B	0.1524	0.0071	30	100	100	30	1399.419	Q 14,427.28
Intercambiador 1 Tándem A	0.2032	0.0093	85	124	124	85	1820.387	Q 62,676.31
Intercambiador 1 Tándem B	0.1524	0.0071	8	120	120	8	1847.906	Q 4,842.62
Báscula	0.254	0.0093	150	99	48	20	222.295	Q 3,798.71
Alcalizado	0.1524	0.0071	100	82.7	70	30	545.929	Q 8,672.93
Sulfitado	0.2032	0.0093	80	110	90	10	717.103	Q 4,846.18
Evaporadores 4nivel	0.3048	0.0095	75	81	81	16	861.729	Q 8,533.15
Clarificadores	0.508	0.0127	60	113	73	13	324.249	Q 7,995.63
Tachos	0.254	0.0093	200	123	90	30	655.046	Q 16,173.57
Longitudes totales			863			317		Q 174,201.61

2. Comparación la eficiencia entre los aislantes disponibles en el mercado guatemalteco.

Cuadro 87. Comparación entre las pérdidas de energía y el espesor de los distintos aislantes térmicos.

Espesor del aislamiento (m)	Pérdidas térmicas (W/m)				
	Lana de roca (RockWool)	Fibra de Vidrio	Fibra mineral	Lenzing (Armacell)	Fibra cerámica
0	148.31	148.31	148.31	148.31	148.31
0.001	126.28	120.52	90.88	111.89	135.51
0.005	81.89	71.82	52.43	59.46	102.32
0.01	59.45	50.25	36.21	39.83	80.41
0.02	41.19	33.93	24.24	26.15	59.24
0.03	33.15	27.05	19.26	20.63	48.83
0.04	28.55	23.18	16.48	17.59	42.57
0.05	25.53	20.67	14.69	15.65	38.35
0.06	23.38	18.90	13.42	14.28	35.29
0.07	21.75	17.56	12.46	13.25	32.95
0.08	20.48	16.52	11.72	12.45	31.09
0.09	19.45	15.68	11.12	11.81	29.58
0.1	18.59	14.98	10.62	11.27	28.31
0.11	17.86	14.39	10.20	10.82	27.24
0.12	17.24	13.88	9.84	10.44	26.31
0.13	16.70	13.44	9.53	10.10	25.50

*Nota: la representación gráfica puede encontrarse en anexos.

Cuadro 88. Costo de las pérdidas térmicas en comparación al espesor de los distintos aislantes térmicos.

Espesor del aislamiento (m)	Costo de las pérdidas térmicas $\left(\frac{Q}{m * \text{año}}\right)$				
	Lana de roca (RockWool)	Fibra de Vidrio	Fibra mineral	Lenzing (Armacell)	Fibra cerámica
0	8.20	8.20	8.20	8.20	8.20
0.001	6.98	6.66	3.52	6.19	7.49
0.005	4.53	3.97	2.03	3.29	5.66
0.01	3.29	2.78	1.40	2.20	4.45
0.02	2.28	1.88	0.94	1.45	3.28
0.03	1.83	1.50	0.75	1.14	2.70
0.04	1.58	1.28	0.64	0.97	2.35
0.05	1.41	1.14	0.57	0.87	2.12
0.06	1.29	1.04	0.52	0.79	1.95
0.07	1.20	0.97	0.48	0.73	1.82
0.08	1.13	0.91	0.45	0.69	1.72
0.09	1.08	0.87	0.43	0.65	1.64
0.1	1.03	0.83	0.41	0.62	1.57
0.11	0.99	0.80	0.39	0.60	1.51
0.12	0.95	0.77	0.38	0.58	1.45
0.13	0.92	0.74	0.37	0.56	1.41

*Nota: la representación gráfica puede encontrarse en anexos.

Cuadro 89. Material utilizado para conseguir el espesor de aislamiento requerido y costo del mismo.

Espesor del aislamiento (m)	Cantidad de material (m^2)				
	Lana de roca (RockWool)	Fibra de Vidrio	Fibra mineral	Lenzing (Armacell)	Fibra cerámica
0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
0.001	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08
0.005	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17
0.01	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27
0.02	0.39	0.39	0.39	0.39	0.39
0.03	0.53	0.53	0.53	0.53	0.53
0.04	0.69	0.69	0.69	0.69	0.69
0.05	0.88	0.88	0.88	0.88	0.88
0.06	1.09	1.09	1.09	1.09	1.09
0.07	1.32	1.32	1.32	1.32	1.32
0.08	1.57	1.57	1.57	1.57	1.57
0.09	1.85	1.85	1.85	1.85	1.85
0.1	2.15	2.15	2.15	2.15	2.15
0.11	2.47	2.47	2.47	2.47	2.47
0.12	2.81	2.81	2.81	2.81	2.81
0.13	3.17	3.17	3.17	3.17	3.17

Espesor del aislamiento (m)	Costo del material (Q)				
	Lana de roca (RockWool)	Fibra de Vidrio	Fibra mineral	Lenzing (Armacell)	Fibra cerámica
0	Q -	Q -	Q -	Q -	Q -
0.001	Q 5.77	Q 2.84	Q 1.92	Q 45.52	Q 4.27
0.005	Q 12.19	Q 5.99	Q 4.06	Q 96.10	Q 9.01
0.01	Q 19.40	Q 9.54	Q 6.47	Q 153.00	Q 14.35
0.02	Q 28.22	Q 13.88	Q 9.41	Q 222.55	Q 20.87
0.03	Q 38.64	Q 19.01	Q 12.88	Q 304.74	Q 28.58
0.04	Q 50.67	Q 24.92	Q 16.89	Q 399.58	Q 37.47
0.05	Q 64.30	Q 31.62	Q 21.43	Q 507.06	Q 47.55
0.06	Q 79.53	Q 39.12	Q 26.51	Q 627.19	Q 58.82
0.07	Q 96.37	Q 47.40	Q 32.12	Q 759.96	Q 71.27
0.08	Q 114.81	Q 56.46	Q 38.27	Q 905.38	Q 84.91
0.09	Q 134.86	Q 66.32	Q 44.95	Q 1,063.44	Q 99.73
0.1	Q 156.50	Q 76.97	Q 52.17	Q 1,234.14	Q 115.74
0.11	Q 179.75	Q 88.40	Q 59.92	Q 1,417.49	Q 132.94
0.12	Q 204.61	Q 100.63	Q 68.20	Q 1,613.49	Q 151.32
0.13	Q 231.07	Q 113.64	Q 77.02	Q 1,822.13	Q 170.89

*Nota: la representación gráfica puede encontrarse en anexos.

Cuadro 90. Estabilización térmica de los aislantes y temperatura superficial según el tiempo.

Estabilización térmica de los materiales aislantes														
Lana de roca ROCKWOOL			Fibra de vidrio			Fibra mineral			Polimero Lenzing (Armacell)			Fibra ceramica		
Espesor del aislamiento	Tiempo	Temperatura (superficial)	Espesor del aislamiento	Tiempo	Temperatura (superficial)	Espesor del aislamiento	Tiempo	Temperatura (superficial)	Espesor del aislamiento	Tiempo	Temperatura (superficial)	Espesor del aislamiento	Tiempo	Temperatura (superficial)
(m)	(min)	(°C)	(m)	(min)	(°C)	(m)	(min)	(°C)	(m)	(min)	(°C)	(m)	(min)	(°C)
0	0	120	0	0	120	0	0	120	0	0	120	0	0	120
0.02	5	28.8	0.02	0	37.8	0.05	5	25.5	0.005	0	72	0.0254	0	28.9
0.02	10	33.6	0.02	5	56	0.05	10	25.7	0.005	5	80.9	0.0254	5	39.7
0.02	15	36.6	0.02	10	60	0.05	15	27.7	0.005	10	78	0.0254	10	41.6
0.02	20	37.6	0.02	15	58.8	0.05	20	29.1	0.005	20	76.2	0.0254	15	43.5
0.02	25	36.2	0.02	20	56.7	0.05	25	31.5	0.005	30	75.2	0.0254	20	42.8
0.02	30	35.2	0.02	25	54.2	0.05	30	30.8	0.005	40	68.4	0.0254	25	41.4
0.02	35	33.8	0.02	30	52.9	0.05	35	30.6	0.005	50	65.9	0.0254	30	40.9
0.02	40	33.2	0.02	35	50.3	0.05	40	30.2	0.005	60	64.4	0.0254	35	39.5
0.02	45	32.8	0.02	40	49.1	0.05	45	29.8	0.005	70	63.2	0.0254	40	38
0.02	50	32.5	0.02	45	48.6	0.05	50	29.5	0.005	80	61.5	0.0254	45	37.5
0.02	55	32.4	0.02	50	47.2	0.05	55	28.7	0.005	90	57.6	0.0254	50	37
0.02	60	32.3	0.02	55	44.6	0.05	60	28.2	0.005	100	60.3	0.0254	55	36.8
			0.02	60	42.8	0.05	65	27.3	0.005	110	64.5	0.0254	60	37
			0.02	65	40.6	0.05	70	27.4	0.005	120	64.7	0.0254	65	36.7
			0.02	70	37.8	0.05	75	27						
			0.02	75	37.2		80	26.8						
			0.02	80	35.9									
			0.02	85	34.6									
			0.02	90	33.4									
			0.02	95	32.9									
			0.02	100	33									
			0.02	105	32.8									

*Nota: la representación gráfica puede encontrarse en anexos.

Cuadro 91. Comprobación de cálculos teóricos con simulaciones de software Ansys para los distintos materiales de aislamiento.

Comprobación de los datos con ANSYS							
Nombre del material	Espesor de aislamiento	Temperatura superficial (Teórica)	Temperatura superficial (ANSYS)	Error en temperatura superficial	Perdidas de energía (teóricas por	Perdidas de energía (Simulación ANSYS)	Error en base a pérdidas de energía
	(m)	(°C)	(°C)	%	(W/m2)	(W/m2)	%
Sin aislamiento	0	119.74	119.91	0.14	2512.09	2458.8	2.12
Lana de roca (rockwool)	0.0254	32.38	32.408	0.09	136.189	133.17	2.22
Fibra de vidrio	0.02	32.66	33.028	1.13	146.66	148.07	0.96
Fibra mineral	0.05	26.47	26.474	0.02	34.898	34.339	1.60
Lenzing (Armacell)	0.005	45.74	47.15	3.08	446.26	454.82	1.92
Fibra cerámica	0.0254	36.23	36.356	0.35	200.297	195.62	2.34

Cuadro 92. Comparación de los datos teóricos y experimentales de los distintos aislantes de las pruebas en laboratorio.

Comprobación de datos de teoría con experimentación								
Nombre del material	Espesor de aislamiento	Radio crítico de aislamiento	Temperatura superficial (Experimental)	Temperatura superficial (Teórica)	Error en temperatura superficial	Perdidas de energía (radio crítico de aislamiento)	Perdidas de energía (teóricas en base a costo)	Error en base a pérdidas de energía
	(m)	(m)	(°C)	(°C)	%	(W)	(W)	%
Sin aislamiento	0	0.003	119.2	119.74	0.45	123.82	123.8	0.02
Lana de roca (rockwool)	0.02	0.006	32.3	32.38	0.25	27.75	27.45	1.09
Fibra de vidrio	0.02	0.004	32.8	32.66	0.43	23.009	23.01	0.00
Fibra mineral	0.05	0.004	26.8	26.47	1.25	10.167	10.28	1.10
Lenzing (Armacell)	0.005	0.003	64.7	45.74	41.45	39.958	41.57	3.88
Fibra cerámica	0.0254	0.009	36.7	36.23	1.30	39.28	38.67	1.58

3. Análisis sobre la viabilidad económica del cambio de materiales aislantes en tubería de jugo de caña y vapor.

Cuadro 93. Propuesta económica de cambio de aislante en tuberías de jugo de caña.

Jugo de caña									
Área donde se ubica la tubería	Material de aislamiento	Espesor de aislamiento	Transferencia de calor (nuevo aislamiento)	Costo de las pérdidas térmicas con material nuevo	Diferencia entre pérdidas térmicas con aislante viejo y nuevo.	Costo del nuevo aislante y su instalación.	Diferencia de costo de pérdidas térmicas y costo de materiales en el tiempo de vida útil del aislante	Temperatura superficial con nuevo aislante	Perdidas térmicas
		(m)	(W/m ²)	(Q/año)	(Q)	(Q)	(Q)	(°C)	(W)
Molinos Tándem A	Fibra de vidrio	0.01	90.348	Q 504.50	Q 787.77	Q 1,493.12	Q 745.11	30.26	376.72
Molinos Tándem B	Fibra de vidrio	0.01	90.348	Q 648.64	Q 1,012.86	Q 1,634.01	Q 966.17	30.26	484.35
Intercambiador 1 Tándem A	Fibra mineral y AG	0.0254	66.88	Q 564.41	Q 3,235.37	Q 1,822.30	Q 3,183.30	30.50	421.45
Intercambiador 1 Tándem B	Fibra mineral y AG	0.0254	66.88	Q 564.41	Q 3,235.37	Q 1,822.30	Q 3,183.30	30.50	421.45
Báscula	Fibra mineral y AG	0.0254	64.27	Q 12,215.22	Q 64,878.73	Q 16,249.49	Q 64,414.46	32.46	9121.28
Alcalizado	Fibra mineral y AGu	0.0254	97.417	Q 4,842.80	Q 13,443.75	Q 5,066.53	Q 13,298.99	35.37	3616.19
Sulfitado	Fibra mineral y AGu	0.0254	55.812	Q 1,737.76	Q 3,517.42	Q 3,541.58	Q 3,416.23	30.38	1297.61
Evaporadores 4nível	Fibra mineral y AGu	0.0254	68.636	Q 2,904.52	Q 6,246.20	Q 4,456.55	Q 6,118.87	31.89	2168.85
Clarificadores	Fibra de vidrio	0.01	87.496	Q 1,278.23	Q 204.33	Q 1,916.24	Q 149.58	33.02	756.68
Tachos	Fibra mineral y AGu	0.0254	91.156	Q 3,633.03	Q 7,425.79	Q 4,268.57	Q 7,303.83	36.50	2712.83
Totales				Q 28,893.52	Q 103,987.59	Q 42,270.69	Q 73,886.34		

*Nota: la representación gráfica puede encontrarse en anexos.

Cuadro 94. Propuesta económica de cambio de aislante en tuberías vapor.

Vapor									
Área donde se ubica la tubería	Material de aislamiento	Espesor de aislamiento	Pérdidas térmicas (nuevo aislamiento)	Costo de las pérdidas térmicas con material nuevo	Diferencia entre pérdidas térmicas con aislante viejo y nuevo.	Costo del nuevo aislante	Diferencia de costo de pérdidas térmicas y costo de materiales en el tiempo de vida útil del aislante	Temperatura superficial con nuevo aislante	Perdidas térmicas
		(m)	(W/m ²)	(Q)	(Q)	(Q)	(Q)	(°C)	(W)
Molinos Tándem A	Fibra mineral y AG	0.0254	83.774	Q 6,293.33	Q 35,941.90	Q 7,170.12	Q 35,655.10	33.84	4699.32
Molinos Tándem B	Fibra mineral y AG	0.0254	78.074	Q 1,985.33	Q 12,441.95	Q 2,886.20	Q 12,326.50	32.86	1482.48
Intercambiador 1 Tándem A	Fibra mineral y AG	0.05	52.073	Q 5,610.79	Q 57,065.52	Q 11,244.52	Q 56,615.74	31.07	4189.65
Intercambiador 1 Tándem B	Fibra mineral y AG	0.0254	98.472	Q 667.47	Q 4,175.15	Q 1,502.99	Q 4,115.03	35.33	481.41
Báscula	Fibra mineral y AG	0.0254	80.358	Q 1,998.93	Q 1,799.78	Q 3,033.26	Q 1,678.45	33.31	1492.63
Alcalizado	Fibra mineral y AGu	0.0254	61.234	Q 1,538.49	Q 7,134.44	Q 2,886.20	Q 7,018.99	30.05	1148.81
Sulfitado	Fibra mineral y AG	0.0254	89.718	Q 948.50	Q 3,897.68	Q 1,822.68	Q 3,824.77	35.2	708.26
Evaporadores 4nível	Fibra mineral y AG	0.0254	60.286	Q 1,423.69	Q 7,109.46	Q 2,936.93	Q 6,991.98	32.39	1063.09
Clarificadores	Fibra mineral y AG	0.0254	93.62	Q 2,803.23	Q 5,192.40	Q 3,582.30	Q 5,049.11	39.65	2093.21
Tachos	Fibra mineral y AGu	0.05	53.442	Q 2,345.71	Q 13,827.86	Q 5,430.30	Q 13,610.65	30.63	1751.58
Totales				Q 25,615.47	Q 148,586.14	Q 42,495.50	Q 121,270.85		

H. Módulo 8: Análisis y propuesta de secador de bandejas para reducir la humedad del bagazo de caña de azúcar a quemar en la caldera.

Para todos los resultados que se obtuvieron se utilizaron las condiciones estándares del país de Guatemala y específicamente del departamento de Guatemala encontrado en la longitud de O 90° 15'0'' y latitud de N 15° 30'0''. Estas condiciones son las siguientes:

- Temperaturas dentro del secador: 98.89 °C (210 °F), 126.67 °C (260 °F), 248.89 °C (300 °F).
- Temperatura ambiente: 24 °C (75.2 °F).
- Presión: 1 atm.
- Velocidad de gases de chimenea: 20 m/s.

1. Diseño de secador

Inicialmente se estableció un matriz de selección en donde el secador de bandejas fue seleccionado.

Esto debido a que:

- a. La disponibilidad para las pruebas es uno de los aspectos con mayor importancia ya que si no se tenía donde hacer pruebas era imposible obtener los datos para el análisis. Además, se estuvo averiguando sobre lugares en donde se pudiesen haber hecho pruebas con otro de los secadores seleccionados, sin embargo, la búsqueda no obtuvo ningún resultado satisfactorio ya que la mayoría de los secadores estaban en ingenios y las pruebas tendrían que haber sido durante la zafra, lo cual no fue posible ya que el periodo para el estudio se dio durante la época de mantenimiento para los ingenios.
- b. La capacidad es un aspecto muy importante a tomar en cuenta en cuanto al diseño ya que los ingenios trabajan con cantidades de molienda de hasta 100t/h.
- c. El costo es algo que le interesa al ingenio ya que ellos son los que toman las decisiones en cuanto a si se toma en cuenta la inversión o no.

Cuadro 95. Matriz de selección de secador.

Característica	Ponderación (%)	Secador Rotativo		Secador de Bandejas		Secador Flash		Secador de Bandas	
		Calificación	Puntuación	Calificación	Puntuación	Calificación	Puntuación	Calificación	Puntuación
Capacidad	15	2	0.3	1	0.15	2	0.3	2	0.3
Consumo Energético	10	1	0.1	3	0.3	2	0.2	2	0.2
Tiempo de Operación	10	3	0.3	1	0.1	3	0.3	3	0.3
Tamaño	5	2	0.1	1	0.05	2	0.1	2	0.1
Control de Temperatura	5	1	0.05	1	0.05	1	0.05	1	0.05
Temperatura Máxima	5	2	0.1	2	0.1	2	0.1	2	0.1
Recirculación de aire	5	1	0.05	3	0.15	1	0.05	2	0.1
Disponibilidad para pruebas	25	1	0.25	3	0.75	1	0.25	1	0.25
Costo	20	3	0.6	2	0.4	3	0.6	3	0.6
Total	100	1.85		2.05		1.95		2	

Para saber las dimensiones del tubo que transporta los gases de combustión al secador fue necesario realizar unos cálculos, los cuales se encuentran en el Anexo B. Se definió que el diámetro de la tubería debería de ser de 0.12m. Las condiciones a las que el secador de bandejas trabajo fueron las siguientes:

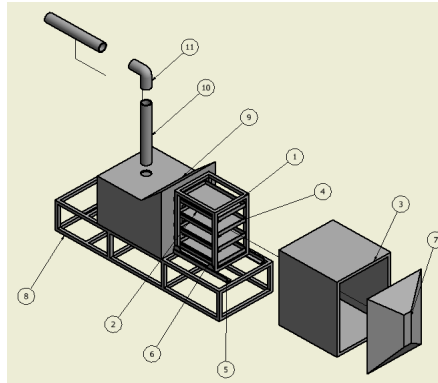
- Temperaturas dentro del secador: 98.89 °C (210 °F), 126.67 °C (260 °F), 248.89 °C (300 °F).
- Temperatura ambiente: 24 °C (75.2 °F).
- Presión: 1atm.
- Velocidad de gases de chimenea: 20m/s.

Cuadro 96. Diámetro de tubería.

		Diámetro de tubería
		m (in)
Diseño		0.12 (4.76)
Práctica		

Luego de encontrar el diámetro se procedió a realizar el diseño del secador. A continuación, se presenta el diseño final del secador de bandejas.

Figura 79. Explosión diseño final del secador.



En donde:

Cuadro 97. Componentes finales para el diseño de secador.

Número	Pieza
1	Marco de bandejas
2	Pista de bandejas
3	Cabina de secado
4	Bandejas
5	Carril del marco de bandejas
6	Ruedas
7	Puerta de secadora
8	Soporte rígido
9	Compartimiento del ventilador
10	Tubería principal 120mm
11	Codo de 90°

2. Balance de masa y energía

Para determinar la cantidad bagazo de caña de azúcar a secar y la cantidad de gases de combustión que se utilizaran fue necesario realizar un balance de masa y energía. En donde a partir de los datos brindados por el ingenio, los cálculos del diseño y las pruebas que se realizaron en la Universidad del valle de Guatemala se logró encontrar los valores. A continuación, se presenta de forma gráfica los balances de masa y energía que se utilizaron.

Figura 80. Balance de masa y energía @210 °F.



Figura 81. Balance de masa y energía @260 °F.



Figura 82. Balance de masa y energía @300 °F.



Por último, se presentan los cálculos que se realizaron con los datos del ingenio y las pruebas del laboratorio. Para observar el procedimiento que se utilizó para los resultados se puede consultar el anexo C y en el anexo D se pueden consultar los datos calculados.

Cuadro 98. Determinación de la mejora de eficiencia de la combustión en la caldera por reducción de humedad.

Humedades	50.39%	40.00%
Temp. Gases Chimenea (K)	588.71	598.61
(°F)	600	617.82
Eficiencia en calderas	59.29%	64.75%

Cuadro 99. Resultados promedio de la reducción de humedad obtenidos en la práctica.

	Temperatura Gases Chimenea	Temperatura Secador	Humedad		Bagazo Seco	Bagazo Húmedo	Agua Extraída con el secador
	°F (°C)	°F (°C)	Entrada	Salida	kg/s (t/h)	kg/s (t/h)	kg/s (t/h)
Promedio	377.8 (192.11)	210 (98.89)	57.54%	23.56%	0.009 (0.036)	0.017 (0.067)	0.008 (0.032)
	370.8 (188.22)	260 (126.67)	53.20%	16.50%	0.007 (0.028)	0.011 (0.044)	0.005 (0.020)
	371.2 (188.44)	300 (148.89)	55.00%	10.41%	0.003 (0.012)	0.006 (0.024)	0.003 (0.012)

Cuadro 100. Datos requeridos para calcular cantidades de bagazo húmedo y seco.

Corrida Número	Velocidad de los gases de chimenea (m/s)	Volumen de los gases (m³/s)	Peso Especifico (kg/m³)	Flujo Másico de Gases (kg/s)	Cp de Gases (kJ/kg °C)	Calor de los Gases (kJ/s)	Calor para calentar Fibra de bagazo (kJ/kg bagazo)	Calor para calentar Agua (kJ/kg bagazo)	Bagazo Seco (kg/s)	Bagazo Húmedo (kg/s)	Promedio de Agua Extraída del secador (kg/s)
1	20.23	0.23	0.77	0.18	1.18	17.57	2.670	873.24	0.009	0.017	0.008
2	19.53	0.23	0.77	0.18	1.18	11.26	2.910	766.87	0.007	0.011	0.005
3	20.35	0.23	0.77	0.18	1.18	7.56	3.130	1009.40	0.003	0.006	0.003
Promedio	20.04	0.23	0.77	0.18	1.18	12.13	2.90	883.17	0.006	0.011	0.005

Cuadro 101. Comparación de las variables diseñadas con las obtenidas en la práctica.

	Bagazo a secar	Temperatura de gas de chimenea entrando a tubería	Humedad		Temperatura entrada de bagazo	Diámetro de tubería
	kg (t)	°C (°F)	Entrada	Salida	°C (°F)	m (in)
Diseño	200 (0.2205)	315.56 (600)	52.00	40.00	56 (132.80)	0.12 (4.76)
Práctica	80 (0.0882)	189.89 (373.27)	55.57	18.51	55.8 (132.44)	0.12 (4.76)

3. Estudio económico

Para realizar el estudio económico se analizó la inversión que tendría el secador si se llegase a implementar y las ganancias por los kilovatios extras que se obtienen al secar bagazo a un 40% de humedad.

Cuadro 102. Ganancias por kilovatio extra con razón de molienda de 100t/h.

40% de Humedad	
0.3100	Q/kWh
20.0001	kW/t. Caña
6.2000	Q/t. Caña
620.00	Q/h

Se muelen 100t/h, por lo que idealmente la cantidad de ganancias por kilovatios extras sería de Q620.00/h. Sin embargo, si tomamos en cuenta solo la capacidad de secado que tiene la secadora que se diseñó, la ganancia por kilovatios extras se observa en la Cuadro 18.

Cuadro 103. Ganancias por kilovatio extra por capacidad de diseño de secador.

40% de Humedad	
0.3100	Q/kWh
20.0001	kW/t. Caña
6.2000	Q/t. Caña
0.2205	t/h
1.36711	Q/h

Por lo tanto, al cabo de un año se obtendrían ganancias de Q.11,811.80. Tomando en cuenta la evaluación del proyecto, se supone una inversión si se llegase a implementar el secador. Se realizó un análisis de beneficio costo, dando esta relación como resultado un valor de 0.2474. En el anexo E se puede consultar el procedimiento para el estudio económico que se realizó.

4. Análisis de error

El proceso de medición inevitablemente siempre introduce un margen para errores en los resultados que se obtienen. Esto es debido a dos factores muy importante:

- a. Imperfecciones del aparato que se utiliza para la medición;

Estos errores siempre son inevitables, dado que no existe ningún aparato de medición que sea absolutamente perfecto.

- b. Limitaciones atribuibles al experimentador.

Aquí podemos incluir factores de lectura o la forma en que se realizó la medición. Estos que se deben al observador deben de ser reducidos cuanto sea posible, para obtener la magnitud real del valor que estamos hablando.

Sin embargo, es mejor hablar de estimaciones, medidas o aproximaciones al valor de la magnitud debido a que siempre tendremos intervención de los factores que anteriormente se mencionaron.

Para este trabajo se utilizaron las siguientes incertidumbres para las variables que se midieron y obtuvieron valores.

- Temperatura ± 0.05 °F
- Peso de Bagazo ± 0.5

Cuadro 104. Datos estadísticos.

	Temperatura (°F)		Humedad		Bagazo Seco (kg/s)	Bagazo Húmedo (kg/s)
	Chimenea	Secador	Entrada	Salida		
Pruebas @210°F						
Promedio	377.80	210.00	57.54	23.56	0.0090	0.0170
Desviación Estándar	7.57	0.00	7.27	4.20	0.0029	0.0036
Límite de Confianza	6.64	0.00	6.38	3.68	0.0026	0.0031
Límite de Confianza S	384.44	210.00	63.92	27.24	0.0116	0.0201
Límite de Confianza I	371.16	210.00	51.16	19.88	0.0064	0.0139
Pruebas @260°F						
Promedio	370.80	260.00	53.20	16.50	0.0070	0.0110
Desviación Estándar	6.80	0.00	2.39	6.77	0.0016	0.0019
Límite de Confianza	8.44	0.00	2.97	8.41	0.0020	0.0023
Límite de Confianza S	379.24	260.00	56.17	24.91	0.0090	0.0133
Límite de Confianza I	362.36	260.00	50.23	8.09	0.0050	0.0087
Pruebas @300°F						
Promedio	371.20	300.00	55.00	10.41	0.0030	0.0060
Desviación Estándar	6.46	0.00	2.01	3.01	0.0009	0.0009
Límite de Confianza	8.02	0.00	2.50	3.74	0.0011	0.0011
Límite de Confianza S	379.22	300.00	57.50	14.15	0.0041	0.0071
Límite de Confianza I	363.18	300.00	52.50	6.67	0.0019	0.0049

VIII. ANÁLISIS DE RESULTADOS

A. Módulo 1: Determinación de pérdidas térmicas en evaporadores de primer y segundo efecto en un ingenio azucarero, usando balances de masa y energía.

El objetivo principal de esta investigación fue determinar pérdidas térmicas en evaporadores de primer y segundo efecto en un ingenio azucarero, se cuantifican las que se dan por convección, conducción y radiación por medio de balances de masa y energía, con el fin de identificar las zonas del equipo en donde más afecta la pérdida de calor. Al momento de ya obtener el calor que se perdía en cada zona, se realizó una propuesta de espesor de aislamiento basado en la cuantificación de pérdidas térmicas anteriormente realizado. Es importante realizar un análisis térmico en evaporadores, ya que es uno de los equipos en donde se utiliza la mayor cantidad de vapor por lo que si se desperdicia una gran cantidad del mismo, esto conlleva a pérdidas económicas altas.

Lo primero que se realizó para que se pudiera llevar a cabo el estudio fue una recopilación de datos generales importantes como lo son las dimensiones de cada evaporador, la cantidad de tubos que posee cada equipo con las dimensiones de los mismos, flujos de entrada y salida de vapor tanto como del jugo, espesor y material de los aislantes actualmente en uso. Experimentalmente se obtuvieron datos de temperaturas exteriores en las distintas zonas del equipo las cuales se pueden observar en el Cuadro 106 y la velocidad del aire promedio que fue de 0.5 m/s. Se llevaron a cabo estas mediciones para la realización del cálculo por convección natural en el caso de las temperaturas y pérdidas de calor por radiación para la velocidad del aire. La información de flujos y grados brix brindados por el ingenio, fueron de vital importancia para realizar los balances de masa y energía de cada equipo. Es importante mencionar que, al realizar el balance de energía, se asumió que todo el vapor que entraba se condensaba, debido a que no cuentan con algún control de salidos de condensados.

En el Cuadro 29 en la sección de resultados se observan las pérdidas por efecto, las pérdidas totales en cada evaporador, las cual son el resultado del calor total perdido al ambiente, calculado por resistencias explicado anteriormente. El primer efecto tiene una pérdida total de 129.4 kW y el segundo efecto tiene una pérdida total de 154.6 kW, estos representan un 46% y 54% con respecto a la pérdida total del primer y segundo efecto. Se tienen más pérdidas en el segundo efecto debido a que en este caso son seis equipos de evaporación, y en el primer efecto son únicamente 5 equipos. Es importante mencionar que debido a la pérdida de calor que se tiene en todos los efectos, es necesario compensar con más vapor en la entrada del primer efecto, que es la entrada principal del vapor a los evaporadores.

En la sección de resultados, en los Cuadros 30,31 y 32, se observa el cálculo de pérdidas de calor por cada uno de los evaporadores en sus distintas zonas. Se decidió hacer así debido a que cada parte del equipo es distinto, tanto en dimensiones como en funcionamiento, se analizan de distinta manera. En el caso del cuerpo y el fondo se realizó el cálculo de la convección interna, ya que se deseaba saber el calor que transfiere el vapor hacia la pared (lamina), la conducción se calculó utilizando el método de cilindros con capas múltiples para determinar la razón de la transferencia de calor a través del cilindro conformado de dos capas (aislante y chaqueta), se utilizó convección natural para obtener el calor que se pierde de la superficie al ambiente y por último radiación haciendo uso del software 3E Plus. Para la calandria se calculó convección externa forzada en un banco de tubos para obtener el calor que transfiere el vapor al jugo adentro de los tubos, convección interna que es la que se da adentro de los tubos de la calandria, conducción utilizando el método de cilindro con capas múltiples antes mencionado, convección natural por la misma razón que en los cuerpos y radiación haciendo uso del software 3E Plus. Cabe mencionar que, en todas las zonas al realizar el cálculo de pérdidas en aislantes, se asumió que estos estaban en perfectas condiciones, en la realidad tiene cierto desgaste que afecta a las pérdidas de calor totales. En el caso de la determinación de pérdidas de calor por radiación se utilizó el software 3E Plus, se simulo el aislamiento de las superficies con fibra cerámica con un espesor de 1.5 pulgadas en el caso del cuerpo y calandria y una chaqueta de cemento con espesor de 0.5 pulgadas, en el caso de los fondos de fibra de vidrio con espesor de 0.125 pulgadas. Cabe mencionar que, al momento de realizar los cálculos, el valor obtenido por convección natural en todos los casos siempre tenía los coeficientes de transferencia de calor con valores mucho más bajos que por otros métodos, esto se debe a que este depende bastante de la velocidad y las velocidades del fluido asociado con bajas, generalmente menores a 1m/s.

En el Cuadro 30 en la sección de resultados, se observa que, para el cuerpo en los evaporadores de primer efecto, el que mayor pérdida de calor tiene es el primer efecto b con 14.45 kW y el que menor pérdida de calor tiene es el primer efecto 3 con 9.33 kW. Esto se debe a que el área expuesta al ambiente en los primeros vasos como el primer efecto B, es mayor al de los últimos vasos como el primer efecto 3. En este caso las dimensiones del primer efecto A y B son las mismas, independientemente de eso el primer efecto B pierde más calor por diferentes razones: ningún equipo trabaja igual por muy iguales que sean, todos mantienen distintas condiciones de operación. El primer efecto B trabaja con un flujo de evaporado mayor al del primer efecto A, con una temperatura y presión mayor.

En el Cuadro 30 en la sección de resultados, se observa que, para el cuerpo de los evaporadores de segundo efecto, el que mayor pérdida de calor tiene es el segundo efecto 0 con 15.38 kW y el que tiene las menores pérdida es el segundo efecto 5 con 10.15 kW. Además, que siguen estando las mismas razones antes mencionadas, que el área de transferencia de los dos es muy distinta, el segundo efecto 3 tiene un coeficiente de transferencia de calor por convección interna más alto que el del segundo efecto 0, lo que hace que este tenga una mayor pérdida de calor son las pérdidas por radiación. Por lo tanto, este es el que más pérdidas pierde debido a sus pérdidas por radiación, estas dependen de muchas propiedades de radiación de los materiales, como la emisividad, la absorptividad, la reflectividad y la transmisividad, y su dependencia con respecto a la longitud de onda, la dirección y la temperatura.

Para la calandria de los evaporadores de primer efecto, se observa en el Cuadro 5 en la sección de resultados, el que mayor pérdida de calor tuvo es el primer efecto 3 con 7.41 kW y el que tiene la menor pérdidas es el primer efecto A con 5.67 kW. En este caso ambos evaporadores tienen las mismas dimensiones en la calandria, de igual manera la misma cantidad de tubos con las mismas dimensiones, lo que sucede es que en el primer efecto 3 la diferencia media logarítmica de temperatura es mayor, esta representa la diferencia de temperatura de los dos fluidos en las entradas y salidas, aunque se tiene el mismo área, si la diferencia media logarítmica de temperatura es mayor se tendrá una mayor transferencia de calor. Es importante mencionar otro factor que afecta, las pérdidas por radiación son mayores por 0.5 kW en comparación al primer efecto A.

Para la calandria de los evaporadores de segundo efecto, se observa en el Cuadro 31 en la sección de resultados, el que mayor pérdida de calor tuvo es el segundo efecto 0 con 8.86 kW y el que tiene la menor pérdida es el segundo efecto 5 con 4.39 kW. En este caso el segundo efecto 0 tiene dimensiones mucho mayores a las del segundo efecto 5, tiene las mismas dimensiones que todas las calandrias de los evaporadores del primer efecto. Otro aspecto importante es que tiene una diferencia de aproximadamente 2,000 tubos de mas, por lo tanto, al haber más tubos el área disponible para que fluya el vapor es mayor y se tiene una mayor transferencia de calor.

En el Cuadro 32 en la sección de resultados, se observa que para los fondos de los evaporadores de primer efecto el que mayor pérdida de calor tuvo es el primer efecto 3 con 9.41 kW y el que tiene la menor pérdida es el primer efecto 1 con 6.25 kW. Esto se debe a que se tienen más pérdidas por radiación en el primer efecto 3 con 4.4 kW y en el primer efecto 1 se tienen 3.1 kW, lo que se tendría como diferencia de 1.3 kW. Otro factor que afecta es que cuando se pierde calor en la calandria, cierta parte del calor perdido se va al cuerpo y otra parte al fondo, en este caso la cantidad transferida al fondo influyo en la pérdida del mismo.

En el Cuadro 32 en la sección de resultados, se observa que para los fondos de los evaporadores de segundo efecto el que mayor pérdida de calor tuvo es el segundo efecto 0 con 8.07 kW y el que tiene la menor pérdida es el segundo efecto 4 con 5.64 kW. Se toma en cuenta que en este caso el segundo efecto 0 tiene un diámetro mayor, por lo que el área de transferencia seria mayor. También se considera la temperatura a la que este opera, tiene un valor mayor el cual afecta al calor que se transfiere.

Como se puede observar en el Cuadro 33 en la sección de resultados, la zona en donde más se pierde calor en el primer efecto es en el cuerpo con 57.67 kW, seguido de los fondos con 38.02 kW y por último la calandria con 33.68 kW. En el caso del segundo efecto la zona donde más se pierde calor es en el cuerpo con 78.05 kW, seguido de los fondos con 42.90 kW y ,por último, la calandria con 33.63 kW. Se pierde más calor en el cuerpo ya que es el que tiene dimensiones más grandes en comparación a las otras dos zonas, por lo que se puede decir que tiene una mayor área de transferencia. En la calandria que es donde ocurre la transferencia de calor del vapor al jugo, debería de ser la zona con más pérdidas de calor, debido a que cierta parte de este calor que pierde la calandria se va al cuerpo y otra parte al fondo, estos son los que más calor perdido tienen al momento de calcularlo.

Se realizó el modelo estadístico de la determinación de desviación estándar, esto se realizó para analizar las mediciones realizadas en este trabajo de investigación. Como se observa en el Cuadro 154 ubicado en la sección de datos calculados en anexos, se obtuvieron desviaciones estándar con valores arriba de 0.05 el cual es el valor de incertidumbre del termómetro utilizado mencionado en sección metodología. Se tenía identificado el punto de medición para que siempre fuera en el mismo lugar exactamente. Otro factor que afecta es que las mediciones se realizaron distintas fechas por lo que pudo afectar si fue al inicio de la zafra o ya al final, así mismo la temperatura ambiente a la que se tomaron, esta variaba entre 32°C y 34°C.

Se realizó el cálculo del radio crítico de aislante para cada zona en los distintos vasos de evaporación de primer y segundo efecto, según a ese valor se asumió el aislante a proponer. Como se puede ver en el cuadro 34 en la sección de resultados, en el cuerpo de ambos efectos se propuso un espesor de 0.038 m (1.5 pulgadas), de material Fibra de vidrio con una conductividad térmica de 0.048 W/mK, únicamente en el segundo efecto 1 se propuso un espesor de 0.051 m (2 pulgadas) del mismo material y conductividad térmica. Para la calandria se propuso un espesor de 0.038 m (1.5 pulgadas), de material Fibra de vidrio con una conductividad térmica de 0.048 W/mK, únicamente en el primer efecto A se propuso un espesor de 0.051 m (2 pulgadas) del mismo material y conductividad térmica. En el caso de los fondos se propuso un espesor de 0.013 m (0.5 pulgadas), de material de Fibra de vidrio con una conductividad térmica de 0.048 W/mK, únicamente en el primer efecto A y B se propuso un espesor de 0.025m (1 pulgada) del mismo material y conductividad térmica. Actualmente en cuerpos y calandrias se cuenta con un espesor de 0.038 m (1.5 pulgadas) de material de Fibra cerámica con una conductividad térmica de 0.13 W/mK y en los fondos un espesor de 0.013 m (0.5 pulgadas) con un material de fibra de vidrio con una conductividad de 0.048 W/mK. Los espesores propuestos en la mayoría de evaporadores permanecieron iguales, lo que cambia en la propuesta es el material, esto se decidió ya que la fibra de vidrio tiene una conductividad térmica. En el Cuadro 32, se analiza el calor que se perdería con el nuevo aislante, el cual es menor a la cantidad de calor pérdida actualmente. El ahorro de energía sería de 51.56 kW por ambos efectos.

B. Módulo 2: Determinación de pérdidas térmicas y eficiencias en intercambiadores de calor de coraza y tubos, y de placas, con balances de energía del área de fábrica de un ingenio azucarero.

El propósito del presente proyecto fue cuantificar las pérdidas térmicas en los calentadores de coraza y tubos, placas para obtener su eficiencia, esto en un ingenio azucarero. Utilizar el análisis de pérdidas térmicas como una herramienta para evaluar y proponer mejoras en los calentadores resulta ventajoso, ya que permite obtener información real de los equipos que operan en la planta. Las mediciones de temperatura se realizan en la entrada y salida del vapor y el jugo utilizando un termómetro laser. Estas mediciones se realizaron a lo largo de la zafra 2017 – 2018, obteniendo así tres corridas con cinco mediciones cada una. Para el calentador 7 únicamente se obtuvieron dos corridas, esto debido a que este es intercambiador alterno, para ser utilizado cuando otro de los calentadores tuviese mantenimiento. Durante el análisis hubo información que no se tenía disponible, como el flujo de vapor que entra en los calentadores. Sin embargo, este se determinó mediante un balance termodinámico del equipo.

Además de conocer las condiciones de operación de los calentadores, fue necesario saber sus especificaciones. Por lo que se utilizó la información que brindan los proveedores, en el caso de los calentadores de placas. Para los calentadores de coraza y tubos fue necesario obtener la información mediante una inspección física del equipo; siendo necesario hacerlo en reparación después de la zafra.

Para cada uno de los calentadores se determinó la cantidad de calor que se transfiere del vapor al jugo (Cuadro 173 y 174), mediante un análisis termodinámico. La cantidad de calor que cede el vapor será la misma que el jugo gana, esto se debe a que se está analizando únicamente el calor transferido y no el calor total aportado por el vapor. El calor transferido varía entre calentadores, ya que depende del diferencial de temperatura, para llegar a la temperatura deseada en el jugo.

Una vez se obtienen los datos necesarios, se determinaron los coeficientes de transferencia de calor por convección y los coeficientes globales de transferencia de calor para cada uno de los calentadores (Cuadro 196, 204 y 2012). Hugot presenta valores de los coeficientes globales de transferencia de calor para intercambiadores horizontales; para el calentamiento con vapor agotado se encuentran entre 261.50 a 1,309.82 , también

expresa que en algunos casos se puede tener un valor mayor hasta de $1,743.33 \text{ W}/(\text{m}^2\text{°C})$. Tomando los valores anteriores como referencia, se consideran los valores obtenidos experimentalmente como satisfactorios, ya que estos se encuentran dentro del rango establecido.

Los coeficientes que se encuentran dentro del rango mencionado anteriormente son los de coraza y tubos, ya que estos tienen una configuración similar a los analizados por Hugot. Sin embargo, los coeficientes de transferencia de calor global de los calentadores de placas son más altos. Según Cengel estos están relacionados a los fluidos que fluyen dentro del calentador, los coeficientes por convección de cada fluido y del tipo de calentador. Por lo tanto, existe una diferencia entre los valores de los coeficientes globales de transferencia de calor entre los calentadores de coraza y tubos, y de placas, ya que estos poseen configuraciones y condiciones de operación diferentes.

Se determinaron las resistencias térmicas de los calentadores. Las resistencias que se toman en cuenta para los intercambiadores de coraza y tubos son; la de vapor, incrustación, material aislante y aire circundante al equipo. La resistencia de la pared del equipo no se tomó en cuenta debido a que tiene una alta conductividad térmica. La resistencia por el aislamiento es la más significativa, ya que esta tiene una conductividad térmica baja ($k=0.340 \text{ W}/(\text{m}^2\text{°C})$), por lo que reduce la transferencia de calor a través de ella. Esta fibra se encuentra alrededor del cilindro o coraza. Sin embargo, físicamente no esta distribuida de manera uniforme, ya que presenta áreas en las cuales esta no esta presente, es decir área sin aislar. En el análisis no se toman en cuenta estos espacios, por lo que se supone que la coraza se encuentra cubierta de manera uniforme por la fibra cerámica. Esto afecta los resultados finales, ya que al no haber material que impida la transferencia de calor habrá una mayor pérdida en esos puntos. Debido al tamaño y al área que estos puntos sin aislamiento representan contra el área total del equipo se considera que no generan un cambio significativo en la pérdida total, obteniendo así una aproximación del calor que se pierde en el equipo. En los equipos de placas únicamente se tomaron en cuenta las resistencias por convección del vapor y del aire, despreciando la resistencia por el material de la placa debido a que este tiene una alta conductividad térmica.

Cabe mencionar que la velocidad del aire para el cálculo del coeficiente de transferencia por convección se obtuvo de la estación meteorológica Costa Brava del Instituto Privado de Investigación sobre el Cambio Climático (ICC), esta velocidad es el promedio de mediciones realizadas del 01 de enero al 01 de julio de 2018 y fue utilizada para la

determinación del coeficiente de calor por convección. Estas mediciones pueden tener variaciones con respecto a las que se obtienen en las instalaciones del ingenio, ya que la velocidad del aire en estas es afectada por la ubicación de los calentadores y la infraestructura alrededor de ellos. Sin embargo, se decidió utilizar las mediciones de la estación meteorológica con el fin de poder tener un valor más significativo del comportamiento del aire en la región.

Al finalizar, se obtuvo la cantidad de calor total perdido en cada uno de los equipos, estos se muestran en el cuadro 35 y 36. Se observa que la pérdida es mayor en los calentadores de placas, la comparación se muestra de manera ilustrativa en la Figura 37. Los intercambiadores de coraza y tubos tienen un recubrimiento de fibra cerámica alrededor de su armazón lo cual disminuye la pérdida de calor. Algunos de los equipos de placas contaban con un aislamiento que cubre los lados, evitando la exposición de las placas al ambiente. Sin embargo, no se tomaron en cuenta para el análisis de pérdidas en estos equipos, ya que se encontraban colocados de manera incorrecta (Figura 123) y en algunos casos no se utilizaban de manera regular.

Otro factor que puede afectar la transferencia de calor del vapor al jugo son las incrustaciones, las cuales se dan por acumulación de material en la superficie del equipo. Para cada uno de los fluidos y calentadores se calculó el factor de incrustación. Este depende de la cantidad de sólidos en el fluido, la naturaleza del flujo y la frecuencia de los mantenimientos. Sinnott muestra un valor de $0.0002 \text{ m}^2\text{C/W}$ para líquidos orgánicos, el cual se toma como referencia para el factor determinado en el jugo de los calentadores de coraza y tubos. Se observa que estos se encuentran cercanos al dato de la literatura. Sin embargo, hay variaciones debido a las condiciones de operación de los equipos y propiedades de los fluidos.

Los intercambiadores de coraza y tubos tienen un mayor ensuciamiento en comparación a los de placas, este se ve afectado por la diferencia entre la turbulencia del fluido. El régimen de flujo que manejan los calentadores de placas ayuda a la remoción de los depósitos creados en la superficie, haciendo que el equipo sea menos propenso a incrustarse. Se pudo observar una diferencia más; los calentadores de placas que trabajan con jugo claro tienen valor menor del factor de incrustación que los que operan con jugo alcalizado. Esto se debe a que el primero se obtiene como resultado de la clarificación, lo remueve parte del material suspendido en el jugo haciéndolo llegar más limpio a la etapa de calentamiento.

Con las pérdidas térmicas y el calor transferido se determinaron las eficiencias de los equipos, las cuales se muestran en el cuadro 35 y 36. Estas se ven afectadas por las mismas razones mencionadas anteriormente, ya que si no se aprovecha el calor de manera correcta el equipo tendrá una menor eficiencia. Los calentadores de coraza tienen un mejor rendimiento que los de placas, debido al aislamiento que poseen y mayor transferencia de energía entre el vapor y el jugo.

Con el fin de aumentar la eficiencia y el aprovechamiento de la energía aportada por el vapor. Se hace un análisis de radio crítico de aislamiento para los calentadores de coraza y tubos, estos se muestran en el cuadro 207 y 211. Cengel indica que el valor máximo para el radio crítico es de 0.01 m, lo cual concuerda con los obtenidos experimentalmente. Esto sucede cuando la conductividad térmica del material es alta y el coeficiente de transferencia de calor por convección es pequeño.

También se hizo el análisis de radio crítico para el material aislante actual. Se pudo observar que en los calentadores 3 y 4 de jugo alcalizado el radio de aislamiento es menor al radio crítico, lo que favorece la razón de transferencia de calor del calentador. Esto indica que el material no cumple su función, debido a que favorece la pérdida. Esto puede ser una de las causas por las cuales los intercambiadores tengan una mayor pérdida térmica que los otros equipos de coraza y tubos.

Al finalizar se determinó que para el aislante de fibra cerámica marca MaxWool (Cuadro 37) de 1" de grosor se obtuvo una reducción promedio de 3,940.85 W. Además, se deberá completar los espacios vacíos en el armazón de los equipos.

Para los calentadores de placas, no se pudo hacer el análisis de radio crítico, ya que este únicamente aplica en cuerpos cilíndricos. Estos necesitan de un material que pueda colocarse durante la operación y quitarse al realizar un mantenimiento, sin alterar su estructura. Por lo que la selección del material aislante (Cuadro 37 y 29) se hace en base a que tenga una baja conductividad térmica y sea versátil para el uso en estos equipos. El material seleccionado fue de fibra de vidrio marca Sealco de 1/8" de grosor, debido a que puede ser colocada en los intercambiadores placas y almacenado de manera fácil durante el periodo de reparación.

Además, se obtuvo la cantidad y porcentaje de energía que se ahorraría al implementar cada uno de los materiales propuestos. Esto se realizó con el método de resistencias térmicas descrito anteriormente. De esta manera se puede observar que la

implementación o cambio de aislante impacta de manera positiva en reducción de la pérdida de energía en los equipos.

Se observó que hay una reducción mayor de la energía no aprovechada en los intercambiadores de placas debido a que no se encontraban aislados. En los equipos de coraza y tubos hay una reducción promedio del 37.91%. Es importante mencionar que en este análisis no se toma en cuenta las implicaciones económicas sobre el cambio o implementación del aislante, ya que se basa únicamente en si se reduce o no la razón de transferencia de calor hacia los alrededores. Los materiales considerados son los presentados en el módulo “Revisión y evaluación de materiales aislantes para tuberías de jugo de caña y vapor del área de fábrica” del presente trabajo. Ya que se presenta información necesaria como conductividad térmica y costo por metro cuadrado.

C. Módulo 3: Determinación de las pérdidas térmicas en tachos de primera, segunda y tercera, en el área de fábrica de un ingenio azucarero, utilizando balances de masa y energía para generar una propuesta de aislante térmico.

Este trabajo de investigación se realizó con el propósito de cuantificar las pérdidas térmicas en el área de fábrica de un ingenio azucarero ubicado en el municipio de Escuintla, Escuintla, específicamente en el área de tachos, utilizando balances de masa y energía. Se determinaron las pérdidas térmicas de cada uno de los equipos considerando la transferencia de calor por convección, conducción y radiación. Fue necesario realizar varias visitas al ingenio, durante estas visitas en el área de tachos se percibía un incremento en la temperatura a comparación de los demás sectores de la fábrica, es por esto que se elaboró este trabajo de investigación ya que se considera importante que la industria conozca la cantidad de energía que se está transfiriendo al medio ambiente, ya que esta puede ser aprovechada para disminuir el consumo de vapor en estos equipos.

El trabajo de investigación se llevó a cabo durante el periodo de zafra 2017 – 2018, toda la información necesaria para los cálculos se recaudó a través de mediciones experimentales y recolección de información ya existente en bases de datos que lleva la industria. Las mediciones realizadas fueron de la temperatura superficial de los equipos, para las cuales se utilizó un termómetro láser, debido a la facilidad para obtener los datos requeridos, utilizando este equipo tal y como se menciona en la metodología. La información recaudada de la base de datos fue: la presión de vapor de cada equipo y las

propiedades del fluido de trabajo, como lo son los grados Brix, Pol y Pureza. Toda esta información se utilizó para obtener valores necesarios para el cálculo del balance termodinámico de cada uno de los equipos estudiados.

Las mediciones de la temperatura superficial de los tachos se pueden utilizar para localizar el punto en el equipo donde posiblemente se estén dando las pérdidas térmicas más significativas. De los cuatro puntos asignados a cada uno de los equipos, durante las mediciones, el que registre el valor de temperatura más elevado es aquel en donde se encuentran las posibles pérdidas. Al analizar los promedios de todos los datos recaudados se encontró que el punto de muestreo localizado en la región de la calandria presenta una temperatura mayor en comparación a los demás, estos valores de temperatura se observan en el cuadro 1 de la sección de resultados. Debido a que la calandria es la parte del tacho en donde se lleva a cabo la transferencia de calor, se esperaba que el valor más elevado de la temperatura superficial medida se localizara en esta región. A comparación de los demás puntos este presenta una variación de ± 1.56 °C, en las mediciones, como se observa en los cuadros del 218 al 243 en la sección de anexos. Es por esto que se analizó el equipo tanto en la sección de la calandria como en el resto del cuerpo, para determinar las pérdidas térmicas totales las cuales se encuentran entre 3,000 a 5,000 W al ambiente

Los tachos trabajan mediante la combinación de cristalización y evaporación, debido a esto existe una integración completa de los fenómenos de transporte, ya que hay transferencia de masa, calor y flujo de fluidos. En esta investigación se utilizó el enfoque de la transferencia de calor específicamente, en estado estacionario, para poder cuantificar las pérdidas térmicas que presentan los tachos hacia el medio ambiente. Para analizar las pérdidas en términos del calor que está aportando el vapor al sistema es necesario utilizar el balance termodinámico. Debido a que es un equipo que trabaja por lotes, para encontrar el flujo energético en kW se trabajó con el tiempo de operación de la templa, el cual depende directamente del tipo de tacho, si es de primera, segunda o tercera.

Para cuantificar el calor cedido al ambiente se determinaron los coeficientes de transferencia de calor, para cada uno de los fenómenos analizados en estos equipos. El primer modelo fue la convección forzada externa, que analiza la resistencia que ejerce el vapor a la transferencia de calor, se analizó específicamente con un flujo alrededor de un banco de tubos, utilizando las ecuaciones planteadas en el marco teórico. Se determinó este coeficiente para cada uno de los equipos, los cuales se encuentran en un rango de

14 a 32 W/m² K, encontrando la resistencia que presenta el vapor a la transferencia de calor.

El segundo modelo analizado fue la convección forzada interna en los tubos, esta utiliza al fluido con el que trabaja el equipo como medio para la transferencia de calor, este va a variar según sea el tipo de tacho que se esté analizando, se determinó el coeficiente de transferencia de calor por convección forzada mediante las ecuaciones planteadas en el marco teórico. Fue necesario calcular las propiedades de cada fluido según los datos recaudados, utilizando las ecuaciones 5 y 6 junto con la figura 175, los valores obtenidos para este coeficiente se encontraban en un rango de 36 a 100 W/m² K. Este coeficiente era necesario para determinar el coeficiente de transferencia de calor global U m² K/W para cada uno de los equipos utilizando la ecuación 40 en donde se toman en cuenta los factores de incrustación de cada uno de los dos fluidos utilizados, ambos factores presentan rangos teóricos, para el vapor de 0.0025 – 0.0009 m²/W °C y para la masa que fluye dentro de los tubos de 0.0004 – 0.0005 m²/W °C obtenidos de Sinott (2005). Es necesario comparar los valores obtenidos para el coeficiente de transferencia de calor global para cada uno de los equipos con valores teóricos, como se muestra en el cuadro 271 en la sección de anexos, los tachos de segunda y tercera se encuentran cercanos al valor mínimo propuesto por Hugot (1972) para tachos de segunda es de (175 – 10W/m² K) y Allan (1963) para tachos de tercera, en un rango de (110 – 10 W/m² K). En cambio los tachos de primera no entran en el rango propuesto por Allan (1963) de (180 – 50 W/m² K), esta variación podría deberse a que las mediciones para elaborar los rangos teóricos se hicieron en equipos de distinto dimensionamiento, distintas condiciones de operación y con fluidos de trabajo que no estaban a las mismas condiciones a las que se encuentran en el ingenio donde se elaboró esta investigación.

Una vez analizado el interior del equipo se necesita conocer la resistencia que ofrece el espesor actual del aislante que se utiliza en los equipos. Para los tachos se utiliza fibra cerámica con un espesor de 1.5 pulgadas debido a su costo así como por su conductividad térmica, asegurada con malla y recubierta con lámina acanalada, en todos los equipos con excepción del tacho 9 que se encuentra recubierto de concreto. Para propósitos de esta investigación se asume que el equipo está aislado de forma uniforme, ya que durante la toma de mediciones el equipo se encontraba cubierto con lámina, y no fue posible determinar si el aislante está recubriendo completamente el equipo o existen áreas en donde el espesor es distinto o bien no haya aislante alguno. Debido a que el mecanismo de transferencia de calor es por conducción su resistencia se modela mediante la ecuación 56, el valor del factor de conductividad térmica de la fibra utilizado para los cálculos fue de K = 0.34 W/m K, la cual se obtuvo de las especificaciones por parte de la marca Morgan,

ya que esta es con la que trabaja el proveedor del ingenio, Refractarios Nacionales. El valor obtenido para esta resistencia es relativamente elevado comparado con los demás valores, como se muestra en el Cuadro 266 en la sección de anexos, por lo que se espera que al modificar el espesor del aislante o bien el tipo de aislante, se pueda obtener un aumento en esta resistencia y disminuir la cantidad de calor que pasa a través de ella.

La resistencia por convección del aire es la última resistencia planteada en el modelo utilizado de la resistencia total, para determinarla fue necesario encontrar la velocidad del aire para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección, esta se obtuvo a partir de datos recaudados por la estación meteorológica Costa Brava del instituto Privado de investigación sobre el cambio climático (ICC), para acceder a esta información se puede visitar el sitio web del instituto. Estas mediciones fueron realizadas desde el 01 de enero al 01 de julio del 2018, obteniendo un dato promedio para esta velocidad de 2.68 m/s. El mecanismo de aplicado fue la convección natural, para obtener el coeficiente de transferencia de calor del aire. La resistencia obtenida para cada equipo se encuentra en un rango de 0.012 a 0.026 K/W fue aún mayor que la que se presenta por parte del aislante la cual se encuentra en un rango de 0.006 a 0.011 K/W, como se observa en el cuadro 255, debido a que la conductividad del aire es menor que la del aislante utilizado actualmente. Al aplicar el modelo de la resistencia total planteado se determinó la cantidad de calor que se está transfiriendo al ambiente para cada equipo. Este calor se interpreta como el calor que el equipo no está aprovechando, según sea el tipo de tacho que se está analizando se espera cierta tendencia en las pérdidas. En el caso de los tachos de primera las pérdidas obtenidas se muestran en el Cuadro 44 en la sección de resultados. Se observa que las pérdidas se encuentran en un rango de 2304 W hasta 3853 W, las pérdidas se calcularon en base al tiempo de operación del equipo, siendo este de 2 horas en promedio. El cálculo de pérdidas térmicas se llevó de la misma forma para los tachos de segunda, variando únicamente las propiedades de la materia prima, las temperaturas medidas de superficie, condiciones de operación del equipo y sus dimensiones, pero se sigue la misma metodología y los mismos cálculos que se realizaron para los tachos de primera. Los tachos de segunda presentan una pérdida al medio ambiente en un rango de 3400 W hasta 4250 W, como se observa en el Cuadro 44. Y para los tachos de tercera se tiene que las pérdidas térmicas al medio ambiente para cada uno de ellos es de 3258 W y 3384 respectivamente, como se observa en el Cuadro 45.

Estas pérdidas obtenidas no consideran la transferencia de calor por medio del mecanismo de radiación a partir de la superficie del equipo hacia el medio ambiente, es por esto que se tomaron en cuenta para encontrar las pérdidas totales. Para calcular estas

pérdidas por radiación se utilizó la ecuación 71, presentándose en los cuadros 44, 45 y 46 según el tipo de tacho. Ya que el mecanismo por radiación se lleva de forma paralela al modelo de la resistencia total, la cantidad de calor total transferida al medio ambiente se obtiene al sumar las pérdidas por resistencia total y por radiación, esta cantidad se presenta en los cuadros 44, 45 y 46 de la sección de resultados.

Debido a que solamente con el rango en el que se encuentran las pérdidas totales no se llegar a concluir si las pérdidas varían según el tipo de tacho, para esto se utilizó el porcentaje que representan estas pérdidas en comparación al calor que está ingresando al sistema gracias al vapor, los valores para cada equipo se encuentran en los cuadros 44, 45 y 46 de la sección de resultados. Este porcentaje va a cambiar según el tipo de tacho, para los de primera se tiene que en los equipos 7, 12 y 14 sus valores están en 5.27%, 3.93% y 4.16% respectivamente. Pero para los tachos 8, 9 y 10 los porcentajes son 7.79%, 7.84% y 15.77%, esto se debe a una variación en el diseño de estos, ya que son más pequeños que los otros equipos, en cuanto al volumen de producción por templa, por ende también en su dimensionamiento. Estos tres tachos trabajan con las mismas presiones de vapor que los otros, en el mismo tiempo de operación, pero poseen un área de transferencia de calor menor que las de los otros equipos. Por lo que se espera, que el calor no aprovechado por el jugo sea mayor y las pérdidas hacia el medio ambiente sean superiores a las de los tachos 7, 12 y 14.

Para los tachos de segunda los porcentajes obtenidos fueron de 10.68%, 9.64%, 10.42% y 9.62% para los equipos 3, 4, 5, 6 y 7 respectivamente, son datos muy cercanos ya que los cuatro tachos cuentan con un volumen de trabajo muy parecido y el mismo tiempo de operación para llevar a cabo la templa. Para los tachos de tercera fueron de 14.19% y 15.08%, respectivamente. Al comparar los rangos de los porcentajes se observa que las pérdidas térmicas para los tachos de tercera representan un mayor porcentaje en razón al calor cedido por el vapor al sistema. Los factores que pueden influir en la cantidad de calor que el vapor cede al sistema son las propiedades del fluido de trabajo así como el tiempo de operación, pero se tomó como factor principal el tiempo de operación, ya que para un tacho de primera son solamente 2 horas a comparación de un tacho de tercera con 4.5 horas de operación. Como se observa en la Figura 15, los tachos que deberían de priorizarse en cuanto a trabajar en ellos, con la nueva propuestas de espesor de aislamiento discutida más adelante para disminuir sus pérdidas térmicas son los tachos 1 y 2 que son de tercera y el tacho 10 de primera. Se sugiere que la industria realice un análisis económico de esta implementación para estos tres equipos mencionados, para ver si es rentable la instalación.

Debido a las pérdidas encontradas y el porcentaje que estas representan en términos del calor que está ingresando al sistema por parte del vapor, se propone un nuevo espesor de un aislante distinto al que se está utilizando actualmente, como lo es la fibra de vidrio. La información detallada de este aislante se encuentra en el módulo "Revisión y evaluación comparativa de materiales aislantes para tuberías de jugo de caña y vapor del área de fábrica". Se seleccionó este aislante debido a su baja conductividad térmica, la cual era de $K = 0.048 \text{ W/m K}$, y su costo en comparación al aislante que se utiliza actualmente. Los nuevos espesores propuestos se encuentran en los cuadros 47, 48 y 49 en la sección de resultados. Se analizaron las pérdidas obtenidas a partir de sustituir la resistencia por conducción del aislante anterior por la resistencia de esta nueva propuesta. Con estas nuevas pérdidas se determinó el porcentaje que estas representan ante el calor cedido por el vapor, los cuales se encuentran en un rango de 1% a 9% al hacer la diferencia entre ambos porcentajes, tanto el obtenido con el aislante actual como el del nuevo aislante. Con esta diferencia se encuentra el ahorro en energía que representaría implementar el nuevo aislante utilizando el radio crítico como espesor.

Los valores obtenidos para el espesor de la nueva propuesta de aislante se encuentran en un rango de 0.03 a 0.07 metros, como se muestra en el Cuadro 267 en la sección de anexos. Al comparar este rango de espesores contra el espesor actual de 1.5 pulgadas, se observa que para algunos equipos es necesario utilizar el doble de espesor o bien uno muy similar. Para trabajar con este nuevo aislante se sugiere sostenerlo de la misma forma en la que se trabaja actualmente, utilizando malla y lámina troquelada como recubrimiento. Se sugiere realizar un análisis económico de la instalación del nuevo aislante, considerando el ahorro que presenta utilizarlo en el equipo y en cuánto tiempo se recupera la inversión, para evaluar si es viable cambiarlo o no.

D. Módulo 4: Determinación y cuantificación de las pérdidas térmicas en evaporadores de tercer, cuarto y quinto efecto, utilizando balances de masa y energía; propuesta de un espesor de aislante para dichos equipos en un ingenio azucarero.

El objetivo principal de este trabajo de investigación es la determinación y cuantificación de las pérdidas térmicas que se dan en el proceso de evaporación en un ingenio azucarero, específicamente en los evaporadores del tercer, cuarto y quinto efecto. Las zonas de estudio en los evaporadores se establecieron en las distintas áreas por las cual se conforman los equipos estudiados, al ser evaporadores del tipo Roberts y de múltiple efecto; cuentan con fondo, calandria y cuerpo. Cada uno de estos se estudió por separado para la determinación de la pérdida al ambiente del equipo y la importancia de algún tipo de aislante si fuera el caso. Para la cuantificación de la energía en forma de calor suministrada al ambiente se utilizó el modelo de resistencias para cada parte del equipo estudiado. Como se observa en el cuadro de las pérdidas por efecto, el tercer efecto es el que posee una mayor pérdida. Esto se debe a que el jugo entra a una temperatura mayor a los otros dos efectos; 95°C en comparación de 89°C y 81°C respectivamente. Al mismo tiempo entra vapor a los equipos con una presión mucho mayor a los otros dos efectos, ya que este no trabaja con vacío y trabaja en paralelo a diferencia del cuarto y quinto efecto que trabajan con vacío y de manera continua. Sin embargo el calor perdido total es más grande en el quinto efecto, en donde la pérdida total es la suma entre la pérdida al ambiente más la acumulación del vapor que se debe reponer por perderlo en el efecto anterior. Por lo que en el último efecto tendrá un valor elevado.

En cada uno de los evaporadores se tomó en cuenta los diferentes modelos propuestos para la transferencia de calor. El desglose de cada uno queda de la siguiente manera.

En el fondo del evaporador se tiene una transferencia de calor interna del jugo concentrado hacia la lámina del equipo, luego una conducción a través de las superficies rígidas y por ultimo una convección natural y pérdidas por radiación al ambiente.

En la calandria del equipo se trabajó con una transferencia de calor externa forzada sobre un banco de tuberías (vapor al jugo) y al mismo tiempo una convección interna (jugo al vapor) para que se llevara a cabo la transferencia de calor más importante en este proceso. Luego el calor se transfiere gracias a la conductividad de los materiales que están

recubriendo el evaporador, por ultimo las pérdidas por convección natural y radiación al exterior.

Para finalizar el cuerpo del evaporador se cuenta con una transferencia de calor por convección interna del vapor hacia la lámina del equipo, la transferencia que se lleva a cabo por la conducción de los materiales próximos a la lámina y las pérdidas al ambiente por radiación y convección natural.

Dentro de los tubos de la calandria se manejan temas importantes que afectan el aprovechamiento del calor hacia la solución. Ya que se dentro de los tubos se lleva a cabo una ebullición y se trabaja con soluciones de sacarosa, esta va dejando incrustaciones dentro de la tubería con el pasar del tiempo de operación del equipo. Este es un tema que se debe tomar en cuenta en la transferencia de calor, ya que esta capa dependiendo del grosor puede afectar significativamente la transferencia que se lleva a cabo tanto dentro como fuera de los jugos. Por el lado del vapor se tiene una incrustación muy pequeña ya que el agua evaporada no lleva contaminantes. Sin embargo las incrustaciones de la soluciones de sacarosa son considerables. Durante el cálculo del calor transferido se tomó en cuenta los factores de incrustación tanto para el vapor por fuera de los tubos y la incrustación del jugo clarificado dentro de las tuberías, para poder integrar dichos términos a la transferencia de calor total en la calandria se utilizó el coeficiente global de transferencia de calor incluyendo la transferencia e incrustación del vapor y la transferencia e incrustación del jugo. Vale la pena mencionar que se debe llevar a cabo una limpieza de los tubos, según un modelo estudiado durante la investigación se debe llevar a cabo la limpieza con soda de los tubos del evaporador cada cinco días, esto se debe a que el coeficiente global de la transferencia disminuye conforme pasan las horas en operación. Con el modelo estudiado se concluye que cuando un equipo tiene cinco días de operación el coeficiente disminuye a un 80%. Por lo que es un buen parámetro para definir las horas necesarias a las que se debe hacer una limpieza en los equipos de evaporación.

Los fondos en un evaporador son de mucha importancia al igual que la calandria o el cuerpo, en esta parte se van acumulando el jugo evaporado proveniente de la calandria por el tubo central. Esta área de modelo como un cono invertido por cuestiones de área superficial y el diámetro del mismo. Este jugo acumulado está siendo transportado al siguiente efecto de evaporación o el siguiente proceso si fuera el caso por una bomba instalada en el fondo del equipo. La temperatura del jugo concentrado se debe mantener lo más alta posible, si esta comienza a bajar se va a requerir una mayor cantidad de vapor utilizado en el siguiente efecto, por lo que si estos están aislados térmicamente de manera incorrecta quiere decir que se requiere una cantidad mayor de calor para poder evaporar. Durante este estudio se llevó a cabo el conocimiento de los fondos pertenecientes a cada

uno de los equipos, determinando que únicamente el “Ter1” está aislado térmicamente, todos los demás a partir de dicho evaporador se encuentran sin algún tipo de aislante en el fondo. Las pérdidas son mayores en comparación a las otras partes del evaporador, superando más de 10 kJ/s (kW) en comparación del rango que se mantiene en las otras áreas. El problema se da cuando no se aíslan estos equipos con un material que deje pasar la menor cantidad de calor al ambiente. El único material que se interpone entre todo el calor del jugo y el ambiente es la lámina del equipo de evaporación, la cual en lugar de ayudar perjudica, ya que la lámina es un material que conduce muy bien la energía, en vez de retener la energía, colabora en transportarla. Toda esta energía perdida en los fondos de los evaporadores se discutirá con detenimiento más adelante, ya que esta representa una pérdida económica para el ingenio azucarero y se hará propuesta de una solución que ayuda a disminuir la cantidad de calor que se pierde al ambiente.

Como se mencionó anteriormente en los fondos de los equipos de evaporación existe la mayor cantidad de pérdidas en todo el proceso, en donde se obtiene un 66% de las pérdidas totales al ambiente en el banco de evaporadores, la principal razón es que nueve equipos de los diez existentes no cuentan con algún tipo de aislante térmico en su superficie. Haciendo que se pierdan 165.5 kJ/s (kW).

Para la propuesta de un nuevo espesor de aislante se utilizó la definición del radio crítico. El cual es el valor en el cual se obtiene una menor pérdida térmica según la conductividad térmica y el coeficiente de transferencia por convección en el equipo estudiado. Los valores para el fondo y la calandria de los evaporadores fluctuaba en el valor de 0.3810 m (1.5 in). En la parte de los fondos de los evaporadores se obtuvo que el espesor que estos debían tener era de 0.0127 mm (0.5 in). Los espesores de la calandria y del cuerpo concuerdan con los valores instalados actualmente en el ingenio, sin embargo en los fondos no se tiene ningún tipo de aislante para reducir las pérdidas que se dan al ambiente. Como segundo punto de la investigación se propuso un aislante térmico que tenía una menor conductividad y su precio era menos al de la fibra cerámica. El aislante que se utilizó para dicha propuesta fue la fibra de vidrio. Esta aislante tiene una conductividad térmica de 0.048 (w/m*K).

Utilizando esta nueva propuesta de aislante térmico se llegó a un ahorro de 37.95 kW en los evaporadores de tercer, cuarto y quinto efecto.

Durante la investigación se encontraron temas que pueden ampliarse realizando una continuación. El principal tema fue asumir que todo el vapor de agua que entra a la calandria se condensa, siendo esto una suposición, ya que no todo el vapor que entra a la calandria se condensa. Existe una cantidad de vapor que sale de los vasos como vapor no condensado el cual se pierde directamente al ambiente. Se llevó a cabo esta suposición

debido a que no se contaba con un medidor de flujo en el área del flujo condensado saliente de los equipos.

Otro error que se puede tomar en cuenta de este trabajo fue asumir que el aislante térmico de los evaporadores estaba colocado de manera ideal, esto quiere decir que estaba en buen estado y era uniforme en el contorno del vaso. Sin embargo esto no es cierto, ya que algunos aislantes tienen perforaciones o están mal colocados, lo cual afecta las pérdidas térmicas ya que son espacios que no cuentan con algún tipo de aislante, así como el deterioro del recubrimiento, que en este caso era el cemento.

E. Módulo 5: Análisis económico de pérdidas térmicas en los equipos de intercambio de energía en un ingenio azucarero, relacionando los recubrimientos térmicos actuales con los propuestos en las etapas del proceso industrial.

1. Análisis de resultados de intercambiadores de calor

En referencia con Cuadro 53 se puede mencionar que la cantidad total de pérdidas térmicas en razón de quetzales, para los equipos de intercambiadores de calor en el período de zafra 2,017-2,018 es de Q771,906.46, dicha cantidad se obtuvo a partir de la obtención de los kilowatts perdidos por cada uno de los equipos durante su operación representados en la columna “Q Perdido”, después se realizó el producto relacionando las horas de trabajo por cada uno de los intercambiadores en el período de zafra 2,017-2,018, el valor en quetzales del kW*h bajo el que se encuentra el ingenio azucarero y kilowatts perdidos para cada equipo de intercambiadores de calor, dentro del análisis se puede mencionar que el rango monetario de pérdidas por cada uno de los equipos se encuentra entre Q7,334.08 a Q103,472.16. Perteneciendo el valor mínimo de pérdida al intercambiador 9 de jugo alcalizado y el valor máximo de pérdida al intercambiador 2 de jugo alcalizado.

Los costos del material aislante actual para los intercambiadores de calor de coraza y tubos se detallan en la Cuadro 54. Los intercambiadores de calor de coraza y tubos actualmente poseen un recubrimiento térmico de fibra cerámica de 0.0127 m de grosor, en la columna de “Área requerida” se representa el área en metros cuadrados requerida de recubrimiento térmico para cada uno de los equipos de intercambiadores de calor de coraza y tubos, por el mismo camino la columna de “Costo” representa la cantidad monetaria en quetzales que representa dichos metros cuadrados de recubrimiento para

cada uno de los intercambiadores de calor, esto tomando en cuenta el costo en quetzales por el metro cuadrado de fibra cerámica con el grosor 0.0127 m, el cual se cotizó en Q21.57 por metro cuadrado, detallado en las tablas 45 y 46 en la sección de anexos. El costo del material actual de los intercambiadores de calor de coraza y tubos es de Q3,535, aproximadamente. Respecto al costo de implementación del material aislante actual para los intercambiadores de calor de placas no se realizó debido a que el material aislante que estos poseen es una especie de “chaqueta” de Pyrogel, removible, no instalada de forma adecuada y al momento de realizar las mediciones en dichos equipos muchos de los intercambiadores ya no poseían dichas chaquetas.

El material aislante que se propone es el de fibra cerámica para los equipos de intercambiadores de calor de coraza y tubos, con la modalidad que esta sea de 0.0254 m de grosor detallado en la cuadro 55, en la columna de “Área requerida” se representa el área en metros cuadrados requerida de recubrimiento térmico para cada uno de los equipos de intercambiadores de calor de coraza y tubos, por el mismo camino la columna de “Costo” representa la cantidad monetaria en quetzales que representa dichos metros cuadrados de recubrimiento para cada uno de los intercambiadores de calor, esto tomando en cuenta el costo en quetzales por el metro cuadrado de fibra cerámica con el grosor de 0.0254 m, especificado en los cuadros 338 y 339 de la sección de anexos, el cual se cotizó en Q54.82 por metro cuadrado. Obteniendo un resultado de Q8,984, aproximadamente, para la compra de dicho aislante para los equipos de intercambiadores de calor de coraza y tubos.

En base con la cuadro 56 el material aislante propuesto para los equipos de intercambiadores de calor de placas es la fibra de vidrio con un grosor de 0.003 m, en la columna de “Área requerida” se representa el área en metros cuadrados requerida de recubrimiento térmico para cada uno de los equipos de intercambiadores de calor de coraza y tubos, por el mismo camino la columna de “Costo” representa la cantidad monetaria en quetzales que representa dichos metros cuadrados de recubrimiento para cada uno de los intercambiadores de calor de placas, esto tomando en cuenta el costo en quetzales por el metro cuadrado de fibra de vidrio con el grosor de 0.0254 m, el cual se cotizó en Q3.16 por metro cuadrado referido en los cuadros 336 y 337 en la sección de anexos, los costos del material aislante propuesto para los intercambiadores de calor de placas es de Q121, aproximadamente.

Las posibles pérdidas monetarias en los equipos de intercambiadores de calor debido a la implementación del material de recubrimiento propuesto se detallan en el Cuadro 57,

la columna de “Q Perdido nuevo”, muestra las posibles pérdidas térmicas en los intercambiadores, en kilowatts, obtenidas a partir de un análisis teórico con el aislante térmico propuesto en los equipos, la columna de “Cantidad monetaria” hace referencia a la cantidad monetaria representativa de las posibles pérdidas térmicas se obtuvo a partir de la multiplicación de las posibles pérdidas térmicas en kilowatts, las horas de operación registradas para cada uno de los equipos de intercambiadores de calor en el período de zafra 2,017-2,018 y el valor de kilowatt por hora bajo el que se encuentra el ingenio, obteniendo un total de Q66,740.13 respecto a la cantidad monetaria representativa de dichas posibles pérdidas térmicas

El Cuadro 58 hace referencia a los resultados de los costos y beneficios debido al recubrimiento térmico propuesto en los equipos de intercambiadores, donde la inversión inicial es el costo de los materiales propuestos el cual es de Q9,105.83, por otro camino el beneficio anual se representa por medio del ahorro debido a la diferencia de las pérdidas térmicas actuales con la diferencia de las posibles pérdidas térmicas obtenidas a partir del análisis teórico para los equipos intercambiadores de calor con los recubrimientos propuestos, los egresos anuales es la cantidad monetaria debido a las posibles pérdidas térmicas en los equipos con el recubrimiento térmico propuesto, dichos egresos anuales son de Q66,740.13. Por otro camino la TMAR utilizada es de 13.16%, obtenida de los datos respecto a un préstamo a plazo fijo en el Banco de Guatemala.

El flujo neto de efectivo para los equipos de intercambiadores de calor se muestra en el cuadro 59. La fila de “FNE” representa el flujo neto de efectivo a lo largo de la vida útil de los materiales de recubrimiento térmico propuesto, dicha vida útil es de 35 años, por lo que el análisis se realizó a lo largo de dichos 35 años en períodos de 5 años, El flujo neto de efectivo se obtiene a partir del gasto de la inversión inicial en el período 0 y la resta de los egresos a los beneficios durante el resto del análisis. La columna de FNE acumulada representa el flujo neto de efectivo acumulado a lo largo de los 35 años, este se realiza a partir de la sumatoria de cada FNE con el resultado del FNE del período anterior. El último flujo neto de efectivo acumulado posee un valor de Q22,336,081.92 al final del año 35.

En cuanto a los resultados obtenidos respecto al análisis económico de retorno de la inversión que se observan en el Cuadro 60, se puede decir que el proyecto de implementación de recubrimiento térmico propuesto es rentable debido al valor positivo del “VNA” o valor neto actual tomando en cuenta los flujos netos de efectivo y la inversión inicial del proyecto, el VNA obtenido es de Q14,038,598.56 es decir que aproximadamente esto se puede obtener de beneficio en el tiempo considerando una TMAR del 13.16%.

Respecto a la TIR o tasa interna de retorno considerando todos los flujos netos de efectivo a lo largo de los 35 años de vida útil de los materiales se obtuvo de 35,056%, por lo que al obtener un TIR bastante superior a la TMAR utilizada se considera el proyecto como económicamente viable. En cuanto al período de retorno de la inversión se obtuvo de 5.13 días aproximadamente, suponiendo meses de 30 días, 12 meses durante un período de 5 años, lo cual afirma nuevamente la rentabilidad y desempeño económico del proyecto debido a la vida útil de los materiales de recubrimiento térmico tan elevada en comparación con el período de recuperación de inversión.

2. Análisis de resultados de tachos de lote

El Cuadro 61 hace referencia a la cantidad monetaria representativa debido a las pérdidas térmicas de los equipos de tachos por lote en el período de zafra 2,017-2,018, la cantidad total de pérdidas térmicas en razón de quetzales, para los equipos de tachos por lote en el período de zafra 2,017-2,018 es de Q53,800.56, dicha cantidad se obtuvo a partir de la obtención de los kilowatts perdidos por cada uno de los tachos durante su operación representados en la columna “Q Perdido”, posteriormente se realizó la operación de producto relacionando las horas de trabajo por cada uno de los tachos en el período de zafra 2,017-2,018, el valor en quetzales del kW*h bajo el que se encuentra el ingenio azucarero, que es de Q0.31, y los kilowatts perdidos para cada equipo de tacho, dentro del análisis se puede mencionar que el rango monetario de pérdidas por los tachos se encuentra entre Q3,409.43 a Q5,513.31. Perteneciendo el valor mínimo de pérdida al tacho 8 y el valor máximo de pérdida al tacho 10.

Los equipos de tachos por lote actualmente poseen un recubrimiento térmico de fibra cerámica de 0.0381 m de grosor, en el cuadro 62 se detallan los costos de dicho material, en la columna de “Área requerida” se representa el área en metros cuadrados requerida de recubrimiento térmico para cada uno de los equipos de tachos, por el mismo camino la columna de “Costo” representa la cantidad monetaria en quetzales que representa dichos metros cuadrados de recubrimiento para cada uno de tachos, esto tomando en cuenta el costo en quetzales por el metro cuadrado de fibra cerámica con el grosor de 0.0381 m, el cual se cotizó en Q77.65 por metro cuadrado referidos en los cuadros 338 y 339 en la sección de anexos. Obteniendo un resultado de Q54,707.75, aproximadamente, para los costos de dicho aislante en los equipos de tachos por lote.

En el Cuadro 63 se representa el costo del material aislante propuesto para los tachos por lote, el material que se propone es el de Fibra de vidrio para los equipos de tachos,

con la modalidad que esta sea de espesores de 0.0381 m , 0.0508 m y 0.0762 m de grosor, según sea el caso el espesor propuesto para cada tacho, dicho espesor propuesto se detalla en la columna de “Espesor propuesto”, en la columna de “Área requerida” se representa el área en metros cuadrados requerida de recubrimiento térmico para cada uno de los equipos de tachos, por el mismo camino la columna de “Costo” representa la cantidad monetaria en quetzales que representa dichos metros cuadrados de recubrimiento, esto tomando en cuenta el costo en quetzales por el metro cuadrado de fibra de vidrio con el grosor propuesto, los cuales se cotizaron en precios especificados en la columna de “Costo/m²” en los cuadros 336 y 337 en la sección de anexos. Obteniendo un resultado de Q22,687.15, aproximadamente, para la implementación de dicho aislante en los equipos.

El Cuadro 64 detalla la cantidad monetaria debido a las posibles pérdidas térmicas con el material propuesto, la columna de “Q Perdido” muestra las posibles pérdidas térmicas en los equipos, en kilowatts, obtenidas a partir del análisis teórico con el aislante térmico propuesto, la columna de “Cantidad monetaria” hace referencia a la cantidad monetaria representativa de las posibles pérdidas térmicas con los recubrimientos térmicos propuestos en los equipos, dicha cantidad monetaria se obtuvo a partir del producto de las posibles pérdidas térmicas en kilowatts, las horas de operación registradas para cada uno de los equipos de tachos en el período de zafra 2,017-2,018 y el valor de kilowatt por hora bajo el que se encuentra el ingenio, obteniendo un total de Q19,966.66 respecto a la cantidad monetaria representativas de las posibles pérdidas térmicas con los materiales de aislamiento propuestos.

En cuanto a los datos para el análisis de retorno de la inversión respecto a la implementación de los recubrimientos térmicos propuestos para los equipos de tachos por lote, los cuales se detallan en el Cuadro 65, se utilizó como inversión inicial el costo de los materiales propuestos el cual es de Q22,687.15, por otro camino el beneficio anual se representa por medio del ahorro debido a la resta de la cantidad monetaria de las pérdidas térmicas actuales con la cantidad monetaria de las posibles pérdidas térmicas obtenidas por los recubrimientos propuestos, los egresos anuales lo representa la cantidad monetaria de las posibles pérdidas térmicas con los materiales de aislamiento propuestos, dichos egresos anuales son de Q19,966.66. Por otro camino la TMAR utilizada es de 13.16%, obtenida de los datos respecto a un préstamo a plazo fijo en el Banco de Guatemala.

El flujo neto de efectivo para los equipos de tachos por lote se muestra en el Cuadro 66. La fila de "FNE" representa el flujo neto de efectivo a lo largo de la vida útil de los materiales de recubrimiento térmico propuesto, dicha vida útil es de 35 años, por lo que el análisis se realizó a lo largo de dichos 35 años en períodos de 5 años, El flujo neto de efectivo se obtiene a partir del gasto de la inversión inicial en el período 0 y la resta de los egresos a los beneficios durante el resto del análisis. La columna de FNE acumulada representa el flujo neto de efectivo acumulado a lo largo de los 35 años, este se realiza a partir de la sumatoria de cada FNE con el resultado del FNE del período anterior. El último flujo neto de efectivo acumulado posee un valor de Q325,318.06 al final del año 35.

En cuanto a los resultados obtenidos respecto al análisis económico de retorno de la inversión, que se observan en el Cuadro 67, se puede decir que el proyecto de implementación de recubrimiento térmico propuesto es rentable debido al valor positivo del "VNA" o valor neto actual tomando en cuenta los flujos netos de efectivo y la inversión inicial del proyecto, el VNA obtenido es de Q234,599.60 es decir que aproximadamente esto se puede obtener de beneficio en el tiempo considerando una TMAR del 13.16%. Respecto a la TIR o tasa interna de retorno considerando todos los flujos netos de efectivo a lo largo de los 35 años de vida útil de los materiales se obtuvo de 290%, por lo que al obtener un TIR elevado a la TMAR utilizada se considera el proyecto como económicamente viable. En cuanto al retorno de la inversión detallado en el cuadro 67 se obtuvo de 588.97 días aproximadamente, suponiendo meses de 30 días, 12 meses durante un período de 5 años, lo cual afirma nuevamente la rentabilidad y desempeño económico del proyecto debido a la vida útil de los materiales de recubrimiento térmico tan elevada en comparación con el período de recuperación de inversión, el cual es de 1.61 años, aproximadamente.

3. Análisis de resultados de evaporadores

En el Cuadro 68 se detalla la cantidad monetaria debido a las pérdidas actuales en los equipos de evaporadores en dicha tabla se detalla que la cantidad total de pérdidas térmicas en razón de quetzales, para los equipos de evaporadores en el período de zafra 2,017-2,018 es de Q524,379.64, dicha cantidad se obtuvo a partir de la obtención de los kilowatts perdidos por cada uno de los evaporadores durante su operación representados en la columna "Q Perdido", posteriormente se realizó la multiplicación relacionando las horas de trabajo por cada uno de los evaporadores en el período de zafra 2,017-2,018, el valor en quetzales del kW*h bajo el que se encuentra el ingenio azucarero, que es de Q0.31, y los kilowatts perdidos para cada equipo de evaporador, dentro del análisis se

puede mencionar que el rango monetario de pérdidas por los evaporadores se encuentra entre Q12,533.65 a Q35,247.08. Perteneciendo el valor mínimo de pérdida al evaporador 21 y el valor máximo de pérdida al evaporador 14.

Los equipos de evaporadores actualmente poseen un recubrimiento térmico de fibra cerámica de 0.0381 metros de grosor en el cuerpo y calandria del evaporador mostrado en el Cuadro 343 en la sección de anexos, en dicho cuadro en la columna de "Área requerida" se representa el área en metros cuadrados requerida de recubrimiento térmico para cada uno de los equipos de evaporadores, por el mismo camino la columna de "Costo" representa la cantidad monetaria en quetzales que representa dichos metros cuadrados de recubrimiento para cada uno de los evaporadores, esto tomando en cuenta el costo en quetzales por el metro cuadrado de fibra cerámica con el grosor de 0.0381, el cual se cotizó en Q77.65 por metro cuadrado mostrado en los cuadros 338 y 339 en la sección de anexos. Obteniendo un resultado de Q120,340.13 para el recubrimiento térmico actual para la calandria y el cuerpo de los evaporadores, aproximadamente.

En el Cuadro 345 de la sección de anexos se muestran los costos del recubrimiento actual de los evaporadores, el recubrimiento actual del fondo de los evaporadores es de fibra de vidrio de 0.0127 metros de espesor, el cual se cotizó a un precio de Q10.40 por metro cuadrado del material con referencia a dicho espesor detallado en los cuadros 338 y 339 en la sección de anexos, los evaporadores con dicho recubrimiento térmico son todos los de pre y primer efecto, todos los evaporadores de segundo efecto y únicamente el primero de tercer efecto, por lo mismo solo se realizó el costeo para los fondos de dichos evaporadores con el material de fibra de vidrio. Respecto a la fibra de vidrio se obtuvo un costo total de Q2,594.70 para el recubrimiento de los fondos de los evaporadores anteriormente mencionados.

El costo total de los recubrimientos térmicos actuales para los evaporadores se muestran en el Cuadro 69, dicho costo es de Q122,934.83, esto tomando en cuenta los costos de recubrimiento térmico actual del cuerpo, calandria y fondo de los evaporadores.

Por otra parte el Cuadro 311 muestra los costos totales para los materiales de recubrimiento térmico propuestos para los equipos de evaporadores, dicho recubrimiento térmico es el de fibra de vidrio con diferentes espesores para los cuerpos, calandrias y fondos de los evaporadores detallados en los cuadros 346, 347 y 348 respectivamente en la sección de anexos. El costo total debido a la implementación de recubrimiento térmico de fibra de vidrio con diferentes espesores en los cuerpos, calandrias y fondos de los

evaporadores se obtuvo de Q30,345.22, explicado en el cuadro 70 siendo el recubrimiento propuesto de los cuerpos de los evaporadores los que mayor costo poseen con Q19,873.80.

En el Cuadro 71 se detallan las posibles pérdidas monetarias debido a la implementación de los recubrimientos térmicos propuestos en los equipos de evaporadores, la columna de “Q Perdido” muestra las posibles pérdidas térmicas en los equipos, en kilowatts, obtenidas a partir de un análisis teórico con el aislante térmico propuesto, la columna de “Cantidad monetaria” hace referencia a la cantidad monetaria representativa de las posibles pérdidas térmicas con los recubrimientos térmicos propuestos en los equipos, dicha cantidad monetaria se obtuvo a partir del producto de las posibles pérdidas térmicas en kilowatts, las horas de operación registradas para cada uno de los equipos de evaporadores en el período de zafra 2,017-2,018 y el valor de kilowatt por hora bajo el que se encuentra el ingenio, obteniendo un total de Q463,877.62 respecto a la cantidad monetaria representativas de las posibles pérdidas térmicas con los materiales de aislamiento propuestos.

En cuanto a los resultados utilizados para el análisis de retorno de la inversión respecto a la implementación de los recubrimientos térmicos propuestos para los equipos de evaporadores mostrados en el Cuadro 72, se utilizó como inversión inicial el costo de los materiales propuestos el cual es de Q30,345.22, por otro camino el beneficio anual se representa por medio del ahorro debido a la resta de la cantidad monetaria de las pérdidas térmicas actuales con la cantidad monetaria de las posibles pérdidas térmicas obtenidas por los recubrimientos propuestos, los egresos anuales es la cantidad monetaria obtenidos de las posibles pérdidas con la implementación de los recubrimientos térmicos propuestos, dichos egresos anuales son de Q436,877.62. Por otro camino la TMAR utilizada es de 13.16%, obtenida de los datos respecto a un préstamo a plazo fijo en el Banco de Guatemala.

El flujo neto de efectivo para los equipos de evaporadores se muestra en el Cuadro 73. La fila de “FNE” representa el flujo neto de efectivo a lo largo de la vida útil de los materiales de recubrimiento térmico propuesto, dicha vida útil es de 35 años, por lo que el análisis se realizó a lo largo de dichos 35 años en períodos de 5 años, El flujo neto de efectivo se obtiene a partir del gasto de la inversión inicial en el período 0 y la resta de los egresos a los beneficios durante el resto del análisis. La columna de FNE acumulada representa el flujo neto de efectivo acumulado a lo largo de los 35 años, este se realiza a partir de la

sumatoria de cada FNE con el resultado del FNE del período anterior. El último flujo neto de efectivo acumulado posee un valor de Q-1,442,820.47 al final del año 35.

En cuanto a los resultados obtenidos respecto al análisis económico de retorno de la inversión mostrados en el Cuadro 74, se puede decir que el proyecto de implementación de recubrimiento térmico propuesto no es rentable debido al valor negativo del "VNA" o valor neto actual tomando en cuenta los flujos netos de efectivo y la inversión inicial del proyecto, el VNA obtenido es de Q-1,378,055.16 es decir que aproximadamente esto se puede obtener de pérdida en el tiempo considerando una TMAR del 13.16%. Respecto a la TIR o tasa interna de retorno considerando todos los flujos netos de efectivo a lo largo de los 35 años de vida útil de los materiales se obtuvo de -34%, por lo que al obtener un TIR menor a la TMAR y negativo se considera el proyecto como no económicamente viable, debido a que producirá pérdidas en vez de beneficios. En cuanto al retorno de la inversión obtenido es de 0 días debido a que todos los flujos netos de efectivo obtenidos son negativos esto determina que la inversión del proyecto nunca retornará, por lo que se reafirma que el proyecto en cuanto a los evaporadores con el recubrimiento propuesto no es económicamente viable.

4. Análisis de resultados en conjunto de los equipos de intercambio de energía

Las pérdidas térmicas registradas para los equipos de intercambio de energía: tachos, evaporadores e intercambiadores de calor durante el período de zafra 2,017-2,018 en el ingenio azucarero registran un monto de pérdida total de Q1,350,086.66, mostrado y detallado en el Cuadro 75, siendo los equipos de intercambiadores de calor los generadores de mayores pérdidas térmicas con una cantidad de Q771,906.46 representando el 57.17% de las pérdidas térmicas en los tres equipos, el segundo equipo generador de mayores pérdidas térmicas son los evaporadores con una cantidad monetaria de pérdida de Q524,379.64 representando el 38.84% de las pérdidas. Por último, pero, no menos importante los equipos de tachos únicamente generan el 3.98% de las pérdidas registradas totales en los tres equipos de intercambio de energía, dicho porcentaje es equivalente a Q53,800.56.

El costo de la implementación de los materiales de recubrimiento térmico que poseen actualmente los equipos de intercambio de energía es de Q181,177.58 detallados en los Cuadros 76 y 77, mientras que los costos debido a la implementación de los recubrimientos térmicos propuestos para los equipos de intercambio de energía son de Q62,137.37,

Teniendo una diferencia de Q119,040 entre los recubrimientos térmicos actuales respecto a los propuestos, detallados de igual forma en los Cuadros 76 y 77.

En el cuadro 78 se hace referencia a la cantidad monetaria de las posibles pérdidas térmicas debido a la implementación de los recubrimientos térmicos propuestos en los equipos de intercambio de energía se obtiene un costo total de Q523,584.41 debido a las posibles pérdidas con la implementación de dichos recubrimientos, siendo los evaporadores los equipos que representan una mayor cantidad monetaria de posibles pérdidas generando un costo de Q436,877.62, representando el 83.44% de las posibles pérdidas en los equipos de intercambio de energía debido a la implementación del recubrimiento térmico propuesto para cada equipo.

En el Cuadro 79 se pueden observar los resultados de los costos y beneficios debido a los recubrimientos térmicos propuestos en los equipos de intercambio de energía para la realización del análisis de retorno de la inversión para ello se utilizó de inversión inicial el costo de los materiales propuestos el cual es de Q523,584.41, por otro camino el beneficio anual se representa por medio del ahorro debido a la resta de la cantidad monetaria de las pérdidas térmicas actuales con la cantidad monetaria de las posibles pérdidas térmicas obtenidas por los recubrimientos propuestos, los egresos anuales es la cantidad monetaria obtenidos de las posibles pérdidas con la implementación de los recubrimientos térmicos propuestos, dichos egresos anuales son de Q523,584.41 .Por otro camino la TMAR utilizada es de 13.16%, obtenida de los datos respecto a un préstamo a plazo fijo en el Banco de Guatemala.

El flujo neto de efectivo para los equipos de intercambio de energía (intercambiadores de calor, tachos por lote y evaporadores) se muestra en el cuadro 80. La fila de "FNE" representa el flujo neto de efectivo a lo largo de la vida útil de los materiales de recubrimiento térmico propuesto, dicha vida útil es de 35 años, por lo que el análisis se realizó a lo largo de dichos 35 años en periodos de 5 años, El flujo neto de efectivo se obtiene a partir del gasto de la inversión inicial en el período 0 y la resta de los egresos a los beneficios durante el resto del análisis. La columna de FNE acumulada representa el flujo neto de efectivo acumulado a lo largo de los 35 años, este se realiza a partir de la sumatoria de cada FNE con el resultado del FNE del período anterior. El último flujo neto de efectivo acumulado muestra un montón de Q20,605,469.93 al final del año 35.

En cuanto a los resultados obtenidos respecto al análisis económico de retorno de la inversión mostrado en el cuadro 81 se puede decir que el proyecto de implementación de

recubrimiento térmico propuesto en los equipos de intercambio de energía analizados es rentable debido al valor positivo del “VNA” o valor neto actual tomando en cuenta los flujos netos de efectivo y la inversión inicial del proyecto, el VNA obtenido es de Q12,503,072 es decir que aproximadamente esto se puede obtener de beneficio en el tiempo considerando una TMAR del 13.16%. Respecto a la TIR o tasa interna de retorno considerando todos los flujos netos de efectivo a lo largo de los 35 años de vida útil de los materiales se obtuvo de 2,540%, por lo que al obtener un TIR mayor a la TMAR se considera el proyecto como un proyecto económicamente viable, debido a que producirá beneficios.

El período de retorno de la inversión obtenido es de 73.85 días aproximadamente, detallado en el cuadro 81, suponiendo meses de 30 días, 12 meses durante un período de 5 años, es importante destacar el desarrollo de análisis de otros tipos debido a que por separado el proyecto de implementación de recubrimientos térmicos propuestos en los equipos de evaporadores se obtuvo como un proyecto que no es económicamente viable, debido a una obtención de TIR, VNA y Retorno de la inversión negativo.

F. Módulo 6: Procedimiento para estandarización de medición por pérdida de energía en equipos de intercambio térmico en un ingenio azucarero.

1. Intercambiadores de calor

Según el Cuadro 82 de cada uno de los equipos, notamos el tiempo de los desplazamientos internos que se lleva en realizar las 5 mediciones de cada equipo. Los intercambiadores de concha y tubo también tienen una mayor variación estándar por el nivel de dificultad que representan las posiciones en las cuales la persona, que está realizando la medición, tiene que ajustarse, las cuales no son tan cómodas como las de un intercambiador de placas. Los tiempos más altos como lo podemos ver en el cuadro 82 fueron del intercambiador 8 y 9, siendo ambos de concha y tubo con 12.67 y 13.67 minutos respectivamente y los cuales presentan una mayor dificultad en el acceso a la entrada de vapor, sumado a las posiciones difíciles para tomar las medidas de entrada y salida de jugo.

Los datos de el Cuadro 82 reflejan que a mayor tamaño de intercambiador de placas mayor es el tiempo de medición esto se debe a los desplazamientos internos en el intercambiador y movimientos en la toma de mediciones (por ejemplo el mantener una posición firme para obtener una lectura estable con el termómetro láser). También se

identifica que los intercambiadores de jugo claro, que son los más pequeños, tienen el menor tiempo de medición.

2. Evaporadores

En el Cuadro 83 se puede observar que los mayores tiempos están en base a los equipos más grandes como por ejemplo en el 1er efecto en el PreA y en PreB son los más grandes y son los que mayor tiempo de medición toman con 17 minutos efectivos de medición cada uno, esto en comparación con los evaporadores más pequeños los cuales son los meladores, equipos que en promedio se les realiza la medición en 15 minutos efectivos. Este aumento de tiempo es debido a que existen ciertos movimientos para los evaporadores más grandes que generan y aumentan los tiempos. Durante la medición, no existe mayor variación en cuanto a las calandrias y los fondos pero hay que tener especial cuidado con los cuerpos ya que éstos sí pueden tener puntos aleatorios y reportar datos incorrectos.

La parte del evaporador que más consume tiempo es el fondo con un 43% del tiempo total de medición, esto se debe a que se encuentra en un nivel inferior de la fábrica de dónde está el cuerpo y la calandria. Debido a su ubicación y tamaño, no se tiene la suficiente visión ni alcance para identificar a qué evaporador pertenece, es más complicado identificar a qué fondo pertenece el evaporador que identificar a qué calandria pertenece el evaporador. Se dificulta mucho identificar el siguiente punto de medición debido a que solo está el aislante térmico como tal, y este no estaba en las mejores condiciones (en algunos casos) por lo cual costaba identificar el punto, aparte de esto la posición era aérea a comparación de la calandria que está a una altura de una persona promedio.

3. Tachos

Los tachos, son los equipos que se miden de manera más rápida debido a que no se tiene mucho espacio entre ellos, lo cual agiliza la movilidad y los puntos de medición están de manera accesible para la toma de medida con el termómetro láser. Su variación también es baja y la toma de estados (si está parado o funcionando) es de manera rápida sin mantener un control tan estricto. Los datos en el cuadro 84 oscilan entre los 5.5 minutos hasta los 8 minutos por tacho lo cual nos permitió tomar varias muestras en un período relativamente corto de tiempo.

El promedio de toma de tiempos está en seis minutos por tacho, estos datos si contemplan el tiempo de movimientos de la persona desde la sala de control y mientras

se va realizando las mediciones en cada uno de los tachos; e inclusive, en el cuadro 84 se observa la medición en el tacho 10 donde se visualiza un punto que es diferente a la secuencia con la que se toman normalmente los tiempos y se visualiza que éste ligero esto no es significativo al momento del tiempo de la medición.

4. Diagrama de red

Los tiempos de operación se podrían estandarizar solo si se diera un seguimiento detallado en el inicio de la zafra y se esté constantemente monitoreando el proceso; debido a que éste método sería casi imposible por factores de tiempo y logística, el análisis de datos en la toma de tiempo inicia con los datos recabado en el software con el que cuenta el ingenio- Logix5000. Para ello, se analizan los tiempos de cada uno de los intercambiadores y se toma la decisión de estudiar, analizar y supervisar ese intercambiador. De la gran cantidad de variables posibles que se pudieron utilizar para el presente estudio, se tomó en cuenta la ruta crítica está en base a una de estas posibilidades. El estudio tomó muestras y análisis intercalados de los intercambiadores para crear una ventana de tiempo dando lugar al proceso de retro lavado, período en el cual no se pueden tomar mediciones. La comunicación constante con la sala de control debe ser muy estrecha ya que brinda información y datos relevantes para tomar la mejor y más eficiente decisión sobre qué intercambiador de calor requiere medición y estudio y sobre cuál es mejor trabajar. La ruta crítica está dada por ciertos supuestos muy rigurosos para los equipos que tuvieron la mayor pérdida térmica, los cuales fueron los intercambiadores de calor. Se determinó que es una de las mejores rutas debido a que la distancia entre los equipos es poca y abarca el análisis desde el tiempo de toma de medidas por equipo hasta las ventanas de tiempos de 45 min que tienen cada uno de los intercambiadores de calor en operación antes que inicien con el retro lavado por 15 minutos. El problema se agrava porque los equipos no están en sincronización en tiempos ya que cada uno mantiene su respectivo ritmo y hora.

Por lo cual hay ciertos intercambiadores como los de jugo alcalizado de concha y tubo que consumen mucho tiempo en su medición debido a ciertos movimientos que se tienen que hacer; un claro ejemplo es la parte del intercambiador donde se realizan las tomas de medida de vapor, ya que en el mismo lapso de tiempo en que se miden los intercambiadores de concha y tubo, se podrían medir dos intercambiadores de placas y hacer el proceso más efectivo y con menos tiempos. La medición constante de los tiempos de los intercambiadores se realiza a través del claro avance de la tecnología, como lo es el software Logix5000, programa que determina el tiempo de operación y de retrolavado.

Se determinó en la ruta crítica que subir la menor cantidad de veces a la oficina y aprovechar la mayor cantidad de tiempo de medición en el campo, disminuye los tiempos generales. Por lo cual, los resultados arrojaron que si se inicia en el tercer nivel y se llevan a cabo las mediciones hacia arriba hasta el 5to nivel, se aprovecha el tiempo y se disminuyen tiempos y esfuerzos; ésto debido a que la mayoría de intercambiadores están en el tercer nivel y la sala de control está en el 5to nivel, lugar donde finalizan las mediciones y se verifican los demás equipos para las siguientes mediciones. Éste resultado también arrojó que se debe iniciar con los jugos claros y aprovechar el poco tiempo de medición que tienen para ir hacia más intercambiadores, cabe mencionar que dirigirse desde la sala de control hacia cada uno de los equipos después de anotar el tiempo que les falta de operación, es tiempo desperdiciado que se podría emplear en medir algún otro equipo. Debido a que los equipos no están sincronizado se pueden involucrar otros equipos con un tiempo de medición similar al que se está sugiriendo y tener en mente cuánto le hace falta para entrar a retrolavado por lo cual después de los dos jugos claros se propone dependiendo el tiempo que le falte al intercambiador 2, tomar otro intercambiador de tiempo similar en el nivel 3 y luego ya subir al nivel 4 a los intercambiadores restantes de jugo claro para terminar en la sala de control.

Con todos los datos e información anterior, se procedió a crear y elaborar un Manual de Procedimientos que estandarice el proceso en puntos de medición específica para reducir la pérdida de energía.

El tiempo total de medición fue de 120.5 min lo cual nos representa que teniendo estos supuestos los cuales son los óptimos e incluyendo nuestros supuestos el tiempo mínimo de medición debería de estar por encima de este tiempo. Los tiempos se pueden mejorar con una mejor comunicación con el centro de control para no subir a controlar cuales son los equipos que puedo medir y cuanto les falta.

5. Procedimiento de estandarización para equipos de intercambio térmico

El procedimiento de estandarización se realizó en base a los protocolos de entrada y experiencias personales de los integrantes del grupo. El principal objetivo de este procedimiento es asegurar la funcionalidad del proceso de forma secuencial y ordenada, estandarizando las actividades a fin de optimizar el uso de los recursos.

El orden va de forma cronológica en la parte de entrada en la planta, luego se dividió los equipos por proceso y cada uno de los futuros investigadores puede elegir su equipo

de prioridad según considere necesario. Por último, se hizo un diagrama de flujo para representar de manera gráfica el procedimiento de entrada y medición de equipos.

En el procedimiento de estandarización se logró estandarizar desde la parte del ingreso hasta la parte de toma de datos de cada uno de los equipos propuestos. Estos métodos como antes mencionado sirven para una mejor claridad del procedimiento que se tiene que llevar a cabo para comenzar a hacer un análisis de estos equipos. Los procedimientos pueden ayudar a tener una noción de como ir vestido y hacer ciertos trámites de entrada que el ingenio requiere para no perder tiempo.

G. Módulo 7: Revisión y evaluación comparativa de materiales aislantes para tuberías de jugo de caña y vapor del área de fábrica.

El objetivo principal de esta investigación fue realizar una revisión del estado de los materiales actuales utilizados en el aislamiento de las tuberías de jugo de caña y vapor del área de fábrica de un ingenio azucarero. Además de hacer una evaluación comparativa con los materiales aislantes disponibles en el mercado guatemalteco, con el fin de conocer el aislante que presentará las mejores características de aislamiento (conductividad térmica, costo, disponibilidad, facilidad de montaje y desmontaje), para poder hacer una propuesta de cambio de aislamiento en las tuberías con material aislante dañado o carente del mismo.

Para cuantificar el área de las tuberías de jugo de caña y de vapor que tienen aislamiento dañado o carente del mismo, se realizaron mediciones de longitud de tubería, diámetro de tubería, espesor de tubería, temperatura del proceso, temperatura superficial del aislante dañado, temperatura de externa de la tubería en caso no hubiera aislamiento.

Las estimaciones de las mediciones de los tramos de tubería nos indican que un 55% de la tubería de jugo de caña y un 37% de la tubería de vapor tienen aislamiento dañado o que carece del mismo (cuadros 85 y 86). Luego mediante cálculos matemáticos, se estimó la transferencia de calor actual para ambos fluidos (cuadros 85 y 86) y se realizó la estimación del costo anual de las pérdidas actuales totalizando valores de Q.132,881.11 para las tuberías de jugo de caña y Q. 174,201.61 para tuberías de vapor.

En las tuberías de jugo de caña, podemos observar tramos carentes de aislamiento y otros donde se han realizado reparaciones defectuosas o cambios de tubería. En estos tramos no se ha recolocado aislamiento de nuevo, dejando la tubería al descubierto, algunas áreas presentan aislamiento dañado debido a recubrimiento con materiales no adecuados (cemento refractario). En las tuberías de vapor se tiene tramos que carecen de aislamiento, el aislamiento dañado tiene pequeños tramos dañados por reparaciones o desgaste del aislamiento por acción del medio ambiente. Los accesorios de tubería y las entradas de tubería a otros equipos se dejan al desnudo. Lo que produce pérdidas térmicas, económicas y son un riesgo para la seguridad de los operadores de la planta.

En la comparación de los aislantes en uso y los disponibles en el mercado guatemalteco, para seleccionar el aislamiento más que cumpla con los requerimientos de conductividad térmica, costo, disponibilidad, facilidad de montaje y desmontaje. Se realizaron cálculos matemáticos, simulaciones en el software ANSYS y pruebas de laboratorio, con el fin de establecer si los aislantes realmente cumplieran con los valores de conductividad térmica y resultados ofrecidos por los proveedores.

Para comparar las pérdidas de energía que se iban a presentar en base a el espesor de los distintos aislamientos, en donde el material que presentó una mayor reducción de estas fue la fibra mineral (Cuadro 87), de igual forma se realizó la comparación del costo de las pérdidas térmicas según el espesor de los aislantes, el material que presentó mayor reducción fue la fibra mineral (Cuadro 88). Luego se estableció la cantidad de material a emplear para conseguir el espesor de aislamiento requerido, y fue aquí donde la lana de roca (Rockwool), presentó las mejores condiciones requiriendo una menor cantidad de material, para conseguir el espesor de aislamiento (Cuadro 89). Además, se hizo la comparación del costo que tiene el material para conseguir el espesor requerido de aislamiento, siendo la fibra mineral la que presentó el menor incremento de costo según el espesor de aislamiento requerido (Cuadro 90). Se hizo un análisis donde las condiciones de temperatura (de trabajo, ambiente y superficial), velocidad del viento, dimensiones de tubería (largo, espesor y diámetro) y sujeción de aislante fueran iguales al realizar las pruebas con cada material. Se realizaron los cálculos de aislamiento en la hoja de cálculo y luego se realizó una simulación en el programa ANSYS, de manera que se pudiera conocer el porcentaje de error que se puede llegar a obtener, obteniendo resultados de entre 0.09 y 3.08 %, para la temperatura superficial de los aislamientos (Cuadro 92). De la misma manera se calculó el porcentaje de error de las pérdidas de energía de la hoja de cálculo con las obtenidas en la simulación de ANSYS, donde se tuvo entre 0.96 y 2.34 %

de error. Lo que nos permite concluir que los valores obtenidos en la hoja de cálculo se pueden utilizar como datos reales (Cuadro 92).

Se hicieron pruebas de laboratorio de los materiales con el objetivo de conocer el comportamiento real de la temperatura superficial, facilidad y forma de montaje y desmontaje, para lo que se realizaron pruebas en una tubería de iguales condiciones a la que se utilizó en las simulaciones de ANSYS y la hoja de cálculo, donde se obtuvieron resultados cuyos porcentajes de error en comparación a los datos calculados fueron de entre 0.25 y 1.3% para la temperatura superficial y para las pérdidas de energía, según teoría de radio crítico de aislamiento y pérdidas en base al costo de entre 0.02 y 3.88% (Cuadro 93). Lo que confirma que los datos obtenidos en la hoja de cálculo son valores reales y se pueden emplear para la estimación de los espesores de aislamiento de tuberías (Cuadro 93).

Cuando se realizó la prueba de laboratorio se obtuvo que los materiales: lana de roca (rockwool), fibra de vidrio, fibra mineral y fibra cerámica presentaron el comportamiento esperado, el material polimérico Lenzing (Armacell) fue el único material del cual no se obtuvieron los resultados esperados, ya que no soportó la temperatura de exposición de la tubería, por lo que es un material del cual no se tienen datos reales.

Se hicieron los montajes y se realizó la estabilización térmica de los materiales en tubería de laboratorio, donde se obtuvo el tiempo que le toma a cada uno de los materiales llegar a la temperatura superficial a la que permanecerá durante periodos largos de tiempo. El material que llega a su temperatura superficial deseada en menor tiempo, siendo 65 minutos el tiempo de la fibra mineral (Cuadro 90).

Por lo que el material seleccionado para realizar la propuesta de cambio es la fibra mineral y la fibra de vidrio. Se estableció que para tuberías cuya temperatura oscile en un rango de 20 a 60°C, el espesor de aislamiento debe ser de 10mm y se realizará con fibra de vidrio, esta no requiere colocación de enchaquetado. Soporta la humedad y cambios climáticos sin perder su estructura y conductividad térmica. Para tuberías cuya temperatura oscile en un rango de 60 a 120°C, el espesor de aislamiento sería de 25.4mm (1pulg) y se realizará con lana de fibra mineral. Las tuberías cuya temperatura exceda 120°C el espesor de aislamiento sería de 50 mm y se realizará con lana de fibra mineral. Se puede utilizar lana que tiene espesor de 2pulg o se coloca una segunda capa de aislante de 1pulg, se debe colocar enchaquetado para la evitar daños al aislante.

Para la propuesta de cambio implementación de aislantes térmicos de tubería de jugo de caña, las pérdidas térmicas en la tubería se reducen a valores de entre 50 y 100(W/m²) (Cuadro 93). En la tubería de jugo de caña con el nuevo aislamiento el costo de las pérdidas térmicas es de Q. 28,893.52, lo que produce una diferencia respecto a las pérdidas térmicas actuales de Q. 103,987.59 en cada temporada de zafra (Cuadro 93).

El costo de los materiales aislantes de todos los tramos de tubería de jugo de caña es de Q. 42,270.69. Tomando en cuenta el costo y las pérdidas térmicas del nuevo material aislante, se tiene un ahorro anual de Q.73,886.34 (Cuadro 93).

La propuesta de cambio e implementación de aislantes térmicos en la tubería de vapor podemos ver que las pérdidas térmicas en los tramos de tubería se reducen a valores de entre 52 y 99(W/m²) (Cuadro 94). En la tubería de vapor se obtuvo un planteamiento de nuevo costo anual de las pérdidas térmicas es de Q. 25,615.47, lo que produce una diferencia respecto a las pérdidas actuales de Q. 148,586.14, por temporada de zafra durante la vida útil garantizada del material.

El costo de los materiales aislantes para todos los tramos de tubería de vapor es de Q.42,495.50. Tomando en cuenta el costo y las pérdidas térmicas del nuevo material aislante, se tiene un ahorro anual de Q.121,270.85 (Cuadro 94).

En la propuesta de cambio de los materiales aislantes podemos totalizar que las pérdidas térmicas que se presentan en el sistema de tuberías de jugo de caña y vapor actualmente son de Q.307,082.72. El costo de la implementación de nuevos materiales aislantes es de Q. 84,766.19 y el costo de las pérdidas térmicas del nuevo aislamiento es de Q.54,508.99. Por lo que la implementación del nuevo aislamiento es rentable y la recuperación del costo de esto se da en la primera temporada de zafra.

A lo que además debemos decir que la seguridad industrial de la fábrica será mejorada, debido a que el riesgo de quemadura por contacto con la tubería se elimina. Ya que es de vital importancia que se coloque aislamiento térmico en las tuberías ya que pueden llegar a causar quemaduras de segundo y hasta tercer grado. Por lo que las temperaturas superficiales de los tramos de tubería de jugo de caña se reducen a un rango inferior a los 37°C (Cuadro 93). Para las tuberías de vapor, la temperatura superficial de la tubería aislada se encuentra en un rango inferior a 40°C (Cuadro 94).

La guía de instalación para el montaje y desmontaje de aislamiento se realizó para que siguiendo los cinco pasos: se pueda realizar el correcto montaje del aislamiento, reducir las pérdidas térmicas y tomar en cuenta la seguridad de los operadores que van a realizar las instalaciones o reparaciones de este. En el primer paso, se deben tomar las mediciones de la longitud que se va a aislar, temperatura (de proceso y superficial), diámetro y espesor. Se debe de tomar en cuenta las condiciones y preparación del material aislante. En el segundo paso, se indica la forma preparar la tubería previa a colocar el aislante, para que se preserve de una mejor manera. El tercer paso es respecto a los cuidados, equipo y normas de seguridad que se deben tomar en cuenta para proteger al personal que va a realizar la instalación. En el cuarto paso, se habla de la manera adecuada de cortar y preparar el aislamiento para la colocación del aislamiento a la tubería y la forma de sujetar el aislamiento. En el quinto se realiza la selección del enchaquetado, hacer la preparación de rolado de la lámina y sujeción con bridas y tornillos.

Además, se hizo una guía para realizar el correcto aislamiento y enchaquetado de los accesorios de tubería como bridas, válvulas y curvas. Donde se explica la forma en que se debe cortar las secciones de aislante, la forma en la que se sujeta a la tubería, las láminas del enchaquetado y la forma en la que estas van a sujetarse a la tubería aislada para garantizar que se mantenga el espesor y forma estética del aislamiento.

I. Módulo 8: Análisis y propuesta de secador de bandejas para reducir la humedad del bagazo de caña de azúcar a quemar en la caldera.

Se analizaron cuatro tipos de secadores (secador rotativo, secador “flash”, secador de bandejas y secador de bandas) según sus características. A continuación, se presentan las ventajas y desventajas individuales de cada uno de los secadores.

Secador rotativo:

- Grandes hablando mecánicamente;
- Han demostrado ser problemáticos;
- Riesgos altos de incendios;
- Reducciones de humedad hasta valores de 35 – 40 %

Secador de bandejas:

- 10 – 20 % del aire es nuevo;
- El resto de aire es recirculado;

- Bandejas sobre carretillas ahorran tiempo en descarga y carga del material.

Secador Neumático por evaporación instantánea “Flash”:

- Cortos tiempos de residencia;
- El separado de gases y bagazo se da en ciclones;
- Desgaste significativo;
- Mantenimiento continuo.

Secador de bandas:

- Reducciones de humedad mayores a los secadores rotativos (30 %);
- Volumen de bagazo admitido es menor al secador rotativo;
- Velocidad de transporte lenta (2.5 m/s)

El secador que se selecciono fue el de bandejas. El diseño del secador se seleccionó mediante una matriz de selección, la cual se puede observar en el Cuadro 95. Los tres aspectos más importantes para la selección del secador fueron los siguientes: Disponibilidad para pruebas, costo y capacidad. Estos aspectos eran los que mayor ponderación tenían.

Para este proyecto la capacidad afecta, ya que los ingenios trabajan con una razón de molienda de 100 t/h y la capacidad máxima del secador para realizar las pruebas era de 0.2205 t/h.

Por otro lado, el diámetro de la tubería diseñada fue de 0.120 m. Elemento importante para los cálculos de balance de masa y energía de las cantidades necesarias para el secador.

Un aspecto que se tomó en cuenta durante el diseño es la conexión que se tiene en el compartimento del ventilador y la cámara de secado, en donde se realizaron agujeros con cuatro filas y cuatro columnas para que la transferencia de calor por medio del flujo de aire caliente hacia el bagazo fuese más uniforme en las bandejas.

Algo que se tomó en consideración para el diseño, pero no se implemento fue la implementación de bandejas con agujeros de diámetros pequeños para que el flujo de calor también circulara de manera perpendicular a las bandejas. El problema radicaba en que las partículas de bagazo más pequeñas de la última bandeja podrían pasar a través de estos agujeros y caer en la parte inferior del secador.

En cuanto a los materiales para el secador se utilizarían acero inoxidable ya que posee características y propiedades que mejoran el rendimiento de los equipos. Para empezar, es resistente a la corrosión debido a que tiene un alto contenido de cromo que forma una capa protectora cuando entra en contacto con el ambiente. Es resistente a temperaturas extremas sin sufrir deterioro ni alteraciones, ideal para los ingenios y las temperaturas altas

que utilizan. Es un material único y estético ya que tiene un gran acabado y no necesita de mantenimiento constante ya que es fácil de limpiar. Y, por último, cuenta con excelentes propiedades mecánicas como lo es la ductilidad, elasticidad y dureza lo que lo hace ideal para cualquier tipo de proyecto.

Para evitar que se pierda calor por las paredes un recubrimiento cerámico esto ayudaría mucho a la recirculación del aire dentro del secador. Además, es ideal aislar la tubería de transporte de gases, para recuperar los gases de chimenea a la máxima temperatura posible.

Por otra parte, durante las pruebas en la Universidad del Valle de Guatemala en el laboratorio de operaciones unitarias se redujo el contenido de humedad del bagazo a un promedio aproximado de 18.51 %, como se puede observar en la sección de resultados en la Cuadro 19.

El utilizar un secador de bagazo permitirá tener un impacto ambiental menor, debido a que se requeriría una menor cantidad de combustibles fósiles. El secador fue diseñado para obtener una humedad de salida del 40 %, y en la práctica se obtuvo un 18.51 %. Sin embargo, esto es debido a que la operación de secado para cada prueba dentro del deshidratador de gabinetes tuvo un tiempo de residencia total de una hora.

Por lo tanto, aunque el secador fue diseñado para 200 kg (0.2205 t), la alimentación que entraba en la práctica era menor. Esto significaba que el flujo de gases diseñado estaría sobredimensionado y ofrecería más calor del necesario para calentar y evaporar el agua.

En el Cuadro 101 se puede observar que el flujo de bagazo a secar fue realmente un 40 % de la cantidad a la que fue diseñada, por lo que se tenía exceso de calor para reducir la humedad al 40 %, lo cual provoco una reducción al 18.51 % de humedad.

En la Figura 80 y cuadro 101 se puede observar el beneficio que otorga el secado de bagazo cuando su humedad es reducida en un 10 %.

No existe ventaja alguna en secar el bagazo abajo del 10 % humedad, ya que sería posible aumentar en un 10 % por absorción de la humedad atmosférica. La operación de secado, puede tomarse en un 15 o 20 %, y el calor disponible restante en los gases puede usarse en otros intercambiadores como un economizador pequeño. La operación bien puede comenzar con el economizador, cuyos gases irán al secador de bagazo.

El secado de bagazo ofrece la gran ventaja de ser el procedimiento por medio del cual los gases de chimenea pueden reducirse a la temperatura más baja, y, por lo tanto, el equipo puede recuperar la mayor cantidad de calor posible de los gases de chimenea.

Aunque los economizadores y calentadores de aire permiten una reducción de la temperatura del gas a 150 – 200 °C (302 – 392 °F), el secador de bagazo permite el enfriamiento de gases a 90 °C (194 °F), el único límite está impuesto por la necesidad de evitar el enfriamiento a la temperatura de rocío de 60 – 70 °C (140 – 158 °F). Tampoco es

recomendable dicho enfriamiento, ya que afecta las dimensiones y costos del secador, que se convierten en excesivos.

Otra ventaja del secador consiste en que el bagazo introducido al horno es calentado, lo que facilita la combustión y provoca una rápida ignición. Esto no se toma en cuenta en los cálculos, pero si contribuye a una combustión mejorada.

Por otro lado, ya que el bagazo seco es de rápida ignición se deben de tomar precauciones en el secador y en el transporte del bagazo a las calderas.

Actualmente, para la combustión del bagazo en los hornos, el bagazo no se seca menos del 30 % de humedad, ya que un combustible muy seco puede ser peligroso, debido a sus altas temperaturas de combustión, que pueden depositar ceniza fundida en los tubos de las calderas. Para el secador de bandejas, la temperatura máxima a la que debería utilizarse es de 300°F en un tiempo menor a la hora, ya que después de este tiempo el bagazo empieza a quemarse.

En la Cuadro 361 podemos observar que para un 40 % de humedad, el bagazo necesario para la generación de vapor para escape es de 3.89 kg de bagazo/s y que se tiene una cantidad de bagazo disponible de 4.93 kg de bagazo/s. Por lo tanto, se tiene una cantidad de bagazo adicional de 1.04 kg de bagazo/s para producir vapor que generaría energía para exportar. En este caso 20.00 kW/t. Caña y le significa al ingenio evitar comprar combustible auxiliar teniendo un ingreso de 0.31 Q/t. Caña.

La razón de que exista una cantidad de bagazo excedente, consiste en que el aumento en la eficiencia de combustión provoca que mayores libras de vapor sean producidas por libra de bagazo, pues se aprovecha más su capacidad calorífica. Como consecuencia del aumento de esta proporción se logra que menos cantidad de bagazo sea quemada para generar la razón total de consumo de vapor de escape (815.00 lb vapor /ton. Caña), que es constante sin importar la humedad del bagazo.

Sin embargo, si analizamos solo la capacidad de bagazo y la cantidad que puede ingresar al secador con respecto a las ganancias que obtendrá por los kilovatios extras generados, podemos observar en la tabla 21 que se tiene una ganancia de 1.367 Q/h. Lo cual se expresa en Q.11,811.00 por año.

La principal desventaja del secado de bagazo es su costo, que puede consistir en tres veces la de los economizadores y calentadores de aire.

El resultado del análisis de beneficio/costo que se puede observar en la tabla 38 nos da un valor de relación de 0.2475. Esta relación es menor a 1 lo que significa que no representa rentabilidad, ya que la inversión del proyecto jamás se pudo recuperar en el periodo establecido el cual fue de 10 años.

La inversión que requiere el secador se recupera en 22 años, tomando en cuenta que en ese periodo se trabajan 24 horas y fines de semana y, además, no se consideran los costos de mantenimiento que el secador representaría.

Este proyecto fue realizado a escala experimental, pero los resultados económicos indican que no es factible aplicarlo debido a que las ganancias con el secador de bandejas son mínimas ya que la capacidad de bagazo es mínima y el tiempo de residencia dentro de secador es muy alto.

Las incertidumbres que se presentan en el Cuadro 373 son básicamente de los equipos que se utilizaron para la toma de datos. Durante las visitas que se realizaron en el ingenio se utilizó el medidor de temperatura con un emisividad y eficiencia de 0.95. Sin embargo, cabe mencionar que siempre hay que tomar en cuenta el error del observador.

El análisis de error para las mediciones que se realizaron se tomó en cuenta un factor de confianza del 95 %. La desviación estándar nos presenta medidas de dispersión de los valores que se tomaron en la práctica y los que fueron brindados por el ingenio. Con esto podemos conocer la desviación que presentan los datos en su distribución respecto al promedio de estos mismos con el fin de poder tomar decisiones en cuanto a la interpretación de estos.

Se puede observar en el Cuadro 374 que para el porcentaje de humedad de entrada se tiene una desviación estándar de 7.27 esto nos indica que los valores variaron bastante, ya que si comparamos este valor con el de la humedad de salida en donde se tiene un 4.20, la desviación no esta tan lejos de los valores medidos.

En cuanto a los límites de confianza podemos observar en el Cuadro 374 que nos dan un rango para que tomemos decisiones en cuanto a las condiciones de operación y los valores que podemos ingresar sin tener una variabilidad muy alta de los resultados. Nos da un rango de confianza, por ejemplo, para la temperatura de chimenea tenemos un valor de límite de confianza superior de 384.44 °F y un valor de límite de confianza inferior de 371.16 °F.

IX. CONCLUSIONES

- A. Las pérdidas totales de calor al ambiente, determinadas en el primer efecto son de 129.4 kW y en el segundo efecto de 154.6 kW, con un total de 284 kW en ambos efectos.
- B. La zona de los evaporadores donde más se pierde calor es en los cuerpos, con un flujo de calor total de 57.67kW en el primer efecto y 78.95kW en el segundo efecto.
- C. El radio crítico determinado en las tres zonas del evaporador, con un material propuesto de fibra de vidrio fue 0.038m (1.5 in) para el cuerpo y calandria, y 0.013 m (0.5 in) para los fondos.
- D. Se obtuvo un ahorro de 5.91 kW de una pérdida de un rango de 21.09 kW hasta 4.23 kW de una pérdida de 21.92 kW, con el aislante propuesto en los evaporadores de primer efecto, con un material fibra de vidrio.
- E. Se obtuvo un ahorro desde 4.90 kW de una pérdida de 27.40 hasta 3.47 kW de una pérdida de 17.33, con el aislante propuesto en los evaporadores de segundo efecto, con un material fibra de vidrio.
- F. Se determinó que la cantidad de energía pérdida en los intercambiadores de calor de coraza y tubos, y placas de jugo alcalizado fue de 99,310.07 a 6,988.13 W los cuales tienen una eficiencia de entre de 99.85 a 97.99%.
- G. Se determinó que la cantidad de energía pérdida en los intercambiadores de calor de coraza y tubos, y placas de jugo clarificado fue de 91,173.54 a 8,321.14 W, los cuales tienen una eficiencia de entre 98.18 a 99.09 %.
- H. Se observó que el factor de incrustación de los calentadores de coraza es de $4.74 \cdot (10^{-5})$ a $1.86 \cdot (10^{-3})$ m² °C/W y en los de tubos esta entre $9.60 \cdot 10^{-6}$ a $2.71 \cdot (10^{-5})$ m² °C/W, lo que se encuentra dentro el rango aceptable dado por la teoría.
- I. Se determinó que, con el aislante de fibra cerámica con un espesor de 0.03m, se reduce la pérdida de calor entre 7,623.89 a 2,497.37 W equivalente a un 59.66 y 25.85% en los intercambiadores de coraza y tubos.

- J. Se determinó que, con el aislante de fibra de vidrio con un espesor de 0.003 m, se reduce la pérdida de calor entre 92,350.29 a 89,362.19 W equivalente a un 98.01 y 92.99% en los intercambiadores de placas.
- K. Se determinó que hay un ahorro de energía de 1,893.10 a 7,623.89 W en los intercambiadores de calor de coraza y tubos, y de 76,984.39 a 92,315.62 W para los intercambiadores de calor de placas.
- L. Se determinó que los tachos poseen pérdidas térmicas significativas en toda su superficie, siendo las mayores, las que se encuentran principalmente en el área de la calandria, ya que en este punto las temperaturas más elevadas se encontraban en un rango de 47 a 53 °C.
- M. Las pérdidas totales para los tachos de primera se encuentran en un rango de $3,041.45 \pm 844.93$ W a $4,923.38 \pm 844.93$ W, las cuales representan un porcentaje sobre todo el flujo de calor cedido por el vapor (el cual está en un rango de 3.93% a 15.77%). Estas mediciones se realizaron trabajando a una temperatura ambiente de 27 °C durante el periodo de zafra 2017 – 2018.
- N. Debido a una variación en las dimensiones de los tachos 8, 9 y 10 de primera, el porcentaje de pérdidas al ambiente estaban en un rango de 7 a 15%, con respecto al flujo de calor cedido por el vapor al equipo, en comparación a los tachos 7, 12 y 14, que se encuentran en un rango de 3 a 5%.
- O. Las pérdidas totales para los tachos de segunda se encontraban en un rango de $4,244.60 \pm 200.36$ W a $4,711.99 \pm 200.36$ W, las cuales representan un porcentaje sobre el flujo de calor cedido por el vapor al sistema (el cual está en un rango de 9.62% a 10.68%). Estas mediciones se realizaron trabajando a una temperatura ambiente de 27 °C durante el periodo de zafra 2017 – 2018.
- P. Los dos tachos de tercera presentan pérdidas totales de $4,089.31 \pm 181.81$ W y $4,346.43 \pm 181.81$ W, las cuales representan un porcentaje sobre el calor cedido por el vapor del sistema de 14.19% y 15.08% respectivamente. Trabajando a una temperatura ambiente de 27 °C durante el periodo de zafra 2017 – 2018.
- Q. La fibra de vidrio se seleccionó como posible propuesta de aislante, ya que presenta una conductividad térmica $K=0.048$ W/m K, esta se utilizó para determinar el radio crítico, el cual se encuentra en un rango de 0.03m a 0.07m.

- R. Las pérdidas totales de flujo de calor determinadas son: 105 kW para el tercer efecto, 88 kW para el segundo efecto y 58 kW para el quinto efecto, con una pérdida total de 251 kW en los evaporadores de tercer, cuarto y quinto efecto.
- S. La zona de los evaporadores en la que se pierde un mayor flujo de calor es en los fondos, siendo 67.79 kW para el tercer efecto, 61.12 kW para el cuarto efecto y 36.59 para el quinto efecto y un total de 165.50 kW
- T. Se obtuvo una disminución en la pérdida de flujo de calor en los evaporadores utilizando una fibra de vidrio, con un espesor de 0.0830m (1.5 in) para la calandria y el cuerpo, y un espesor de 0.0127m (0.5 in) para los fondos en cada evaporador, como nuevo aislante, al reducir las pérdidas de 250 kW a 213 kW.
- U. Las pérdidas económicas actuales obtenidas en los equipos de intercambiadores de calor, tachos por lote y evaporadores son de: Q771,906.46, Q53,800.56 y Q524,379.64 respectivamente, en conjunto las pérdidas económicas en los equipos de intercambio de energía representan una cantidad monetaria de Q1,350,086.66.
- V. En cuanto a los costos de los materiales actuales de recubrimiento térmico en los equipos de intercambiadores de calor, tachos por lote y evaporadores, fueron de: Q3,535, Q54,707.75 y Q122,934.83 respectivamente, por lo que en conjunto se obtiene un costo total de materiales actuales de Q181,177.58. Por parte de los costos de recubrimiento térmico propuesto para los equipos de intercambiadores de calor, tachos y evaporadores, se obtuvo los siguientes costos: Q9,106, Q22,687.15 y Q30,345.22 respectivamente, por lo que en conjunto se obtuvo un costo total de Q62,137.37 para los materiales propuestos en los equipos.
- W. La cantidad de pérdidas económicas debido a las posibles pérdidas térmicas en los equipos con el recubrimiento térmico propuesto se obtuvo de Q523,584.41, siendo las posibles pérdidas en intercambiadores de calor con un total de Q66,740.13, las de los tachos por lote con un total de Q19,966.66 y las de los equipos de evaporadores por un total de Q436,877.62.
- X. El análisis económico de la implementación de los recubrimientos térmicos propuestos para los equipos de tachos por lote, intercambiadores de calor y evaporadores analizados en conjunto demostró que el proyecto es económicamente viable debido a que se obtuvo un valor actual neto de Q12,503,072.65, una tasa interna de rendimiento o TIR de 2,540% y

un período de retorno de la inversión inicial en 74 días respecto a los costos de los recubrimientos térmicos propuestos. Los valores obtenidos respecto a la TIR, al valor actual neto y el período de retorno de la inversión demostraron e indicaron que el proyecto de los recubrimientos térmicos en los equipos de intercambio de energía con los materiales propuesto es económicamente viable.

- Y. Los intercambiadores de concha y tubo son equipos que poseen una mayor dificultad en su manejo y debido a la posición para la toma de datos en los puntos de medición, representan una mayor cantidad de pérdida de tiempo que oscilan en un rango de 10 a 13.67 min en comparación con los intercambiadores de placas que oscila en un rango de 7.17 a 10 min.
- Z. El tiempo total de medición de temperatura de la ruta crítica fue de 120.5 minutos para el análisis de reducción de tiempos.
- AA. El procedimiento de estandarización contiene un diagrama de flujo para una representación visual del ingreso y medición de puntos específicos de temperatura equipos de la planta y la de toma de datos de cada uno de los equipos especificando la cantidad de tomas de cada uno.
- BB. Se cuantificó la longitud de tuberías que tienen aislamiento dañado o carecen del mismo. Para el área de jugo de caña se obtuvo que 325 m de los 595 m totales, tienen aislamiento dañado o carecen del mismo, que se traducen en una pérdida financiera por año de Q.132,881.11. Para el área de tuberías de vapor, se obtuvo que 317 m de los 863 m de tubería, carecen o tienen aislamiento dañado, que se traducen en una pérdida financiera de Q.174,201.61.
- CC. Se realizó la comparación de eficiencia térmica entre el aislante en uso y los disponibles en el mercado guatemalteco, diseñados para aislar tuberías de fluidos a alta temperatura. Se tuvo que, el material que tiene una mayor cantidad de reducción de pérdidas térmicas, costo y menor cantidad de material a utilizar para conseguir un espesor deseado. Comparando los resultados anteriores con simulaciones del programa ANSYS y pruebas de laboratorio. La fibra mineral fue el material con el que se realizó la propuesta de cambio de aislamiento.
- DD. Se realizó un análisis sobre sobre, viabilidad económica de la propuesta del cambio de materiales aislantes para tuberías de jugo de caña. Con el cambio de materiales aislantes

se obtuvo que las pérdidas térmicas se reducen a un costo económico anual de Q.28.893.52 y la inversión e instalación de los nuevos materiales aislantes tiene un valor de Q. 42,270.69. esto se traduce en un ahorro anual de Q.73,886.34, por lo que la inversión se recupera en menos de un año. Se mejora la seguridad industrial con la reducción de la temperatura a valores inferiores a 37°C, reduciendo el riesgo de quemaduras.

EE. Se realizó un análisis sobre sobre viabilidad económica de la propuesta del cambio de materiales aislantes para las tuberías de vapor. Con el cambio de materiales aislantes se obtuvo que las pérdidas térmicas se reducen a un costo anual de Q.25,615.47 y la inversión e instalación de los nuevos materiales aislantes tiene un valor de Q.42,495.50. Esto se traduce en un ahorro anual de Q.121,270.85, por lo que la inversión se recupera en menos de un año. Se mejora la seguridad industrial con la reducción de la temperatura valores inferiores a 40°C reduciendo el riesgo de quemaduras.

FF. Se preparó una guía de instalación del aislamiento térmico para que la instalación del mismo se haga de forma correcta, así como que se prepare la tubería y se tome en cuenta la seguridad del personal que realice la instalación. Además, se realizó un instructivo para aislar los accesorios de forma fácil y clara, así como que estos elementos reduzcan la transferencia de calor manteniendo una forma estética.

GG. Los resultados de los balances de masa y energía mostraron que para un secador de capacidad de 0.2205 t/h y una reducción del 37.06 % de humedad, se necesita en promedio calor de gases de 12.13 kJ/s con condiciones del secador de temperatura promedio interior de 210 °F, 260 °F y 300 °F, presión atmosférica de 1 atm y temperatura ambiente de 24 °C y una cantidad de 0.011 kg/s de bagazo húmedo a una humedad promedio del 55.57 %.

HH. El secado de bagazo al 40% de humedad le significó al ingenio la posibilidad de generar una cantidad de ingresos, aproximadamente de 6.20 Q/t Caña. Lo cual sería 1.34 Q/t Caña. Mayor a los ingresos que obtienen con el 50.39% de humedad actual que poseen.

II. El secador de bandejas con la capacidad de 0.2205 t/h generaría ingresos por kilovatios extra de 1.367 Q/h. Tomando en cuenta que existe una cantidad de bagazo adicional de 1.04 kg de bagazo/s.

JJ. Los resultados obtenidos en el trabajo demostraron que es viable técnicamente. Sin embargo, económicamente la inversión del secador de bandejas se recuperaría en 22 años, por lo que no es atractivo para el ingenio la implementación de este mismo.

X. RECOMENDACIONES

- A. En caso de que se desee volver a realizar un estudio similar, se recomienda realizar un análisis termográfico, para tener un conocimiento más preciso del estado térmico del equipo.
- B. Colocar un medidor de flujo en la salida de condensados de cada evaporador, ya que por la ausencia de este se asumió que todo el vapor que entraba al equipo se condensaba.
- C. En futuras investigaciones se recomienda evaluar el aislante que se utiliza actualmente en los equipos, estos generalmente no están en perfectas condiciones ni colocados correctamente.
- D. Realizar un estudio del consumo de vapor en cada uno de los efectos y equipos de evaporación, para establecer posibles mejoras en el consumo de energía de los equipos.
- E. Cuantificar la pérdida de calor en las áreas sin aislamiento de los equipos de coraza y tubos, para complementar la evaluación de pérdidas térmicas totales de los equipos.
- F. Realizar un análisis de incrustación en los intercambiadores de calor de coraza y tubos, y placas con el fin de obtener la tendencia de ensuciamiento y proponer una acción correctiva o plan de mantenimiento.
- G. Utilizar medidores de temperatura y flujo en línea en las entradas y salidas del vapor y jugo de los equipos de intercambio de calor; para evitar la variación que se obtiene al medir la temperatura superficial de la tubería.
- H. Realizar un análisis económico de los cuatro materiales aislantes, para saber la viabilidad de implementación los mismos en los intercambiadores de calor.
- I. Realizar el estudio considerando todos los fenómenos de transporte, ya que el fenómeno de evapo-cristalización en los tachos es bastante complejo, para interpretarlo solamente en términos de transferencia de calor.
- J. Evaluar la viabilidad económica y técnica de la instalación de un nuevo espesor de aislante en todos los tachos, considerando los costos de instalación y del aislante en sí.

- K. Realizar un análisis de la disposición del aislante que se va a retirar de los equipos, ya que este podría aprovecharse en otros equipos dentro del área de fábrica o bien buscar un nuevo uso dentro de la industria azucarera.
- L. Investigar acerca de nuevas tecnologías de aislantes, ya que no solamente existen los dos tipos de aislantes investigados en este trabajo, cada día se encuentran más avances tecnológicos, puede que existan nuevas tecnologías más económicas y viables para el equipo analizado.
- M. Los dos tachos de tercera y el número 10 de primera presentan los porcentajes de pérdidas térmicas más elevados, por lo que estos equipos presentan una prioridad para la implementación de un posible nuevo aislante.
- N. Colocar un medidor de flujo en la salida del vapor condensado en cada uno de los evaporadores, para obtener un valor en tiempo real sobre este flujo.
- O. Tomar en cuenta el desgaste y los posibles espacios no aislados que se tengan en los equipos, por una mala colocación del aislante.
- P. Realizar un estudio del consumo de vapor en cada uno de los equipos de evaporación, para establecer las posibles mejoras que se puedan llevar a cabo en futuras zafras.
- Q. Darle especial atención a la implementación de recubrimientos térmicos en los equipos que actualmente no poseen alguno, como los equipos de intercambiadores de calor de placas y los fondos de los equipos de evaporadores a partir del evaporador 2 del tercer efecto hasta el evaporador 3 del quinto efecto.
- R. Para futuros análisis de los costos tomar en cuenta los posibles costos de depreciación de los materiales en relación con el período de vida útil de los recubrimientos térmicos.
- S. Tomar en cuenta la posible utilización del material aislante de “pyrogel” como alternativa de recubrimiento térmico en los intercambiadores de calor de placas, proponiendo una utilización adecuada del mismo en los equipos.
- T. Por parte del ingenio, poseer un mayor registro de datos históricos de zafras pasadas, con el objetivo de facilitar la obtención de resultados más certeros para futuros análisis y proyectos a realizar en el proceso industrial.

- U. Para futuros análisis se considera tomar en cuenta el tacho 11 para tener un análisis más completo de las pérdidas de energía.
- V. Considerar mejorar las áreas para las tomas de medición de los intercambiadores de concha y tubo, permitiéndole a éstas, mayor accesibilidad en la toma de mediciones para disminuir tiempos y esfuerzos.
- W. Para facilitar la visión en la toma de mediciones en los evaporadores y evitar cometer errores innecesarios, se sugiere la rotulación en cada una de sus partes (fondo, calandria y cuerpo).
- X. Debido a que las pérdidas térmicas de entre 500W/m^2 y 900W/m^2 , tienen un impacto significativo en los costos de fabricación de azúcar se recomienda evitar que los tramos de tubería se encuentren carentes de aislamiento térmico, así como en caso de tener que desmontarlo de alguna tubería aprovechar y revisar su estado para que en caso de tener deterioro sea reemplazado inmediatamente. Ya que con aislamiento en buen estado estas se reducen a valores inferiores a 100W/m^2 .
- Y. La instalación del aislamiento debe realizarse en temporada de mantenimiento. Para evitar el riesgo de quemaduras por exposición a alta temperatura a los operadores, que se pueda manipular el aislamiento y la instalación se haga bien. Así como para que el material pueda estabilizarse e incrementar la temperatura de manera gradual conforme empiecen a fluir el jugo de caña y vapor en las tuberías.
- Z. Se recomienda dar la preparación adecuada a la tubería de limpieza, remoción de impurezas y pintura anticorrosiva previa al montaje del aislamiento para que así se garantice el funcionamiento correcto del aislamiento y se pueda preservar la tubería en un mejor estado.
- AA. Hacer pruebas de laboratorio de estabilización y comportamiento de los materiales aislantes durante un tiempo más prolongado. Para conocer el comportamiento de pérdidas térmicas de los materiales.

XI. BIBLIOGRAFÍA

- ANDIMAI, A. N. (2016). Guía de Buenas Prácticas en el Aislamiento Industrial. Madrid, España: Comunidad de Madrid.
- ECFIA, E. C. (1998). GUIDE D'UTILISATION DES PRODUITS A BASE DE FIBRES CERAMIQUES REFRACTAIRES (FCR). Paris: ECFIA.
- ASAZGUA. 2018. El azúcar de Guatemala en el mundo. ASAZGUA Sitio web: <http://www.azucar.com.gt/azucar-de-guatemala-en-el-mundo>
- ASAZGUA. 2018. *Evolución de la Agroindustria Azucarera en Guatemala*. Mayo del 2018. ASAZGUA Sitio web: <http://www.azucar.com.gt/historia/>.
- ASME, A. S. (2002). Process piping ASME B31.1. New York: ASME.
- ASME. (2010). Power Boilers - Types, Design, Fabrication, Inspection & Repair. New York: ASME, Setting the Standard.
- Canadian Sugar Institute. 2018. *Cane Sugar Refining*. Mayo del 2018, de CSI Sitio web: <http://www.sugar.ca/Nutrition-Information-Service/Educators-Students/Purification-of-Sugar/Cane-Sugar-Refining.aspx>.
- Cengel, Yunus. 2007. Transferencia de Calor y Masa. México D.F: McGraw-Hill.
- CENGICAÑA, C. G. (2014). El cultivo de la caña de azúcar en Guatemala. Ciudad de Guatemala: Litografías modernas S.A.
- Chen, James. 2000. Manual del Azúcar de Caña. México. D. F: Editorial Limusa S.A.
- Donald. S, Morton, *et al.* 1960. *Thermal Design of Heat Exchangers*. Ind. Eng. Chem, 52 (6), 474 - 478. 3 de mayo del 2018, De ACS Publications Base de datos.
- Enterprise, A. (2018). Aislamiento precubierto para instalaciones en el exterior. España.
- FLIR Systems, I. (2013). Termómetro infrarrojo. Wilsonville, Oregon: FLIR Systems, Inc.
- Fraas, Arthur. 1989. *Heat Exchanger Design*. Canada: Wiley & Sons.
- Garritz, A. Chamizo, 1998, Química, Estado de México, México: Addison Wesley Longman de México.
- Grases, A. Costa, O. Sönhel, 2000, *Cristalización en Disolución: conceptos básicos*, Barcelona, España: Editorial Reverté.
- Hans B., W. Walter, 1987, *Manual de Química Orgánica*, Barcelona, España: Editorial Reverté.
- Hugot E. 1986. *Handbook of Cane Sugar Engineering*. 3a ed. Amsterdam: Elsevier. 1155 págs.
- Hugot, E. (1963). *Manual para Ingenios Azucareros*. México: Compañía Editorial Continental, S.A.

- International Sugar Organization. 2018. The Sugar Market. Octubre del 2018, De ISO
Sitio Web: <https://www.isosugar.org/sugarsector/sugar>.
- ISOVER. (2010). Manual de Aislamiento en la Industria. Badalona: ISOVER.
- Isover. (2014). Aislamiento de tubería Soluciones de aislamiento. Saint Gobain: ISOVER.
- ISOVER. (2018). Aislamiento de Tuberías. Badalona: ISOVER.
- James C.P. Chen, C. A. (1991). Manual del azúcar de caña. México: Limusa.
- Jeremy M., J. Tymoczko, Lubert S., 2008, Bioquímica, Barcelona, España: Editorial Reverté.
- Kern, D. 1983. Process Heat Transfer. USA: McGraw-Hill.
- Larios, Roxana. 2015. Azúcar guatemalteca que endulza el mundo. Mayo del 2018, de Prensa Libre Sitio web: http://www.prensalibre.com/economia/Azasgia-Azucar-Produccion-Exportacion-Guatemala_0_1305469675.html.
- Luszczewski, A. (1999). Redes industriales de tubería Diseño y construcción. San Luis Potosí: Reverté ediciones S.A.
- Ministerio de Agricultura, Ganadería y Alimentación. 2015. El Agro en Cifras. Mayo del 2018, MAGA Sitio web: <http://web.maga.gob.gt/download/elagro-15.pdf>.
- Monroy, R. N. (2010). NORMATIVAS PARA EL CONTROL DE CALIDAD EN SOLDADURA DE TUBERÍAS PARA APLICACIONES EN LA INDUSTRIA ALIMENTARIA.
- Pedro M., E. Rus, 2004, Operaciones de separación en ingeniería química, Madrid, España: Pearson education.
- Químicas, F. d. (14 de diciembre de 2017). Alumnos de la UASLP generan combustible con bagazo de caña. Obtenido de ALINSTANTESLP:
<https://alinstanteslp.com/2017/12/14/alumnos-de-la-uaslp-generan-combustible-con-bagazo-de-cana/>
- Rein, Peter. 2007. Cane Sugar Engineering. Berlin, Germany: Bartens.
- Rockwool. (2009). Aislamiento de Equipamientos Industriales. Barcelona: ROCKWOOL.
- S.A., N. F. (2014). Fibra vítrea de aluminosilicato. Monterrey Nuevo León: NUTEC.
- SEALCO. (2011). Catalogo General Sealco Aislamiento Térmico. Itagüi, Colombia: Sealco.
- Shah, Sekulic, *et al.* 2003. Fundamentals of Heat Exchanger Design. Rochester, New York: John Wiley & Sons, Inc.
- Sinott, R. 2005. Chemical Engineering Design. Linacre House, Jordan Hill, Oxford: Elsevier.
- Trabajo, C. N. (1999). Primeros auxilios: quemaduras (NTP524). España: Ministerio de Trabajo y Asuntos Sociales.

- Trabajo, O. I. (2001). Seguridad en la utilización de las lanas aislantes de fibra vítrea sintética (lana de vidrio, lana de roca y lana mineral de escorias). Ginebra: Oficina Internacional del Trabajo.
- VEMACERO. (2010). Tuberías de acero al carbono (API 5L/ ASTM A53/ A106. Barquisimeto: VEMACERO.
- Yunus A. Cengel, A. J. (2011). Transferencia de Calor y Masa (Fundamentos y Aplicaciones). México, D.F.: McGraw-Hill/Interamericana.
- Zhu, Frank. 2014. Energy and Process Optimization for the Process *Industries*. American Institute of Chemical Engineers: John Wiley & Sons, Inc.

XII. ANEXOS

A. Módulo 1: Determinación de pérdidas térmicas en evaporadores de primer y segundo efecto en un ingenio azucarero, usando balances de masa y energía.

1. Datos originales

Cuadro 105. Datos obtenidos para los evaporadores de primer efecto

Evaporador	TAG	Descripción	Valor promedio	Valor Máximo	Valor Mínimo	Unidad
Primer efecto A	PT65100	Presión cabezal vapor	1.45	1.69	0.02	Kg/cm2
	PT62004	Presión evaporado	0.60	0.93	-0.10	Kg/cm2
	LT62000	Nivel en evaporador	31.70	77.66	4.49	%
	TT62002	Temperatura salida de jugo concentrado	99.78	120.84	26.56	°C
	LCV61900	Válvula de control de nivel	72.37	100.00	12.25	%
Primer efecto B	PT65100	Presión cabezal vapor	1.45	1.69	0.02	Kg/cm2
	PT62104	Presión evaporado	0.65	0.95	-0.08	Kg/cm2
	LT62100	Nivel en evaporador	31.40	66.87	2.64	%
	TT62102	Temperatura salida de jugo concentrado	102.15	123.45	27.89	°C
	LCV61900	Válvula de control de nivel	72.37	100.00	12.25	%
Primer efecto 1	PT65100	Presión cabezal vapor	1.45	1.69	0.02	Kg/cm2
	PT61904	Presión evaporado	0.73	1.08	0.00	Kg/cm2
	LT61900	Nivel en evaporador	35.09	62.87	1.70	%
	TT61902	Temperatura salida de jugo concentrado	100.10	120.53	27.23	°C
	LCV61900	Válvula de control de nivel	72.37	100.00	12.25	%
Primer efecto 2	PT65100	Presión cabezal vapor	1.45	1.69	0.02	Kg/cm2
	PT61804	Presión evaporado	0.74	1.07	-0.01	Kg/cm2
	LT61800	Nivel en evaporador	32.26	66.85	0.95	%
	TT61802	Temperatura salida de jugo concentrado	101.42	120.31	28.29	°C
	LCV61800	Válvula de control de nivel	74.43	100.00	0.00	%
Primer efecto 3	PT65100	Presión cabezal vapor	1.45	1.69	0.02	Kg/cm2
	PT62304	Presión evaporado	0.63	0.95	-0.03	Kg/cm2
	LT60220	Nivel en evaporador	34.72	79.97	0.03	%
	TT62302	Temperatura salida de jugo concentrado	97.99	118.27	27.76	°C
	LCV60220	Válvula de control de nivel	74.43	100.00	0.00	%

Cuadro 16. Datos obtenidos para los evaporadores de segundo efecto.

Evaporador	TAG	Descripción	Valor promedio	Valor Máximo	Valor Mínimo	Unidad
Segundo efecto 0	PT65120	Presión cabezal vapor	0.99	1.16	0.18	Kg/cm2
	PT60204	Presión evaporado	0.20	0.84	-0.10	Kg/cm2
	LT60200	Nivel en evaporador	20.27	62.44	0.08	%
	TT60202	Temperatura salida de jugo concentrado	98.02	112.02	27.37	°C
	LCV60200	Válvula de control de nivel	19.28	33.77	0.00	%
Segundo efecto 1	PT65120	Presión cabezal vapor	0.99	1.16	0.18	Kg/cm2
	PT60104	Presión evaporado	0.28	0.44	0.00	Kg/cm2
	LT60100	Nivel en evaporador	26.94	86.82	1.60	%
	TT60102	Temperatura salida de jugo concentrado	95.14	111.32	27.36	°C
	LCV60100	Válvula de control de nivel	18.69	28.88	0.00	%
Segundo efecto 2	PT65120	Presión cabezal vapor	0.99	1.16	0.18	Kg/cm2
	PT60304	Presión evaporado	0.23	0.44	0.00	Kg/cm2
	LT60300	Nivel en evaporador	30.50	66.06	0.83	%
	TT60302	Temperatura salida de jugo concentrado	92.10	107.83	27.05	°C
	LCV60300	Válvula de control de nivel	18.40	45.15	0.00	%
Segundo efecto 3	PT65120	Presión cabezal vapor	0.99	1.16	0.18	Kg/cm2
	PT60404	Presión evaporado	0.21	0.45	0.00	Kg/cm2
	LT60400	Nivel en evaporador	31.23	80.07	0.26	%
	TT60202	Temperatura salida de jugo concentrado	98.02	112.02	27.37	°C
	LCV60400	Válvula de control de nivel	17.41	39.71	0.00	%
Segundo efecto 4	PT65120	Presión cabezal vapor	0.99	1.16	0.18	Kg/cm2
	PT60504	Presión evaporado	0.20	0.38	0.00	Kg/cm2
	LT60500	Nivel en evaporador	33.59	67.83	3.02	%
	TT60502	Temperatura salida de jugo concentrado	93.59	110.15	25.97	°C
Segundo efecto 5	PT65120	Presión cabezal vapor	0.99	1.16	0.18	Kg/cm2
	PT60604	Presión evaporado	0.41	0.72	-0.01	Kg/cm2
	LT60600	Nivel en evaporador	23.02	65.79	0.44	%
	TT60602	Temperatura salida de jugo concentrado	95.20	110.54	27.40	°C
	LCV60600	Válvula de control de nivel	24.94	50.00	2.39	%

Cuadro 107. Datos obtenidos de grados brix en evaporadores de primer y segundo efecto.

Evaporador	Corrida 1 (Bx)	Corrida 2 (Bx)	Concentración (Bx)	Concentración promedio por efecto (Bx)
Jugo claro	14.7	14.1	14.4	
Primer efecto A	25.6	24.3	24.95	23.1
Primer efecto B	27.5	25.2	26.35	
Primer efecto 1	21.9	21.4	21.65	
Primer efecto 2	24	22.1	23.1	
Primer efecto 3	20.5	18.4	19.45	
Segundo efecto 0	36.3	30.1	33.2	
Segundo efecto 1	LIMPIEZA	30.6	30.6	
Segundo efecto 2	33.3	LIMPIEZA	33.3	
Segundo efecto 3	TAPADO	35.2	35.2	
Segundo efecto 4	24.4	31.8	28.1	
Segundo efecto 5	30.9	29.8	30.35	

Cuadro 108. Datos obtenidos de temperaturas exteriores en diferentes zonas de evaporadores de primer y segundo efecto.

Evaporador	Temperaturas (°C ± 0.05)								
	Cuerpo			Calandria			Fondo		
	Valor máximo	Valor mínimo	Valor promedio	Valor máximo	Valor mínimo	Valor promedio	Valor máximo	Valor mínimo	Valor promedio
Primer efecto A	54.2	43.1	44.6	52.4	30.8	41.75	52	37.1	49
Primer efecto B	58.6	47.5	49	51.1	33.8	50	49.2	42.9	42.2
Primer efecto 1	59.9	51.3	53.05	66.5	54.5	60.625	68.3	55.8	61.53
Primer efecto 2	64.9	49.8	55.91	63.5	58.1	61.58	74.3	65.2	69.54
Primer efecto 3	75.3	47.7	56.76	66.4	58.5	61.8	55.8	41.2	63.3
Segundo efecto 0	63.1	45.6	51.7	57.1	48.2	52.63	66	53.3	62.27
Segundo efecto 1	51.3	41.1	46.52	53.9	39.8	47.58	71.6	50.8	62.69
Segundo efecto 2	72.2	52.4	57.73	68.3	62.2	65.85	71.4	66.3	68.23
Segundo efecto 3	58.3	52.3	55.95	73.6	62.4	67.325	69.2	60.7	65.55
Segundo efecto 4	56.5	48.4	51.875	67.2	62.6	64.65	53.9	46.6	49.5
Segundo efecto 5	54.3	45.4	50	54	45.9	50.91	74.6	49.8	62.02

Cuadro 109. Datos obtenidos de entrada de jugo claro a la fábrica.

Descripción	Valor máximo (m3/h)	Valor mínimo (m3/h)	Valor promedio real (m3/h)
Caudal 2 jugo claro a fabrica	965.267	4.680	823.05
Caudal 1 jugo claro a fabrica	854.439	-226.794	784.045

Cuadro 110. Datos obtenidos de características del evaporador primer efecto A.

No.	Característica	Valor	Dimensionales
1	NOMBRE DEL EQUIPO	1ER EFECTO A	-
2	NOMBRE CORTO	PRE-A	-
3	USO EN	EVAPORACIÓN	-
4	VOLUMEN	129.19	m3
5	SUPERFICIE CALÓRICA	730.30	m3
6	ALTURA FONDO	1.016	m
7	CANTIDAD DE TUBOS EN CALANDRIA	7520	-
8	LARGO DE TUBOS	3.035	m
9	DIÁMETRO INTERNO TUBOS CALANDRIA	0.038	m
10	ESPESOR TUBOS CALANDRIA	0.0024	m
11	ALTURA CALANDRIA	3.048	m
12	ALTURA CUERPO	5.029	m
13	ALTURA CÚPULA	2.30	m
14	DIÁMETRO CÚPULA	3.81	m
15	DIÁMETRO CUERPO	4.93	m
16	DIÁMETRO TUBERÍA CENTRAL	0.61	m
17	LARGO TUBERÍA CENTRAL	3.010	m
18	STATUS	OPERACIÓN	-
19	MATERIAL TUBOS EN CALANDRIA	SS304 CALIBRE BWG 13	-
20	ALTURA EN EL FONDE DEL EVAPORADOR	2.16	m

Cuadro 111. Datos obtenidos de características del evaporador primer efecto B.

No.	Característica	Valor	Dimensionales
1	NOMBRE DEL EQUIPO	1ER EFECTO B	-
2	USO EN	EVAPORACION	-
3	VOLUMEN	129.19	m3
4	SUPERFICIE CALÓRICA	730.30	m3
5	ALTURA FONDO	1.016	m
6	CANTIDAD DE TUBOS EN CALANDRIA	7520	-
7	LARGO DE TUBOS	3.035	m
8	DIÁMETRO INTERNO TUBOS CALANDRIA	0.038	m
9	ESPESOR TUBOS CALANDRIA	0.0024	m
10	ALTURA CALANDRIA	3.048	m
11	ALTURA CUERPO	5.029	m
12	ALTURA CÚPULA	2.30	m
13	DIÁMETRO CÚPULA	3.81	m
14	DIÁMETRO CUERPO	4.93	m
15	DIÁMETRO TUBERÍA CENTRAL	0.61	m
16	LARGO TUBERIA CENTRAL	3.010	m
17	STATUS	OPERACIÓN	-
18	MATERIAL TUBOS EN CALANDRIA	SS304 CALIBRE BWG 13	-
19	ALTURA EN EL FONDE DEL EVAPORADOR	2.16	m

Cuadro 112. Datos obtenidos de características del evaporador primer efecto 1.

No.	Característica	Valor	Dimensionales
1	NOMBRE DEL EQUIPO	1ER EFECTO 1	-
2	USO EN	EVAPORACION	-
3	VOLUMEN	-	m3
4	SUPERFICIE CALÓRICA	849.50	m3
5	ALTURA FONDO	0.97	m
6	CANTIDAD DE TUBOS EN CALANDRIA	7547	-
7	LARGO DE TUBOS	3.035	m
8	DIÁMETRO INTERNO TUBOS CALANDRIA	0.038	m
9	ESPESOR TUBOS CALANDRIA	0.0024	m
10	ALTURA CALANDRIA	3.048	m
11	ALTURA CUERPO	3.37	m
12	ALTURA CÚPULA	2.019	m
13	DIÁMETRO CÚPULA	3.81	m
14	DIÁMETRO CUERPO	4.93	m
15	DIÁMETRO TUBERÍA CENTRAL	0.58	m
16	LARGO TUBERÍA CENTRAL	3.035	m
17	STATUS	OPERACIÓN	-
18	MATERIAL TUBOS EN CALANDRIA	SS304 CALIBRE BWG 13	-
19	ALTURA EN EL FONDE DEL EVAPORADOR	2.16	m

Cuadro 113. Datos obtenidos de características del evaporador primer efecto 2.

No.	Característica	Valor	Dimensionales
1	NOMBRE DEL EQUIPO	1ER EFECTO 2	-
2	USO EN	EVAPORACIÓN	-
3	VOLUMEN	-	m ³
4	SUPERFICIE CALÓRICA	829.68	m ³
5	ALTURA FONDO	0.97	m
6	CANTIDAD DE TUBOS EN CALANDRIA	7547	-
7	LARGO DE TUBOS	3.035	m
8	DIÁMETRO INTERNO TUBOS CALANDRIA	0.035	m
9	ESPEJOR TUBOS CALANDRIA	0.0016	m
10	ALTURA CALANDRIA	3.048	m
11	ALTURA CUERPO	3.37	m
12	ALTURA CÚPULA	2.019	m
13	DIÁMETRO CÚPULA	3.81	m
14	DIÁMETRO CUERPO	4.93	m
15	DIÁMETRO TUBERÍA CENTRAL	0.58	m
16	LARGO TUBERÍA CENTRAL	3.035	m
17	STATUS	OPERACIÓN	-
18	MATERIAL TUBOS EN CALANDRIA	COBRE	-
19	ALTURA EN EL FONDE DEL EVAPORADOR	2.16	m

Cuadro 114. Datos obtenidos de características del evaporador primer efecto 3.

No.	Característica	Valor	Dimensionales
1	NOMBRE DEL EQUIPO	1ER EFECTO 3	-
2	USO EN	EVAPORACIÓN	-
3	VOLUMEN	-	m ³
4	SUPERFICIE CALÓRICA	849.50	m ³
5	ALTURA FONDO	0.97	m
6	CANTIDAD DE TUBOS EN CALANDRIA	7547	-
7	LARGO DE TUBOS	3.035	m
8	DIÁMETRO INTERNO TUBOS CALANDRIA	0.038	m
9	ESPEJOR TUBOS CALANDRIA	0.0016	m
10	ALTURA CALANDRIA	3.048	m
11	ALTURA CUERPO	3.37	m
12	ALTURA CÚPULA	2.019	m
13	DIÁMETRO CÚPULA	3.81	m
14	DIÁMETRO CUERPO	4.93	m
15	DIÁMETRO TUBERÍA CENTRAL	0.58	m
16	LARGO TUBERÍA CENTRAL	3.035	m
17	STATUS	OPERACIÓN	-
18	MATERIAL TUBOS EN CALANDRIA	COBRE	-
19	ALTURA EN EL FONDE DEL EVAPORADOR	2.16	m

Cuadro 115. Datos obtenidos de características del evaporador segundo efecto 0.

No.	Característica	Valor	Dimensionales
1	NOMBRE DEL EQUIPO	2NDO EFECTO 0	-
2	USO EN	EVAPORACIÓN	-
3	VOLUMEN	-	m3
4	SUPERFICIE CALÓRICA	797.96	m3
5	ALTURA FONDO	0.84	m
6	CANTIDAD DE TUBOS EN CALANDRIA	7176	-
7	LARGO DE TUBOS	3.04	m
8	DIÁMETRO INTERNO TUBOS CALANDRIA	0.035	m
9	ESPEJOR TUBOS CALANDRIA	0.0016	m
10	ALTURA CALANDRIA	3.05	m
11	ALTURA CUERPO	5.54	m
12	ALTURA CÚPULA	2.13	m
13	DIÁMETRO CÚPULA	2.69	m
14	DIÁMETRO CUERPO	4.85	m
15	DIÁMETRO TUBERÍA CENTRAL	0.61	m
16	LARGO TUBERÍA CENTRAL	3.04	m
17	STATUS	OPERACIÓN	-
18	MATERIAL TUBOS EN CALANDRIA	COBRE	-
19	ALTURA EN EL FONDE DEL EVAPORADOR	2.03	m

Cuadro 116. Datos obtenidos de características del evaporador segundo efecto 1.

No.	Característica	Valor	Dimensionales
1	NOMBRE DEL EQUIPO	2NDO EFECTO 1	-
2	USO EN	EVAPORACIÓN	-
3	VOLUMEN	26.19	m3
4	SUPERFICIE CALÓRICA	643.35	m3
5	ALTURA FONDO	0.84	m
6	CANTIDAD DE TUBOS EN CALANDRIA	7176	-
7	LARGO DE TUBOS	2.46	m
8	DIÁMETRO INTERNO TUBOS CALANDRIA	0.035	m
9	ESPEJOR TUBOS CALANDRIA	0.0016	m
10	ALTURA CALANDRIA	2.47	m
11	ALTURA CUERPO	5.54	m
12	ALTURA CÚPULA	2.13	m
13	DIÁMETRO CÚPULA	2.69	m
14	DIÁMETRO CUERPO	4.85	m
15	DIÁMETRO TUBERÍA CENTRAL	0.61	m
16	LARGO TUBERÍA CENTRAL	2.46	m
17	STATUS	OPERACIÓN	-
18	MATERIAL TUBOS EN CALANDRIA	COBRE	-
19	ALTURA EN EL FONDE DEL EVAPORADOR	2.03	m

Cuadro 117. Datos obtenidos de características del evaporador segundo efecto 2.

No.	Característica	Valor	Dimensionales
1	NOMBRE DEL EQUIPO	2NDO EFECTO 2	-
2	USO EN	EVAPORACIÓN	-
3	VOLUMEN	27.18	m3
4	SUPERFICIE CALÓRICA	643.07	m3
5	ALTURA FONDO	0.76	m
6	CANTIDAD DE TUBOS EN CALANDRIA	7191	-
7	LARGO DE TUBOS	2.45	m
8	DIÁMETRO INTERNO TUBOS CALANDRIA	0.035	m
9	ESPEJOR TUBOS CALANDRIA	0.0016	m
10	ALTURA CALANDRIA	2.46	m
11	ALTURA CUERPO	5.45	m
12	ALTURA CÚPULA	2.16	m
13	DIÁMETRO CÚPULA	2.46	m
14	DIÁMETRO CUERPO	4.85	m
15	DIÁMETRO TUBERÍA CENTRAL	0.62	m
16	LARGO TUBERÍA CENTRAL	2.45	m
17	STATUS	OPERACIÓN	-
18	MATERIAL TUBOS EN CALANDRIA	COBRE	-
19	ALTURA EN EL FONDE DEL EVAPORADOR	2.03	m

Cuadro 118. Datos obtenidos de características del evaporador segundo efecto 3.

No.	Característica	Valor	Dimensionales
1	NOMBRE DEL EQUIPO	2NDO EFECTO 3	-
2	USO EN	EVAPORACIÓN	-
3	VOLUMEN	21.24	m3
4	SUPERFICIE CALÓRICA	527.40	m3
5	ALTURA FONDO	0.69	m
6	CANTIDAD DE TUBOS EN CALANDRIA	5898	-
7	LARGO DE TUBOS	2.45	m
8	DIÁMETRO INTERNO TUBOS CALANDRIA	0.035	m
9	ESPEJOR TUBOS CALANDRIA	0.0016	m
10	ALTURA CALANDRIA	2.46	m
11	ALTURA CUERPO	5.44	m
12	ALTURA CÚPULA	2.12	m
13	DIÁMETRO CÚPULA	2.41	m
14	DIÁMETRO CUERPO	4.37	m
15	DIÁMETRO TUBERÍA CENTRAL	0.62	m
16	LARGO TUBERÍA CENTRAL	2.45	m
17	STATUS	OPERACIÓN	-
18	MATERIAL TUBOS EN CALANDRIA	COBRE	-
19	ALTURA EN EL FONDE DEL EVAPORADOR	2.03	m

Cuadro 119. Datos obtenidos de características del evaporador segundo efecto 4.

No.	Característica	Valor	Dimensionales
1	NOMBRE DEL EQUIPO	2NDO EFECTO 4	-
2	USO EN	EVAPORACIÓN	-
3	VOLUMEN	18.69	m3
4	SUPERFICIE CALÓRICA	503.47	m3
5	ALTURA FONDO	0.48	m
6	CANTIDAD DE TUBOS EN CALANDRIA	5858	-
7	LARGO DE TUBOS	2.36	m
8	DIÁMETRO INTERNO TUBOS CALANDRIA	0.035	m
9	ESPEJOR TUBOS CALANDRIA	0.0016	m
10	ALTURA CALANDRIA	2.36	m
11	ALTURA CUERPO	4.62	m
12	ALTURA CÚPULA	2.13	m
13	DIÁMETRO CÚPULA	2.49	m
14	DIÁMETRO CUERPO	4.36	m
15	DIÁMETRO TUBERÍA CENTRAL	0.60	m
16	LARGO TUBERÍA CENTRAL	2.34	m
17	STATUS	OPERACIÓN	-
18	MATERIAL TUBOS EN CALANDRIA	COBRE	-
19	ALTURA EN EL FONDE DEL EVAPORADOR	2.03	m

Cuadro 120. Datos obtenidos de características del evaporador segundo efecto 5.

No.	Característica	Valor	Dimensionales
1	NOMBRE DEL EQUIPO	2NDO EFECTO 5	-
2	USO EN	EVAPORACIÓN	-
3	VOLUMEN	19.54	m3
4	SUPERFICIE CALÓRICA	507.04	m3
5	ALTURA FONDO	0.46	m
6	CANTIDAD DE TUBOS EN CALANDRIA	5900	-
7	LARGO DE TUBOS	2.36	m
8	DIÁMETRO INTERNO TUBOS CALANDRIA	0.035	m
9	ESPEJOR TUBOS CALANDRIA	0.0016	m
10	ALTURA CALANDRIA	2.36	m
11	ALTURA CUERPO	4.53	m
12	ALTURA CÚPULA	2.12	m
13	DIÁMETRO CÚPULA	2.39	m
14	DIÁMETRO CUERPO	4.35	m
15	DIÁMETRO TUBERÍA CENTRAL	0.59	m
16	LARGO TUBERÍA CENTRAL	2.34	m
17	STATUS	OPERACIÓN	-
18	MATERIAL TUBOS EN CALANDRIA	COBRE	-
19	ALTURA EN EL FONDE DEL EVAPORADOR	2.03	m

2. Datos calculados

Figura 83. Balance de masa y energía en primer efecto de evaporación.

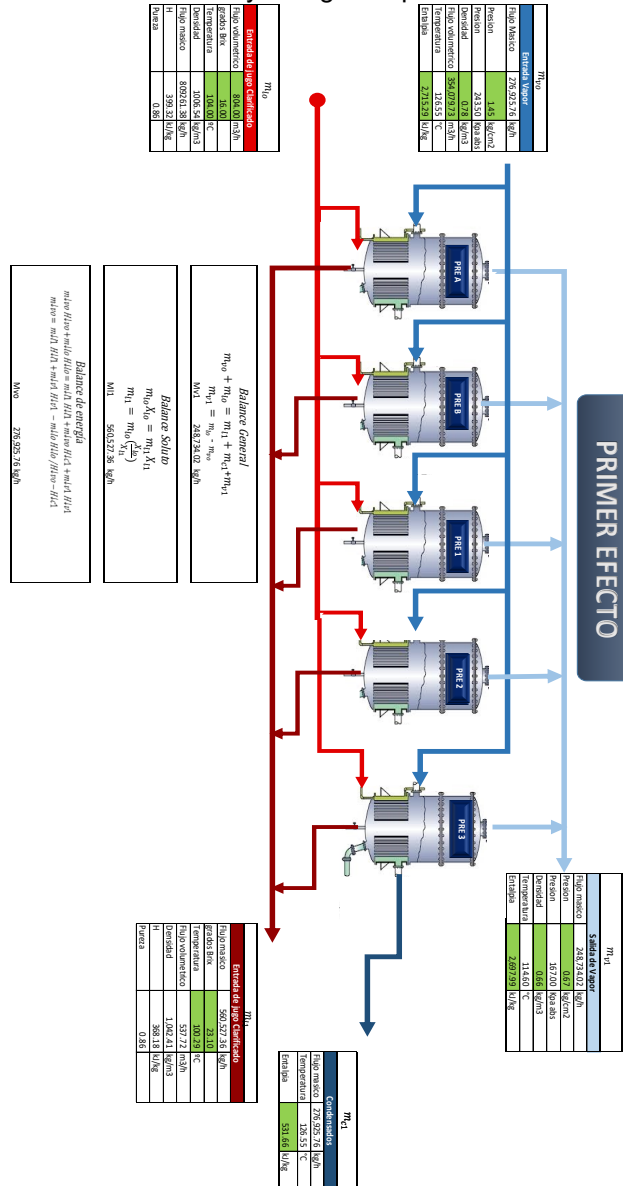


Figura 84. Balance de masa y energía segundo efecto de evaporación.

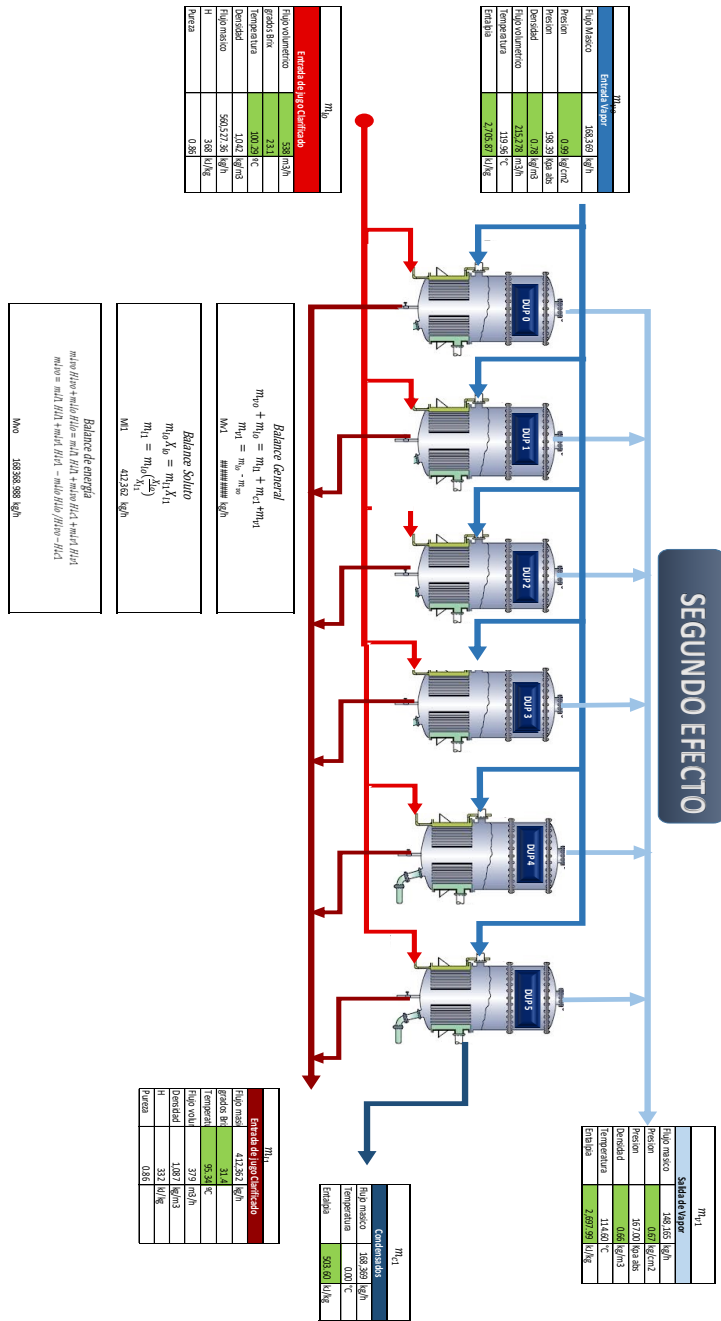


Figura 85. Balance de masa y energía evaporador primer efecto A.

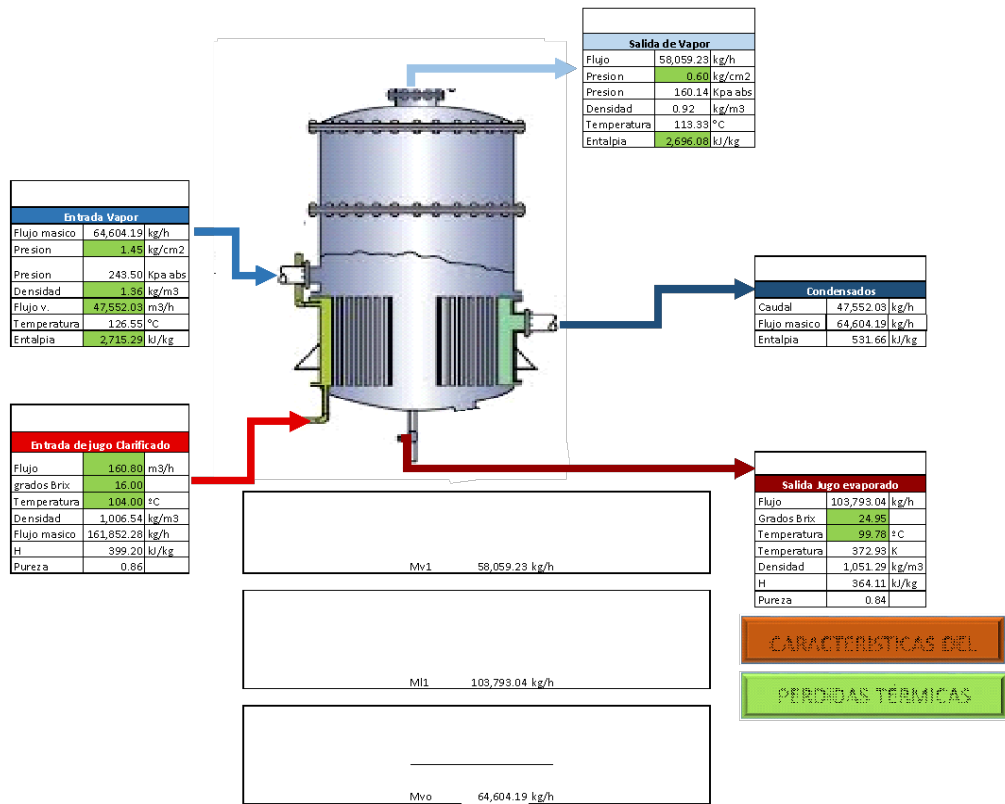


Figura 86. Balance de masa y energía en evaporador primer efecto B.

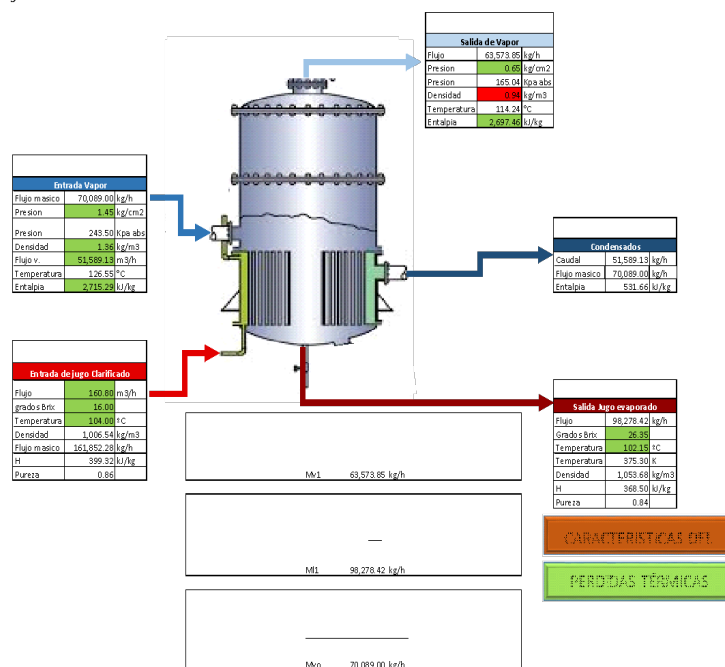


Figura 87. Balance de masa y energía en evaporador primer efecto 1.

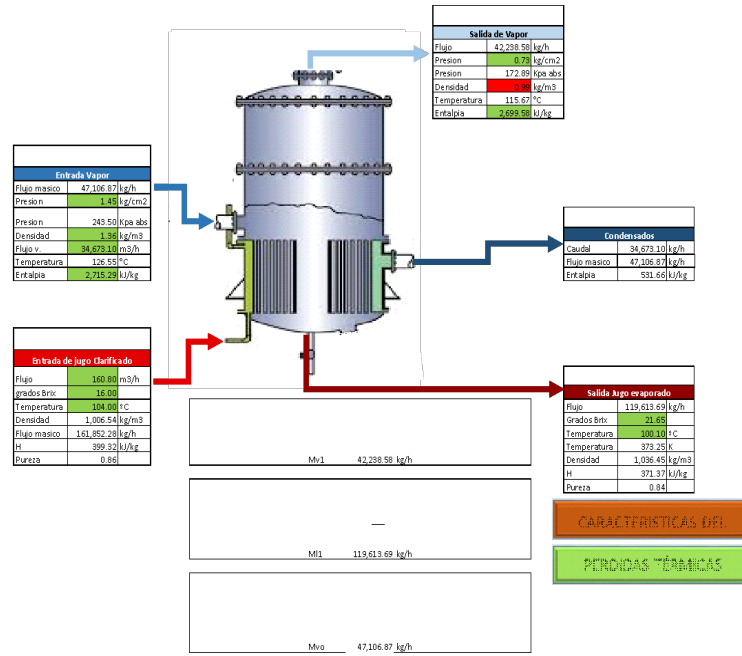


Figura 88. Balance de masa y energía en evaporador primer efecto 2.

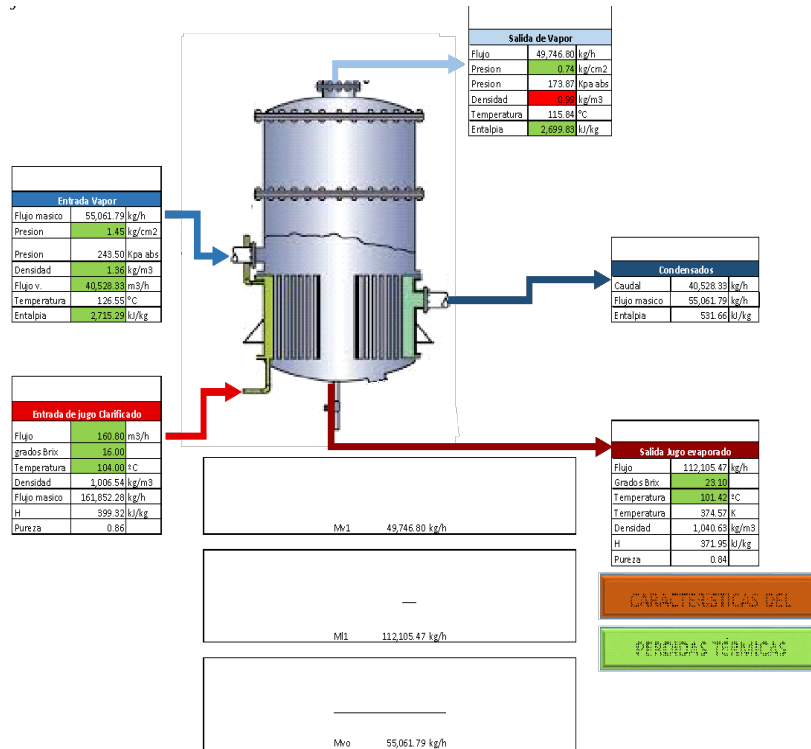


Figura 89. Balance de masa y energía en evaporador segundo efecto 0.

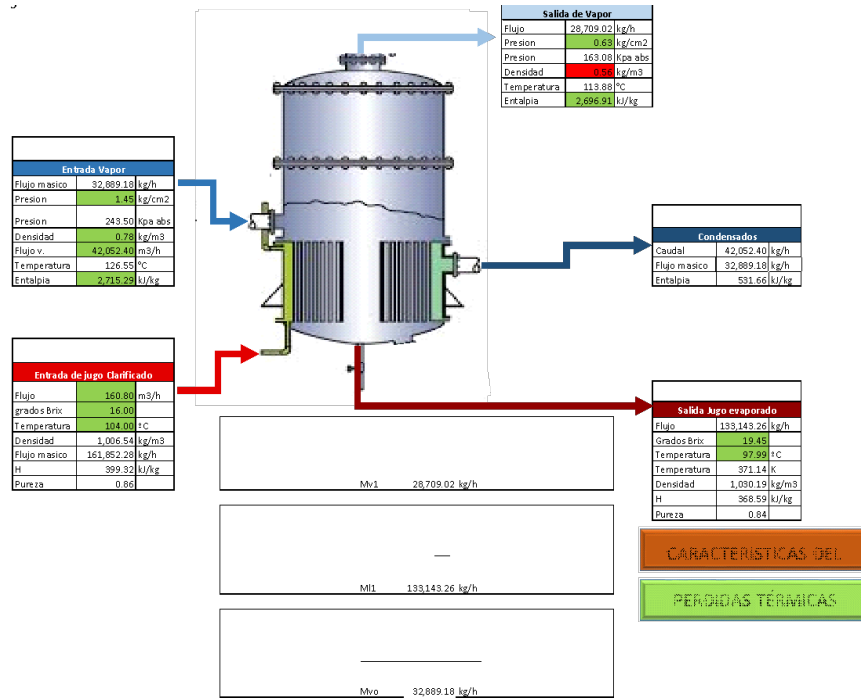


Figura 90. Balance de masa y energía en evaporador segundo efecto 1.

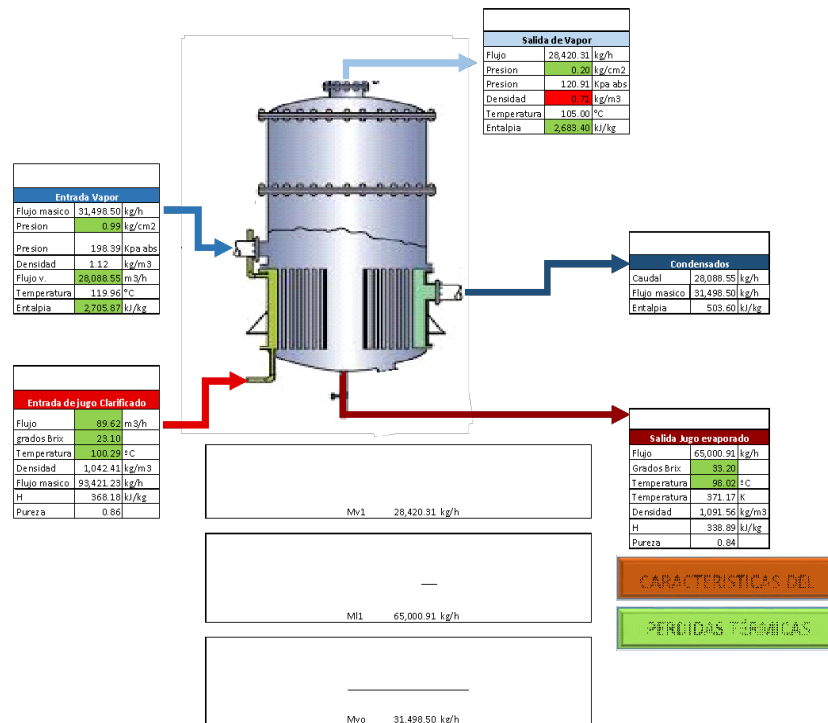


Figura 91. Balance de masa y energía en evaporador segundo efecto 1.

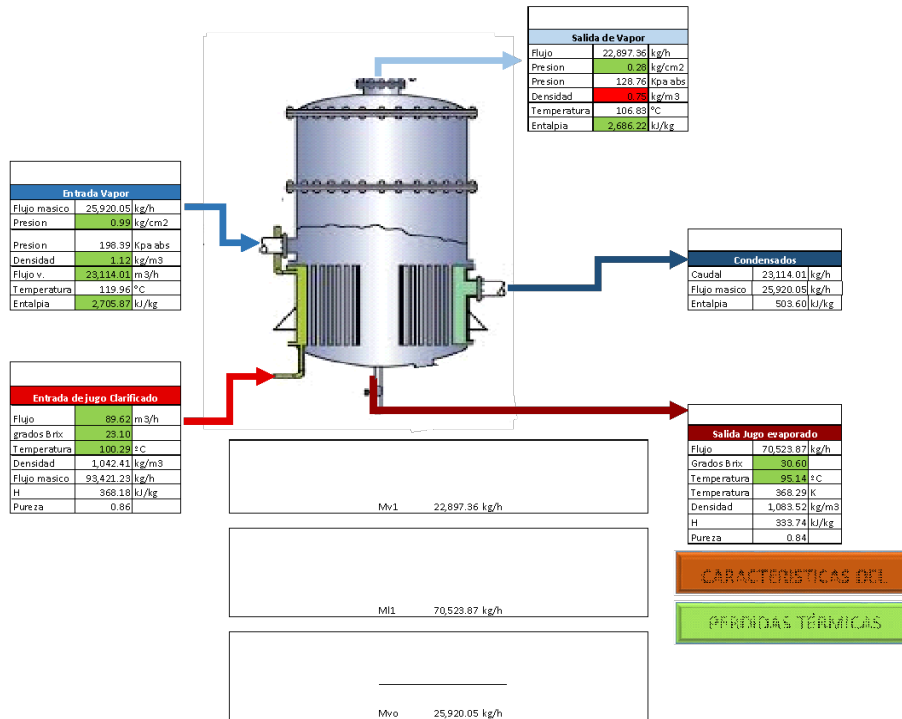


Figura 92. Balance de masa y energía en evaporador segundo efecto 2.

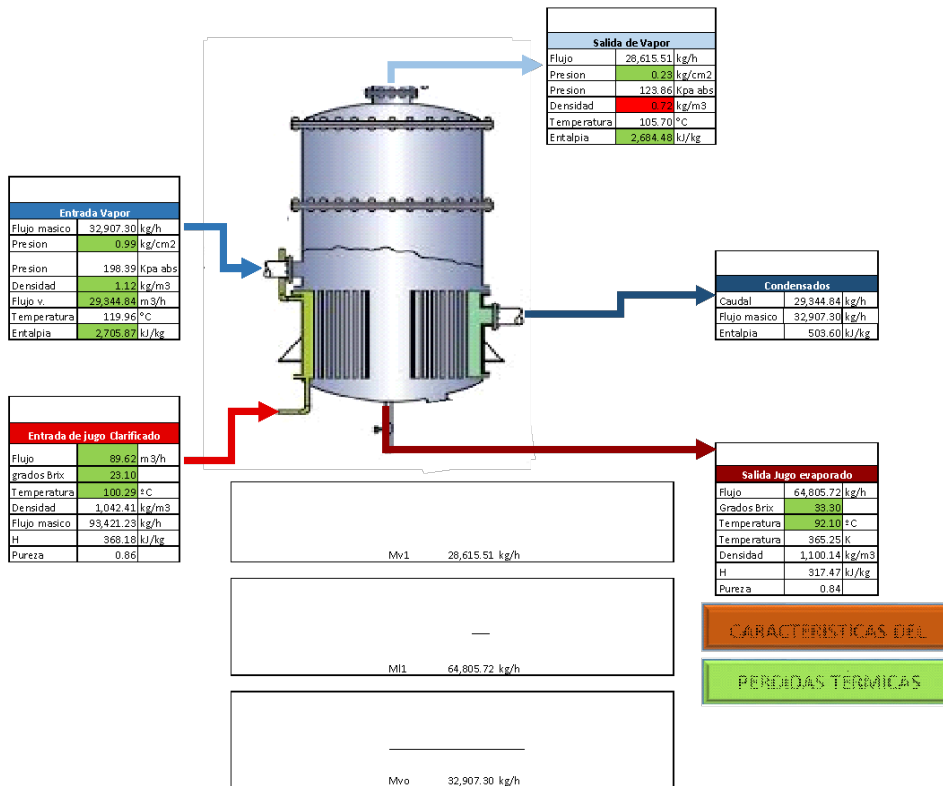


Figura 93. Balance de masa y energía en evaporador segundo efecto 3.

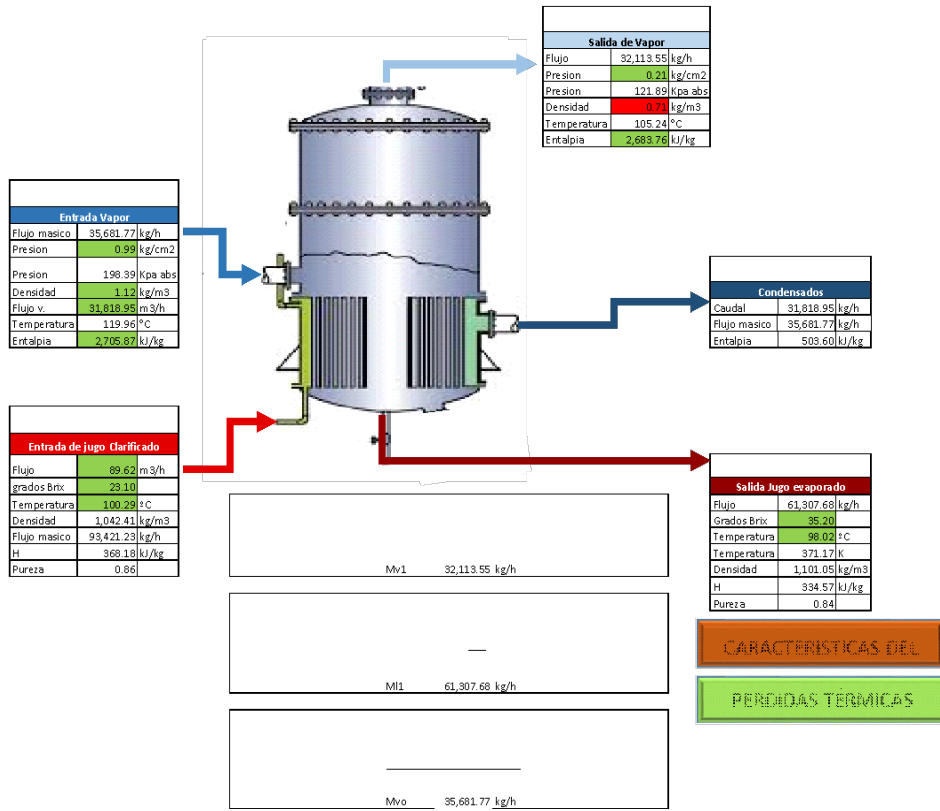


Figura 94. Balance de masa y energía en evaporador segundo efecto 4.

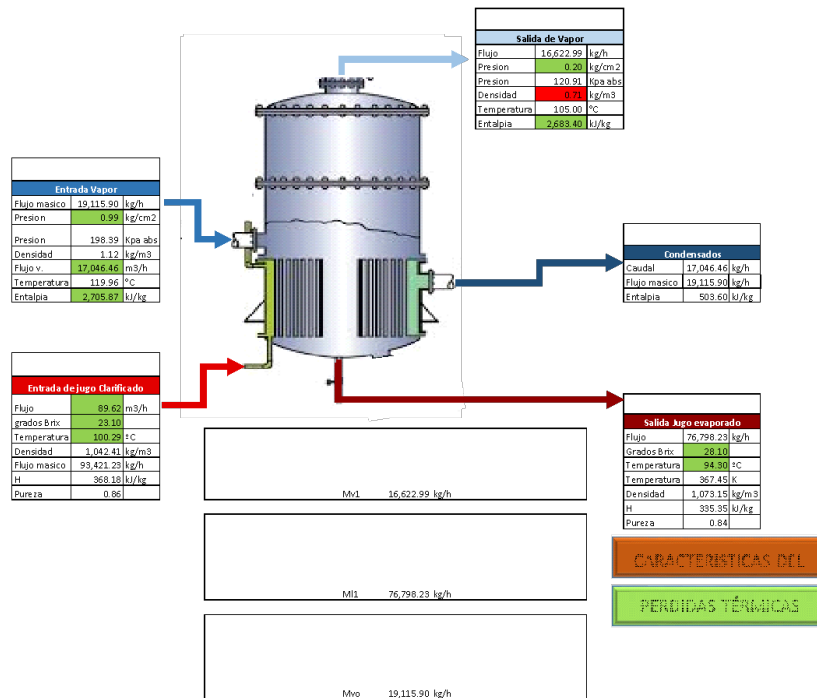


Figura 95. Balance de masa y energía en evaporador segundo efecto 5.

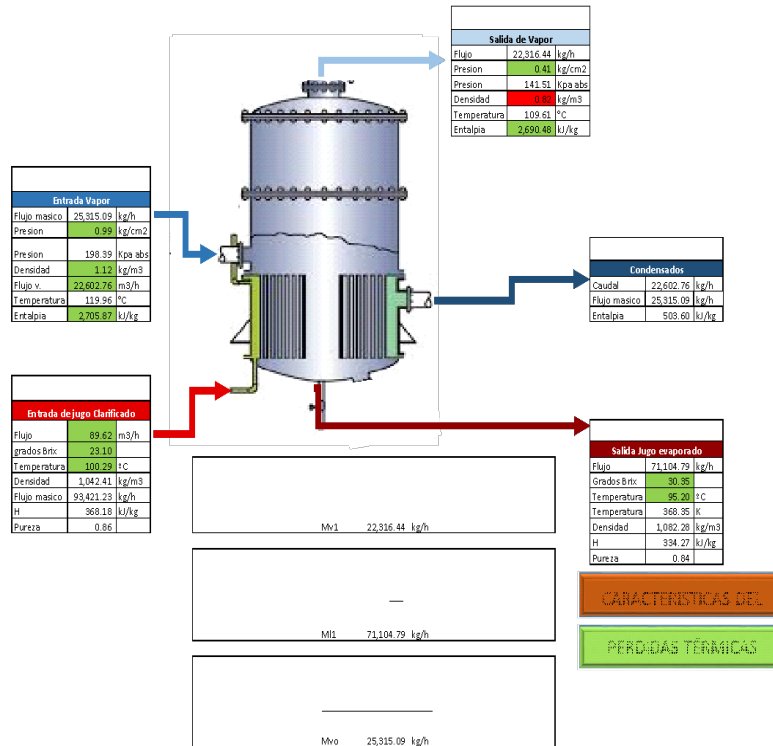


Figura 96. Determinación de calor perdido por radiación en cuerpo primer efecto A, utilizando software 3E Plus, versión libre 4.1.

Insulation Thickness

Item ID: 1

Item Description:

System Application: Flat Surface - Vertical

Dimensional Standard: ASTM C 585 Rigid

Calculation Type: Heat Loss Per Hour

Process Temp: 113.33 °C

Ambient Temp: 34 °C

Wind Speed: 0.5 m/s

Insulation Layers

Add Delete

#	Type	Name	Lock Thickness	Thickness
	Base Metal	Steel		
1	Insulation	850F Mineral Fiber PIPE, Type I, C547-15	Fix	38.1
2	Insulation	MF Insulating CEMENT, C195-07	Vary	12.7
	Jacket Material	0.1 Galvanized steel, new, bright		

Variable Insulation Thickness	Surface Temp (°C)	Heat Loss (W/m ²)	Efficiency (%)
Bare	113.2	1028.00	
Layer 1 (38.1)	50.8	70.76	93.12

Se realizó el mismo procedimiento para la determinación de pérdidas por radiación en todos los cuerpos y calandrias, lo único que variaba era la temperatura del proceso.

Figura 97. Determinación de calor perdido por radiación en fondo primer efecto A, utilizando software 3E Plus, versión libre 4.1.

Insulation Thickness

Item ID: 1

Item Description:

System Application: Flat Surface - Vertical

Dimensional Standard: ASTM C 585 Rigid

Calculation Type: Heat Loss Per Hour

Process Temp: 99.78 °C

Ambient Temp: 34 °C

Wind Speed: 0.5 m/s

Insulation Layers

Add Delete

#	Type	Name	Lock Thickness	Thickness
	Base Metal	Steel		
1	Insulation	Glass Fiber Felt, C1086-09	Fix	12.7
	Jacket Material	0.1 Galvanized steel, new, bright		

Variable Insulation Thickness	Surface Temp (°C)	Heat Loss (W/m ²)	Efficiency (%)
Bare	99.7	805.90	
Layer 1 (12.7)	63.0	139.80	82.65

Se realizó el mismo procedimiento para la determinación de pérdidas por radiación en todos los fondos, lo único que variaba era la temperatura del proceso.

Cuadro 121. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el cuerpo del primer efecto A.

	Convección interna	Conducción aislante	Conducción chaqueta	Convección natural
Coefficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	10.14	-	-	3.19
Resistencia (K/W)	1.27E-03	3.74E-03	1.86E-04	3.95E-03
Calor total por resistencias (kW)				8.68

Cuadro 122. Pérdidas por conducción, convección y radiación en la calandria del primer efecto A.

	Convección externa	Convección interna	Conducción aislante	Conducción chaqueta	Convección natural
Coefficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	95,019.59	498.05	-	-	2.63
Resistencia (K/W)	3.62E-09	7.35E-07	0.0062	0.00031	0.016
Calor total por resistencias (kW)					4.16

Cuadro 123. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el fondo del primer efecto A.

	Convección interna	Conducción aislante	Convección natural
Coefficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	19.62	-	2.88
Resistencia (K/W)	8.99E-03	7.90E-03	1.56E-02
Calor total por resistencias (kW)			2.62

Cuadro 124. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el cuerpo del primer efecto B.

	Convección interna	Conducción aislante	Conducción chaqueta	Convección natural
Coefficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	10.85	-	-	3.19
Resistencia (K/W)	1.18E-03	3.74E-03	1.86E-04	3.95E-03
Calor total por resistencias (kW)				8.86

Cuadro 125. Pérdidas por conducción, convección y radiación en la calandria del primer efecto B.

	Convección externa	Convección interna	Conducción aislante	Conducción chaqueta	Convección natural
Coefficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	99,780.72	516.76	-	-	3.27
Resistencia (K/W)	3.45E-09	7.08E-07	0.0062	0.00031	0.013
Calor total por resistencias (kW)					4.83

Cuadro 126. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el fondo del primer efecto B.

	Convección interna	Conducción aislante	Convección natural
Coefficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	18.13	-	2.66
Resistencia (K/W)	2.48E-03	7.90E-03	1.69E-02
Calor total por resistencias (kW)			2.57

Cuadro 127. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el cuerpo del primer efecto 1.

	Convección interna	Conducción aislante	Conducción chaqueta	Convección natural
Coefficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	7.56	-	-	3.47
Resistencia (K/W)	2.54E-03	5.58E-03	2.78E-04	5.43E-03
Calor total por resistencias (kW)	5.91			

Cuadro 128. Pérdidas por conducción, convección y radiación en la calandria del primer efecto 1.

	Convección externa	Convección interna	Conducción aislante	Conducción chaqueta	Convección natural
Coefficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	78,647.55	453.92	-	-	3.83
Resistencia (K/W)	4.36E-09	8.03E-07	0.0062	0.00031	0.011
Calor total por resistencias (kW)	5.35				

Cuadro 129. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el fondo del primer efecto 1.

	Convección interna	Conducción aislante	Convección natural
Coefficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	20.11	-	3.85
Resistencia (K/W)	2.24E-03	7.90E-03	1.17E-02
Calor total por resistencias (kW)	3.12		

Cuadro 130. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el cuerpo del primer efecto 2.

	Convección interna	Conducción aislante	Conducción chaqueta	Convección natural
Coefficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	8.58	-	-	3.61
Resistencia (K/W)	2.24E-03	5.58E-03	2.78E-04	5.22E-03
Calor total por resistencias (kW)	6.15			

Cuadro 131. Pérdidas por conducción, convección y radiación en la calandria del primer efecto 2.

	Convección externa	Convección interna	Conducción aislante	Conducción chaqueta	Convección natural
Coefficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	72,531.77	516.34	-	-	3.88
Resistencia (K/W)	5.25E-09	7.71E-07	0.0062	0.00031	0.011
Calor total por resistencias (kW)	5.38				

Cuadro 132. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el fondo del primer efecto 2.

	Convección interna	Conducción aislante	Convección natural
Coefficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	19.45	-	4.09
Resistencia (K/W)	2.31E-03	7.90E-03	1.10E-02
Calor total por resistencias (kW)	3.27		

Cuadro 133. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el cuerpo del primer efecto 3.

	Convección interna	Conducción aislante	Conducción chaqueta	Convección natural
Coefficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	5.49	-	-	3.65
Resistencia (K/W)	3.50E-03	5.58E-03	2.78E-04	5.15E-03
Calor total por resistencias (kW)	5.50			

Cuadro 134. Pérdidas por conducción, convección y radiación en la calandria del primer efecto 3.

	Convección externa	Convección interna	Conducción aislante	Conducción chaqueta	Convección natural
Coefficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	86,247.44	424.50	-	-	3.89
Resistencia (K/W)	4.06E-09	8.59E-07	0.0062	0.00031	0.011
Calor total por resistencias (kW)	5.39				

Cuadro 135. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el fondo del primer efecto 3.

	Convección interna	Conducción aislante	Convección natural
Coefficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	21.25	-	4.09
Resistencia (K/W)	2.12E-03	7.90E-03	1.10E-02
Calor total por resistencias (kW)	5.03		

Cuadro 136. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el cuerpo del segundo efecto 0.

	Convección interna	Conducción aislante	Conducción chaqueta	Convección natural
Coefficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	7.13	-	-	3.32
Resistencia (K/W)	1.66E-03	3.45E-03	1.72E-04	3.50E-03
Calor total por resistencias (kW)	8.09			

Cuadro 137. Pérdidas por conducción, convección y radiación en la calandria del segundo efecto

0.

	Convección externa	Convección interna	Conducción aislante	Conducción chaqueta	Convección natural
Coeficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	51,543.50	700.72	-	-	3.44
Resistencia (K/W)	7.77E-09	5.97E-07	0.0063	0.00031	0.012
Calor total por resistencias (kW)	4.57				

Cuadro 138. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el fondo del segundo efecto 0.

	Convección interna	Conducción aislante	Convección natural
Coeficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	14.39	-	3.90
Resistencia (K/W)	3.44E-03	8.52E-03	1.27E-02
Calor total por resistencias (kW)	4.09		

Cuadro 139. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el cuerpo del segundo efecto 1.

	Convección interna	Conducción aislante	Conducción chaqueta	Convección natural
Coeficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	5.75	-	-	2.99
Resistencia (K/W)	2.06E-03	3.45E-03	1.72E-04	3.88E-03
Calor total por resistencias (kW)	7.61			

Cuadro 140. Pérdidas por conducción, convección y radiación en la calandria del segundo efecto

1.

	Convección externa	Convección interna	Conducción aislante	Conducción chaqueta	Convección natural
Coeficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	45,854	666.08405	-	-	3.17
Resistencia (K/W)	1.08E-08	7.76E-07	0.00772	0.00039	0.01644
Calor total por resistencias (kW)	3.50				

Cuadro 141. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el fondo del segundo efecto 1.

	Convección interna	Conducción aislante	Convección natural
Coeficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	15.0755	-	3.91
Resistencia (K/W)	3.28E-03	8.52E-03	1.26E-02
Calor total por resistencias (kW)	3.96		

Cuadro 142. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el cuerpo del segundo efecto 2.

	Convección interna	Conducción aislante	Conducción chaqueta	Convección natural
Coefficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	7.05	-	-	3.63
Resistencia (K/W)	1.71E-03	3.51E-03	1.75E-04	3.26E-03
Calor total por resistencias (kW)				8.28

Cuadro 143. Pérdidas por conducción, convección y radiación en la calandria del segundo efecto 2.

	Convección externa	Convección interna	Conducción aislante	Conducción chaqueta	Convección natural
Coefficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	52,989.50	702.05	-	-	4.08
Resistencia (K/W)	9.33E-09	7.37E-07	7.74E-03	3.86E-04	1.28E-02
Calor total por resistencias (kW)					4.11

Cuadro 144. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el fondo del segundo efecto 2.

	Convección interna	Conducción aislante	Convección natural
Coefficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	14.2520	-	4.13
Resistencia (K/W)	3.47E-03	8.52E-03	1.20E-02
Calor total por resistencias (kW)			3.89

Cuadro 145. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el cuerpo del segundo efecto 3.

	Convección interna	Conducción aislante	Conducción chaqueta	Convección natural
Coefficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	8.69	-	-	3.54
Resistencia (K/W)	1.54E-03	3.89E-03	1.94E-04	3.69E-03
Calor total por resistencias (kW)				7.65

Cuadro 146. Pérdidas por conducción, convección y radiación en la calandria del segundo efecto 3.

	Convección externa	Convección interna	Conducción aislante	Conducción chaqueta	Convección natural
Coefficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	63,585.87	727.37	-	-	4.13
Resistencia (K/W)	9.48E-09	8.67E-07	8.59E-03	4.28E-04	1.40E-02
Calor total por resistencias (kW)					3.74

Cuadro 147. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el fondo del segundo efecto 3.

	Convección interna	Conducción aislante	Convección natural
Coefficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	15.4043	-	4.03
Resistencia (K/W)	3.41E-03	9.46E-03	1.30E-02
Calor total por resistencias (kW)	4.01		

Cuadro 148. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el cuerpo del segundo efecto 4.

	Convección interna	Conducción aislante	Conducción chaqueta	Convección natural
Coefficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	5.140	-	-	3.34
Resistencia (K/W)	3.07E-03	4.59E-03	2.29E-04	4.63E-03
Calor total por resistencias (kW)	5.67			

Cuadro 149. Pérdidas por conducción, convección y radiación en la calandria del segundo efecto 4.

	Convección externa	Convección interna	Conducción aislante	Conducción chaqueta	Convección natural
Coefficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	43,752.26	632.78	-	-	4.04
Resistencia (K/W)	1.44E-08	1.04E-06	8.98E-03	4.47E-04	1.50E-02
Calor total por resistencias (kW)	3.52				

Cuadro 150. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el fondo del segundo efecto 4.

	Convección interna	Conducción aislante	Convección natural
Coefficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	17.66	-	3.26
Resistencia (K/W)	2.98E-03	9.48E-03	1.61E-02
Calor total por resistencias (kW)	3.27		

Cuadro 151. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el cuerpo del segundo efecto 5.

	Convección interna	Conducción aislante	Conducción chaqueta	Convección natural
Coefficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	5.89	-	-	3.23
Resistencia (K/W)	2.74E-03	4.69E-03	2.34E-04	4.89E-03
Calor total por resistencias (kW)	6.02			

Cuadro 152. Pérdidas por conducción, convección y radiación en la calandria del segundo efecto

5.

	Convección externa	Convección interna	Conducción aislante	Conducción chaqueta	Convección natural
Coefficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	52,144.38	662.76	-	-	3.36
Resistencia (K/W)	1.20E-08	9.89E-07	9.00E-03	4.48E-04	1.80E-02
Calor total por resistencias (kW)					3.13

Cuadro 153. Pérdidas por conducción, convección y radiación en el fondo del segundo efecto 5.

	Convección interna	Conducción aislante	Convección natural
Coefficiente de transferencia de calor por convección (W/m ² K)	16.90	-	3.91
Resistencia (K/W)	3.11E-03	9.50E-03	1.34E-02
Calor total por resistencias (kW)	3.82		

Cuadro 154. Determinación de desviación estándar para mediciones de temperaturas en las distintas zonas del equipo.

	Cuerpo	Calandria	Fondo
Primer efecto A	3.69	8.07	5.52
Primer efecto B	3.60	5.83	3.01
Primer efecto 1	2.64	4.74	5.13
Primer efecto 2	4.88	1.82	2.51
Primer efecto 3	8.38	2.26	5.37
Segundo efecto 0	4.80	3.26	3.66
Segundo efecto 1	3.20	4.88	5.70
Segundo efecto 2	6.29	2.50	1.58
Segundo efecto 3	2.07	4.99	3.76
Segundo efecto 4	2.84	1.92	2.82
Segundo efecto 5	3.06	2.90	10.78

Cuadro 155. Determinación de pérdidas de calor con el aislante actual y el aislante propuesto.

Equipo	Pérdidas con aislante actual (kW)	Pérdidas con aislante propuesto (kW)	Ahorro (kW)
Primer efecto A	27.00	21.09	5.91
Primer efecto B	28.07	22.12	5.95
Primer efecto 1	22.83	18.40	4.43
Primer efecto 2	25.31	20.70	4.61
Primer efecto 3	26.15	21.92	4.23
Segundo efecto 0	32.30	27.40	4.90
Segundo efecto 1	25.70	20.80	4.90
Segundo efecto 2	28.12	23.14	4.98
Segundo efecto 3	26.48	21.84	4.64
Segundo efecto 4	21.17	17.63	3.54
Segundo efecto 5	20.80	17.33	3.47

3. Cálculos de muestra

Cálculo 1. Determinación de flujo másico de salida de evaporado en evaporador primer efecto A, utilizando balance general.

$$m_{v1} = 161,852.28 \frac{kg}{h} - 103,793.04 \frac{kg}{h}$$

$$m_{v1} = 58,059.23 \frac{kg}{h}$$

Cálculo 2. Determinación de flujo másico de salida de jugo concentrado en evaporador primer efecto A, utilizando balance de soluto.

$$m_{l1} = 161,852.28 \frac{kg}{h} \left(\frac{16 Bx}{24.95 Bx} \right)$$

$$m_{l1} = 103,793.04 \frac{kg}{h}$$

Cálculo 3. Determinación de flujo másico de entrada de vapor en evaporador primer efecto A, utilizando balance de masa y energía.

Haciendo uso de la ecuación no. 9, se realizó el mismo procedimiento para este cálculo en los otros evaporadores.

$$m_{vo} = \frac{\left[58,059.23 \frac{kg}{h} (2,696.08 - 364.11) \frac{kJ}{kg} \right] - \left[161,852.28 \frac{kg}{h} (364.11 - 399.20) \frac{kJ}{kg} \right]}{(2,715.29 - 531.66) \frac{kJ}{kg}}$$

$$m_{vo} = 64,604.19 \frac{kg}{h}$$

Cálculo 4. Determinación de número de Reynolds, para convección externa del banco de tubos en la calandria del evaporador primer efecto A.

Se realizó el mismo procedimiento para este cálculo en los otros evaporadores. Asimismo, para el cálculo por convección interna, en el cuerpo, fondo y adentro de los tubos de la calandria.

$$Re_D = \frac{1.36 \frac{kg}{m^3} * 3.62 \frac{m}{s} * 0.04 m}{1.30 * 10^{-5} \frac{kg}{ms}}$$

$$Re_D = 1.53 * 10^4$$

Cálculo 5. Determinación de Nusselt, para convección externa del banco de tubos en la calandria del evaporador primer efecto A.

$$Nu_D = 0.35 * \left(\frac{0.09}{0.04}\right)^{0.2} * (1.53 * 10^4)^{0.6} * 1^{0.36} * \left(\frac{1}{1}\right)^{0.25}$$

$$Nu_D = 134.88$$

Cálculo 6. Determinación de coeficiente de transferencia de calor por convección, para convección externa del banco de tubos en la calandria del evaporador primer efecto A.

Se realizó el mismo procedimiento para este cálculo en los otros evaporadores. Asimismo, para el cálculo por convección interna, en el cuerpo, fondo y adentro de los tubos de la calandria.

$$h = \frac{134.88 * 0.03 \frac{W}{mk}}{0.04m}$$

$$h = 95,019.59 \frac{W}{mk}$$

Cálculo 7. Determinación de resistencia, para convección externa del banco de tubos en la calandria del evaporador primer efecto A.

Se realizó el mismo procedimiento para este cálculo en los otros evaporadores. Asimismo, para el cálculo por convección interna y convección natural, en el cuerpo, fondo y calandria.

$$\text{Resistencia conveccion} = \frac{1}{95,019.59 \frac{W}{Km^2} * 2,905.11 m^2}$$

$$\text{Resistencia} = 3.62 * 10^{-9} \frac{K}{W}$$

Cálculo 8. Determinación de número de Prandtl, para convección interna en la calandria del evaporador primer efecto A.

Se realizó el mismo procedimiento para este cálculo en los otros evaporadores.

$$Pr = \frac{1.02 * 10^{-3} \frac{kg}{ms} * 3.84 \frac{kJ}{kgK}}{5.18 W/m^2K}$$

$$Pr = 7.52 * 10^{-4}$$

Cálculo 9. Determinación de resistencia, para conducción del evaporador primer efecto A.

Se realizó el mismo procedimiento para este cálculo en los otros evaporadores.

$$\text{Resistencia conduccion} = \frac{\ln\left(\frac{2.50 \text{ m}}{2.46 \text{ m}}\right)}{2\pi * 0.13 \frac{\text{W}}{\text{mK}} * 3.05 \text{ m}}$$

$$\text{Resistencia conduccion} = 6.16 * 10^{-3} \frac{\text{K}}{\text{W}}$$

Cálculo 10. Determinación de número de Rayleigh para convección natural en la calandria del evaporador primer efecto A.

Se realizó el mismo procedimiento para este cálculo en los otros evaporadores.

$$\text{Ra}_L = \frac{9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * \frac{1}{311.03\text{K}} * (314.90 - 307.15)\text{K} * 3.05 \text{ m}^3}{(1.70 * 10^{-5})^2} * 0.73$$

$$\text{Ra}_L = 1.73 * 10^{10}$$

Cálculo 11. Determinación de Nusselt, para convección natural en la calandria del evaporador primer efecto A.

Se realizó el mismo procedimiento para este cálculo en los otros evaporadores.

$$\text{Nu} = \left(0.825 + \frac{0.387(1.73 * 10^{10})^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{0.73}\right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right)^2$$

$$\text{Nu} = 301.23$$

Cálculo 12. Determinación de radio crítico en la calandria del evaporador primer efecto A.

Se realizó el mismo procedimiento para este cálculo en los otros evaporadores. El valor k fue obtenido del proveedor del aislante.

$$r_{\text{cr,max}} = \frac{0.13 \text{ W/mK}}{2.63 \text{ W/m}^2\text{K}}$$

$$r_{\text{cr,max}} = 0.049 \text{ m}$$

Figura 98. Puntos de mediciones temperaturas exteriores en el fondo evaporador primer efecto A

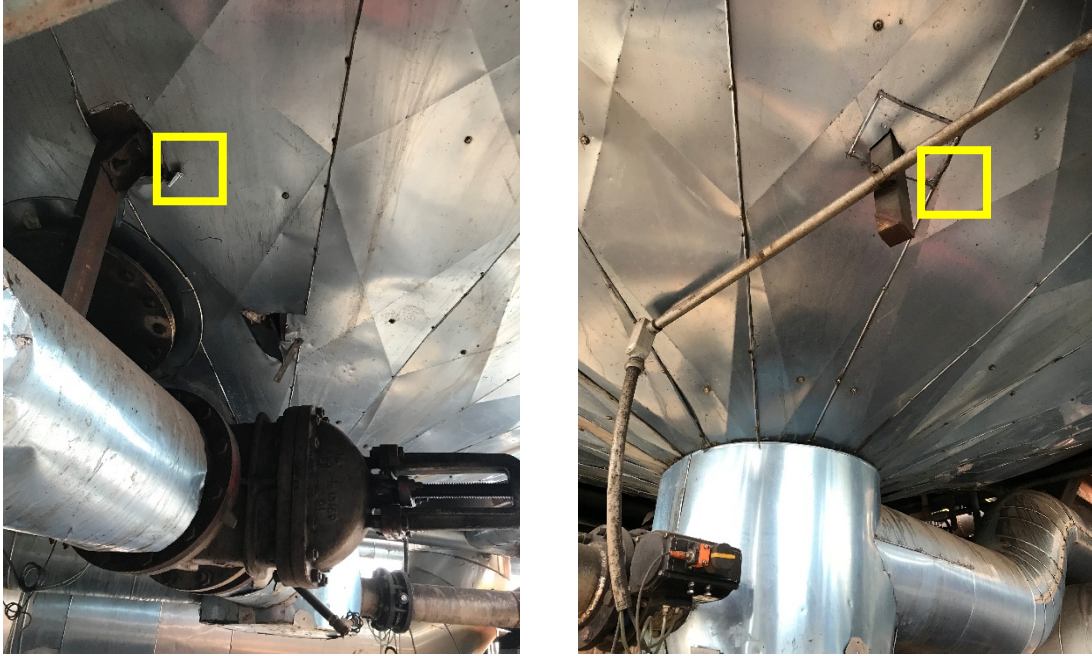


Figura 98. Puntos de medición temperaturas exteriores en la calandria evaporador primer efecto A.



Figura 199. Puntos de mediciones temperaturas exteriores en el fondo evaporador primer efecto B.

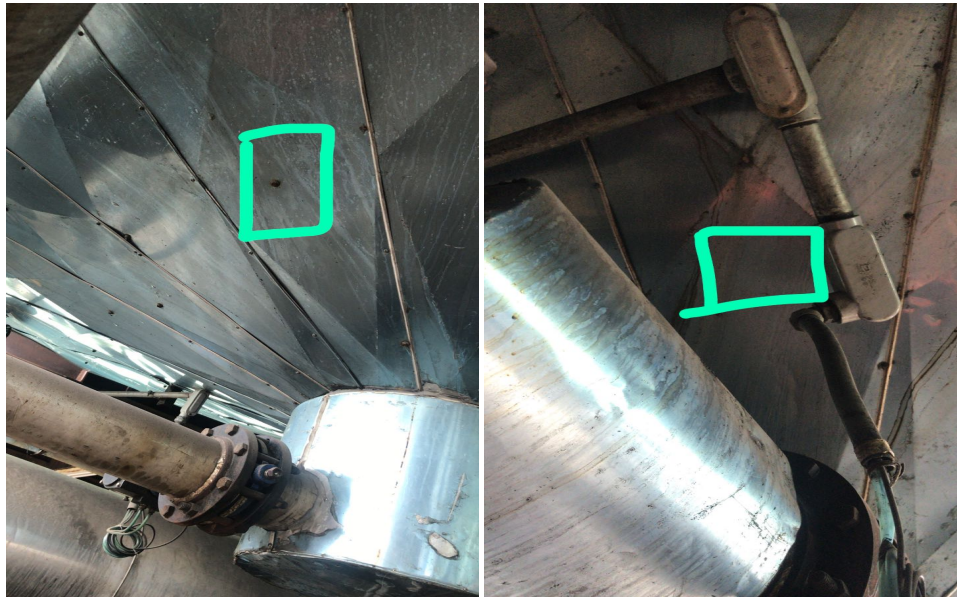


Figura 100. Puntos de medición temperaturas exteriores en la calandria evaporador primer efecto B.



Figura 101. Puntos de mediciones temperaturas exteriores en el fondo evaporador primer efecto 1.

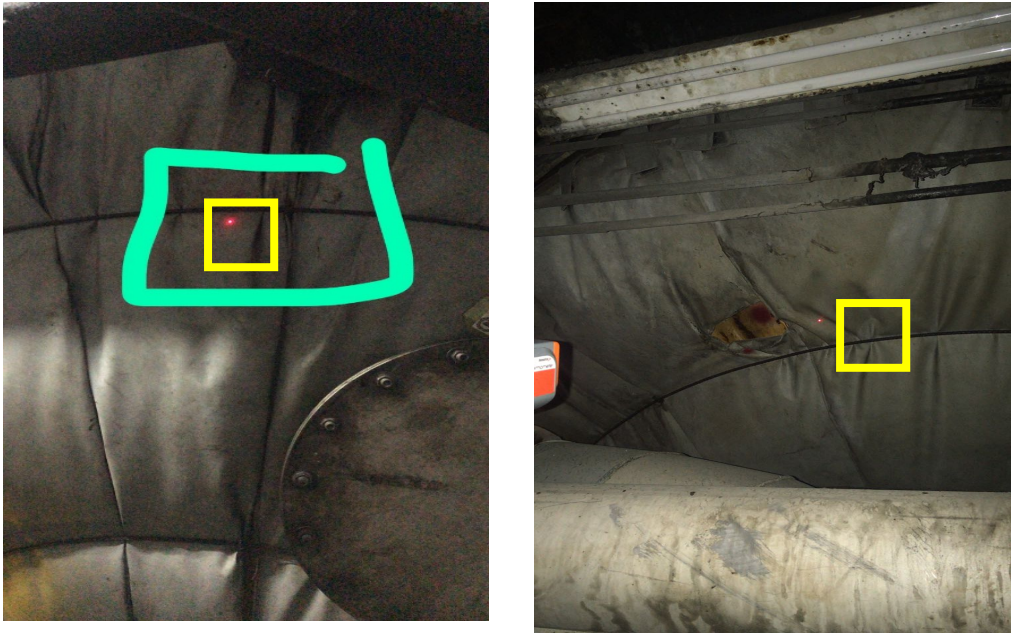


Figura 102 Puntos de medición temperaturas exteriores en la calandria evaporador primer efecto 1.



Figura 103. Puntos de mediciones temperaturas exteriores en el fondo evaporador primer efecto 2.



Figura 104. Puntos de medición temperaturas exteriores en la calandria evaporador primer efecto 2.



Figura 105. Puntos de mediciones temperaturas exteriores en el fondo evaporador primer efecto 3.



Figura 106. Puntos de medición temperaturas exteriores en la calandria evaporador primer efecto 3.



Figura 107. Puntos de mediciones temperaturas exteriores en el fondo evaporador segundo efecto 0.



Figura 108. Puntos de medición temperaturas exteriores en la calandria evaporador segundo efecto 0.



Figura 109. Puntos de mediciones temperaturas exteriores en el fondo evaporador segundo efecto 1.



Figura 110. Puntos de medición temperaturas exteriores en la calandria evaporador segundo efecto 1.



Figura 111. Puntos de mediciones temperaturas exteriores en el fondo evaporador segundo efecto 2.



Figura 112. Puntos de medición temperaturas exteriores en la calandria evaporador segundo efecto 2.



Figura 113. Puntos de mediciones temperaturas exteriores en el fondo evaporador segundo efecto 3.



Figura 114. Puntos de medición temperaturas exteriores en la calandria evaporador segundo efecto 3.

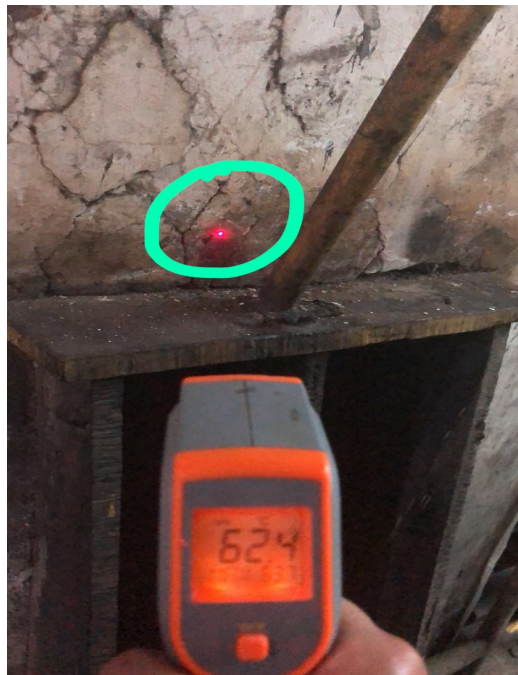


Figura 115. Puntos de mediciones temperaturas exteriores en el fondo evaporador segundo efecto 4.



Figura 116. Puntos de medición temperaturas exteriores en la calandria evaporador segundo efecto 4.



Figura 117. Puntos de mediciones temperaturas exteriores en el fondo evaporador segundo efecto 5.



Figura 118. Puntos de medición temperaturas exteriores en la calandria evaporador segundo efecto 5.



B. Módulo 2: Determinación de pérdidas térmicas y eficiencias en intercambiadores de calor de coraza y tubos, y de placas, con balances de energía del área de fábrica de un ingenio azucarero.

1. Datos originales

Cuadro 156. Mediciones de temperatura en intercambiador 1 de jugo alcalizado.

No. Corrida	Medición	Temperatura entrada jugo, (°C)	Temperatura salida jugo, (°C)	Temperatura entrada vapor, (°C)	Temperatura salida vapor, (°C)
1	1	80.90	88.40	99.80	85.30
	2	81.40	88.40	99.80	84.30
	3	80.90	88.50	99.70	85.70
	4	80.30	87.80	99.80	85.70
	5	81.60	88.70	100.10	85.70
2	1	80.50	88.40	100.90	94.80
	2	81.00	88.60	101.30	94.90
	3	81.10	88.60	101.10	95.30
	4	80.80	89.00	101.00	94.90
	5	81.10	89.60	101.40	95.40
3	1	80.60	88.90	104.90	83.50
	2	80.40	88.60	104.80	84.80
	3	80.50	89.70	103.90	84.40
	4	81.40	90.10	105.90	83.70
	5	81.30	90.30	104.90	85.60
Promedio		80.92	88.91	101.95	88.27

Cuadro 157. Mediciones de temperatura en intercambiador 2 de jugo alcalizado.

No. Corrida	Medición	Temperatura entrada jugo, (°C)	Temperatura salida jugo, (°C)	Temperatura entrada vapor, (°C)	Temperatura salida vapor, (°C)
1	1	92.7	100.6	113.8	102.3
	2	93.3	105.9	113.9	103.1
	3	94.3	104.3	113.1	101.6
	4	94.4	105.9	112.8	102.8
	5	94.3	105.1	113.8	102.2
2	1	89.1	100.0	109.1	105.1
	2	88.6	99.7	109.0	100.6
	3	89.2	99.8	109.4	100.0
	4	89.5	99.8	109.2	101.6
	5	88.0	99.1	106.7	102.2
3	1	93.1	101.1	115.3	111.7
	2	93.2	102.4	114.5	111.4
	3	93.1	105.5	116.1	112.7
	4	95.4	105.8	115.9	108.7
	5	95.7	103.4	114.8	112.4
Promedio		92.3	102.6	112.5	105.2

Cuadro 158. Mediciones de temperatura en intercambiador 3 de jugo alcalizado.

No. Corrida	Medición	Temperatura entrada jugo, (°C)	Temperatura salida jugo, (°C)	Temperatura entrada vapor, (°C)	Temperatura salida vapor, (°C)
1	1	62.2	80.6	90.8	77.4
	2	63.1	82.3	90.9	78.5
	3	63.5	82.4	91.9	78.8
	4	64.4	82.3	91.0	78.5
	5	65.7	83.3	91.8	79.5
2	1	66.6	81.3	90.8	88.6
	2	67.0	81.3	90.3	88.6
	3	67.9	81.2	90.4	88.0
	4	67.5	81.1	90.5	86.2
	5	77.8	81.2	90.3	85.4
3	1	67.8	84.2	93.4	82.0
	2	69.0	84.6	93.8	81.4
	3	68.8	85.0	93.6	81.8
	4	67.2	84.2	93.8	81.6
	5	68.4	83.8	93.8	82.4
Promedio		67.1	82.6	91.8	82.6

Cuadro 159. Mediciones de temperatura en intercambiador 4 de jugo alcalizado.

No. Corrida	Medición	Temperatura entrada jugo, (°C)	Temperatura salida jugo, (°C)	Temperatura entrada vapor, (°C)	Temperatura salida vapor, (°C)
1	1	67.1	79.6	89.8	73.2
	2	68.2	79.1	89.5	73.9
	3	67.7	79.0	89.8	73.0
	4	67.1	79.1	89.2	72.8
	5	66.8	78.3	88.8	69.6
2	1	65.4	78.4	89.6	69.8
	2	65.6	78.0	89.1	79.9
	3	64.8	77.8	89.7	81.6
	4	65.3	77.9	89.8	81.8
	5	65.6	77.7	89.6	80.4
3	1	70.2	85.2	92.6	80.2
	2	71.2	85.8	92.8	78.0
	3	71.4	85.2	91.6	76.4
	4	72.0	85.2	91.4	76.4
	5	71.2	84.8	91.8	76.8

Cuadro 160. Mediciones de temperatura en intercambiador 5 de jugo alcalizado.

No. Corrida	Medición	Temperatura entrada jugo, (°C)	Temperatura salida jugo, (°C)	Temperatura entrada vapor, (°C)	Temperatura salida vapor, (°C)
1	1	82.3	98.3	106.9	96.4
	2	83.3	98.5	106.0	96.1
	3	83.1	99.1	106.3	96.5
	4	83.1	99.1	107.3	98.3
	5	82.9	99.2	106.9	96.6
2	1	91.5	103.1	110.2	94.9
	2	92.3	103.4	111.2	96.6
	3	92.9	103.3	110.9	94.6
	4	93.0	102.6	110.7	96.3
	5	92.5	102.8	110.3	94.8
3	1	89.9	98.0	104.2	99.9
	2	88.8	100.1	103.3	90.1
	3	89.1	100.0	106.4	93.3
	4	88.9	102.6	105.8	99.6
	5	89.5	101.3	106.0	98.6
Promedio		88.2	100.8	107.5	96.2

Cuadro 161. Mediciones de temperatura en intercambiador 6 de jugo alcalizado.

No. Corrida	Medición	Temperatura entrada jugo, (°C)	Temperatura salida jugo, (°C)	Temperatura entrada vapor, (°C)	Temperatura salida vapor, (°C)
1	1	78.9	86.5	95.7	93.3
	2	78.6	85.9	95.8	90.4
	3	79.3	90.8	96.2	94.0
	4	79.0	89.1	96.1	92.3
	5	79.1	88.0	95.8	94.1
2	1	84.8	91.9	101.5	98.8
	2	86.1	92.4	100.7	98.4
	3	85.7	95.7	102.0	99.0
	4	85.4	93.4	100.9	98.1
	5	85.7	95.1	101.0	98.1
3	1	79.6	86.4	97.3	92.6
	2	79.1	86.9	96.8	93.4
	3	79.1	86.3	96.8	92.4
	4	79.0	86.3	97.3	92.6
	5	79.3	87.3	96.1	92.0

Cuadro 162. Mediciones de temperatura en intercambiador 7 de jugo alcalizado.

No. Corrida	Medición	Temperatura entrada jugo, (°C)	Temperatura salida jugo, (°C)	Temperatura entrada vapor, (°C)	Temperatura salida vapor, (°C)
1	1	70.5	85.2	98.3	95.9
	2	71.3	85.3	98.3	95.3
	3	72.8	84.9	98.8	95.9
	4	73.8	85.1	98.3	96.0
	5	71.8	85.1	98.5	96.1
2	1	82.0	87.8	90.6	87.8
	2	83.6	87.6	90.1	86.5
	3	86.9	87.9	90.6	86.1
	4	85.3	87.1	90.3	87.4
	5	83.8	87.8	90.1	86.5
Promedio		78.2	86.4	94.4	91.4

Cuadro 163. Mediciones de temperatura en intercambiador 8 de jugo alcalizado.

No. Corrida	Medición	Temperatura entrada jugo, (°C)	Temperatura salida jugo, (°C)	Temperatura entrada vapor, (°C)	Temperatura salida vapor, (°C)
1	1	56.2	65.4	76.6	64.9
	2	55.2	64.3	76.5	64.8
	3	53.1	62.0	77.7	64.9
	4	51.7	60.1	77.1	64.4
	5	51.9	60.8	76.4	64.3
2	1	59.6	68.8	84.1	74.0
	2	59.7	68.8	84.5	73.0
	3	59.6	68.7	83.2	73.5
	4	59.7	68.5	83.0	73.0
	5	58.9	68.4	83.7	72.4
3	1	58.8	67.7	81.4	77.4
	2	58.9	67.7	81.6	77.5
	3	58.6	67.9	81.8	77.9
	4	58.6	68.1	81.3	77.6
	5	59.6	67.9	81.5	78.1
Promedio		57.3	66.3	80.7	71.8

Cuadro 164. Mediciones de temperatura en intercambiador 9 de jugo alcalizado.

No. Corrida	Medición	Temperatura entrada jugo, (°C)	Temperatura salida jugo, (°C)	Temperatura entrada vapor, (°C)	Temperatura salida vapor, (°C)
1	1	56.9	65.8	81.3	72.4
	2	59.4	70.1	82.1	76.6
	3	61.1	71.1	82.9	74.5
	4	57.6	68.8	83.1	75.4
	5	57.9	71.1	83.8	74.7
2	1	58.8	66.9	84.1	70.0
	2	58.5	67.1	83.9	72.0
	3	58.0	66.9	84.7	75.5
	4	60.1	66.9	85.1	73.5
	5	60.5	67.0	84.6	68.5
3	1	59.2	65.8	80.7	69.8
	2	59.3	65.7	82.0	68.8
	3	58.6	65.6	81.8	70.7
	4	58.0	64.3	81.1	70.2
	5	59.1	64.8	81.8	70.3
Promedio		58.9	67.2	82.9	72.2

Cuadro 165. Mediciones de temperatura en intercambiador 1 de jugo clarificado.

No. Corrida	Medición	Temperatura entrada jugo, (°C)	Temperatura salida jugo, (°C)	Temperatura entrada vapor, (°C)	Temperatura salida vapor, (°C)
1	1	94.1	99.1	101.1	100.6
	2	95.1	100.0	101.2	100.8
	3	95.1	100.4	102.0	100.3
	4	95.0	100.1	102.3	100.5
	5	94.8	100.4	102.0	100.4
2	1	92.7	102.4	108.5	104.3
	2	93.8	103.1	109.4	103.6
	3	93.9	102.8	108.7	103.8
	4	93.9	103.6	109.0	104.0
	5	94.4	102.5	107.2	102.3
3	1	95.3	97.8	101.4	98.3
	2	95.8	99.4	101.4	99.4
	3	95.5	98.2	102.4	100.0
	4	95.6	98.9	102.9	100.4
	5	95.6	98.5	102.6	98.9
Promedio		94.7	100.5	104.1	101.2

Cuadro 166. Mediciones de temperatura en intercambiador 2 de jugo clarificado.

No. Corrida	Medición	Temperatura entrada jugo, (°C)	Temperatura salida jugo, (°C)	Temperatura entrada vapor, (°C)	Temperatura salida vapor, (°C)
1	1	92.3	97.8	101.2	98.0
	2	92.8	97.1	102.0	98.0
	3	92.9	97.8	102.0	98.6
	4	92.9	98.6	102.2	98.8
	5	92.9	97.4	102.1	98.8
2	1	93.1	101.6	106.1	102.0
	2	93.6	101.1	106.1	101.1
	3	93.3	101.0	106.0	101.1
	4	93.8	101.2	106.7	100.8
	5	93.3	101.0	105.9	100.6
3	1	95.1	98.4	101.1	98.3
	2	94.7	98.6	100.7	97.6
	3	94.8	99.0	101.2	97.5
	4	94.4	97.1	101.8	98.3
	5	94.6	98.7	101.6	97.8
Promedio		93.6	99.1	103.1	99.2

Cuadro 167. Mediciones de temperatura en intercambiador 3 de jugo clarificado.

No. Corrida	Medición	Temperatura entrada jugo, (°C)	Temperatura salida jugo, (°C)	Temperatura entrada vapor, (°C)	Temperatura salida vapor, (°C)
1	1	96.0	106.3	113.1	111.1
	2	97.8	106.5	113.2	111.4
	3	97.9	107.7	114.2	112.4
	4	96.6	107.1	113.1	112.1
	5	96.5	107.8	113.9	111.6
2	1	99.0	110.4	113.3	111.1
	2	99.4	110.2	113.0	110.8
	3	99.3	110.6	113.4	111.7
	4	99.2	110.6	113.9	111.4
	5	99.6	110.8	113.4	111.4
3	1	96.8	108.4	113.4	111.4
	2	97.6	108.6	113.1	111.7
	3	97.9	109.0	113.4	111.2
	4	98.0	108.9	113.3	111.6
	5	98.0	109.0	113.9	111.9

Cuadro 168. Mediciones de temperatura en intercambiador 4 de jugo clarificado.

No. Corrida	Medición	Temperatura entrada jugo, (°C)	Temperatura salida jugo, (°C)	Temperatura entrada vapor, (°C)	Temperatura salida vapor, (°C)
1	1	96.8	104.0	107.6	104.9
	2	95.6	104.2	108.8	104.6
	3	96.3	105.0	108.4	104.9
	4	96.4	103.7	107.7	104.3
	5	96.9	103.8	108.5	104.5
2	1	96.0	104.6	108.7	104.7
	2	95.1	104.1	108.8	104.2
	3	96.6	103.8	108.8	105.2
	4	96.4	104.8	108.5	106.6
	5	95.5	104.3	108.9	106.8
3	1	95.8	104.0	109.2	101.1
	2	94.7	104.1	108.6	104.6
	3	95.3	103.8	109.2	104.4
	4	94.2	103.8	109.1	104.3
	5	95.0	103.9	108.8	104.8
Promedio		95.8	104.1	108.6	104.7

Cuadro 169. Especificaciones de los intercambiadores de placas de jugo alcalizado.

Variable	No. Intercambiador de calor			
	1	2	5	6
# Placas	136.00	204.00	136.00	136.00
Area Total, m2	193.50	163.10	193.50	193.50
Angulo paca, °	65.00	65.00	65.00	65.00
W	0.92	0.92	0.92	0.92
a	3.00E-03	3.00E-03	3.00E-03	3.00E-03
Λ	0.02	0.01	0.02	0.02

*Revisar glosario al final del documento

Cuadro 170. Especificaciones de los intercambiadores de coraza y tubos de jugo alcalizado.

Variable	No. Intercambiador de calor				
	3	4	7	8	9
Diámetro tubos, m	4.13E-02	4.13E-02	4.13E-02	4.13E-02	4.13E-02
Area tubería, m2	1.30E-03	1.30E-03	1.30E-03	1.30E-03	1.30E-03
# Tubos	520.00	690.00	699.00	700.00	900.00
Largo Tubos, m	6.56	5.67	5.40	6.12	5.41
Area TdC, m2	441.99	507.10	489.00	555.50	631.36
Pasos en tubos	10.00	12.00	14.00	12.00	14.00
Pasos en coraza	2.00	2.00	1.00	1.00	1.00
Diámetro coraza interno, m	1.51	1.54	1.80	1.80	1.80
Diámetro coraza externo, m	1.57	1.57	1.94	1.94	1.94

Cuadro 171. Especificaciones de los intercambiadores de placas de jugo clarificado.

Variable	No. Intercambiador de calor			
	1	2	4	5
# Placas	186.00	186.00	156.00	156.00
Area Total, m2	156.40	156.40	130.90	130.90
Angulo paca, °	65.00	65.00	65.00	65.00
W	0.56	0.56	0.56	0.56
a	3.00E-03	3.00E-03	3.00E-03	3.00E-03
Λ	0.01	0.01	0.01	0.01

*Revisar glosario al final del documento

2. Cálculo de muestra

Cálculo 13. Cálculo de la pureza del jugo.

$$P = \frac{Pol}{^{\circ}Brix}$$
$$P = \frac{12.03}{13.99} * 100\% = 85.99\%$$

Cálculo 14. Cálculo de la temperatura promedio del jugo para evaluar las propiedades.

$$T_{prom} = (T_i + T_f)/2$$
$$T_{prom} = \frac{(67.13^{\circ}C + 82.59^{\circ}C)}{2} = 74.86^{\circ}C$$

Cálculo 15. Cálculo de la densidad del jugo.

$$\rho = 1,000 \left[1 + \frac{W_{DS}(W_{DS} + 200)}{54,000} \right] \left[1 - 0.036 * \left(\frac{T_{prom} - 20}{160 - T_{prom}} \right) \right]$$
$$\rho = 1,000 \left[1 + \frac{0.14(0.14 + 200)}{54,000} \right] \left[1 - 0.036 * \left(\frac{74.86^{\circ}C - 20}{160 - 74.86^{\circ}C} \right) \right]$$
$$\rho = 977.31 \frac{kg}{m^3}$$

Cálculo 16. Cálculo de la capacidad calorífica del jugo.

$$C_p = 4.1868 - W_{DS}(0.0297 - (4.6 * 10^{-5}) * P) + [(7.5 * 10^{-5}) * W_{DS} * T_{prom}]$$
$$C_p = 4.1868 - 0.14(0.0297 - (4.6 * 10^{-5}) * 0.85)$$
$$+ [(7.5 * 10^{-5}) * 0.14 * 74.86^{\circ}C]$$
$$C_p = 4.18 \frac{kJ}{(kg)(K)} * \frac{1,000J}{1 kJ} = 4,182.74 \frac{J}{kg K}$$

Cálculo 17. Cálculo de la conductividad térmica del jugo.

$$K = \left[0.561 + 0.206 \left(\frac{T_{prom}}{100} \right) - 0.0943 \left(\frac{T_{prom}}{100} \right)^2 - 0.007746 \left(\frac{T_{prom}}{100} \right)^3 \right]$$

$$* \left[1 - 0.54 * \left(\frac{W_{DS}}{100} \right) \right]$$

$$K = \left[0.561 + 0.206 \left(\frac{74.86 \text{ } ^\circ\text{C}}{100} \right) - 0.0943 \left(\frac{74.86 \text{ } ^\circ\text{C}}{100} \right)^2 - 0.007746 \left(\frac{74.86 \text{ } ^\circ\text{C}}{100} \right)^3 \right]$$

$$* \left[1 - 0.54 * \left(\frac{0.14}{100} \right) \right] = 0.66 \frac{W}{m \cdot K}$$

Cálculo 18. Cálculo de la viscosidad dinámica del jugo.

En la sección de propiedades de jugo y meladura, se hace una interpolación doble.

$$\mu = 0.55 \text{ mPa} * \frac{0.001 \text{ Pa} * \text{s}}{1 \text{ mPa} * \text{s}} = 5.43 * 10^{-4} \text{ Pa} * \text{s}$$

Cálculo 19. Cálculo del flujo másico de jugo del calentador de coraza y tubos 3.

$$m_{jugo} = 443.80 \frac{m^3}{h} * \frac{1 \text{ h}}{3,600 \text{ s}} * \frac{977.31 \text{ kg}}{m^3} = 120.48 \frac{kg}{s}$$

Cálculo 20. Cálculo del calor ganado por el jugo del calentador de coraza y tubos 3.

$$\Delta T_{jugo} = T_{sal, Jugo} - T_{ent, Jugo}$$

$$\Delta T_{jugo} = 82.59^\circ\text{C} - 67.13^\circ\text{C} = 15.46^\circ\text{C}$$

$$Q_{jugo} = m_{jugo} * C_p * \Delta T_{jugo}$$

$$Q_{jugo} = 120.49 \frac{kg}{s} * 4,182.64 \frac{J}{kg \cdot K} * 15.46^\circ\text{C} = 7,790,725.04 \text{ W}$$

Cálculo 21. Cálculo de la cantidad de vapor usado para generar el calor ganado por el jugo del calentador de coraza y tubos 3.

$$Q_{jugo} = m_{jugo} * C_p * \Delta T_{jugo}$$

$$Q_{vapor} = m_{vapor} \lambda$$

$$\lambda = (H^v - H^l)$$

Sustituyendo e igualando los calores:

$$m_{\text{jugo}} \cdot C_p \cdot \Delta T_{\text{jugo}} = m_{\text{vapor}} (H^v - H^l)$$

Despejando para la masa de vapor:

$$m_{\text{vapor}} = \frac{m_{\text{jugo}} \cdot C_p \cdot \Delta T_{\text{jugo}}}{(H^v - H^l)}$$

$$m_{\text{vapor}} = \frac{7,790,725.04 \text{ W}}{\frac{(2,663.05 - 339.07) \text{ kJ}}{\text{kg}} * \left(\frac{1,000 \text{ J}}{1 \text{ kJ}}\right)} = 3.35 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Cálculo 22. Cálculo de la velocidad del jugo en los tubos para el calentador de coraza y tubos 3.

$$A_k = \frac{N_{\text{tubos}} * A_{\text{tubo}}}{\text{No. Pasos}}$$

$$A_k = \frac{520 \text{ tubos} * 0.0013 \text{ m}^2}{10 \text{ Pasos}} = 0.07 \text{ m}^2$$

$$v_{\text{jugo}} = \frac{0.12 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0.07 \text{ m}^2} = 1.77 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Cálculo 23. Cálculo del coeficiente de calor por convección del jugo para el calentador de coraza y tubos 3.

$$Re = \frac{\rho v_{\text{jugo}} d_{\text{tubo}}}{\mu}$$

$$Re = \frac{977.31 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1.77 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.04 \text{ m}}{5.43 * 10^{-4} \text{ Pa} * \text{s}} = 131,623.01$$

$$Pr = \frac{\mu * C_p}{K} = \frac{5.43 * 10^{-4} \text{ Pa} * \text{s} * \left(4,182.64 \frac{\text{J}}{\text{kg} \text{ K}}\right)}{0.66 \frac{\text{W}}{\text{m} \text{ K}}} = 3.45$$

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} = 0.023(131,613.01)^{0.8} (3.45)^{0.4}$$

$$Nu = 470.16$$

$$h_{\text{jugo}} = \frac{Nu k}{D_{\text{tubo}}} = \frac{470.16 \left(0.66 \frac{\text{W}}{\text{m} \text{ K}}\right)}{0.04 \text{ m}} = 7,502.19 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

Cálculo 24. Cálculo del coeficiente de calor por convección del vapor para el calentador de coraza y tubos 3.

Se obtienen los siguientes datos:

Cuadro 172. Cálculo de la velocidad del vapor en la coraza.

Dtubo	1.63	in
Pt	0.06	m
Pt	2.20	in
Deq	1.65	in
Deq	0.04	m
Aeq	1.38E-03	m ²
Velocidad vapor	3970.66	m/s

Luego se miden las distancias de las tuberías:

Cuadro 173. Medidas de la tubería para el calculo de la velocidad máxima del vapor en la coraza.

SD	0.06	m
SL	0.03	m
ST	0.10	m
A1	0.64	m ²
AT	0.37	m ²
AD	0.10	m ²
2AD	0.19	m ²

Con la información anterior se determinó el coeficiente por convección,

Ya que;

$$2(S_D - d_{tubo}) < (S_T - d_{tubo}) = 0.03 < 0.06$$

Se utilizó la siguiente ecuación para determinar la velocidad máxima.

$$V_{max} = \frac{S_r}{2(S_D - d_{tubo})} V = \frac{0.10 \text{ m}}{2(0.06 \text{ m} - 0.04 \text{ m})} \left(3,970.66 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) = 13,213.05 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Nu = 0.031 \left(\frac{0.10 \text{ m}}{0.03 \text{ m}}\right)^{0.2} (27,838,804.42)^{0.8} (0.99)^{0.36} = 35,311.66$$

$$h_{vapor} = \frac{Nu k}{D_{eq}} = \frac{35,311.66 \left(0.02 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}\right)}{0.04 \text{ m}} = 19,604.08 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Cálculo 25. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor para el calentador

3.

Se calculó la temperatura media logarítmica para el calentador:

$$\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,sal} = 91.81 \text{ }^\circ\text{C} - 82.59 \text{ }^\circ\text{C} = 9.22 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,ent} = 82.58 \text{ }^\circ\text{C} - 67.13 \text{ }^\circ\text{C} = 15.45 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} = \frac{(9.22 - 15.45) \text{ }^\circ\text{C}}{\ln\left(\frac{9.22 \text{ }^\circ\text{C}}{15.45 \text{ }^\circ\text{C}}\right)} = 12.07 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$U_{actual} = \frac{Q}{\Delta T_{LM} * A_{Tdc} * F} = \frac{7,790,725.04 \text{ W}}{12.07 \text{ }^\circ\text{C} (441.99 \text{ m}^2) (0.97)} = 1,505.57 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

$$U_{limpio} = \frac{h_{jugo} * h_{vapor}}{h_{jugo} + h_{vapor}} = \frac{(7,502.19 * 19,604.08) \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}}{(7,502.19 + 19,604.08) \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}} = 5,425.81 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Un indicativo de que los cálculos de los coeficientes globales actual y limpio es que:

U limpio > U actual.

$$R_d = \frac{U_{limpio} - U_{actual}}{U_{limpio} * U_{actual}} = \frac{(5,425.81 - 1,505.57) \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}}{(5,425.81 * 1,505.57) \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}} = 0.0005 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$$

Luego se incorporaron los coeficientes de transferencia de calor por convección del jugo y vapor.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{jugo}} + \frac{1}{h_{vapor}} + R_d$$

$$\frac{1}{U} = \left[\frac{1}{7,502.19 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}} + \frac{1}{19,604.08 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}} + 0.0005 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \right]^{-1}$$

$$U = 1,505.57 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Cálculo 26. Cálculo de la pérdida de calor por análisis de resistencia para intercambiador de coraza y tubos 3.

$$R_{vapor} = \frac{1}{h_{vapor} * (A_{int})} = \frac{1}{19,604.08 \frac{W}{m^2 K} * (A_{int})} = 2.0 * 10^{-6} \frac{K}{W}$$

$$R_{cond,cil} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \pi L k} = \frac{\ln\left(\frac{0.79 m}{0.75 m}\right)}{2 \pi (6.93 m) \left(0.34 \frac{W}{m K}\right)} = 2.90 * 10^{-3} \frac{K}{W}$$

$$R_{aire} = \frac{1}{h_{aire} * (A_{ext})} = \frac{1}{10.24 \frac{W}{m^2 K} * (34.20 m^2)} = 2.86 * 10^{-3} \frac{K}{W}$$

$$R_{total} = R_{vapor} + R_{cond,cil} + R_{jugo} = 2.0 * 10^{-6} \frac{K}{W} + 2.90 * 10^{-3} \frac{K}{W} + 2.85 * 10^{-3} \frac{K}{W}$$

$$R_{total} = 5.84 * 10^{-3} \frac{K}{W}$$

$$Q_{res} = \frac{(T_1 - T_2)}{R_{total}} = \frac{(87.19 - 30.00)^\circ C}{5.84 * 10^{-3} \frac{K}{W}} = 9,788.86 W$$

Cálculo 27. Cálculo de la pérdida de calor por radiación de la coraza en el intercambiador 3.

Para determinar la pérdida por radiación se tomó el área externa de la coraza del intercambiador.

$$Q_{rad} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{alred}^4)$$

$$Q_{rad} = 0.93 * \left(5.67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}\right) * (34.20 m^2) * [(58.81^\circ C)^4 - (30^\circ C)^4]$$

$$Q_{rad} = 20.12 W$$

Cálculo 28. Cálculo de la pérdida de calor por convección en las tapas del intercambiador 3.

Para este cálculo se utilizó el coeficiente de transferencia de calor por convección del aire circundante al equipo. Además, se determinó el área de la tapadera como si esta fuese una placa.

$$A = \pi r_{int}^2 = \pi (0.75)^2 = 1.78 m^2$$

$$Q_{conv} = h A_s (T_s - T_\infty)$$

$$Q_{conv} = 10.25 \frac{W}{m^2 K} (1.78 m^2) (74.86 - 30)^\circ C = 818.04 W$$

El calor obtenido se multiplicó por dos, ya que se calculó el vapor para una placa y se tenían dos.

$$Q_{conv} = 2(818.04 \text{ W}) = 1,636.08 \text{ W}$$

Cálculo 29. Cálculo de la pérdida de calor por radiación de las tapas del intercambiador 3.

Para determinar la pérdida por radiación se tomó el área externa de la coraza del intercambiador.

$$Q_{rad} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{alred}^4)$$

$$Q_{rad} = 0.75 * \left(5.67 * 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}^4} \right) * (1.78 \text{ m}^2) * [(74.86^\circ\text{C})^4 - (30^\circ\text{C})^4]$$

El calor obtenido se multiplicó por dos, ya que se calculó el vapor para una placa y se tenían dos.

$$Q_{rad} = 2.31 \text{ W} = 2(2.31 \text{ W}) = 4.63 \text{ W}$$

Cálculo 30. Cálculo de la pérdida total de calor en el intercambiador de coraza y tubos 3.

$$Q_{total} = Q_{rad} + Q_{conv} + Q_{rad} + Q_{res}$$

$$Q_{total} = 4.63 \text{ W} + 1,636.08 \text{ W} + 20.12 \text{ W} + 9,788.86 \text{ W} = 11,449.69 \text{ W}$$

Cálculo 31. Cálculo de la eficiencia del intercambiador de coraza y tubos 3.

$$\eta = 1 - \frac{Q_{pérdido\ tota}}{Q_{ganado}} = 1 - \frac{11,449.69 \text{ W}}{7,790,725.04 \text{ W}} = 0.9985$$

$$\eta = 0.9985 * (100\%) = 99.85 \%$$

Cálculo 32. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección del jugo para el intercambiador 1.

$$X = \frac{2\pi(0.002m)}{0.017 m} = 0.92$$

$$\phi = \frac{1}{6} \left(1 + \sqrt{1 + 0.92^2} + 4 \sqrt{1 + \frac{0.92^2}{2}} \right) = 1.19$$

$$G = \frac{m_{\text{jugo}}}{2aW} = \frac{123.52 \frac{kg}{s}}{2(0.002m)(0.92m)} = 26,951.15 \frac{kg}{m^2 s}$$

$$D_h = \frac{4(0.003m)}{1.19} = 0.008 m$$

$$Re = \frac{GD_h}{\mu} = \frac{26,951.15 \frac{kg}{m^2 s} (0.008m)}{4.46 * 10^{-4} Pa * s} = 507,881.78$$

$$\Delta T_{mt} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} = \frac{13.2^\circ C - 7.35^\circ C}{\ln\left(\frac{13.2^\circ C}{7.35^\circ C}\right)} = 9.99^\circ C$$

Se obtuvo las funciones trigonométricas siguientes para el ángulo de la placa ($\beta=65$)

$$\begin{aligned}\cos(\beta) &= \cos(65^\circ) = 0.42 \\ \sin(\beta) &= \sin(65^\circ) = 0.91 \\ \tan(\beta) &= \tan(65^\circ) = 2.15 \\ \sin(2\beta) &= \sin(2 * 65^\circ) = 0.77\end{aligned}$$

$$f_o = \begin{cases} \frac{16}{Re} & \text{para } Re < 200 \\ (1.56 \ln Re - 3.0)^{-2} & \text{para } Re \geq 2000 \end{cases}$$

$$f_o = (1.56 \ln Re - 3.0)^{-2} = ((1.56 \ln 507,881.78 - 3.0)^{-2} = 0.003$$

$$f_1 = \begin{cases} \frac{149.25}{Re} + 0.9625 & \text{para } Re < 200 \\ \frac{9.75}{Re^{0.289}} & \text{para } Re \geq 2000 \end{cases}$$

$$f_1 = \frac{9.75}{Re^{0.289}} = \frac{9.75}{(507,881.78)^{0.289}} = 0.22$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = \frac{\cos(\beta)}{\left(0.045 \tan(\beta) + 0.09 \sin(\beta) + \frac{f_o}{\cos(\beta)}\right)^{\frac{1}{2}}} + \frac{1 - \cos(\beta)}{\sqrt{3.8 f_1}}$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = \frac{\cos(65^\circ)}{\left(0.045 \tan(65^\circ) + 0.09 \sin(65^\circ) + \frac{0.003}{\cos(65^\circ)}\right)^{\frac{1}{2}}} + \frac{1 - \cos(65^\circ)}{\sqrt{3.8(0.22)}}$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1.61$$

$$f = \left(\frac{1}{1.61}\right)^2 = 0.38$$

$$Nu = \frac{h D_h}{k} = 0.205 Pr^{\frac{1}{3}} (f Re \sin(2\beta))^{0.374}$$

$$Nu = 0.205 (2.81)^{\frac{1}{3}} ((0.38) (507,881.78) \sin(2 * 65^\circ))^{0.374} = 3,394.27$$

$$h = \frac{Nu k}{D_h} = \frac{3,394.27 \left(0.66 \frac{W}{m K}\right)}{0.008 m} = 267,656.30 \frac{W}{m^2 K}$$

Cálculo 33. Cálculo de la desviación estándar para mediciones de temperatura.

$$S = \sqrt{\frac{\sum |x - \bar{x}|^2}{n}} = 3.64$$

*Para los datos de la temperatura de entrada del jugo en el intercambiador de calor 3 de jugo alcalizado.

3. Datos calculados

Cuadro 174. Cálculo de entalpías y lambda para el vapor en calentadores 1 y 2 de jugo alcalizado.

No. Corrida	No. Medición	Intercambiador 1			Intercambiador 2		
		Entalpía vapor, (kJ/kg)	Entalpía líquido, (kJ/kg)	Lamda de vaporización, (kJ/kg)	Entalpía vapor, (kJ/kg)	Entalpía líquido, (kJ/kg)	Lamda de vaporización, (kJ/kg)
1	1	2,675.68	357.16	2,318.52	2,696.91	428.76	2,268.15
	2	2,675.68	352.96	2,322.72	2,697.06	432.12	2,264.94
	3	2,675.52	358.84	2,316.68	2,695.90	425.82	2,270.08
	4	2,675.68	358.84	2,316.84	2,695.46	430.86	2,264.60
	5	2,676.16	358.84	2,317.32	2,696.91	428.34	2,268.57
2	1	2,677.40	397.16	2,280.24	2,689.95	440.58	2,249.37
	2	2,678.02	397.58	2,280.44	2,689.80	422.46	2,267.34
	3	2,677.71	399.26	2,278.45	2,690.40	419.10	2,271.30
	4	2,677.55	397.58	2,279.97	2,690.10	428.06	2,262.04
	5	2,678.17	399.68	2,278.49	2,686.35	431.42	2,254.93
3	1	2,683.60	349.60	2,334.00	2,699.15	468.53	2,230.62
	2	2,683.44	355.06	2,328.38	2,697.95	467.25	2,230.70
	3	2,682.05	353.38	2,328.67	2,700.35	472.78	2,227.57
	4	2,685.15	350.44	2,334.71	2,700.05	455.84	2,244.21
	5	2,683.60	358.42	2,325.18	2,698.40	471.50	2,226.90

Cuadro 175. Cálculo de entalpías y lambda para el vapor en calentadores 3 y 4 de jugo alcalizado.

No. Corrida	No. Medición	Intercambiador 3			Intercambiador 4		
		Entalpía vapor, (kJ/kg)	Entalpía líquido, (kJ/kg)	Lamda de vaporización, (kJ/kg)	Entalpía vapor, (kJ/kg)	Entalpía líquido, (kJ/kg)	Lamda de vaporización, (kJ/kg)
1	1	2,661.42	323.98	2,337.44	2,659.78	306.36	2,353.42
	2	2,661.59	328.60	2,332.99	2,659.30	309.28	2,350.02
	3	2,663.24	329.86	2,333.38	2,659.78	305.52	2,354.26
	4	2,661.75	328.60	2,333.15	2,658.82	304.68	2,354.14
	5	2,663.07	332.80	2,330.27	2,658.18	291.31	2,366.87
2	1	2,661.42	371.02	2,290.40	2,659.46	292.14	2,367.32
	2	2,660.60	371.02	2,289.58	2,658.66	334.48	2,324.18
	3	2,660.76	368.50	2,292.26	2,659.62	341.62	2,318.00
	4	2,660.93	360.94	2,299.99	2,659.78	342.46	2,317.32
	5	2,660.60	357.58	2,303.02	2,659.46	336.58	2,322.88
3	1	2,665.64	343.30	2,322.34	2,663.06	335.74	2,327.32
	2	2,666.28	340.78	2,325.50	2,663.23	326.50	2,336.73
	3	2,665.96	342.46	2,323.50	2,662.21	319.78	2,342.43
	4	2,666.28	241.62	2,424.66	2,662.04	319.78	2,342.26
	5	2,666.28	344.98	2,321.30	2,662.38	321.46	2,340.92

Cuadro 176. Cálculo de entalpías y lambda para el vapor en calentadores 5 y 6 de jugo alcalizado.

No. Corrida	No. Medición	Intercambiador 5			Intercambiador 6		
		Entalpía vapor, (kJ/kg)	Entalpía líquido, (kJ/kg)	Lamda de vaporización, (kJ/kg)	Entalpía vapor, (kJ/kg)	Entalpía líquido, (kJ/kg)	Lamda de vaporización, (kJ/kg)
1	1	2,686.65	403.91	2,282.74	2,669.22	390.83	2,278.39
	2	2,685.30	402.64	2,282.66	2,669.38	378.59	2,290.79
	3	2,685.75	404.33	2,281.42	2,670.02	393.78	2,276.24
	4	2,687.55	411.93	2,275.62	2,669.86	386.61	2,283.25
	5	2,686.65	404.75	2,281.90	2,669.38	394.20	2,275.18
2	1	2,691.60	397.58	2,294.02	2,678.33	413.96	2,264.37
	2	2,693.10	404.75	2,288.35	2,677.09	412.28	2,264.81
	3	2,692.65	396.31	2,296.34	2,679.10	414.80	2,264.30
	4	2,692.35	403.49	2,288.86	2,677.40	411.02	2,266.38
	5	2,691.75	397.16	2,294.59	2,677.55	411.02	2,266.53
3	1	2,682.51	418.68	2,263.83	2,671.78	387.92	2,283.86
	2	2,681.12	377.32	2,303.80	2,670.98	391.28	2,279.70
	3	2,685.90	390.83	2,295.07	2,670.98	387.08	2,283.90
	4	2,684.99	417.41	2,267.58	2,671.78	287.92	2,383.86
	5	2,685.30	413.19	2,272.11	2,669.86	385.40	2,284.46

Cuadro 177. Cálculo de entalpías y lambda para el vapor en calentadores 8 y 9 de jugo alcalizado.

No. Corrida	No. Medición	Intercambiador 8			Intercambiador 9		
		Entalpía vapor, (kJ/kg)	Entalpía líquido, (kJ/kg)	Lamda de vaporización, (kJ/kg)	Entalpía vapor, (kJ/kg)	Entalpía líquido, (kJ/kg)	Lamda de vaporización, (kJ/kg)
1	1	2,638.09	271.58	2,366.51	2,645.93	303.05	2,342.88
	2	2,637.93	271.16	2,366.77	2,647.24	320.63	2,326.61
	3	2,639.91	271.58	2,368.33	2,648.56	311.84	2,336.72
	4	2,638.92	269.48	2,369.44	2,648.88	315.60	2,333.28
	5	2,637.76	269.06	2,368.70	2,650.03	312.67	2,337.36
2	1	2,650.52	309.70	2,340.82	2,650.52	293.00	2,357.52
	2	2,651.18	305.50	2,345.68	2,650.20	301.37	2,348.83
	3	2,649.05	307.60	2,341.45	2,651.51	316.02	2,335.49
	4	2,648.72	305.50	2,343.22	2,652.16	307.65	2,344.51
	5	2,649.87	303.06	2,346.81	2,651.34	286.70	2,364.64
3	1	2,646.10	323.98	2,322.12	2,644.95	292.16	2,352.79
	2	2,646.42	324.40	2,322.02	2,647.08	287.96	2,359.12
	3	2,646.75	326.08	2,320.67	2,646.75	295.93	2,350.82
	4	2,645.93	324.82	2,321.11	2,645.60	293.84	2,351.76
	5	2,646.26	326.92	2,319.34	2,646.75	294.26	2,352.49

Cuadro 178. Cálculo de entalpías y lambda para el vapor en calentador 7 de jugo alcalizado.

No. Corrida	No. Medición	Intercambiador 7		
		Entalpía vapor, (kJ/kg)	Entalpía líquido, (kJ/kg)	Lamda de vaporización, (kJ/kg)
1	1	2,673.35	401.78	2,271.57
	2	2,673.35	339.26	2,334.09
	3	2,674.10	401.78	2,272.32
	4	2,673.35	402.20	2,271.15
	5	2,673.65	402.62	2,271.03
2	1	2,661.06	367.66	2,293.40
	2	2,660.26	362.20	2,298.06
	3	2,661.06	360.52	2,300.54
	4	2,660.58	365.98	2,294.60
	5	2,660.26	362.20	2,298.06

Cuadro 179. Cálculo de entalpías y lambda para el vapor en calentadores 1 y 2 de jugo clarificado.

No. Corrida	No. Medición	Intercambiador 1			Intercambiador 2		
		Entalpía vapor, (kJ/kg)	Entalpía líquido, (kJ/kg)	Lamda de vaporización, (kJ/kg)	Entalpía vapor, (kJ/kg)	Entalpía líquido, (kJ/kg)	Lamda de vaporización, (kJ/kg)
1	1	2,677.68	421.59	2,256.09	2,677.85	410.62	2,267.23
	2	2,677.84	422.43	2,255.41	2,679.08	410.62	2,268.46
	3	2,679.06	420.32	2,258.74	2,679.08	413.15	2,265.93
	4	2,679.52	421.16	2,258.36	2,679.38	414.00	2,265.38
	5	2,679.06	420.74	2,258.32	2,679.23	414.00	2,265.23
2	1	2,689.01	437.22	2,251.79	2,685.38	427.50	2,257.88
	2	2,690.38	434.26	2,256.12	2,685.38	423.70	2,261.68
	3	2,689.31	435.11	2,254.20	2,685.23	423.70	2,261.53
	4	2,689.77	435.95	2,253.82	2,686.30	422.40	2,263.90
	5	2,687.02	428.77	2,258.25	2,685.07	421.59	2,263.48
3	1	2,678.14	411.87	2,266.27	2,677.69	411.89	2,265.80
	2	2,678.14	416.52	2,261.62	2,677.08	408.93	2,268.15
	3	2,679.67	419.05	2,260.62	2,677.85	408.51	2,269.34
	4	2,680.44	420.74	2,259.70	2,678.77	411.89	2,266.88
	5	2,679.98	414.40	2,265.58	2,678.46	409.78	2,268.68

Cuadro 180. Cálculo de entalpías y lambda para el vapor en calentadores 3 y 4 de jugo clarificado.

No. Corrida	No. Medición	Intercambiador 3			Intercambiador 4		
		Entalpía vapor, (kJ/kg)	Entalpía líquido, (kJ/kg)	Lamda de vaporización, (kJ/kg)	Entalpía vapor, (kJ/kg)	Entalpía líquido, (kJ/kg)	Lamda de vaporización, (kJ/kg)
1	1	2,695.92	466.02	2,229.90	2,687.70	439.73	2,247.97
	2	2,696.07	467.29	2,228.78	2,689.50	438.45	2,251.05
	3	2,697.55	471.53	2,226.02	2,688.90	439.73	2,249.17
	4	2,695.92	470.26	2,225.66	2,687.85	437.18	2,250.67
	5	2,697.10	468.14	2,228.96	2,689.05	438.03	2,251.02
2	1	2,696.22	466.02	2,230.20	2,689.35	438.88	2,250.47
	2	2,695.78	464.75	2,231.03	2,689.50	436.75	2,252.75
	3	2,696.37	468.56	2,227.81	2,689.50	441.00	2,248.50
	4	2,697.10	467.29	2,229.81	2,689.05	446.95	2,242.10
	5	2,696.37	467.29	2,229.08	2,689.65	447.80	2,241.85
3	1	2,696.37	467.29	2,229.08	2,690.10	423.74	2,266.36
	2	2,695.92	468.56	2,227.36	2,689.20	438.50	2,250.70
	3	2,696.37	466.45	2,229.92	2,690.10	437.65	2,252.45
	4	2,696.22	468.14	2,228.08	2,689.95	437.23	2,252.72
	5	2,697.10	469.41	2,227.69	2,689.50	439.34	2,250.16

Cuadro 181. Cálculo de la diferencia de temperatura de jugo alcalizado, entre la salida y entrada en calentadores.

No. Corrida	No. Medición	Diferencia de temperatura, (°C)								
		Int. 1	Int. 2	Int. 3	Int. 4	Int. 5	Int. 6	Int. 7	Int. 8	Int. 9
Corrida 1	1	7.5	7.9	18.4	12.5	16.0	7.6	14.7	9.2	8.9
	2	7.0	12.6	19.2	10.9	15.2	7.3	14.0	9.1	10.7
	3	7.6	10.0	18.9	11.3	16.0	11.5	12.1	8.9	10.0
	4	7.5	11.5	17.9	12.0	16.0	10.1	11.3	8.4	11.2
	5	7.1	10.8	17.6	11.5	16.3	8.9	13.3	8.9	13.2
Corrida 2	1	7.9	10.9	14.7	13.0	11.6	7.1	5.8	9.2	8.1
	2	7.6	11.1	14.3	12.4	11.1	6.3	4.0	9.1	8.6
	3	7.5	10.6	13.3	13.0	10.4	10.0	1.0	9.1	8.9
	4	8.2	10.3	13.6	12.6	9.6	8.0	1.8	8.8	6.8
	5	8.5	11.1	3.4	12.1	10.3	9.4	4.0	9.5	6.5
Corrida 3	1	8.3	8.0	16.4	15.0	8.1	6.8	N/A	8.9	6.6
	2	8.2	9.2	15.6	14.6	11.3	7.8	N/A	8.8	6.4
	3	9.2	12.4	16.2	13.8	10.9	7.2	N/A	9.3	7.0
	4	8.7	10.4	17.0	13.2	13.7	7.3	N/A	9.5	6.3
	5	9.0	7.7	15.4	13.6	11.8	8.0	N/A	8.3	5.7
Promedio		8.0	10.3	15.5	12.8	12.6	8.2	8.2	9.0	8.3

Cuadro 182. Cálculo de la diferencia de temperatura de jugo alcalizado, entre la salida y entrada en calentadores.

No. Corrida	No. Medición	Diferencia de temperatura, (°C)			
		Int. 1	Int. 2	Int. 3	Int. 4
Corrida 1	1	5.0	5.5	10.3	7.2
	2	4.9	4.3	8.7	8.6
	3	5.3	4.9	9.8	8.7
	4	5.1	5.7	10.5	7.3
	5	5.6	4.5	11.3	6.9
Corrida 2	1	9.7	8.5	11.4	8.6
	2	9.3	7.5	10.8	9.0
	3	8.9	7.7	11.3	7.2
	4	9.7	7.4	11.4	8.4
	5	8.1	7.7	11.2	8.8
Corrida 3	1	2.5	3.3	11.6	8.2
	2	3.6	3.9	11.0	9.4
	3	2.7	4.2	11.1	8.5
	4	3.3	2.7	10.9	9.6
	5	2.9	4.1	11.0	8.9
Promedio		5.8	5.5	10.8	8.4

Cuadro 183. Análisis termodinámico para intercambiadores de calor de jugo alcalizado.

No. Intercambiador	Flujo jugo alcalizado, (m ³ /h)	Flujo Jugo alcalizado, (kg/s)	Flujo vapor, (kg/s)	Calor cedido por el vapor, (kW)	Calor ganado por el jugo, (W)
1	458.71	123.52	1.79	4,126.23	4,126.23
2	458.71	121.81	2.33	5,247.95	5,247.95
3	443.80	120.48	3.35	7,790.73	7,790.73
4	443.80	120.52	2.75	6,435.75	6,435.75
5	458.71	122.27	2.81	6,420.08	6,420.08
6	458.71	123.47	1.86	4,245.04	4,245.04
7	458.71	123.81	1.85	4,246.36	4,246.36
8	443.80	121.45	1.95	4,571.65	4,571.65
9	443.80	121.37	1.80	4,226.93	4,226.93

Cuadro 184. Análisis termodinámico para intercambiadores de calor de jugo clarificado.

No. Intercambiador	Flujo jugo clarificado, (m ³ /h)	Flujo jugo clarificado, (kg/s)	Flujo vapor, (kg/s)	Calor cedido por el vapor, (kW)	Calor ganado por el jugo, (W)
1	813.13	215.80	2.31	5,212.99	5,212.99
2	813.13	216.24	2.16	4,938.10	4,938.10
3	813.13	214.02	4.35	9,685.52	9,685.52
4	813.13	215.17	3.34	7,517.60	7,517.60

Cuadro 185. Propiedades del jugo alcalizado en calentadores de 1 al 5.

Propiedades	No. intercambiador de calor				
	1	2	3	4	5
Temperatura promedio, (°C)	84.91	97.41	74.86	74.36	94.48
Pureza	0.86	0.86	0.86	0.86	0.86
° Brix	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14
Pol	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12
Densidad, (kg/m ³)	969.38	955.97	977.31	977.66	959.57
Cp, (kJ/kgK)	4.18	4.18	4.18	4.18	4.18
Cp, (J/kgK)	4,182.74	4,182.87	4,182.64	4,182.63	4,182.84
K, (W/mK)	0.66	0.66	0.66	0.66	0.66
μ, (mPa*s)	0.45	0.36	0.54	0.51	0.45
μ, (Pa*s)	4.46E-04	3.63E-04	5.43E-04	5.12E-04	4.46E-04
Pr	2.81	2.29	3.45	3.26	2.81

Cuadro 186. Propiedades del jugo alcalizado en calentadores de 6 al 9.

Propiedades	No. intercambiador de calor			
	6	7	8	9
Temperatura promedio, (°C)	85.36	82.28	61.84	63.03
Pureza	0.86	0.86	0.86	0.86
° Brix	0.14	0.14	0.14	0.14
Pol	0.12	0.12	0.12	0.12
Densidad, (kg/m ³)	968.98	971.66	985.17	984.54
Cp, (kJ/kgK)	4.18	4.18	4.18	4.18
Cp, (J/kgK)	4,182.75	4,182.71	4,182.50	4,182.51
K, (W/mK)	0.66	0.66	0.65	0.65
μ, (mPa*s)	0.44	0.42	0.62	0.61
μ, (Pa*s)	4.43E-04	4.24E-04	6.25E-04	6.13E-04
Pr	2.80	2.60	4.02	3.94

Cuadro 187. Propiedades del vapor en calentadores de 1 al 5 de jugo alcalizado.

Propiedades	No. intercambiador de calor				
	1	2	3	4	5
Temperatura promedio, (°C)	95.11	108.86	87.19	83.30	101.83
Densidad, (kg/m ³)	0.60	0.57	0.61	0.62	0.60
Cp, (J/kgK)	1,885.73	1,889.30	1,883.67	1,882.66	1,885.97
K, (W/mK)	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
μ, (Pa*s)	1.25E-05	1.30E-05	1.22E-05	1.20E-05	1.25E-05
Pr	0.98	0.98	0.99	0.99	0.98

Cuadro 188. Propiedades del vapor en calentadores de 6 al 9 de jugo alcalizado.

Propiedades	No. intercambiador de calor			
	6	7	8	9
Temperatura promedio, (°C)	96.32	92.87	76.27	77.53
Densidad, (kg/m ³)	0.60	0.60	0.63	0.61
Cp, (J/kgK)	1,886.04	1,885.15	1,880.83	1,883.67
K, (W/mK)	0.02	0.02	0.02	0.02
μ, (Pa*s)	1.25E-05	1.24E-05	1.18E-05	1.22E-05
Pr	0.98	0.98	0.99	0.99

Cuadro 189. Propiedades del jugo clarificado en calentadores.

Propiedades	No. intercambiador de calor			
	1	2	3	4
Temperatura promedio, (°C)	97.59	96.36	103.38	99.95
Pureza	0.86	0.86	0.86	0.86
° Brix	0.16	0.16	0.16	0.16
Pol	0.14	0.14	0.14	0.14
Densidad, (kg/m ³)	955.80	957.36	947.53	952.62
Cp, (kJ/kgK)	4.18	4.18	4.18	4.18
Cp, (J/kgK)	4,182.49	4,182.47	4,182.55	4,182.51
K, (W/mK)	0.66	0.66	0.66	0.66
μ, (mPa*s)	0.38	0.38	0.33	0.33
μ, (Pa*s)	3.75E-04	3.84E-04	3.34E-04	3.34E-04
Pr	2.36	2.42	2.11	2.11

Cuadro 190. Propiedades del vapor en calentadores de jugo clarificado.

Propiedades	No. intercambiador de calor			
	1	2	3	4
Temperatura promedio, (°C)	102.66	101.13	112.48	106.65
Densidad, (kg/m ³)	0.58	0.59	0.57	0.57
C _p , (J/kgK)	1,887.69	1,887.48	1,892.24	1,892.24
K, (W/mK)	0.02	0.02	0.03	0.03
μ, (Pa*s)	1.27E-05	1.27E-05	1.31E-05	1.31E-05
Pr	0.98	0.98	0.98	0.98

Cuadro 191. Datos para el cálculo de la velocidad del vapor en la coraza.

Dato	Número de intercambiador de calor				
	3	4	7	8	9
D tubo, in	1.63	1.63	1.63	1.63	1.63
Pt, m	0.06	0.05	0.06	0.05	0.05
Pt, in	2.20	1.92	2.18	2.04	2.09
Deq, in	1.65	0.85	1.57	1.18	1.31
Deq, m	0.04	0.02	0.04	0.03	0.03
Aeq, m ²	1.38E-03	3.65E-04	1.25E-03	7.00E-04	8.68E-04
V coraza	3,970.66	12,161.13	2,456.82	4,411.18	3,392.69

Cuadro 192. Datos para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección del vapor en calentadores de jugo alcalizado.

Dato	Número de intercambiador de calor				
	3	4	7	8	9
SD, m	0.06	0.05	0.06	0.05	0.05
SL, m	0.03	0.05	0.03	0.03	0.02
ST, m	0.10	0.08	0.10	0.09	0.10
A1, m ²	0.64	0.48	0.52	0.56	0.53
AT, m ²	0.37	0.25	0.29	0.30	0.31
AD, m ²	0.10	0.04	0.08	0.06	0.06
2AD, m ²	0.19	0.08	0.15	0.13	0.13
Vmax, m/s	6,859.84	23,712.17	4,314.22	8,077.90	5,866.56
Vmax, m/s	13,213.05	69,669.52	8,373.09	19,091.30	14,161.05
Re	27,838,804.42	77,316,149.54	16,253,063.70	30,603,425.17	23,661,830.70
Nusselt	35,311.66	70,443.83	23,208.85	38,562.93	32,471.27
h _o , W/m ² *K	19,604.08	75,008.95	13,775.23	28,942.19	22,731.20

Cuadro 193. Datos para el cálculo del factor de incrustación en calentadores de jugo alcalizado.

Dato	Número de intercambiador de calor				
	3	4	7	8	9
U limpio, W/m ² *K	5,425.81	6,473.65	5,358.62	5,281.77	4,762.70
U sucio, W/m ² *K	1,505.57	1,653.63	880.87	619.92	482.01
R total, m ² *K/W	4.80E-04	4.50E-04	9.49E-04	1.42E-03	1.86E-03

Cuadro 194. Datos para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección del jugo alcalizado en calentadores de coraza y tubos.

Dato	Número de intercambiador de calor				
	3	4	7	8	9
Re	131,623.01	126,182.97	180,396.38	102,827.20	95,022.89
Pr	3.45	3.26	2.68	4.02	3.94
Nusselt	470.16	444.20	546.95	410.26	382.04
h_i , W/m ² *K	7,502.19	7,085.13	8,770.31	6,460.83	6,025.10

Cuadro 195. Datos para el cálculo de la temperatura media logarítmica en calentadores de coraza y tubos.

Dato	Número de intercambiador de calor				
	3	4	7	8	9
ΔT_1 , °C	9.22	9.60	8.01	14.35	15.67
ΔT_2 , °C	15.45	8.28	13.17	14.51	13.33
ΔT_{LM} , °C	12.07	8.92	10.38	14.43	14.47
Pasos Tubos	10.00	12.00	14.00	12.00	14.00
Pasos Coraza	2.00	2.00	1.00	1.00	1.00
Factor P	0.63	0.57	0.51	0.39	0.35
Factor R	0.60	1.10	0.37	0.98	1.28
F	0.97	0.86	0.95	0.92	0.96

Cuadro 196. Datos para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor por convección para calentadores de coraza y tubos.

Dato	Número de intercambiador de calor				
	3	4	7	8	9
$1/h_i$, m ² *K/W	1.33E-04	1.41E-04	1.14E-04	1.55E-04	1.66E-04
$1/h_o$, m ² *K/W	5.10E-05	1.33E-05	7.26E-05	3.46E-05	4.40E-05
$1/U$, m ² *K/W	6.64E-04	6.05E-04	1.14E-03	1.61E-03	2.07E-03
U, W/m ² *K	1,505.57	1,653.63	880.87	619.92	482.01

Cuadro 197. Calor del intercambiador de coraza limpio y tomando en cuenta incrustaciones.

Calor	Número de intercambiador de calor				
	3	4	7	8	9
Q limpio, kW	28,944.78	29,296.22	27,191.48	42,337.80	43,505.85
Q actual, kW	7,790.73	6,435.75	4,246.36	4,571.65	4,226.93

Cuadro 198. Datos para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor del jugo alcalizado.

Dato	Número de intercambiador de calor			
	1	2	5	6
Flujo Jugo, (kg/s)	123.52	121.81	122.27	123.47
X	0.92	1.31	0.92	0.92
Fi	1.19	1.35	1.19	1.19
Dh	0.01	0.01	0.01	0.01
Flux Jugo	26,951.15	26,578.35	26,678.41	26,940.06
Re	507,881.78	541,970.65	502,742.27	511,030.43
ΔT_1 , °C	13.20	9.93	6.73	8.53
ΔT_2 , °C	7.35	12.97	7.97	13.39
ΔT_{LM} , °C	9.99	11.38	7.33	10.78
Cos (beta)	0.42	0.42	0.42	0.42
Sen(beta)	0.91	0.91	0.91	0.91
Tan (beta)	2.14	2.14	2.14	2.14
sen(beta*2)	0.77	0.77	0.77	0.77

Cuadro 199. Datos para el cálculo del factor de fricción del flujo de jugo alcalizado.

Dato	Número de intercambiador de calor			
	1	2	5	6
f_o	3.27E-03	3.23E-03	3.27E-03	3.26E-03
f_1	0.219	0.21	0.22	0.22
$1/raiz(f)$	1.614	1.62	1.61	1.61
f	0.384	0.38	0.38	0.38

Cuadro 200. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del jugo alcalizado.

Dato	Número de intercambiador de calor			
	1	2	5	6
Pr	2.815	2.29	2.81	2.80
Nusselt	3,394.267	3,315.55	3,367.15	3,401.37
h, J	267,656.298	297,357.66	266,211.87	268,267.47

Cuadro 201. Datos para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor del vapor en calentadores de jugo alcalizado.

Dato	Número de intercambiador de calor			
	1	2	5	6
Flujo Másico Jugo, (kg/s)	1.79	2.33	2.81	1.86
X	0.92	1.31	0.92	0.92
Fi	1.19	1.35	1.19	1.19
Dh	0.01	0.01	0.01	0.01
Flux Jugo	389.86	508.16	613.17	405.71
Re	262,796.36	290,044.24	412,174.85	272,491.86
ΔT 1, °C	13.20	9.93	6.73	8.53
ΔT 2, °C	7.35	12.97	7.97	13.39
ΔT LM, °C	9.99	11.38	7.33	10.78
Cos (beta)	0.42	0.42	0.42	0.42
Sen(beta)	0.91	0.91	0.91	0.91
Tan (beta)	2.14	2.14	2.14	2.14
sen(beta*2)	0.77	0.77	0.77	0.77

Cuadro 202. Datos para el cálculo del factor de fricción del flujo de vapor en calentadores de jugo alcalizado.

Dato	Número de intercambiador de calor			
	1	2	5	6
f_o	3.69E-03	3.62E-03	3.39E-03	3.66E-03
f_1	0.26	0.26	0.23	0.26
$1/raiz(f)$	1.55	1.56	1.59	1.56
f	0.41	0.41	0.39	0.41

Cuadro 203. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del vapor en calentadores de jugo alcalizado.

Dato	Número de intercambiador de calor			
	1	2	5	6
Pr	0.98	0.98	0.98	0.98
Nusselt	1,502.84	1,609.49	2,064.06	1,541.62
h, v	4,274.31	5,429.09	5,888.65	4,402.19

Cuadro 204. Datos para el cálculo del factor de incrustación en calentadores de placas de jugo alcalizado.

Dato	Número de intercambiador de calor			
	1	2	5	6
U_c , W/m ² K	4,207.12	5,331.74	5,761.21	4,331.11
U_d , W/m ² K	2,134.70	2,827.29	4,524.75	2,035.37
R_d , m ² K/W	2.31E-04	1.66E-04	4.74E-05	2.60E-04
U , W/m ² K	2,134.70	2,827.29	4,524.75	2,035.37

Cuadro 205. Calor del intercambiador ce coraza limpio y tomando en cuenta incrustaciones.

Dato	Número de intercambiador de calor			
	1	2	5	6
Q limpio, kW	8,132.10	9,896.67	8,174.48	9,033.14
Q actual, kW	4,126.23	5,247.95	6,420.08	4,245.04

Cuadro 206. Datos para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor del jugo clarificado.

Dato	Número de intercambiador de calor			
	1	2	3	4
Flujo Jugo, (kg/s)	215.89	216.24	214.02	215.17
X	1.21	1.21	1.21	1.21
Fi	1.30	1.30	1.30	1.30
Dh	0.01	0.01	0.01	0.01
Flux Jugo	77,643.03	77,769.91	76,971.72	77,385.41
Re	1,585,473.47	1,552,144.63	1,763,920.84	1,773,401.26
ΔT 1, °C	3.66	4.02	4.65	4.51
ΔT 2, °C	6.47	5.52	13.55	8.89
ΔT LM, °C	4.93	4.73	8.32	6.45
Cos (beta)	0.42	0.42	0.42	0.42
Sen(beta)	0.91	0.91	0.91	0.91
Tan (beta)	2.14	2.14	2.14	2.14
sen(beta*2)	0.77	0.77	0.77	0.77

Cuadro 207. Datos para el cálculo del factor de fricción del flujo de jugo clarificado.

Dato	Número de intercambiador de calor			
	1	2	3	4
f_o	2.69E-03	2.70E-03	2.65E-03	2.64E-03
f_1	0.157	0.16	0.15	0.15
$1/raiz(f)$	1.730	1.73	1.74	1.74
f	0.334	0.33	0.33	0.33

Cuadro 208. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del jugo clarificado.

Dato	Número de intercambiador de calor			
	1	2	3	4
Pr	2.362	2.42	2.11	2.11
Nusselt	7,119.890	7,068.50	7,383.99	7,410.47
h,J	617,351.553	612,881.52	639,861.27	642,479.90

Cuadro 209. Datos para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor del vapor en calentadores de jugo clarificado.

Dato	Número de intercambiador de calor			
	1	2	3	4
Flujo Másico Jugo, (kg/s)	2.31	2.18	4.35	3.34
X	1.21	1.21	1.21	1.21
Fi	1.30	1.30	1.30	1.30
Dh	0.01	0.01	0.01	0.01
Flux Jugo	830.19	783.99	1,563.01	1,201.36
Re	498,998.55	471,230.26	912,466.42	701,335.05
ΔT_1 , °C	3.66	4.02	4.65	4.51
ΔT_2 , °C	6.47	5.52	13.55	8.89
ΔT_{LM} , °C	4.93	4.73	8.32	6.45
Cos (beta)	0.42	0.42	0.42	0.42
Sen(beta)	0.91	0.91	0.91	0.91
Tan (beta)	2.14	2.14	2.14	2.14
sen(beta*2)	0.77	0.77	0.77	0.77

Cuadro 210. Datos para el cálculo del factor de fricción del flujo de vapor en calentadores de jugo clarificado.

Dato	Número de intercambiador de calor			
	1	2	3	4
f_o	3.28E-03	3.31E-03	2.95E-03	3.09E-03
f_1	0.22	0.22	0.18	0.20
$1/raiz(f)$	1.61	1.61	1.67	1.65
f	0.38	0.39	0.36	0.37

Cuadro 211. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección del vapor en calentadores de jugo clarificado.

Dato	Número de intercambiador de calor			
	1	2	3	4
Pr	0.98	0.98	0.98	0.98
Nusselt	2,360.29	2,267.30	3,604.87	2,996.43
h,v	7,546.36	7,215.60	11,933.56	9,919.39

Cuadro 212. Datos para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor en calentadores de placas de jugo clarificado.

Dato	Número de intercambiador de calor			
	1	2	3	4
U_c , W/m ² K	7,455.23	7,131.64	11,715.07	9,768.57
U_d , W/m ² K	6,759.62	6,674.56	8,895.56	8,897.06
R_d , m ² K/W	1.38E-05	9.60E-06	2.71E-05	1.00E-05
U , W/m ² K	6,759.62	6,674.56	8,895.56	8,897.06

Cuadro 213. Calor del intercambiador de placas de jugo alcalizado limpio y tomando en cuenta incrustaciones.

Dato	Número de intercambiador de calor			
	1	2	3	4
Q limpio, kW	5,749.44	5,276.27	12,755.42	7,517.60
Q actual, kW	5,212.99	4,938.10	9,685.52	7,216.90

Cuadro 214. Datos para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección del aire circundante a los equipos de coraza y tubos.

Variable	Valor	Unidades
T	30.00	°C
v	2.68	m/s
D	1.94	m
v cinemática	1.61E-05	m ² /s
K	0.03	W/m*K
Pr	0.73	-
Re	323,063.64	-
Nusselt	661.34	-
h aire	9.84	W/m ² *K

Cuadro 215. Datos para el cálculo de la pérdida total de calor y eficiencia de los intercambiadores de coraza y tubos.

Variable	No. Intercambiador de calor				
	3	4	7	8	9
R vapor, K/W	1.56E-06	4.57E-07	2.23E-06	9.42E-07	1.35E-06
R pared, K/W	2.90E-03	1.45E-03	5.96E-03	5.29E-03	5.94E-03
R aire, K/W	2.85E-03	3.28E-03	2.90E-03	2.57E-03	2.89E-03
R total, K/W	5.84E-03	4.82E-03	8.95E-03	7.96E-03	8.92E-03
ΔT, °C	57.19	53.30	62.87	46.27	47.53
Tsuperficie, °C	58.81	67.28	51.00	45.49	45.88
Q coraza, W	9,788.86	11,057.21	7,027.75	5,815.45	5,327.20
Q rad, coraza W	20.12	30.83	11.02	7.23	6.71
Q conv, tapa W	818.04	843.22	1,306.59	795.75	825.49
Q rad, tapa W	2.31E+00	2.34E+00	4.86E+00	1.49E+00	1.62E+00
Q total perdido, W	11,449.69	12,779.16	9,661.67	7,417.17	6,988.13
Eficiencia %	99.85	99.8	99.77	99.84	99.83

Cuadro 216. Datos para el cálculo de la nueva pérdida y ahorro de energía para el nuevo aislante en intercambiadores de coraza y tubos.

Variable	No. Intercambiador de calor				
	3	4	7	8	9
R vapor, K/W	1.56E-06	4.57E-07	2.23E-06	9.42E-07	1.35E-06
R pared, K/W	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
R aire, K/W	2.85E-03	3.28E-03	2.90E-03	2.57E-03	2.89E-03
R total, K/W	0.01	0.02	0.01	0.01	0.01
Q coraza, W	4,161.00	3,433.32	4,530.37	3,753.44	3,434.10
Q total perdido, W	5,821.82	5,155.27	7,164.30	5,355.16	5,095.03
Ahorro Energía, W	5627.860598	7623.885729	2497.374868	2062.009068	1893.100826
Reducción, %	49.15	59.66	25.85	27.8	27.09

Cuadro 217. Datos para el análisis de radio crítico.

Variable	No. Intercambiador de calor				
	3	4	7	8	9
Nuevo material aislante	Fibra cerámica				
K Aislante inicial, W/m K	0.34	0.34	0.34	0.34	0.34
Emisividad F. Vidrio	0.93	0.93	0.93	0.93	0.93
Emisividad acero	0.75	0.75	0.75	0.75	0.75
K nuevo material	0.07	0.07	0.07	0.07	0.07
h, externo (aire)	10.25	10.26	9.84	9.84	9.84
Radio crítico	0.01		0.01	0.01	0.01
Radio crítico total	0.76	0.77	0.91	0.91	0.91
Grosor aislante	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03
Radio con aislamiento	0.78	0.79	0.92	0.92	0.92
Cantidad material	32.77	29.16	32.59	36.69	32.68
Grosor aislante inicial, m	0.03	0.01	0.07	0.07	0.07

Cuadro 218. Datos para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección del aire circundante a los calentadores de placas de jugo alcalizado.

Variable	No. Intercambiador de calor				Unidades
	1	2	5	6	
T	30.00	30.00	30.00	30.00	°C
v	2.68	2.68	2.68	2.68	m/s
D	0.96	0.69	0.99	1.02	m
v cinemática	1.61E-05	1.61E-05	1.61E-05	1.61E-05	m ² /s
K	0.03	0.03	0.03	0.03	W/m ² K
Pr	0.73	0.73	0.73	0.73	-
Re	160,279.63	115,200.99	165,288.37	170,797.98	-
Nusselt	239.16	202.76	242.87	246.88	-
h aire	7.17	8.46	7.07	6.95	W/m ² *K

Cuadro 219. Datos para el cálculo de la pérdida y eficiencia de los calentadores de placas de jugo alcalizado.

Variable	No. Intercambiador de calor			
	1	2	5	6
R vapor, K/W	1.21E-06	1.13E-06	8.78E-07	1.17E-06
R aire, K/W	7.20E-04	7.25E-04	7.31E-04	7.44E-04
R total, K/W	8.11E-04	8.16E-04	8.22E-04	8.35E-04
ΔT, °C	65.19	78.86	71.83	66.32
Tsuperficie, °C	95.19	108.86	101.83	96.32
Q placas, W	80,329.06	96,673.32	87,352.90	79,447.59
Q conv, tapa W	1,378.98	1,306.75	1,493.41	1,357.08
Q rad, tapa W	1.02E+01	1.16E+01	1.34E+01	1.07E+01
Q total perdido, W	83,107.41	99,310.07	90,366.43	82,183.09
Eficiencia %	97.99	98.11%	98.59	98.06

Cuadro 220. Datos para el análisis de resistencias térmicas en intercambiadores de calor de placas de jugo alcalizado.

Variable	No. Intercambiador de calor			
	1	2	5	6
R vapor, K/W	1.21E-06	1.13E-06	8.78E-07	1.17E-06
R aire, K/W	7.20E-04	7.25E-04	7.31E-04	7.44E-04
R pared, K/W	0.02208168	0.01752173	0.02619985	0.02617828
R total, K/W	0.02	0.02	0.03	0.03
Q placas, W	2,858.68	4,321.70	2,667.19	2,463.20
Q total perdido, W	5,637.02	6,958.45	5,680.73	5,198.70
Ahorro Energía, W	77,470.39	92351.62	84685.7	76984.39
Reducción, %	93.22	92.99	93.71	93.67

Cuadro 221. Datos para el nuevo aislante de fibra de vidrio en los calentadores de placas de jugo alcalizado.

Variable	No. Intercambiador de calor			
	1	2	5	6
Nuevo material aislante	Fibra vidrio			
Emisividad acero	0.75	0.75	0.75	0.75
K nuevo material	0.05	0.05	0.05	0.05
Espesor material, m	0.00	0.00	0.00	0.00
Alto material, m	5.60	4.79	4.92	4.95
Ancho material, m	1.22	1.74	1.21	1.22
Area material, m2	6.83	8.33	5.97	6.02

Cuadro 222. Datos para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección del aire circundante a los intercambiadores de placas de jugo clarificado.

Variable	No. Intercambiador de calor				Unidades
	1	2	3	4	
T	30.00	30.00	30.00	30.00	°C
v	2.68	2.68	2.68	2.68	m/s
D	0.62	0.62	0.63	0.62	m
v cinemática	1.61E-05	1.61E-05	1.61E-05	1.61E-05	m2/s
K	0.03	0.03	0.03	0.03	W/m*K
Pr	0.73	0.73	0.73	0.73	-
Re	103,513.93	103,513.93	105,183.51	103,513.93	-
Nusselt	192.20	192.20	193.74	192.20	-
h aire	8.93	8.93	8.86	8.93	W/m2*K

Cuadro 223. Datos para el cálculo de la pérdida y eficiencia de los calentadores de placas de jugo clarificado.

Variable	No. Intercambiador de calor			
	1	2	3	4
R vapor, K/W	8.47E-07	8.86E-07	6.40E-07	7.70E-07
R aire, K/W	7.16E-04	7.16E-04	8.63E-04	8.56E-04
R total, K/W	8.07E-04	8.07E-04	9.53E-04	9.46E-04
ΔT , °C	72.66	71.13	82.48	76.65
Tsuperficie, °C	102.66	101.13	112.48	105.65
Q placas, W	90,031.98	88,140.11	86,530.72	80,987.32
Q conv, tapa W	566.68	951.09	666.66	1,104.92
Q rad, tapa W	4.10	6.61	6.18	8.83
Q total perdido, W	91,173.54	90,055.51	87,876.40	83,214.80
Eficiencia %	98.25	98.18%	99.09	98.85

Cuadro 224. Datos para el análisis de resistencias térmicas para el nuevo aislante en intercambiadores de calor de placas de jugo clarificado.

Variable	No. Intercambiador de calor			
	1	2	3	4
R pared, K/W	0.11	0.06	0.04	0.04
R total, K/W	0.11	0.06	0.05	0.04
Q placas, W	669.80	1,210.14	1,800.31	1,931.88
Q total perdido, W	1,811.35	3,125.54	3,146.00	4,159.37
Ahorro Energía, W	89,362.19	86,929.97	84,730.41	79,055.43
Reducción, %	98.01	96.53	96.42	95.00

Cuadro 225. Datos para el nuevo aislante de fibra de vidrio en los calentadores de placas de jugo clarificado.

Variable	No. Intercambiador de calor			
	1	2	5	6
Nuevo material aislante	Fibra vidrio			
Emisividad acero	0.75	0.75	0.75	0.75
K nuevo material	0.05	0.05	0.05	0.05
Espesor material, m	3.00E-03	3.00E-03	3.00E-03	3.00E-03
Alto material, m	2.22	3.74	4.15	4.12
Ancho material, m	0.73	0.69	0.79	0.92
Area material, m2	1.61	2.58	3.28	3.79

Cuadro 226. Desviación estándar de las mediciones de temperatura para calentadores de jugo alcalizado.

No. Calentador	T entrada jugo, °C	T salida jugo, °C	T entrada vapor, °C	T salida jugo, °C
1	0.40	0.71	2.25	5.02
2	2.63	2.67	2.99	4.72
3	3.65	1.48	1.45	3.87
4	2.56	3.23	1.27	3.93
5	4.11	2.03	2.53	2.50
6	3.16	3.45	2.42	2.95
7	6.65	1.35	4.27	4.76
8	2.95	3.07	2.99	5.61
9	1.13	2.15	1.43	2.67

Cuadro 227. Desviación estándar de las mediciones de temperatura para calentadores de jugo alcalizado.

No. Calentador	T entrada jugo, °C	T salida jugo, °C	T entrada vapor, °C	T salida jugo, °C
1	0.88	1.93	3.30	1.94
2	0.88	1.63	2.27	1.52
3	1.15	1.51	0.36	0.41
4	0.81	0.39	0.47	1.25

4. Gráficas y figuras

Figura 119. Comparación del factor de incrustación en intercambiadores de calor de jugo alcalizado.

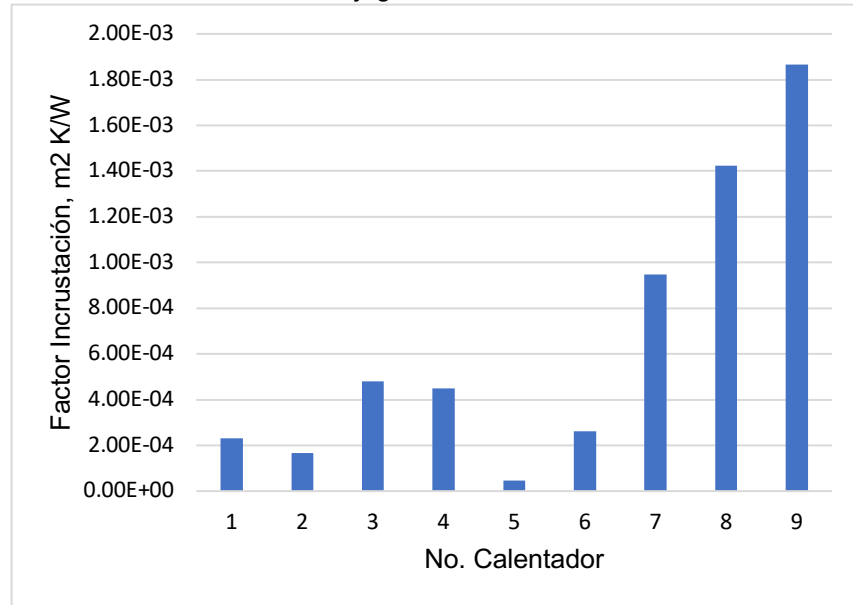


Figura 120. Comparación del factor de incrustación en intercambiadores de calor de jugo clarificado.

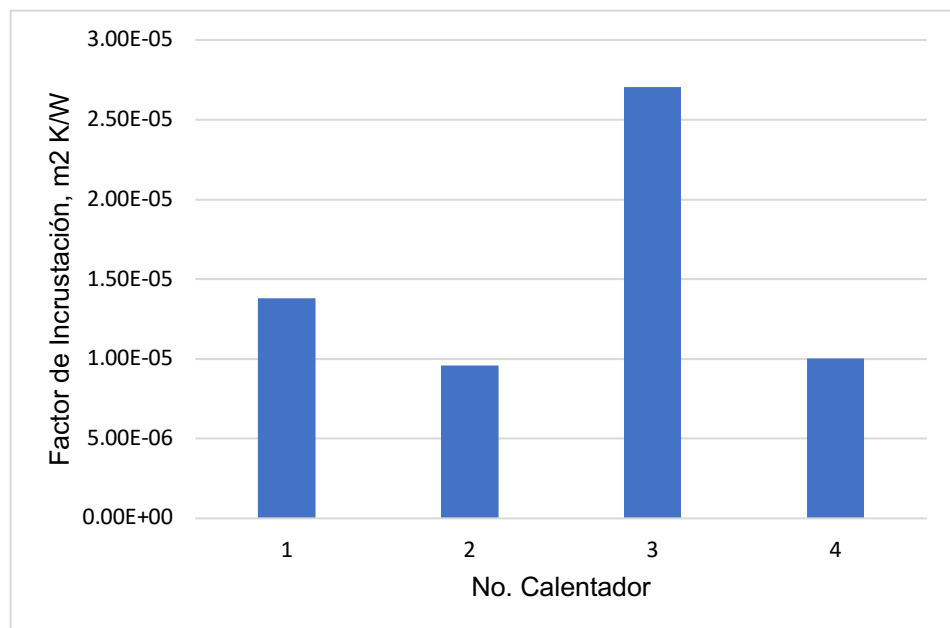


Figura 121. Comparación de la pérdida de calor en intercambiadores de calor de jugo alcalizado.

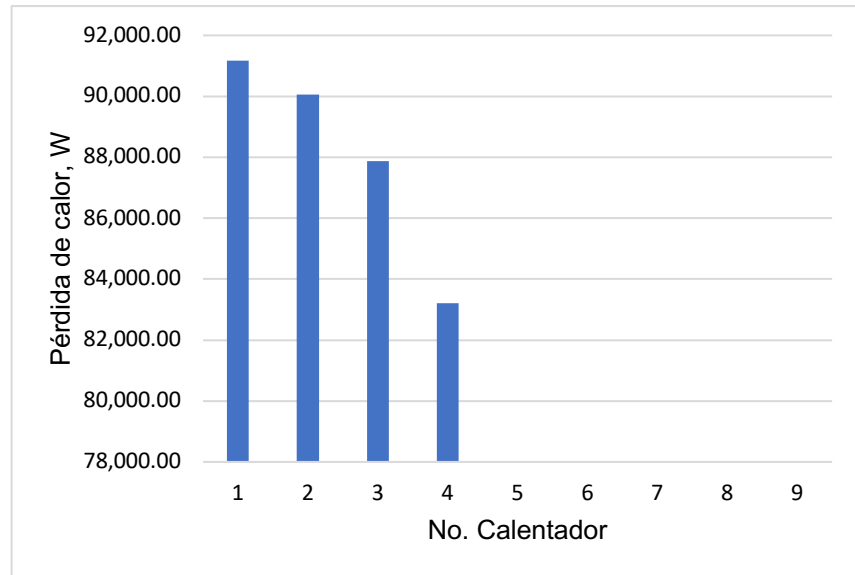


Figura 122. Comparación de la pérdida de calor en intercambiadores de calor de jugo clarificado.

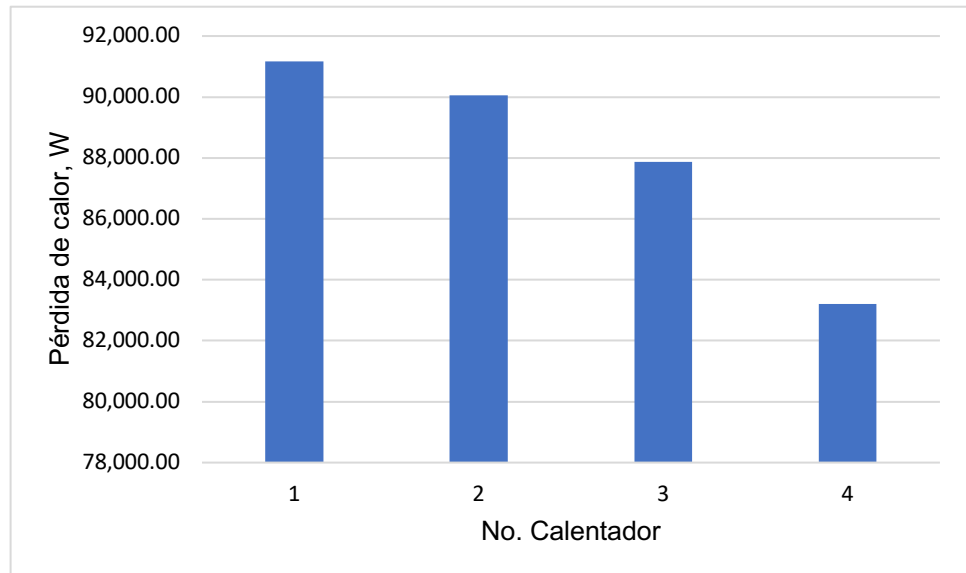


Figura 123. Intercambiador de calor de placas con el aislamiento mal colocado.



Figura 124. Ecuaciones de Nusselt para flujo en la coraza en intercambiadores de coraza y tubos. (Cengel, 2007)

Configuración	Rango de Re_D	Correlación
Alineados	0-100	$Nu_D = 0.9 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	100-1 000	$Nu_D = 0.52 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1 000- 2×10^5	$Nu_D = 0.27 Re_D^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2×10^5 - 2×10^6	$Nu_D = 0.033 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
Escalonados	0-500	$Nu_D = 1.04 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	500-1 000	$Nu_D = 0.71 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1 000- 2×10^5	$Nu_D = 0.35(S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.6} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2×10^5 - 2×10^6	$Nu_D = 0.031(S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.8} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$

*Todas las propiedades, excepto Pr_s , se deben evaluar a la media aritmética de las temperaturas de admisión y de salida del fluido (Pr_s se debe evaluar a T_s).

C. Módulo 3: Determinación de las pérdidas térmicas en tachos de primera, segunda y tercera, en el área de fábrica de un ingenio azucarero, utilizando balances de masa y energía para generar una propuesta de aislante térmico.

1. Datos originales

a. Mediciones de Temperatura y presión de vapor

Cuadro 228. Medición 1.

Realizada en (8/03/2018)

No. de tacho	No. de lectura	No. de punto	Temperatura (C)	Presión de vapor	
1	1	1	48.4	0.26 kg/cm ²	
		2	49.6		
		3	51.1		
		4	47.4		
	2	2	1	47.6	0.253 kg/cm ²
			2	47.4	
			3	47.6	
			4	46.4	
	3	3	1	47.5	0.262 kg/cm ²
			2	47.3	
			3	46.7	
			4	46.4	
2	1	1	48	0.26kg/cm ²	
		2	49.3		
		3	47.4		
		4	47.7		
	2	2	1	48.1	0.25 kg/cm ²
			2	46.4	
			3	45.7	
			4	46.1	
	3	3	1	48	0.24kg/cm ²
			2	45.3	
			3	44.9	
			4	44.8	

Cuadro 229. Continuación medición no. 1

No. de tacho	No. de lectura	No. de punto	Temperatura (C)	Presión de vapor
3	1	1	49.1	0.26 kg/cm2
		2	48.5	
		3	47.8	
		4	47.8	
	2	1	48.1	0.22 kg/cm2
		2	46.4	
		3	46.8	
		4	46.8	
	3	1	49.1	0.234 kg/cm2
		2	46.2	
		3	45.9	
		4	45.8	
4	1	1	51.8	0.22 kg/cm2
		2	51.2	
		3	51.0	
		4	50.8	
	2	1	49.7	0.234 kg/cm2
		2	49.8	
		3	50.5	
		4	50.7	
	3	1	52.1	0.256 kg/cm2
		2	47.9	
		3	47.4	
		4	46.7	
5	1	1	48	0.24kg/cm2
		2	48.4	
		3	48.8	
		4	49.6	
	2	1	47.5	0.25 kg/cm2
		2	47.8	
		3	48.4	
		4	49.3	
	3	1	50.3	0.24 kg/cm2
		2	48.5	
		3	47.9	
		4	47.0	

Cuadro 230. Continuación medición no. 1

No. de tachó	No. de lectura	No. de punto	Temperatura (C)	Presión de vapor
6	1	1	52.5	3.6 PSI
		2	49.4	
		3	49	
		4	48.6	
	2	1	52	3.6 PSI
		2	51.3	
		3	50.8	
		4	49.4	
	3	1	52	3.3 PSI
		2	49.3	
		3	48.9	
		4	47	
7	1	1	51.70	3.4 PSI
		2	48.30	
		3	47.90	
		4	47.80	
	2	1	51.60	3.3 PSI
		2	48.30	
		3	48.00	
		4	48.00	
	3	1	52.3	3.5 PSI
		2	50.1	
		3	49.8	
		4	49	
8	1	1	47.9	3.8 PSI
		2	48	
		3	47.8	
		4	47.8	
	2	1	47.3	3.6 PSI
		2	47.1	
		3	46.9	
		4	46.9	
	3	1	48.3	3.4 PSI
		2	47.8	
		3	47,7	
		4	47.5	

Cuadro 231. Continuación medición no. 1

No. de tacho	No. de lectura	No. de punto	Temperatura (C)	Presión de vapor
14	1	1	51.8	3.1 PSI
		2	50.1	
		3	49.9	
		4	49.6	
	2	1	50.9	3.2 PSI
		2	47.4	
		3	46.6	
		4	45.8	
	3	1	50.5	3.5 PSI
		2	49.1	
		3	48.6	
		4	48	

Cuadro 232. Medición no. 2

Realizada en (15/03/2018)

No. de tacho	No. de lectura	No. de punto	Temperatura (C)	Presión de vapor
1	1	1	51.60	0.162 kg/cm2
		2	51.40	
		3	51.20	
		4	51.40	
	2	1	50.60	0.337 kg/cm2
		2	49.00	
		3	48.40	
		4	48.40	
	3	1	52.00	0.250 kg/cm2
		2	51.40	
		3	51.00	
		4	50.80	

Cuadro 233. Continuación medición no. 2

No. de tacho	No. de lectura	No. de punto	Temperatura (C)	Presión de vapor	
2	1	1	52.80	0.260 kg/cm2	
		2	52.00		
		3	51.80		
		4	52.60		
	2	2	1	51.10	0.308 kg/cm2
			2	50.40	
			3	48.60	
			4	49.80	
	3	3	1	52.10	0.245 kg/cm2
			2	51.30	
			3	51.00	
			4	50.90	
3	1	1	53.80	0.327 kg/cm2	
		2	52.00		
		3	51.20		
		4	51.40		
	2	2	1	52.10	0.326 kg/cm2
			2	51.60	
			3	51.00	
			4	51.30	
	3	3	1	54.10	0.278 kg/cm2
			2	54.00	
			3	53.80	
			4	53.70	
4					
	FUERA DE LÍNEA				

Cuadro 234. Continuación medición no. 2

No. de tacho	No. de lectura	No. de punto	Temperatura (C)	Presión de vapor
5	1	1	52.40	0.165 kg/cm2
		2	51.20	
		3	51.30	
		4	51.80	
	2	1	51.80	0.254 kg/cm2
		2	50.40	
		3	50.60	
		4	51.40	
	3	1	53.00	0.250 kg/cm2
		2	50.30	
		3	46.00	
		4	47.10	
6	1	1	53.40	2.6 PSI
		2	51.40	
		3	51.80	
		4	52.40	
	2	1	53.60	3.8 PSI
		2	51.00	
		3	51.60	
		4	52.00	
	3	1	54.00	3.5 PSI
		2	51.50	
		3	51.60	
		4	50.00	
7	1	1	53.20	2.1 PSI
		2	48.80	
		3	48.60	
		4	48.60	
	2	1	53.40	2.9 PSI
		2	51.40	
		3	51.60	
		4	52.20	
	3	1	54.50	3.5 PSI
		2	52.10	
		3	51.00	
		4	51.10	

Cuadro 235. Continuación medición no. 2

No. de tacho	No. de lectura	No. de Punto	Temperatura (C)	Presión de vapor	
8					
	FUERA DE LÍNEA				
9	1	1	46.60	2.6 PSI	
		2	43.40		
		3	43.60		
		4	45.20		
	2	1	50.40	4.9 PSI	
		2	47.60		
		3	48.20		
		4	48.80		
	3	1	49.30	3.5 PSI	
		2	49.00		
		3	48.70		
		4	47.00		
10	1	1	52.20	0.34 kg/cm2	
		2	49.20		
		3	50.40		
		4	51.60		
	2	1	54.00	0.17 kg/cm2	
		2	51.40		
		3	54.20		
		4	54.20		
	3	1	55.10	0.260 kg/cm2	
		2	53.20		
		3	53.00		
		4	52.90		

Cuadro 236. Continuación medición no. 2.

No. de tacho	No. de lectura	No. de punto	Temperatura (C)	Presión de vapor
12	1	1	56.40	0.12 kg/cm2
		2	50.40	
		3	49.40	
		4	49.60	
	2	1	54.20	0.25 kg/cm2
		2	53.10	
		3	53.00	
		4	52.50	
	3	1	55.00	0.260 kg/cm2
		2	54.00	
		3	54.20	
		4	52.10	
14	1	1	59.20	2.4 PSI
		2	57.00	
		3	55.00	
		4	54.80	
	2	1	58.30	3.5 PSI
		2	57.00	
		3	55.40	
		4	55.00	
	3	1	59.10	3.6 PSI
		2	57.00	
		3	55.00	
		4	53.00	

Cuadro 237. Medición No. 3.

Realizada en (23/03/2018)

No. de tacho	No. de lectura	No. de punto	Temperatura (C)	Presión de vapor
1	1	1	53.40	0.206 kg/cm2
		2	53.00	
		3	52.00	
		4	51.70	
	2	1	52.80	0.19 kg/cm2
		2	52.60	
		3	52.20	
		4	51.90	
	3	1	53.80	0.200 kg/cm2
		2	53.20	
		3	52.89	
		4	52.75	
2	1	1	54.80	0.209 kg/cm2
		2	54.00	
		3	53.20	
		4	52.60	
	2	1	55.40	0.215 kg/cm2
		2	54.45	
		3	53.00	
		4	52.60	
	3	1	55.30	0.213 kg/cm2
		2	51.90	
		3	51.00	
		4	51.10	

Cuadro 238. Continuación medición no. 3.

No. de tacho	No. de lectura	No. de punto	Temperatura (C)	Presión de vapor
3	1	1	54.60	0.212 kg/cm2
		2	53.20	
		3	52.80	
		4	53.80	
	2	1	54.40	0.174 kg/cm2
		2	53.20	
		3	52.80	
		4	53.60	
	3	1	55.10	0.214 kg/cm2
		2	54.10	
		3	53.90	
		4	53.80	
4	1	1	52.90	0.185 kg/cm2
		2	52.40	
		3	52.40	
		4	52.10	
	2	1	53.00	0.185 kg/cm2
		2	52.80	
		3	52.80	
		4	53.10	
	3	1	53.50	0.210 kg/cm2
		2	53.00	
		3	52.90	
		4	53.00	
5	1	1	53.20	0.199 kg/cm2
		2	51.40	
		3	51.80	
		4	53.20	
	2	1	53.60	0.183 kg/cm2
		2	51.80	
		3	52.40	
		4	53.60	
	3	1	54.10	0.225 kg/cm2
		2	53.70	
		3	53.00	
		4	52.87	

Cuadro 239. Continuación medición no. 3.

No. de tacho	No. de lectura	No. de punto	Temperatura (C)	Presión de vapor	
6	1	1	54.80	2.9 PSI	
		2	52.20		
		3	53.20		
		4	54.60		
	2	1	53.20	2.4 PSI	
		2	51.60		
		3	52.60		
		4	52.40		
	3	1	55.10	2.9 PSI	
		2	54.78		
		3	54.10		
		4	53.80		
7	1	1	54.80	3.2 PSI	
		2	52.40		
		3	52.60		
		4	53.20		
	2	1	54.20	3 PSI	
		2	52.20		
		3	52.40		
		4	53.00		
	3	EN DESCARGA			
	8	1	1	49.80	3.1 PSI
2			51.40		
3			50.80		
4			54.40		
2		1	50.20	3.2 PSI	
		2	51.80		
		3	51.20		
		4	53.00		
3		EN DESCARGA			

Cuadro 240. Continuación medición no. 3.

No. de tacho	No. de lectura	No. de punto	Temperatura (C)	Presión de vapor	
9	1	1	48.60	3.3 PSI	
		2	47.00		
		3	49.20		
		4	49.60		
	2	1	48.60	3.1 PSI	
		2	46.80		
		3	47.60		
		4	49.40		
	3	EN DESCARGA			
	10	1	1	51.60	0.190 kg/cm2
			2	46.00	
3			50.00		
4			49.60		
2		1	52.40	0.210 kg/cm2	
		2	47.40		
		3	50.80		
		4	50.20		
3		1	52.50	0.223 kg/cm2	
		2	49.10		
		3	48.50		
		4	47.10		
12		1	1	53.60	0.280 kg/cm2
	2		54.40		
	3		53.40		
	4		55.20		
	2	1	54.00	0.243 kg/cm2	
		2	53.60		
		3	53.80		
		4	55.80		
	3	EN DESCARGA			

Cuadro 241. Continuación medición no. 3.

No. de Tacho	No. de Lectura	No. de Punto	Temperatura (C)	Presión de Vapor
14	1	1	52.60	2.8 PSI
		2	49.80	
		3	48.40	
		4	48.20	
	2	1	51.60	3.2 PSI
		2	48.80	
		3	47.20	
		4	47.10	
	3	1	53.10	3.5 PSI
		2	52.90	
		3	51.00	
		4	51.10	

Cuadro 242. Medición no. 4.

Realizada en (5/04/2018)

No. de tacho	No. de lectura	No. de punto	Temperatura (C)	Presión de vapor
1	1	1	47.5	0.235 kg/cm2
		2	45.9	
		3	46	
		4	46.1	
	2	1	48.4	0.231 kg/cm2
		2	46.7	
		3	47.3	
		4	47.2	
	3	1	48.1	0.224 kg/cm2
		2	47	
		3	48.2	
		4	48.3	

Cuadro 243. Continuación medición no. 4.

No. de tacho	No. de lectura	No. de punto	Temperatura (C)	Presión de vapor	
2	1	1	48.3	0.264 kg/cm2	
		2	50.4		
		3	48.3		
		4	50		
	2	2	1	49.6	0.315 kg/cm2
			2	48	
			3	47.3	
			4	47.1	
	3	3	1	50.1	0.339 kg/cm2
			2	53	
			3	50.5	
			4	51.2	
3	1	1	48.5	0.230 kg/cm2	
		2	50.8		
		3	49.4		
		4	50.4		
	2	2	1	49.3	0.265 kg/cm2
			2	52.2	
			3	50.1	
			4	49.7	
	3	3	1	51.3	0.254 kg/cm2
			2	56.8	
			3	53.4	
			4	55.7	
4	1	1	52.3	0.195 kg/cm2	
		2	50.2		
		3	49.8		
		4	48.9		
	2	2	1	51.3	0.236 kg/ cm2
			2	51.8	
			3	50.8	
			4	50.9	
	3	3	1	52.9	0.304 kg/cm2
			2	52.1	
			3	52.8	
			4	52.3	

Cuadro 244. Continuación medición no. 4.

No. de tacho	No. de lectura	No. de punto	Temperatura (C)	Presión de vapor
5	1	1	48.5	0.217 kg/cm2
		2	49.4	
		3	49.7	
		4	50.1	
	2	1	49	0.241 kg/cm2
		2	50.1	
		3	50.4	
		4	51	
	3	1	50.6	0.259 kg/cm2
		2	51	
		3	50.4	
		4	51.8	
6	1	1	52.3	3 PSI
		2	51.9	
		3	51.5	
		4	50.7	
	2	1	51.8	3.45 PSI
		2	49.8	
		3	49.5	
		4	48.9	
	3	1	52.3	3.85 PSI
		2	51.3	
		3	50.5	
		4	49.8	
7	1	1	53.2	2.8 PSI
		2	48.6	
		3	48.3	
		4	49	
	2	1	53.1	3.6 PSI
		2	48.5	
		3	48.5	
		4	49.6	
	3	1	52.4	4.2 PSI
		2	47.9	
		3	47.2	
		4	47.6	

Cuadro 245. Continuación medición no. 4.

No. de tacho	No. de lectura	No. de punto	Temperatura (C)	Presión de vapor
8	1	1	50.9	3.2 PSI
		2	49.1	
		3	48.2	
		4	47.9	
	2	1	50.3	3.2 PSI
		2	48.7	
		3	47.9	
		4	47.8	
	3	1	49.5	3.0 PSI
		2	47.6	
		3	46.8	
		4	47.3	
9	1	1	47.3	3.1 PSI
		2	49.3	
		3	44.2	
		4	46.6	
	2	1	49.4	3.8 PSI
		2	47.6	
		3	46.9	
		4	48.1	
	3	1	48.8	4.4 PSI
		2	47.7	
		3	48.3	
		4	48	
10	1	1	54.8	0.25 kg/cm2
		2	48.3	
		3	52.5	
		4	50.7	
	2	1	55.3	0.37 kg/cm2
		2	47.7	
		3	52.4	
		4	52.1	
	3	1	54.8	0.33 kg/cm2
		2	49.2	
		3	51.1	
		4	51.6	

Cuadro 246. Continuación medición no. 4.

No. de tacho	No. de lectura	No. de punto	Temperatura (C)	Presión de vapor
12	1	1	46.3	0.21 kg/cm2
		2	45.3	
		3	47	
		4	48.2	
	2	1	49.9	0.25kg/cm2
		2	46.2	
		3	46.1	
		4	47	
	3	1	47.8	0.23 kg/cm2
		2	47.6	
		3	47.2	
		4	48	
14	1	1	49.1	2.9 PSI
		2	48.8	
		3	47.2	
		4	47.1	
	2	1	45.4	2.5 PSI
		2	41.1	
		3	41.3	
		4	42.8	
	3	1	50.1	2.8 PSI
		2	46.5	
		3	44.4	
		4	44	

Cuadro 247. Medición no. 5.

Realizada en (11/04/2018)

No. de tacho	No. de lectura	No. de punto	Temperatura (C)	Presión de vapor
1	1	1	49.80	0.367 kg/cm2
		2	49.00	
		3	50.40	
		4	51.00	
	2	1	48.40	0.272 kg/cm2
		2	46.80	
		3	47.80	
		4	47.40	
	3	1	47.00	0.234 kg/cm2
		2	46.40	
		3	45.60	
		4	46.20	

Cuadro 248. Continuación medición no. 5.

No. de tacho	No. de lectura	No. de punto	Temperatura (C)	Presión de vapor	
2					
	FUERA DE LÍNEA				
3	1	1	51.20	0.362 kg/cm2	
		2	52.00		
		3	51.60		
		4	52.00		
	2	1	48.60	0.265 kg/cm2	
		2	47.80		
		3	46.80		
		4	47.40		
	3	1	50.60	0.351 kg/cm2	
		2	50.40		
		3	48.60		
		4	49.00		
4	1	1	47.80	0.322 kg/cm2	
		2	49.80		
		3	50.00		
		4	49.60		
	2	1	47.40	0.200 kg/cm2	
		2	47.60		
		3	47.40		
		4	47.60		
	3	1	50.40	0.318 kg/cm2	
		2	49.80		
		3	49.60		
		4	49.80		

Cuadro 249. Continuación medición no. 5.

No. de tacho	No. de lectura	No. de punto	Temperatura (C)	Presión de vapor
5	1	1	49.00	0.354 kg/cm2
		2	47.00	
		3	47.60	
		4	49.20	
	2	1	49.80	0.277 kg/cm2
		2	47.40	
		3	47.80	
		4	48.60	
	3	1	51.40	0.347 kg/cm2
		2	48.40	
		3	48.40	
		4	49.20	
6	1	1	51.20	3.80 PSI
		2	49.80	
		3	49.70	
		4	49.20	
	2	1	52.80	3.70 PSI
		2	51.70	
		3	51.00	
		4	51.40	
	3	1	52.50	3.20 PSI
		2	51.20	
		3	50.80	
		4	50.20	
7	1	1	49.00	3.40 PSI
		2	46.60	
		3	45.80	
		4	47.00	
	2	1	51.00	3.60 PSI
		2	48.60	
		3	48.40	
		4	50.20	
	3	1	52.20	3.30 PSI
		2	48.60	
		3	48.80	
		4	49.20	

Cuadro 250. Continuación medición no. 5.

No. de tacho	No. de lectura	No. de punto	Temperatura (C)	Presión de vapor
8	1	1	47.40	3.60 PSI
		2	44.80	
		3	46.40	
		4	43.20	
	2	1	48.20	4.10 PSI
		2	47.50	
		3	46.60	
		4	46.00	
	3	1	48.20	3.70 PSI
		2	47.80	
		3	46.60	
		4	46.40	
9				
	FUERA DE LÍNEA			
10				
	FUERA DE LÍNEA			

Cuadro 251. Continuación medición no. 5.

No. de tacho	No. de lectura	No. de punto	Temperatura (C)	Presión de vapor
12	1	1	47.20	0.3 kg/cm2
		2	47.60	
		3	45.80	
		4	46.80	
	2	1	49.40	0.34 kg/cm2
		2	49.60	
		3	50.60	
		4	52.00	
	3	1	50.40	0.36 kg/cm2
		2	50.20	
		3	49.60	
		4	51.80	
14	1	1	51.20	4.2 PSI
		2	49.00	
		3	48.40	
		4	48.00	
	2	1	51.20	3.8 PSI
		2	47.60	
		3	47.80	
		4	49.20	
	3	1	54.20	3.8 PSI
		2	51.80	
		3	51.60	
		4	51.00	

Cuadro 252. Medición no. 6.

Realizada en (12/04/2018)

No. de tacho	No. de lectura	No. de punto	Temperatura (C)	Presión de vapor	
1	1	1	50.4	0.165 kg/cm2	
		2	48.3		
		3	49		
		4	50		
	2	2	1	49.9	0.171 kg/cm2
			2	49.1	
			3	48.8	
			4	48.4	
	3	3	1	50.3	0.181 kg/cm2
			2	49.6	
			3	48.8	
			4	48.9	
2	1	1	48.9	0.189 kg/cm2	
		2	47,8		
		3	48.1		
		4	47,9		
	2	2	1	48.1	0.172 kg/cm2
			2	47,9	
			3	47.8	
			4	47	
	3	3	1	49.9	0.183 kg/cm2
			2	49.5	
			3	48.4	
			4	48.1	

Cuadro 253. Continuación medición no. 6.

No. de tacho	No. de lectura	No. de punto	Temperatura (C)	Presión de vapor
3	1	1	51	0.184 kg/cm2
		2	49.8	
		3	49.6	
		4	49.2	
	2	1	49.6	0.164 kg/cm2
		2	49.3	
		3	48.8	
		4	48.7	
	3	1	49.9	0.175 kg/cm2
		2	49.8	
		3	49.4	
		4	48.9	
4	1	1	51.4	0.184 kg/cm2
		2	50	
		3	48.4	
		4	48.3	
	2	1	50.8	0.190 kg/cm2
		2	49.9	
		3	50.1	
		4	49.7	
	3	1	51.4	0.174 kg/cm2
		2	50.5	
		3	50.4	
		4	49.8	
5	1	1	47.3	0.181 kg/cm2
		2	46.7	
		3	47.1	
		4	47.7	
	2	1	47.6	0.172 kg/cm2
		2	46.9	
		3	47.8	
		4	48.4	
	3	1	50.2	0.184 kg/cm2
		2	48.5	
		3	48.8	
		4	49.8	

Cuadro 254. Continuación medición no. 6.

No. de tacho	No. de lectura	No. de punto	Temperatura (C)	Presión de vapor	
6					
	FUERA DE LÍNEA				
7	1	1	50.6	2.5 PSI	
		2	46.6		
		3	46.6		
		4	47.3		
	2	1	47.5	2.5 PSI	
		2	46.8		
		3	46.9		
		4	47.8		
	3	1	50.2	2.6 PSI	
		2	47.8		
		3	47.8		
		4	48.6		
8	1	1	46.4	2.5 PSI	
		2	44.6		
		3	44.5		
		4	44.8		
	2	1	48.9	2.8 PSI	
		2	47.4		
		3	47.8		
		4	47.7		
	3	1	48.9	3.2 PSI	
		2	48.3		
		3	46.9		
		4	47		

Cuadro 255. Continuación medición no. 6.

No. de tacho	No. de lectura	No. de punto	Temperatura (C)	Presión de vapor
9	1	1	47.9	2.4 PSI
		2	46.3	
		3	46.5	
		4	46.1	
	2	1	46.5	1.8 PSI
		2	43.1	
		3	42.5	
		4	41.9	
	3	1	45.6	2.2 PSI
		2	42.1	
		3	41.8	
		4	40.2	
10	1	1	56.7	0.22 kg/cm2
		2	48.4	
		3	47.2	
		4	46.9	
	2	1	52.8	0.21 kg/cm2
		2	47.5	
		3	45.4	
		4	44.2	
	3	1	52.1	0.23 kg/cm2
		2	49.7	
		3	48.3	
		4	47.7	
12	1	1	47.1	0.195 kg/cm2
		2	45.9	
		3	45.3	
		4	41.8	
	2	1	47.4	0.145 kg/cm2
		2	48.3	
		3	48.4	
		4	50.1	
	3	1	49	0.193 kg/cm2
		2	50.2	
		3	49.8	
		4	50.1	

Cuadro 256. Continuación medición no. 6.

No. de tacho	No. de lectura	No. de punto	Temperatura (C)	Presión de vapor
14	1	1	50.2	2.4 PSI
		2	47.8	
		3	46.7	
		4	46.5	
	2	1	50.8	3.3 PSI
		2	49.4	
		3	45.8	
		4	45	
	3	1	50.6	3.5 PSI
		2	48.6	
		3	47.4	
		4	46.5	

b. Propiedades de los fluidos de trabajo

Cuadro 257. Rango y promedio de las propiedades de los fluidos.

Fluido de Trabajo	Propiedad	Promedio	Máximo	Mínimo
Meladura No Clarificada	Brix	65.61	69.19	61.35
	Pol	56.44	59.68	52.44
	Pureza	59.68	87.76	84.00
Masa A	Brix	92.07	92.44	91.49
	Pol	80.24	81.47	78.34
	Pureza	87.15	88.54	85.25
Masa B	Brix	94.13	94.50	93.16
	Pol	69.71	71.53	67.44
	Pureza	74.06	75.98	71.57
Masa C	Brix	99.01	99.55	97.54
	Pol	53.49	57.15	51.00
	Pureza	54.02	58.48	51.49

Cuadro 258. Continuación rango y promedio de las propiedades de los fluidos.

Fluido de Trabajo	Propiedad	Promedio	Máximo	Mínimo
Miel A	Brix	80.09	81.11	76.77
	Pol	58.54	60.74	55.54
	Pureza	73.11	76.39	69.74
Miel B	Brix	81.07	82.83	74.68
	Pol	42.60	44.41	36.95
	Pureza	52.55	55.71	45.19
Magma B	Brix	91.17	92.17	89.08
	Pol	87.01	88.01	85.27
	Pureza	95.43	96.36	94.01
Magma C	Brix	90.38	91.54	88.98
	Pol	76.92	83.16	75.39
	Pureza	85.11	91.47	83.25
Cristal de 3ra	Brix	88.28	89.89	84.96
	Pol	61.18	65.78	54.74
	Pureza	69.31	74.52	64.43

c. Información acerca de los equipos

Cuadro 259. Dimensionamiento general en Sistema Inglés. (Datos Originales)

Tipo de Tacho	No. de Tacho	Cantidad de Tubos	Capacidad (ft3)	Largo de Tubos (inch)	Diámetro de los Tubos (inch)	Material de Tubos
Tercera	1	1666	2000	39.5	3.25	Cobre
	2	1652	2000	39.5	3.25	Cobre
Segunda	3	1414	1900	39.5	3.25	Cobre
	4	1646	2000	39.5	3.125	Cobre
	5	1642	1900	39.5	3.25	Cobre
	6	1646	2000	39.5	3.25	Cobre
Primera	7	2000	2100	39.5	3.25	Cobre
	8	567	1000	45.25	4	Cobre
	9	612	1000	45.25	4	Cobre
	10	1636	800	38.5	3	Cobre
	12	1980	2100	39.5	3.25	Cobre
	14	1994	2100	39.5	3.25	Cobre

Cuadro 260. Dimensionamiento general en sistema internacional.

Tipo de tacho	No. de tacho	Cantidad de tubos	Capacidad (m ³)	Largo de tubos (m)	Diámetro de los tubos (m)	Material de tubos
Tercera	1	1666	56.63	1.003	0.0826	Cobre
	2	1652	56.63	1.003	0.0826	Cobre
Segunda	3	1414	53.80	1.003	0.0826	Cobre
	4	1646	56.63	1.003	0.0794	Cobre
	5	1642	53.80	1.003	0.0826	Cobre
	6	1646	56.63	1.003	0.0826	Cobre
Primera	7	2000	59.47	1.003	0.0826	Cobre
	8	567	28.32	1.149	0.1016	Cobre
	9	612	28.32	1.149	0.1016	Cobre
	10	1636	22.65	0.978	0.0762	Cobre
	12	1980	59.47	1.003	0.0826	Cobre
	14	1994	59.47	1.003	0.0826	Cobre

Cuadro 261. Dimensionamiento tachos con capacidad de 2100 ft³

Unidades	Diámetro calandria	Altura calandria	Diámetro del cuerpo	Altura cuerpo	Diámetro Tubo central
Pulgadas (in)	206	39	223.25	96	
Metros (m)	5.23	0.99	5.67	2.44	1.42

Cuadro 262. Dimensionamiento tachos con capacidad de 1800 ft³

Unidades	Diámetro calandria	Altura calandria	Diámetro del cuerpo	Altura del cuerpo	Diámetro tubo central
Pulgadas (in)	190	39	216	96	66
Metros (m)	4.83	0.99	5.49	2.44	1.68

Cuadro 263. Dimensionamiento tachos con capacidad de 1000 ft³

Unidades	Diámetro calandria	Altura calandria	Diámetro del cuerpo	Altura del cuerpo	Diámetro tubo central
Pulgadas (in)	134	39	134	145	47
Metros (m)	3.40	0.99	3.40	3.68	1.19

Cuadro 264. Dimensionamiento tachos con capacidad de 800 ft³

Unidades	Diámetro Calandria	Altura Calandria	Diámetro del Cuerpo	Altura del Cuerpo	Diámetro tubo central
Pulgadas (in)	190	48	216	72	76
Metros (m)	4.83	1.22	5.49	1.83	1.93

d. Datos calculados intermedios

Cuadro 265. Valores de h_i y h_o para los tres tipos de tachos

Tipo	Tacho	h_o (W/m ² K)	h_i (W/m ² K)
Tercera	1	14.11	63.08
	2	14.14	68.59
Segunda	3	19.85	58.55
	4	18.71	66.49
	5	19.85	58.55
	6	19.85	58.55
Primera	7	31.77	98.31
	8	30.34	36.75
	9	33.34	38.06
	10	29.58	48.39
	12	30.59	88.39
	14	28.24	81.64

Cuadro 266. Valores de las distintas resistencias para los tres tipos de tachos.

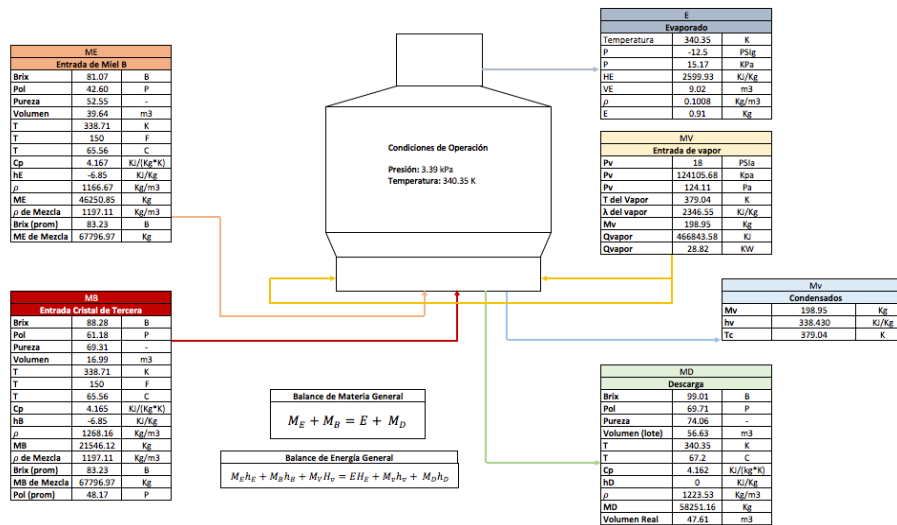
Resistencias (K/W)					
Tipo	Tacho	R_o (vapor)	R_i (masa)	R_{cond} (asilante)	R_{conv} (aire)
Tercera	1	0.000157	0.0000366	0.00683	0.01614
	2	0.000158	0.0000339	0.00684	0.01551
Segunda	3	0.000132	0.0000464	0.00741	0.01325
	4	0.000125	0.0000365	0.00684	0.01514
	5	0.000114	0.0000400	0.00741	0.01350
	6	0.000113	0.0000399	0.00684	0.01523
Primera	7	0.000058	0.0000195	0.00684	0.01556
	8	0.000141	0.0001499	0.01047	0.02561
	9	0.000125	0.0001171	0.01047	0.02562
	10	0.000081	0.0000540	0.00741	0.01289
	12	0.000061	0.0000220	0.00684	0.02480
	14	0.000066	0.0000236	0.00684	0.02543

2. Cálculos de muestra

Todos los cálculos de muestra se realizarán para el tacho 1, que trabaja con los fluidos a las propiedades mencionadas en el cuadro 14, también con las dimensiones que se encuentran en los cuadros 23 al 27. Con propósito de ilustrar como se realizaron los cálculos, se aplicaron los mismos para todos los demás equipos variando los datos del dimensionamiento de los mismos, así como los fluidos de trabajo con sus respectivas propiedades.

a. Balance de masa y energía

Figura 125. Diagrama del balance de masa y energía.



Cálculo 34. Propiedades de los fluidos de trabajo

- Para determinar la densidad de cada uno de los fluidos de trabajo como lo son: el vapor, la miel, la semilla de cristal y el producto del proceso conocido como descarga. Se utilizaron tablas que utilizan la temperatura, presión y factores como los grados pol, estas tablas se encuentran en la sección de figuras auxiliares. Mediante el método de interpolación lineal se encontraron valores para los datos que se encuentran dentro de rangos y no poseen un valor específico asignado.

- b. Otra de las propiedades que es importante para estos cálculos es la capacidad calorífica de los fluidos de trabajo, para encontrarla se utilizó una ecuación propuesta en Rein(). La cual utiliza los grados Brix, no en porcentaje por lo que hay que dividir los dato dentro de 100%, al igual que la pureza y temperatura en grados Celsius, como se muestra a continuación.

La capacidad calorífica se calcula para cada uno de los fluidos mencionados en el Cuadro 14, con la temperatura de ingreso respectiva, para el tacho número 1 para la miel B tenemos que.

$$C_p = 4.1868 - w_{DS} * (0.0297 - 4.6 * 10^{-5} * P) + 7.5 * 10^{-5} * w_{DS} * t$$

$$C_p = 4.1868 - \left(\frac{81.07}{100}\right) * \left(0.0297 - 4.6 * 10^{-5} * \left(\frac{52.55}{100}\right)\right) + 7.5 * 10^{-5} * \left(\frac{81.07}{100}\right) * 65.56^{\circ}\text{C}$$

$$C_p = 4.167 \frac{\text{KJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

- c. La conductividad térmica de los fluidos también va a ser un factor importante para los cálculos de las siguientes secciones, pero se ejemplificará aquí por el orden que llevan los cálculos de muestra. Al igual que la ecuación de la capacidad calorífica, esta expresión es propuesta en Rein ().

La conductividad térmica se calcula para cada uno de los fluidos mencionados en el cuadro 14, con la temperatura de ingreso respectiva, para el tacho número 1 para la miel B tenemos que.

$$\lambda = (1 - 0.54 * w_{DS}) * \left[0.561 + 0.206 * \left(\frac{t}{100}\right) - 0.0943 * \left(\frac{t}{100}\right)^2 - 0.007746 * \left(\frac{t}{100}\right)^3 \right]$$

$$\lambda = \left(1 - 0.54 * \left(\frac{81.07}{100}\right)\right) * \left[0.561 + 0.206 * \left(\frac{52.55}{100}\right) - 0.0943 * \left(\frac{52.55}{100}\right)^2 - 0.007746 * \left(\frac{52.55}{100}\right)^3 \right]$$

$$\lambda = 0.309 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Cálculo 35. Determinación de la cantidad de evaporado

- a. Se establece la ecuación del balance de materia general en términos del volumen.

$$VE + VB = VE + VD$$

- b. La adición del volumen de la miel y la semilla de cristal da como resultado el volumen de mezcla que ingresa al tacho.

$$\begin{aligned} V_{Mezcla} &= V_E + V_B \\ V_{Mezcla} &= 39.64 \text{ m}^3 + 16.99 \text{ m}^3 \\ V_{Mezcla} &= 56.63 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

- c. Es necesario calcular los grados Brix promedio de esta mezcla y así poder trabajar con las cantidades de sólidos disueltos en la masa adecuados.

$$\begin{aligned} B_{Prom} &= \frac{B_E * V_E + V_B * B_B}{V_E + V_B} \\ B_{Prom} &= \frac{(81.07) * (39.64 \text{ m}^3) + (88.28) * (16.99 \text{ m}^3)}{39.64 \text{ m}^3 + 16.99 \text{ m}^3} \\ B_{Prom} &= 83.23 \end{aligned}$$

- d. Obtenidos estos grados Brix se relacionaron el volumen de descarga real con el volumen de mezcla, que en teoría deberían de ser iguales. Es por esto que se relacionan con los grados Brix y se despeja para el volumen de descarga real ya que existe un porcentaje de este volumen que se está evaporando.

$$\begin{aligned} V_D * B_D &= V_{Mezcla} * B_{Prom} \\ V_D &= \frac{V_{Mezcla} * B_{Prom}}{B_D} \\ V_D &= \frac{56.63 \text{ m}^3 * 83.23}{99.01} \\ V_D &= 47.61 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

- e. Mediante el balance planteado anteriormente despejamos para el volumen del evaporado .

$$\begin{aligned} V_{Mezcla} &= VE + V_D \\ VE &= V_{Mezcla} - V_D \\ VE &= 56.63 \text{ m}^3 - 47.61 \text{ m}^3 \\ VE &= 9.02 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

- f. La masa del evaporado se obtienen multiplicando la densidad del vapor a las condiciones de operación del tacho y el volumen obtenido.

$$\begin{aligned} E &= \rho * VE \\ E &= (0.1008 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}) * 9.02 \text{ m}^3 \\ E &= 0.91 \text{ kg} \end{aligned}$$

Cálculo 36. Cálculo de la cantidad de calor cedido al sistema por el vapor

- a. El Cp se calculado para cada uno de los fluidos se utilizó para encontrar la entalpía de cada uno de ellos, las cuales se utilizaron para el cálculo del balance energético. Se calculó la entalpía de la misma forma para cada fluido, se utilizó como ejemplo la miel que ingresa al tacho 1.

$$h_E = C_p \Delta T$$

$$h_E = 4.167 \frac{KJ}{kg \cdot K} * (338.71K - 340.35K)$$

$$h_E = -6.86 KJ/kg$$

- b. Mediante el balance energético se determinó la masa y el calor del vapor que ingresa al sistema.

$$M_E h_E + M_B h_B + M_V (H_v - h_v) = E H_E + M_D h_D$$

$$M_E h_E + M_B h_B + M_V \lambda = E H_E + M_D h_D$$

$$M_V = \frac{E H_E + M_D h_D - M_E h_E - M_B h_B}{\lambda}$$

$$M_V = \frac{(0.91 kg * 2,600.69 \frac{KJ}{kg}) + (58,251 kg * 0 \frac{KJ}{kg}) - (46,250.85 * -6.85 \frac{KJ}{kg}) - (21,546.12 * -6.85 \frac{KJ}{kg})}{2,346.55 \frac{KJ}{kg}}$$

$$M_V = 198.95 kg$$

$$Q = M_V \lambda$$

$$Q = 198.95 kg * 2,346.55 \frac{KJ}{kg}$$

$$Q = 466,884.27 KJ$$

- c. Es necesario dividir el calor anterior dentro del tiempo de operación del tacho, este va a ir variando según el tipo de equipo, para los de primera es en promedio de 4.5 horas.

$$q = \frac{Q}{t}$$

$$q = \frac{466,884.27 KJ}{(4.5 h * 3600s)}$$

$$q = 28.82 kW$$

b. Convección externa forzada

- a. Este mecanismo se utiliza para describir la transferencia de calor por parte del vapor hacia el sistema, se modeló como flujo alrededor de un banco de tubos. Como primer paso se sintetizó la información acerca de los tubos de la calandria, la cual se encuentra en el cuadro 36 de la sección de anexos.

Cuadro 267. Datos de tuberías para el cálculo del banco de tubos

Diámetro	0.08255	m
Largo	1.0033	m
Número de tubos	1666	unidades
SL	0.0518	m
ST	0.1820	m

- b. Una vez recaudada toda la información se calcularon los factores necesarios para trabajar en un banco de tubos, como lo son el paso longitudinal, transversal y las temperaturas interna y externa de los tubos.

Cálculo 37. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor en convección externa

- c. El primer aspecto es el paso diagonal del banco de tubos.

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2}$$

$$S_D = \sqrt{(0.0518m)^2 + \left(\frac{0.1820}{2}\right)^2}$$

$$S_D = 0.1047 m$$

- d. Para la velocidad máxima del vapor dentro del banco de tubos es necesario encontrar las relaciones de área ADy AT para poder seleccionar la ecuación adecuada de Vmax.

$$A_D = (S_D - D)L$$

$$A_D = (0.1047m - 0.08255m) * (1.0033m)$$

$$A_D = 0.022 m^2$$

$$A_T = (S_T - D)L$$

$$A_T = (0.1820m - 0.08255m) * (1.0033m)$$

$$A_T = 0.099 m^2$$

Al comparar 2 AD contra AT se observa que $2A_D < A_T$ por lo que se utiliza la ecuación para Vmax de,

$$V_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V$$

$$V_{max} = \frac{0.1820m}{2(0.1047m - 0.08255m)} \left(0.33 \frac{m}{s}\right)$$

$$V_{max} = 1.36 \frac{m}{s}$$

- e. El cálculo de los números adimensionales, Reynolds, Prandtl y Nusselt, se llevó a cabo considerando las condiciones y propiedades del vapor.

Cuadro 268. Datos del vapor

Densidad del vapor	0.7325	kg/m ³
Tiempo de suministro	4.5	h
Flujo másico	44.21	kg/h
Flujo volumétrico	60.36	m ³ /h
Diámetro del tubo	0.254	m
Área del tubo	0.0507	m ²
Velocidad lineal	1191.16	m/h
Velocidad lineal	0.33	m/s
Viscosidad dinámica	1.247E-05	kg/m*s

$$Re_D = \frac{\rho V_{max} D}{\mu}$$

$$Re_D = \frac{(0.7325 \frac{kg}{m^3}) * 1.36 \frac{m}{s} * (0.08255m)}{1.247 \times 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}}$$

$$Re_D = 6,588.28$$

El número de Prandtl para el vapor se encontró en la tabla para el vapor saturado, la cual se encuentra en la Figura 14 de la sección de figuras auxiliares.

$$Pr = 1$$

Ahora bien, para el número de Nusselt existen varias condiciones que van a delimitar el modelo que se va a utilizar, como lo son el valor del Reynolds y el valor del Prandtl, los valores obtenidos se encuentran en el rango para utilizar la siguiente expresión.

$$Nu_D = 0.031 * \left(\frac{S_r}{S_L}\right)^{0.2} * Re_D^{0.8} * Pr^{0.36} * \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25}$$

$$Nu_D = 0.031 * \left(\frac{0.1820m}{0.0518m}\right)^{0.2} * (6,588.28)^{0.8} * (1.00)^{0.36} * \left(\frac{1.00}{1.00}\right)^{0.25}$$

$$Nu_D = 45.24$$

f. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección

$$Nu = \frac{hD}{k}$$

$$h = \frac{Nu k}{D}$$

$$h = \frac{45.24 * 0.0257 \frac{W}{m \cdot K}}{0.08255m}$$

$$h = 14.11 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

c. Convección interna forzada

Cálculo 38. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor en convección interna

- a. Recaudar la información tanto del área de transferencia de calor, como del fluido de trabajo más importante para poder realizar los cálculos respectivos.

Cuadro 269. Datos de los tubos.

n (cantidad tubos)	1666	unidades
d (diámetro tubos)	0.08255	m
l (largo tubos)	1.0033	m
Área de TDC total	433.48	m ²
Espesor del Tubo	0.08413	m

Cuadro 270. Datos del fluido de trabajo.

Flujo Volumétrico	0.00294	m ³ /s
Pol de mezcla	48.17	P
Densidad	1223.53	Kg/m ³
Viscosidad	0.0017	Kg/m*s
Conductividad Térmica	0.309	W/m*K
Brix	99.01	B
Temperatura	338.71	K
Cp	4.165	KJ/(Kg*K)

- b. Velocidad de circulación de la masa por los tubos

La velocidad de circulación se calcula de la misma forma para los tres tipos de equipos, como se ejemplifica a continuación.

$$W = \frac{4Q}{N\pi D^2}$$
$$W = \frac{4(0.00294 \text{ m}^3/\text{s})}{1 * \pi * (0.08255)^2}$$
$$W = 0.549 \text{ m/s}$$

- c. Cálculo de los números adimensionales, Reynolds, Prandtl y Nusselt

d. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección

$$Nu = \frac{hD}{k}$$

$$h = \frac{Nu k}{D}$$

$$h = \frac{(16.87) * (0.309 \frac{W}{m \cdot K})}{0.08255 m}$$

$$h = 63.08 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

e. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor global

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k}$$

$$Pr = \frac{(0.0017 \frac{kg}{m \cdot s}) * (4.165 \frac{kJ}{kg \cdot K})}{0.309 \frac{W}{m \cdot K}}$$

$$Pr = 0.038$$

$$Re = \frac{\rho W D}{\mu}$$

$$Re = \frac{(1223.53 \frac{kg}{m^3}) * (0.549 \frac{m}{s}) * (0.08255 m)}{(0.0017 \frac{kg}{m \cdot s})}$$

$$Re = 19,466.02$$

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

$$Nu = 0.023 (19,466.02)^{0.8} * (0.038)^{0.4}$$

$$Nu = 16.87$$

Se calcula este valor para poder compararlo con valores teóricos encontrados en la literatura y saber si este se encuentra en un rango aceptable.

$$Nu = \frac{hD}{k}$$

$$h = \frac{Nu k}{D}$$

$$h = \frac{(16.87) * (0.309 \frac{W}{m \cdot K})}{0.08255 m}$$

$$h = 63.08 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

En el siguiente cuadro se presentan los valores de U obtenidos para todos los equipos utilizando el mismo método, se hace referencia a los rangos teóricos encontrados.

Cuadro 271. Comparación de los coeficientes de transferencia de calor globales .

Tipo	Tacho	U experimental (W/m ² *K)	U rango teórico (W/m ² *K)	Referencia
Tercera	1	11.36	110 - 10	Allan (1963)
	2	11.55		
Segunda	3	14.55	175 - 10	Hugot (1972)
	4	14.33		
	5	14.55		
	6	14.54		
Primera	7	23.29	180 - 50	Allan (1963)
	8	16.27		
	9	17.37		
	10	17.93		
	12	22.07		
	14	20.42		

d. Conducción

Cuadro 272. Datos para el cálculo de la resistencia del aislante por conducción

K fibra	0.34	W/m*K
Espesor fibra	1.5	inch
Espesor fibra	0.0381	m
H (calandria)	0.99	m
D (calandria)	5.23	m
R (calandria)	2.616	m
R + Fibra	2.654	m

En el Cuadro 46 se presentan los datos necesarios para calcular la resistencia por conducción presentada por el aislante utilizado en los equipos. Mediante la siguiente ecuación se determinó el valor de la resistencia.

e. Convección natural

Cálculo 39. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección natural

$$R_{Aislante} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k}$$

$$R_{Aislante} = \frac{\ln\left(\frac{2.654m}{2.616m}\right)}{2 \cdot (3.1416) \cdot (0.99m) \cdot \left(0.34 \frac{W}{m \cdot K}\right)}$$

$$R_{Aislante} = 0.0068 \text{ K/W}$$

Cuadro 273. Datos importantes para la convección natural

T Superficie	320.38	K
T del Aire	303.65	K
T de Película	312.02	K
V del aire	9.66	Km/h
V del aire	2.683	m/s
Viscosidad	0.000019	Kg/m*s
Viscosidad C	1.6913E-05	m2/s
Beta	0.003204974	1/K
Gravedad	9.81	m/s2
Densidad	1.131	Kg/m3
K	0.02654	W/m*K

a. Cálculo de los números adimensionales, Grashoff, Prandtl, Raleigh y Nusselt.

$$Gr_L = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) L_c^3}{\nu^2}$$

$$Gr_L = \frac{9.81 \frac{m}{s^2} \cdot \left(0.0032 \frac{1}{K}\right) \cdot (320.38K - 303.65K) \cdot (0.99)^3}{(1.6912 \times 10^{-5})^2}$$

$$Gr_L = 1.79 \times 10^9$$

Es necesario encontrar el número de Prandtl mediante la interpolación de tablas con información teórica acerca de las propiedades del aire, se utilizó específicamente la que se encuentra en la figura 15, el valor para el número de Prandtl fue de 0.7258.

$$Ra_L = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) L_c^3}{\nu^2} Pr$$

$$Ra_L = \frac{9.81 \frac{m}{s^2} \cdot \left(0.0032 \frac{1}{K}\right) \cdot (320.38K - 303.65K) \cdot (0.99)^3}{(1.6912 \times 10^{-5})^2} \cdot 0.7258$$

$$Ra_L = 1.30 \times 10^9$$

Debido a que el aire está fluyendo alrededor de un cilindro, se toma la siguiente ecuación para modelar al número de nusselt.

$$Nu = \frac{hD}{k} = \left(0.825 + \frac{0.387Ra^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{4}{27}}} \right)^2$$

$$Nu = \left(0.825 + \frac{0.387(1.30 \times 10^9)^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{0.7258} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{4}{27}}} \right)^2$$

$$Nu = 133.55$$

b. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección natural

$$Nu = \frac{hD}{k}$$

$$h = \frac{Nu \cdot k}{D}$$

$$h = \frac{133.55 \cdot 0.0265 \frac{W}{m \cdot K}}{0.08255 m}$$

$$h = 1.033 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

f. Resistencia total

Cálculo 40. Cálculo de la resistencia total

Cuadro 274. Resistencias encontradas para el modelo de resistencia total.

Resistencia	R (K/W)
Ro	0.00016
Fo	$2.89 \cdot 10^{-6}$
Ra	0.006832
Rcn	0.01614

$$R_T = \frac{1}{h_o A_s} + \frac{R_{fo}}{A_s} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k} + \frac{1}{h_{cn} A_s}$$

$$R_T = R_o + F_o + R_a + R_{cn}$$

$$R_T = 0.00016 \frac{K}{W} + 2.89 \times 10^{-6} \frac{K}{W} + 0.006832 \frac{K}{W} + 0.01614 \frac{K}{W}$$

$$R_T = 2.31 \times 10^{-2} \frac{K}{W}$$

Cuadro 275. Temperaturas utilizadas para el modelo de resistencia total.

T del Aire	303.65	K
T del Vapor	379.04	K

$$Q = \frac{\Delta T}{R_T} = \frac{(T_{ambiente} - T_{interna})}{R_T}$$

$$Q = \frac{(303.65K - 379.04K)}{2.31 \times 10^{-2} \frac{K}{W}}$$

$$Q = -3,259.39 W$$

g. Pérdidas térmicas

Cálculo 41. Cálculo de las pérdidas por radiación

Cuadro 276. Datos importantes para la radiación

C de Stefan Boltzmann	5.67E-08	W/m ² *K ⁴
Emisividad Lámina Acanalada	0.12	-
As	59.96	m ²

$$Q_{rad} = \epsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{alr}^4)$$

$$Q_{rad} = (0.12) * \left(5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right) * (59.96 m^2) ((320.38 K)^4 - (303.65 K)^4)$$

$$Q_{rad} = -829.92 W$$

Se considera el calor encontrado por el mecanismo de radiación ya que se está tomando como una pérdida al medio ambiente.

Cálculo 42. Cálculo de las pérdidas totales

$$Q_{total} = Q + Q_{rad}$$

$$Q_{total} = -3,259.39 W + (-892.92 W)$$

$$Q_{total} = -4,089.31 W$$

Cálculo 43. Comparación de las pérdidas totales contra el calor cedido por el vapor

$$\%pérdidas = \frac{Q_{Pérdidas Totales}}{Q_{vapor}} * 100\%$$

$$\%pérdidas = \frac{4,089.31 W}{(28.82 kW * \frac{1000 W}{1 kW})} * 100\%$$

$$\%pérdidas = 14.19\%$$

h. Espesor de aislante nuevo

Cuadro 277. Datos importantes para la determinación del radio crítico.

h del aire (W/m k)	k del aislante (W/m k)
1.033	0.0480

$$r_{cr} = \frac{k}{h}$$

$$r_{cr} = \frac{0.0480 \frac{W}{m \cdot K}}{1.033 \frac{W}{m^2 \cdot K}}$$

$$r_{cr} = 0.0465 m$$

El valor de este radio crítico se considera como el nuevo espesor de aislante a ser instalado en los equipos, sustituyendo el que se utiliza actualmente, se encontraron los distintos espesores, uno para cada tacho, los cuales se presentan en el siguiente cuadro.

Cuadro 278. Nuevos espesores encontrados a través de radio crítico.

Tipo	Tacho	h de convección por el aire (W/m ² *K)	k Fibra de vidrio (W/m*K)	r crítico (inch)	r crítico (m)
Tercera	1	1.0333	0.0480	1.78	0.0465
	2	1.0754		1.71	0.0446
Segunda	3	1.2407		1.48	0.0387
	4	1.1019		1.67	0.0436
	5	1.2176		1.51	0.0394
	6	1.0947		1.68	0.0438
Primera	7	1.0720		1.72	0.0448
	8	0.7558		2.44	0.0635
	9	0.7554		2.44	0.0635
	10	1.2995		1.42	0.0369
	12	0.6725		2.74	0.0714
	14	0.6559		2.81	0.0732

3. Desviación estándar

La desviación estándar es una medida de la dispersión, la cual indica que tan dispersos están los datos analizados respecto al valor de la media. Mientras más grande el valor de la desviación más dispersos van a estar los datos. Este modelo se utilizó para analizar las mediciones realizadas en este trabajo de investigación, siendo el valor más alto para los tachos de primera con una desviación de 1.908 y el más bajo para los tachos de tercera con una desviación de 0.6730. Lo que nos indica que los valores utilizados para los cálculos no se encuentran tan alejados de la media para cada uno de los equipos.

Cuadro 279. Desviación estándar datos promedio de cada punto en tachos de 1ª.

Tipo de tacho	No de tacho	Punto	T promedio
Primera	7	1	51.90
		2	48.84
		3	48.70
		4	49.26
	8	1	48.73
		2	47.99
		3	47.57
		4	47.69
	9	1	47.96
		2	46.21
		3	46.00
		4	46.51
	10	1	52.94
		2	48.23
		3	50.01
		4	48.99
	12	1	51.88
		2	50.96
		3	50.59
		4	50.55
14	1	52.46	
	2	50.26	
	3	49.04	
	4	48.79	
Desviación Estándar			1.9082

Cuadro 280. Desviación estándar datos promedio de cada punto en tachos de 2ª.

Tipo de tacho	No de tacho	Punto	T promedio
Segunda	3	1	51.13
		2	51.01
		3	50.21
		4	50.50
	4	1	51.09
		2	50.41
		3	50.24
		4	50.02
	5	1	50.39
		2	49.29
		3	49.28
		4	49.99
	6	1	52.90
		2	51.21
		3	51.11
		4	50.69
Desviación Estándar			0.8620

Cuadro 281. Desviación estándar para datos promedio de cada punto en tachos de segunda.

Tipo de tacho	No de tacho	Punto	T promedio
Tercera	1	1	49.86
		2	49.09
		3	49.17
		4	48.93
	2	1	50.70
		2	50.46
		3	49.13
		4	49.40
Desviación Estándar			0.6730

4. Figuras auxiliares

Figura 126. Tabla de propiedades del vapor saturado.

Temp., T °C	Presión de saturación, P _{sat} , kPa	Densidad, ρ kg/m ³		Entalpia de vaporización, h _{fg} , kJ/kg		Calor específico, c _p , J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792 × 10 ⁻³	0.922 × 10 ⁻⁵	13.5	1.00	-0.068 × 10 ⁻³	
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519 × 10 ⁻³	0.934 × 10 ⁻⁵	11.2	1.00	0.015 × 10 ⁻³	
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307 × 10 ⁻³	0.946 × 10 ⁻⁵	9.45	1.00	0.733 × 10 ⁻³	
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 185	1 863	0.589	0.0179	1.138 × 10 ⁻³	0.959 × 10 ⁻⁵	8.09	1.00	0.138 × 10 ⁻³	
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002 × 10 ⁻³	0.973 × 10 ⁻⁵	7.01	1.00	0.195 × 10 ⁻³	
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891 × 10 ⁻³	0.987 × 10 ⁻⁵	6.14	1.00	0.247 × 10 ⁻³	
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798 × 10 ⁻³	1.001 × 10 ⁻⁵	5.42	1.00	0.294 × 10 ⁻³	
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720 × 10 ⁻³	1.016 × 10 ⁻⁵	4.83	1.00	0.337 × 10 ⁻³	
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	0.653 × 10 ⁻³	1.031 × 10 ⁻⁵	4.32	1.00	0.377 × 10 ⁻³	
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596 × 10 ⁻³	1.046 × 10 ⁻⁵	3.91	1.00	0.415 × 10 ⁻³	
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	0.547 × 10 ⁻³	1.062 × 10 ⁻⁵	3.55	1.00	0.451 × 10 ⁻³	
55	15.76	985.2	0.1045	2 371	4 183	1 908	0.649	0.0208	0.504 × 10 ⁻³	1.077 × 10 ⁻⁵	3.25	1.00	0.484 × 10 ⁻³	
60	19.94	983.3	0.1304	2 359	4 185	1 916	0.654	0.0212	0.467 × 10 ⁻³	1.093 × 10 ⁻⁵	2.99	1.00	0.517 × 10 ⁻³	
65	25.03	980.4	0.1614	2 346	4 187	1 926	0.659	0.0216	0.433 × 10 ⁻³	1.110 × 10 ⁻⁵	2.75	1.00	0.548 × 10 ⁻³	
70	31.19	977.5	0.1983	2 334	4 190	1 936	0.663	0.0221	0.404 × 10 ⁻³	1.126 × 10 ⁻⁵	2.55	1.00	0.578 × 10 ⁻³	
75	38.58	974.7	0.2421	2 321	4 193	1 948	0.667	0.0225	0.378 × 10 ⁻³	1.142 × 10 ⁻⁵	2.38	1.00	0.607 × 10 ⁻³	
80	47.39	971.8	0.2935	2 309	4 197	1 962	0.670	0.0230	0.355 × 10 ⁻³	1.159 × 10 ⁻⁵	2.22	1.00	0.653 × 10 ⁻³	
85	57.83	968.1	0.3536	2 296	4 201	1 977	0.673	0.0235	0.333 × 10 ⁻³	1.176 × 10 ⁻⁵	2.08	1.00	0.670 × 10 ⁻³	
90	70.14	965.3	0.4235	2 283	4 206	1 993	0.675	0.0240	0.315 × 10 ⁻³	1.193 × 10 ⁻⁵	1.96	1.00	0.702 × 10 ⁻³	
95	84.55	961.5	0.5045	2 270	4 212	2 010	0.677	0.0246	0.297 × 10 ⁻³	1.210 × 10 ⁻⁵	1.85	1.00	0.716 × 10 ⁻³	
100	101.33	957.9	0.5978	2 257	4 217	2 029	0.679	0.0251	0.282 × 10 ⁻³	1.227 × 10 ⁻⁵	1.75	1.00	0.750 × 10 ⁻³	
110	143.27	950.6	0.8263	2 230	4 229	2 071	0.682	0.0262	0.255 × 10 ⁻³	1.261 × 10 ⁻⁵	1.58	1.00	0.798 × 10 ⁻³	
120	198.53	943.4	1.121	2 203	4 244	2 120	0.683	0.0275	0.232 × 10 ⁻³	1.296 × 10 ⁻⁵	1.44	1.00	0.858 × 10 ⁻³	
130	270.1	934.6	1.496	2 174	4 263	2 177	0.684	0.0288	0.213 × 10 ⁻³	1.330 × 10 ⁻⁵	1.33	1.01	0.913 × 10 ⁻³	
140	361.3	921.7	1.965	2 145	4 286	2 244	0.683	0.0301	0.197 × 10 ⁻³	1.365 × 10 ⁻⁵	1.24	1.02	0.970 × 10 ⁻³	
150	475.8	916.6	2.546	2 114	4 311	2 314	0.682	0.0316	0.183 × 10 ⁻³	1.399 × 10 ⁻⁵	1.16	1.02	1.025 × 10 ⁻³	
160	617.8	907.4	3.256	2 083	4 340	2 420	0.680	0.0331	0.170 × 10 ⁻³	1.434 × 10 ⁻⁵	1.09	1.05	1.145 × 10 ⁻³	
170	791.7	897.7	4.119	2 050	4 370	2 490	0.677	0.0347	0.160 × 10 ⁻³	1.468 × 10 ⁻⁵	1.03	1.05	1.178 × 10 ⁻³	
180	1 002.1	887.3	5.153	2 015	4 410	2 590	0.673	0.0364	0.150 × 10 ⁻³	1.502 × 10 ⁻⁵	0.983	1.07	1.210 × 10 ⁻³	
190	1 254.4	876.4	6.388	1 979	4 460	2 710	0.669	0.0382	0.142 × 10 ⁻³	1.537 × 10 ⁻⁵	0.947	1.09	1.280 × 10 ⁻³	
200	1 553.8	864.3	7.852	1 941	4 500	2 840	0.663	0.0401	0.134 × 10 ⁻³	1.571 × 10 ⁻⁵	0.910	1.11	1.350 × 10 ⁻³	
220	2 318	840.3	11.60	1 859	4 610	3 110	0.650	0.0442	0.122 × 10 ⁻³	1.641 × 10 ⁻⁵	0.865	1.15	1.520 × 10 ⁻³	
240	3 344	813.7	16.73	1 767	4 760	3 520	0.632	0.0487	0.111 × 10 ⁻³	1.712 × 10 ⁻⁵	0.836	1.24	1.720 × 10 ⁻³	
260	4 688	783.7	23.69	1 663	4 970	4 070	0.609	0.0540	0.102 × 10 ⁻³	1.788 × 10 ⁻⁵	0.832	1.35	2.000 × 10 ⁻³	
280	6 412	750.8	33.15	1 544	5 280	4 835	0.581	0.0605	0.094 × 10 ⁻³	1.870 × 10 ⁻⁵	0.854	1.49	2.380 × 10 ⁻³	
300	8 581	713.8	46.15	1 405	5 750	5 980	0.548	0.0695	0.086 × 10 ⁻³	1.965 × 10 ⁻⁵	0.902	1.69	2.950 × 10 ⁻³	
320	11 274	667.1	64.57	1 239	6 540	7 900	0.509	0.0836	0.078 × 10 ⁻³	2.084 × 10 ⁻⁵	1.00	1.97	—	
340	14 586	610.5	92.62	1 028	8 240	11 870	0.469	0.110	0.070 × 10 ⁻³	2.255 × 10 ⁻⁵	1.23	2.43	—	
360	18 651	528.3	144.0	720	14 690	25 800	0.427	0.178	0.060 × 10 ⁻³	2.571 × 10 ⁻⁵	2.06	3.73	—	
374.14	22 090	317.0	317.0	0	—	—	—	—	0.043 × 10 ⁻³	4.313 × 10 ⁻⁵	—	—	—	

Tabla extraída de Cengel (2007), de la sección de apéndices, específicamente del apéndice 1 – “Tablas y diagramas de propiedades (sistema internacional)”.

Figura 127. Tabla de propiedades del Aire.

Temp., T_f , °C	Densidad, ρ , kg/m ³	Calor específico, c_p , J/kg · K	Conductividad térmica, k , W/m · K	Difusividad térmica, α , m ² /s ²	Viscosidad dinámica, μ , kg/m · s	Viscosidad cinemática, ν , m ² /s	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1 000	0.2772	1 184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Tabla extraída de Cengel (2007), de la sección de apéndices, específicamente del apéndice 1 – “Tablas y diagramas de propiedades (sistema internacional)”.

Figura 128. Tabla de densidades para soluciones de sucrosa

Sucrose content w_s in %	Temperature t in °C								
	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0	998	997	992	988	983	978	972	965	958
5	1018	1015	1012	1007	1002	997	991	984	977
10	1038	1035	1031	1027	1022	1016	1010	1004	997
15	1059	1056	1052	1048	1042	1037	1031	1024	1017
20	1081	1078	1074	1069	1064	1058	1052	1045	1038
25	1104	1100	1096	1091	1086	1080	1074	1067	1060
30	1127	1123	1119	1112	1108	1103	1096	1090	1082
35	1151	1147	1143	1138	1132	1126	1120	1113	1106
40	1177	1172	1168	1162	1157	1151	1144	1138	1131
45	1207	1198	1193	1188	1182	1176	1170	1163	1156
50	1230	1225	1220	1215	1209	1203	1196	1189	1182
55	1258	1253	1248	1242	1236	1230	1224	1217	1210
60	1287	1282	1276	1271	1265	1259	1252	1245	1239
62	1299	1293	1288	1282	1276	1270	1264	1257	1250
64	1311	1305	1300	1294	1288	1282	1276	1269	1262
66	1323	1318	1312	1307	1300	1294	1288	1281	1274
68	1335	1330	1324	1319	1312	1306	1300	1293	1287
70	1348	1342	1337	1331	1325	1319	1312	1306	1299
72	1360	1355	1349	1343	1337	1331	1325	1318	1312
74	1373	1368	1362	1356	1350	1344	1337	1331	1325
76	1386	1380	1375	1369	1363	1357	1350	1344	1338
78	1399	1394	1388	1382	1376	1370	1363	1357	1351
80	1412	1407	1401	1395	1389	1383	1377	1370	1364
85	1446	1441	1435	1429	1423	1417	1411	1404	1398
90	1481	1475	1470	1464	1458	1452	1446	1440	1434

Tabla extraída de Rein (), del capítulo 32 “propiedades físicas”, sección 32.2 “jugo y miel”, tabla 32.4 “densidad de soluciones que contienen sucrosa” en (kg/m³).

Figura 129. Tabla de viscosidades para soluciones de sucrosa.

Sucrose content w_s in %	Temperature t in °C								
	0	10	20	30	40	50	60	70	80
0	1.76	1.3	1	0.8	0.65	0.55	0.47	0.42	0.37
10	2.22	1.65	1.29	1.04	0.85	0.7	0.6	0.51	0.45
20	3.78	2.64	1.95	1.49	1.18	0.97	0.81	0.68	0.59
30	6.69	4.49	3.19	2.37	1.83	1.47	1.2	1	0.85
40	14.6	9.17	6.17	4.38	3.24	2.49	1.97	1.6	1.32
50	44.7	25.2	15.4	10.1	6.99	5.07	3.81	2.94	2.34
60	236	111	58.5	33.8	21	14	9.66	6.98	5.2
62	365	163	82.4	46	27.8	17.9	12.2	8.63	6.35
64	592	249	120	64.5	37.7	23.7	15.7	10.9	7.87
66	1013	399	182	93.5	52.6	32.1	20.6	14.1	9.93
68	1846	672	289	141	76	44.7	27.9	18.4	12.8
70		1206	482	222	114	64.4	39	25	16.8
72				368	179	96.5	56.1	34.9	22.8
74					296	152	84.1	50.3	32
76						247	131	76.7	45.9
78							221	122	70.5

Tabla extraída de Rein, del capítulo 32 “propiedades físicas”, sección 32.2 “jugo y miel”, tabla 32.5 “viscosidad dinámica de soluciones que contienen sucrosa” en (mPa*s).

D. Módulo 4: Determinación y cuantificación de las pérdidas térmicas en evaporadores de tercer, cuarto y quinto efecto, utilizando balances de masa y energía; propuesta de un espesor de aislante para dichos equipos en un ingenio azucarero.

1. Datos originales:

Cuadro 282. Datos obtenidos de los evaporadores del tercer efecto.

EV.	No.	TAG	Descripción	Valor mínimo	Valor máximo	Valor prom. de operación durante zafra 2017/2018	Unidades
TE R 1	Vaso 12	PT65130	Presión cabezal Vapor	0.13	0.50	0.35	Kg/cm2
		PT60704	Presión Evaporado	-0.31	0.14	-0.07	Kg/cm2
		LT60700	Nivel en evaporador	-0.57	78.52	29.26	%
		TT60702	Temperatura de salida de jugo concentrado	28.15	104.41	90.21	°C
		LCV60700	Válvula de control de nivel	0.00	38.51	20.01	%
TE R 2	Vaso 13	PT65130	Presión cabezal Vapor	0.13	0.50	0.35	Kg/cm2
		PT60804	Presión Evaporado	0.01	0.64	0.31	Kg/cm2
		LT60800	Nivel en evaporador	-0.29	57.82	16.75	%
		TT60802	Temperatura de salida de jugo concentrado	26.68	101.11	88.21	°C
		LCV60800	Válvula de control de nivel	12.06	100.00	31.75	%
TE R 3	Vaso 14	PT65130	Presión cabezal Vapor	0.13	0.50	0.35	Kg/cm2
		PT60904	Presión Evaporado	-0.13	0.65	0.14	Kg/cm2
		LT60900	Nivel en evaporador	0.59	70.90	34.38	%
		TT60902	Temperatura de salida de jugo concentrado	27.22	103.65	89.46	°C
		LCV60900	Válvula de control de nivel	1.33	100.00	24.06	%
TE R 4	Vaso 15	PT65130	Presión cabezal Vapor	0.13	0.50	0.35	Kg/cm2
		PT61004	Presión Evaporado	-0.12	0.57	0.07	Kg/cm2
		LT61000	Nivel en evaporador	0.36	76.88	16.72	%
		TT61002	Temperatura de salida de jugo concentrado	26.67	103.13	89.98	°C
		LCV61000	Válvula de control de nivel	0.00	50.00	26.32	%

Cuadro 283. Datos obtenidos para los evaporadores de cuarto efecto.

Evaporador	No.	TAG	Descripción	Valor mínimo	Valor máximo	Valor promedio de operación durante zafra 2017/2018	Unidades
CUAR 0	Vaso 16	PT65130	Presión cabezal Vapor	0.13	0.50	0.35	Kg/cm2
		PT61104	Presión Evaporado	-0.48	0.51	-0.14	Kg/cm2
		LT61100	Nivel en evaporador	0.19	85.54	42.72	%
		TT61102	Temperatura de salida de jugo concentrado	9.52	102.50	85.32	°C
		LCV63863	Válvula de control de nivel	0.00	94.55	15.49	%
CUAR 1	Vaso 17	PT65130	Presión cabezal Vapor	0.13	0.50	0.35	Kg/cm2
		PT61204	Presión Evaporado	-0.49	0.02	-0.28	Kg/cm2
		LT61200	Nivel en evaporador	1.71	70.82	36.67	%
		TT61202	Temperatura de salida de jugo concentrado	9.42	93.50	80.18	°C
		LCV61100	Válvula de control de nivel	9.81	100.00	64.08	%
CUAR 2	Vaso 18	PT61304	Presión Evaporado	-0.36	0.31	-0.06	Kg/cm2
		LT61300	Nivel en evaporador	-0.27	95.53	37.90	%
		TT61302	Temperatura de salida de jugo concentrado	9.57	99.28	81.93	°C
		LCV61200	Válvula de control de nivel	8.79	100.00	88.76	%

Cuadro 284. Datos obtenidos para los evaporadores del quinto efecto

Evaporador	No.	TAG	Descripción	Valor mínimo	Valor máximo	Valor promedio de operación durante zafra 2017/2018	Unidades
MELADOR 1	Vaso 19	PT61404	Presión Evaporado	-0.74	0.23	-0.19	Kg/cm ² a
		LT61400	Nivel en evaporador	1.68	60.28	36.40	%
		TT61402	Temperatura de salida de jugo concentrado	27.63	93.53	75.08	°C
		LCV61300	Válvula de control de nivel	2.76	100.00	78.44	%
MELADOR 2	Vaso 20	PT61504	Presión Evaporado	-0.68	0.85	-0.29	Kg/cm ² a
		LT61500	Nivel en evaporador	0.39	81.21	42.48	%
		TT61502	Temperatura de salida de jugo concentrado	26.63	92.30	62.88	°C
		LCV61400	Válvula de control de nivel	8.66	100.00	93.87	%
MELADOR 3	Vaso 21	PT61604	Presión Evaporado	-0.83	0.07	-0.59	Kg/cm ² a
		LT61600	Nivel en evaporador	1.94	57.57	35.64	%
		TT61602	Temperatura de salida de jugo concentrado	26.89	73.37	60.63	°C
		LCV61500	Válvula de control de nivel	11.12	100.00	87.52	%

Cuadro 285. Temperaturas promedio en las superficies de los evaporadores.

Evaporador	Fondo	Calandria	Cuerpo
Ter 1	66.08	54.33	51.48
Ter 2	81.15	51.83	55.10
Ter 3	94.70	55.45	55.58
Ter 4	92.88	62.73	59.75
Cuar 0	91.48	64.48	59.70
Cuar 1	86.40	56.65	58.89
Cuar 2	85.90	53.90	58.00
Melador 1	73.75	52.93	57.88
Melador 2	66.00	51.85	53.83
Melador 3	62.45	49.30	48.10

Cuadro 286. Características del ter 1.

No.	Característica	Valor	Dimensionales
1	Nombre del equipo	3er efecto 1	-
2	Nombre corto	Ter-1	-
3	Uso en	Evaporación	-
4	Volumen	735	ft3
5	Superficie calórica	17818	ft3
6	Altura fondo	22	in
7	Cantidad de tubos en calandria	5871	-
8	Largo de tubos	92.75	in
9	Diámetro interno tubos calandria	1.25	in
10	Espesor tubos calandria	0.0625	in
11	Altura calandria	93	in
12	Altura cuerpo	168.25	in
13	Altura cúpula	78	in
14	Diámetro cúpula	88	in
15	Diámetro cuerpo	170.25	in
16	Diámetro tubería central	23.375	in
17	Largo tubería central	92.25	in
18	Status	Operación	-
19	Material tubos en calandria	Cobre	-
20	Altura en el fondo del evaporador	85.00	in

Cuadro 287. Características del ter 2.

No.	Característica	Valor	Dimensionales
1	Nombre del equipo	3er efecto 2	-
2	Nombre corto	Ter-2	-
3	Uso en	Evaporación	-
4	Volumen	600	ft3
5	Superficie calórica	19776	ft2
6	Altura fondo	24.125	in
7	Cantidad de tubos en calandria	6498	-
8	Largo de tubos	93	in
9	Diámetro interno tubos calandria	1.4375	in
10	Espesor tubos calandria	0.0625	in
11	Altura calandria	95	in
12	Altura cuerpo	126	in
13	Altura cúpula	111.15	in
14	Diámetro cúpula	86	in
15	Diámetro cuerpo	138	in
16	Diámetro tubería central	0.375	in
17	Largo tubería central	93	in
18	Status	Operación	-
19	Material tubos en calandria	Cobre	-
20	Altura en el fondo del evaporador	80.00	in

Cuadro 288. Características del ter 3.

No.	Característica	Valor	Dimensionales
1	Nombre del equipo	3er efecto 3	-
2	Nombre corto	Ter-3	-
3	Uso en	Evaporación	-
4	Volumen	530	ft3
5	Superficie calórica	13340	ft2
6	Altura fondo	17	in
7	Cantidad de tubos en calandria	4672	-
8	Largo de tubos	87.25	in
9	Diámetro interno tubos calandria	1.375	in
10	Espesor tubos calandria	0.0625	in
11	Altura calandria	90	in
12	Altura cuerpo	144.25	in
13	Altura cúpula	87	in
14	Diámetro cúpula	100	in
15	Diámetro cuerpo	153.5	in
16	Diámetro tubería central	23.5	in
17	Largo tubería central	87.25	in
18	Status	Operación	-
19	Material tubos en calandria	Cobre	-
20	Altura en el fondo del evaporador	84.00	in

Cuadro 289. Características del ter 4.

No.	Característica	Valor	Dimensionales
1	Nombre del equipo	3er efecto 4	-
2	Nombre corto	Ter-4	-
3	Uso en	Evaporación	-
4	Volumen	445	ft3
5	Superficie calórica	11317	ft3
6	Altura fondo	16	in
7	Cantidad de tubos en calandria	4046	-
8	Largo de tubos	84.5	in
9	Diámetro interno tubos calandria	1.375	in
10	Espesor tubos calandria	0.0625	in
11	Altura calandria	85	in
12	Altura cuerpo	142.125	in
13	Altura cúpula	79.75	in
14	Diámetro cúpula	90	in
15	Diámetro cuerpo	135.25	in
16	Diámetro tubería central	23.5	in
17	Largo tubería central	85	in
18	Status	Operación	-
19	Material tubos en calandria	Cobre	-
20	Altura en el fondo del evaporador	83.00	in

Cuadro 290. Características del cuarto 0.

No.	Característica	Valor	Dimensionales
1	Nombre del equipo	4to efecto 0	-
2	Nombre corto	Cuar-0	-
3	Uso en	Evaporación	-
4	Volumen	445	ft3
5	Superficie calórica	11317	ft3
6	Altura fondo	17	in
7	Cantidad de tubos en calandria	4546	-
8	Largo de tubos	85.5	in
9	Diámetro interno tubos calandria	1.375	in
10	Espesor tubos calandria	0.0625	in
11	Altura calandria	87	in
12	Altura cuerpo	142.75	in
13	Altura cúpula	81.5	in
14	Diámetro cúpula	90	in
15	Diámetro cuerpo	135.25	in
16	Diámetro tubería central	23.3125	in
17	Largo tubería central	87	in
18	Status	Operación	-
19	Material tubos en calandria	Cobre	-
20	Altura en el fondo del evaporador	85.00	in

Cuadro 291. Características del cuar 1.

No.	Característica	Valor	Dimensionales
1	Nombre del equipo	4to efecto 1	-
2	Nombre corto	Cua-1	-
3	Uso en	Evaporación	-
4	Volumen	540	ft3
5	Superficie calórica	12472	ft2
6	Altura fondo	21	in
7	Cantidad de tubos en calandria	4676	-
8	Largo de tubos	81.5	in
9	Diámetro interno tubos calandria	1.375	in
10	Espesor tubos calandria	0.0625	in
11	Altura calandria	84	in
12	Altura cuerpo	141	in
13	Altura cúpula	84	in
14	Diámetro cúpula	98	in
15	Diámetro cuerpo	154	in
16	Diámetro tubería central	23.5	in
17	Largo tubería central	81	in
18	Status	Operación	-
19	Material tubos en calandria	Cobre	-
20	Altura en el fondo del evaporador	86.00	in

Cuadro 292. Características del cuar 2.

No.	Característica	Valor	Dimensionales
1	Nombre del equipo	4to efecto 2	-
2	Nombre corto	Cua-2	-
3	Uso en	Evaporación	-
4	Volumen	541	ft3
5	Superficie calórica	12381	ft3
6	Altura fondo	21	in
7	Cantidad de tubos en calandria	4068	-
8	Largo de tubos	93	in
9	Diámetro interno tubos calandria	1.375	in
10	Espesor tubos calandria	0.0625	in
11	Altura calandria	93	in
12	Altura cuerpo	145	in
13	Altura cúpula	73	in
14	Diámetro cúpula	100	in
15	Diámetro cuerpo	142.5	in
16	Diámetro tubería central	22	in
17	Largo tubería central	93	in
18	Status	operación	-
19	Material tubos en calandria	Cobre	-
20	Altura en el fondo del evaporador	85.00	in

Cuadro 293. Características del mel 1.

No.	Característica	Valor	Dimensionales
1	Nombre del equipo	5to efecto 1	-
2	Nombre corto	Mel-1	-
3	Uso en	Evaporación	-
4	Volumen	420	ft3
5	Superficie calórica	10050	ft3
6	Altura fondo	24	in
7	Cantidad de tubos en calandria	4098	-
8	Largo de tubos	81.75	in
9	Diámetro interno tubos calandria	1.25	in
10	Espesor tubos calandria	0.0625	in
11	Altura calandria	83	in
12	Altura cuerpo	114	in
13	Altura cúpula	64.25	in
14	Diámetro cúpula	100	in
15	Diámetro cuerpo	138	in
16	Diámetro tubería central	23.375	in
17	Largo tubería central	81.75	in
18	Status	Operación	-
19	Material tubos en calandria	Cobre	-
20	Altura en el fondo del evaporador	80.00	in

Cuadro 294. Características mel 2.

No.	Característica	Valor	Dimensionales
1	Nombre del equipo	5to efecto 2	-
2	Nombre corto	Mel-2	-
3	Uso en	Evaporación	-
4	Volumen	541	ft3
5	Superficie calórica	12381	ft3
6	Altura fondo	25	in
7	Cantidad de tubos en calandria	4068	-
8	Largo de tubos	93	in
9	Diámetro interno tubos calandria	1.375	in
10	Espesor tubos calandria	0.0625	in
11	Altura calandria	93.5	in
12	Altura cuerpo	145	in
13	Altura cúpula	73	in
14	Diámetro cúpula	100	in
15	Diámetro cuerpo	142.5	in
16	Diámetro tubería central	22.25	in
17	Largo tubería central	93	in
18	Status	operación	-
19	Material tubos en calandria	Cobre	-
20	Altura en el fondo del evaporador	85.00	in

Cuadro 295. Características mel 3.

No.	Característica	Valor	Dimensionales
1	Nombre del equipo	5to efecto 3	-
2	Nombre corto	Mel-3	-
3	Uso en	Evaporación	-
4	Volumen	425	ft3
5	Superficie calórica	16576	ft3
6	Altura fondo	23.5	in
7	Cantidad de tubos en calandria	6196	-
8	Largo de tubos	81.75	in
9	Diámetro interno tubos calandria	1.25	in
10	Espesor tubos calandria	0.0625	in
11	Altura calandria	83	in
12	Altura cuerpo	148.5	in
13	Altura cúpula	99.5	in
14	Diámetro cúpula	107	in
15	Diámetro cuerpo	140.25	in
16	Diámetro tubería central	22.5	in
17	Largo tubería central	81.75	in
18	Status	operación	-
19	Material tubos en calandria	Cobre	-
20	Altura en el fondo del evaporador	80.00	in

Cuadro 296. Base de datos grados BRIX.

BASE DE DATOS BRIX		
Evaporador		PROMEDIO
12	Ter 1	36.9
13	Ter 2	37.75
14	Ter 2	39.75
15	Ter 4	40.9
16	Cuar 0	42.1
17	Cuar 1	46.1
18	Cuar 2	48.25
19	Melador 1	53.35
20	Melador 2	57.35
21	Melador 3	60.05

2. Datos calculados:

Balances de masa, energía y pérdidas térmicas por evaporador:
Figura 130. Balance de masa y energía en el tercer efecto de evaporación

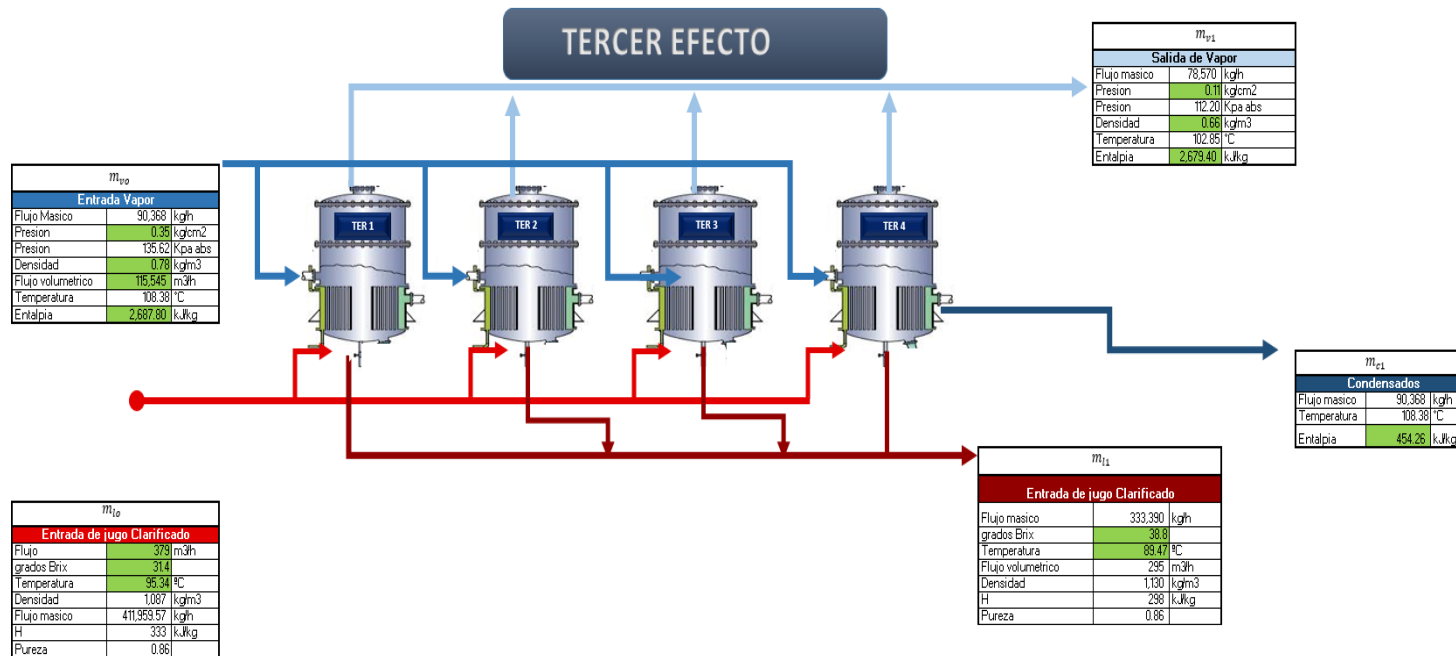
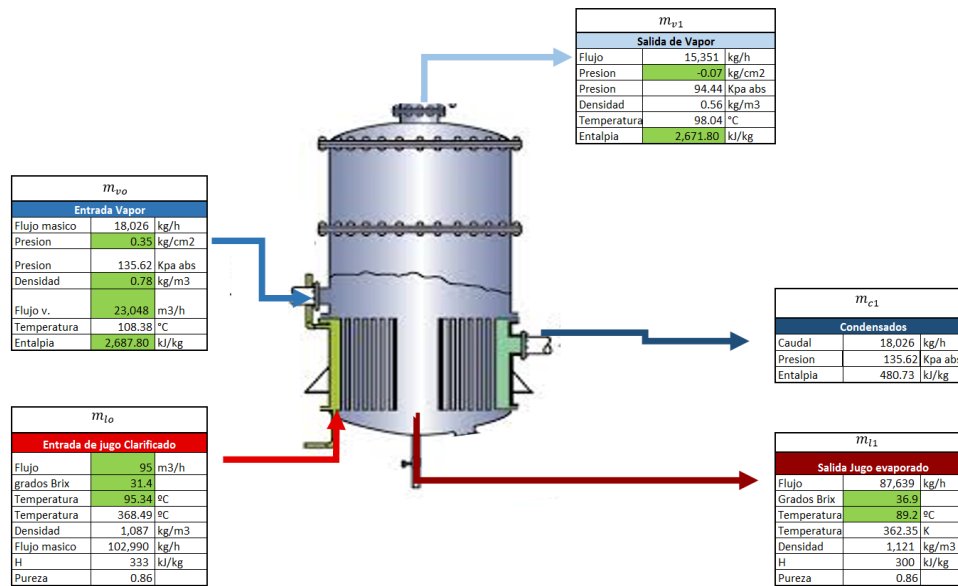


Figura 131. Balances de masa y energía del tercer efecto 1.



Cuadro 297. Cálculo de resistencia cuerpo tercer efecto 1.

Cuerpo evaporador tercer efecto 1				
Descripción	Convección interna del vapor	Conducción aislante	Conducción recubrimiento	Convección natural
Conductividad térmica W/m K	-	0.13	0.86	-
Coefficiente de transferencia de calor W/m ² K	5.79	-	-	3.66
Resistencia (k/W)	2.98E-03	5.00E-03	2.49E-04	8.33E-03

Cuadro 298. Cálculo de resistencias calandria tercer efecto 1.

Calandria evaporador tercer efecto 1					
Descripción	Convección externa en banco de tuberías	Convección interna de tubería	Conducción aislante	Conducción recubrimiento	Convección natural
Conductividad térmica W/m K	-	-	0.13	0.86	-
Coefficiente de transferencia de calor W/m ² K	37606.92	806.55	-	-	3.74
Resistencia (k/W)	1.84E-08	8.99E-07	9.05E-03	4.51E-04	1.63E-02

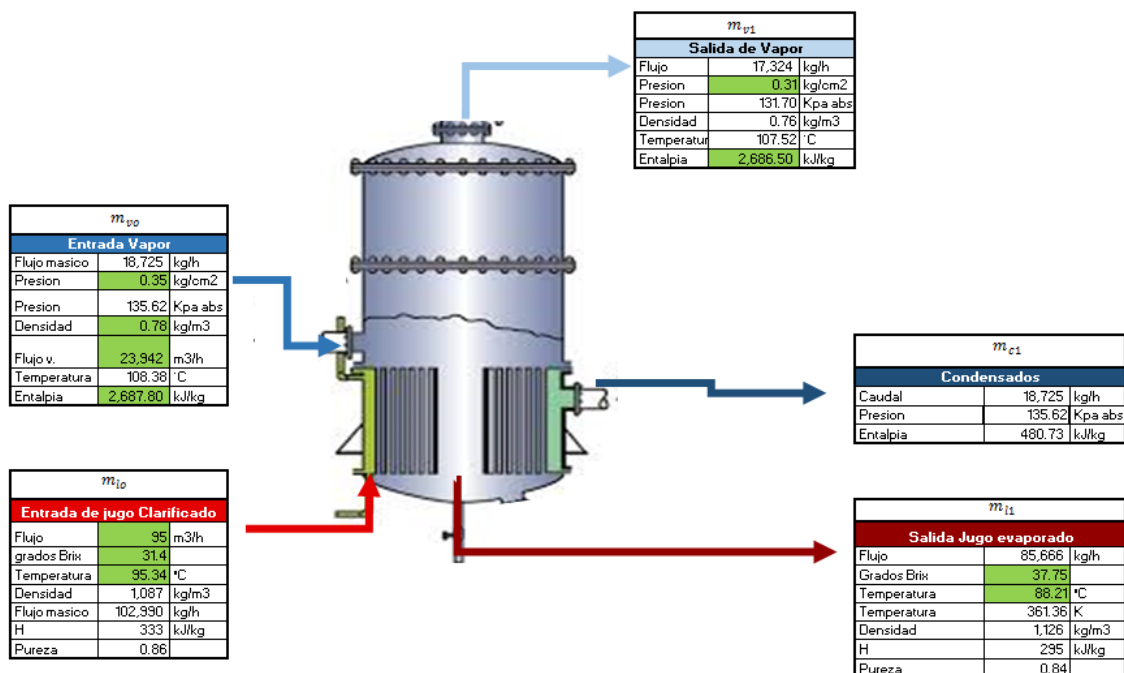
Cuadro 299. Cálculo de resistencias fondos tercer efecto 1.

Fondo evaporador tercer efecto 1				
Descripción	Convección interna	Conducción aislante	Conducción recubrimiento	Convección natural
Conductividad térmica W/m K	-	0.05	0.22	-
Coefficiente de transferencia de calor W/m ² K	17.08	-	-	4.19
Resistencia (k/W)	2.83E-03	8.99E-03	2.83E-03	7.35E-03

Figura 132. Datos de radiación, tercer efecto 1.

Variable	Temperatura de superficie (°C)	Pérdida de flujo de calor (W/m ²)	Eficiencia (%)
Sin recubrimiento	107.9	963.3	
15.0	46.8	60.35	93.74
25.0	45.7	55.04	94.29
40.0	44.8	50.55	94.75
50.0	44.0	46.71	95.15
65.0	43.3	43.39	95.50
80.0	42.7	40.51	95.80
90.0	42.2	37.97	96.06
100.0	41.7	35.73	96.29
115.0	41.2	33.74	96.50
125.0	40.8	31.95	96.68
140.0	40.5	30.34	96.85
150.0	40.1	28.89	97.00
165.0	39.8	27.57	97.14

Figura 133. Balance de masa y energía tercer efecto 2



Cuadro 300. Pérdidas térmicas cuerpo, tercer efecto 2.

Cuerpo evaporador tercer efecto 2				
Descripción	Convección interna del vapor	Conducción aislante	Conducción recubrimiento	Convección natural
Conductividad térmica W/m K	-	0.13	0.86	-
Coefficiente de transferencia de calor W/m ² K	7.38	-	-	3.49
Resistencia (k/W)	3.02E-03	7.19E-03	3.57E-04	6.90E-03

Cuadro 301. Pérdidas térmicas calandria, tercer efecto 2.

Calandria evaporador tercer efecto 2					
Descripción	Convección externa en banco de tuberías	Convección interna de tubería	Conducción aislante	Conducción recubrimiento	Convección natural
Conductividad térmica W/m K	-	-	0.13	0.86	-
Coefficiente de transferencia de calor W/m ² K	98801.51	710.58	-	-	3.28
Resistencia (k/W)	5.51E-09	7.99E-07	1.09E-02	5.42E-04	2.23E-02

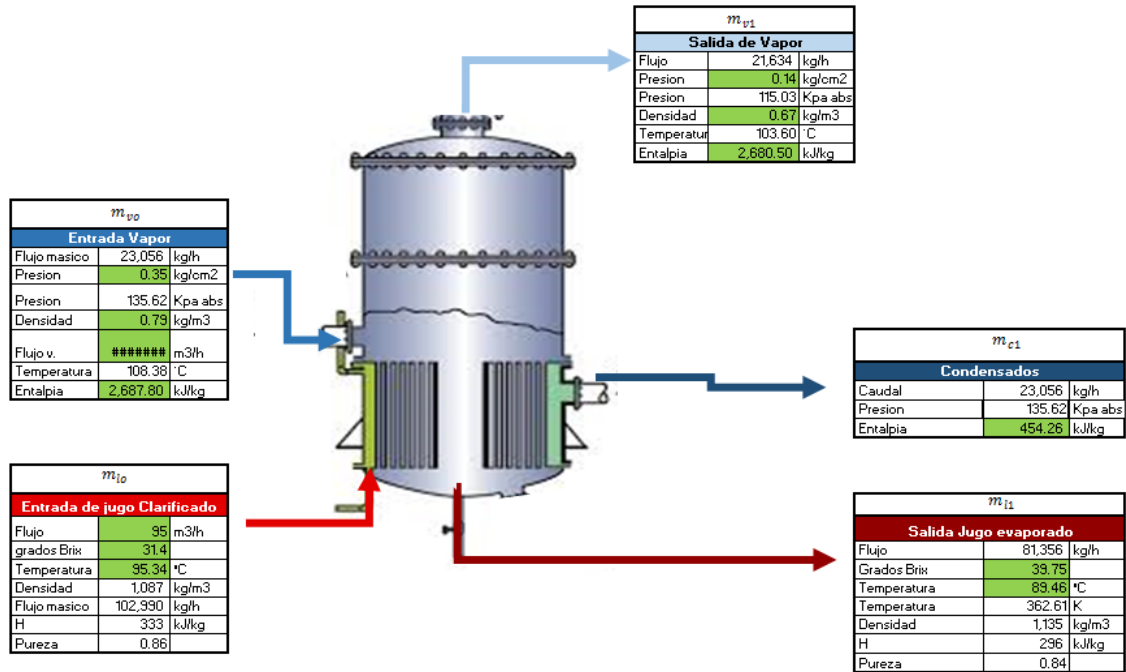
Cuadro 302. Pérdidas térmicas fondo, tercer efecto 2.

Fondo evaporador tercer efecto 2				
Descripción	Convección interna	Conducción aislante	Conducción recubrimiento	Convección natural
Conductividad térmica W/m K	-	0.05	0.25	-
Coefficiente de transferencia de calor W/m ² K	24.70	-	-	4.14
Resistencia (k/W)	2.36E-03	0.00E+00	2.36E-03	1.08E-02

Figura 134. Datos radiación, tercer efecto 2.

Variable	Temperatura de superficie (°C)	Pérdida de flujo de calor (W/m ²)	Eficiencia (%)
Sin recubrimiento	107.9	963.3	
15.0	46.8	60.35	93.74
25.0	45.7	55.04	94.29
40.0	44.8	50.55	94.75
50.0	44.0	46.71	95.15
65.0	43.3	43.39	95.50
80.0	42.7	40.51	95.80
90.0	42.2	37.97	96.06
100.0	41.7	35.73	96.29
115.0	41.2	33.74	96.50
125.0	40.8	31.95	96.68
140.0	40.5	30.34	96.85
150.0	40.1	28.89	97.00
165.0	39.8	27.57	97.14

Figura 135. Balance de masa y energía, tercer efecto 3.



Cuadro 303. Pérdidas térmicas cuerpo, tercer efecto 3.

Cuerpo evaporador tercer efecto 3				
Descripción	Convección interna del vapor	Conducción aislante	Conducción recubrimiento	Convección natural
Conductividad térmica W/m K	-	0.13	0.86	-
Coefficiente de transferencia de calor W/m ² K	7.38	-	-	3.64
Resistencia (k/W)	3.02E-03	6.47E-03	3.22E-04	5.97E-03

Cuadro 304. Pérdidas térmicas calandria, tercer efecto 3.

Calandria evaporador tercer efecto 3					
Descripción	Convección externa en banco de tuberías	Convección interna de tubería	Conducción aislante	Conducción recubrimiento	Convección natural
Conductividad térmica W/m K	-	-	0.13	0.86	-
Coefficiente de transferencia de calor W/m ² K	55708.46	896.52	-	-	3.75
Resistencia (k/W)	1.51E-08	9.82E-07	1.04E-02	5.16E-04	1.86E-02

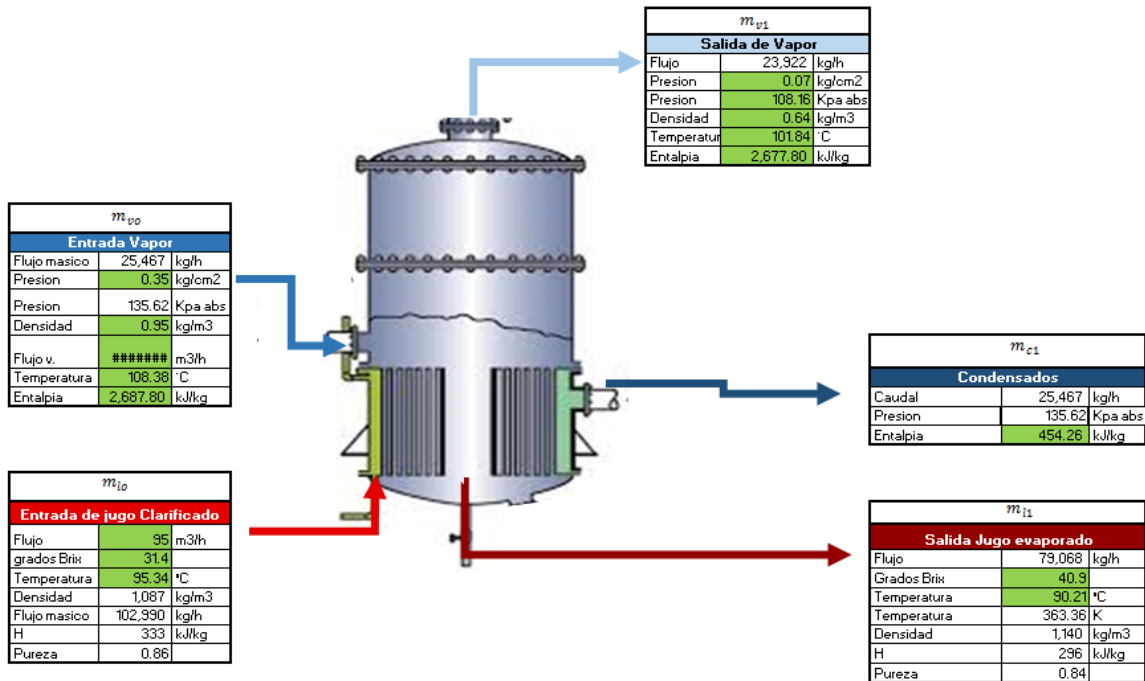
Cuadro 305. Pérdidas térmicas fondo, ter 3.

Fondo evaporador tercer efecto 3				
Descripción	Convección interna	Conducción aislante	Conducción recubrimiento	Convección natural
Conductividad térmica W/m K	-	0.05	0.25	-
Coefficiente de transferencia de calor W/m ² K	23.59	-	-	5.03
Resistencia (k/W)	2.19E-03	0.00E+00	2.19E-03	7.61E-03

Figura 136 Pérdidas radiación, ter 3.

Recubrimiento térmico	Temperatura de superficie (°C)	Pérdida de flujo de calor (W/m ²)	Eficiencia (%)
Sin recubrimiento	109.9	971.7	
15.0	48.9	60.74	93.75
25.0	47.8	55.37	94.30
40.0	46.9	50.82	94.77
50.0	46.1	46.94	95.17
65.0	45.4	43.60	95.51
80.0	44.7	40.69	95.81
90.0	44.2	38.13	96.08
100.0	43.7	35.87	96.31
115.0	43.2	33.87	96.51
125.0	42.8	32.07	96.70

Figura 137. Balance de masa y energía, tercer efecto 4.



Cuadro 306. Pérdidas térmicas cuerpo, tercer efecto 4.

Cuerpo evaporador tercer efecto 4				
Descripción	Convección interna del vapor	Conducción aislante	Conducción recubrimiento	Convección natural
Conductividad térmica W/m K	-	0.13	0.86	-
Coefficiente de transferencia de calor W/m ² K	9.36	-	-	3.84
Resistencia (k/W)	2.74E-03	7.44E-03	3.69E-04	6.49E-03

Cuadro 307. Pérdidas térmicas calandria, tercer efecto 4.

Calandria evaporador tercer efecto 4					
Descripción	Convección externa en banco de tuberías	Convección interna de tubería	Conducción aislante	Conducción recubrimiento	Convección natural
Conductividad térmica W/m K	-	-	0.13	0.86	-
Coefficiente de transferencia de calor W/m ² K	73101.35	778.64	-	-	3.76
Resistencia (k/W)	1.37E-08	1.35E-06	1.24E-02	6.18E-04	2.22E-02

Cuadro 308. Pérdidas térmicas fondo, tercer efecto 4.

Fondo evaporador tercer efecto 4				
Descripción	Convección interna	Conducción aislante	Conducción recubrimiento	Convección natural
Conductividad térmica W/m K	-	-	-	-
Coefficiente de transferencia de calor W/m ² K	23.89	-	-	4.93
Resistencia (k/W)	2.32E-03	-	-	8.91E-03

Figura 138. Pérdida radiación, tercer efecto 4.

Recubrimiento térmico	Temperatura de superficie (°C)	Pérdida de flujo de calor (W/m ²)	Eficiencia (%)
Sin recubrimiento	101.9	841.1	
15.0	47.4	53.22	93.67
25.0	46.4	48.56	94.23
40.0	45.6	44.62	94.69
50.0	44.9	41.26	95.09
65.0	44.2	38.35	95.44
80.0	43.7	35.82	95.74
90.0	43.2	33.59	96.01
100.0	42.7	31.63	96.24
115.0	42.3	29.88	96.45
125.0	42.0	28.31	96.63

Figura 139. Balance de masa y energía, cuarto efecto

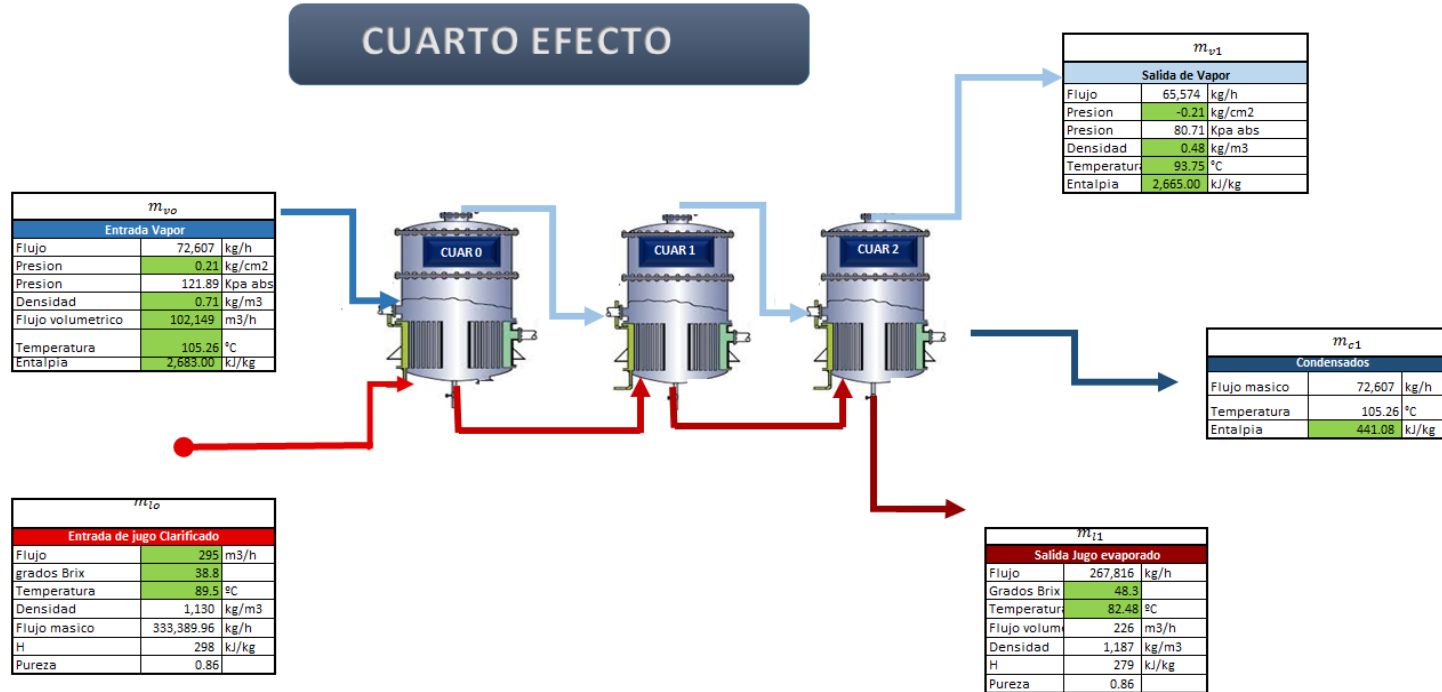
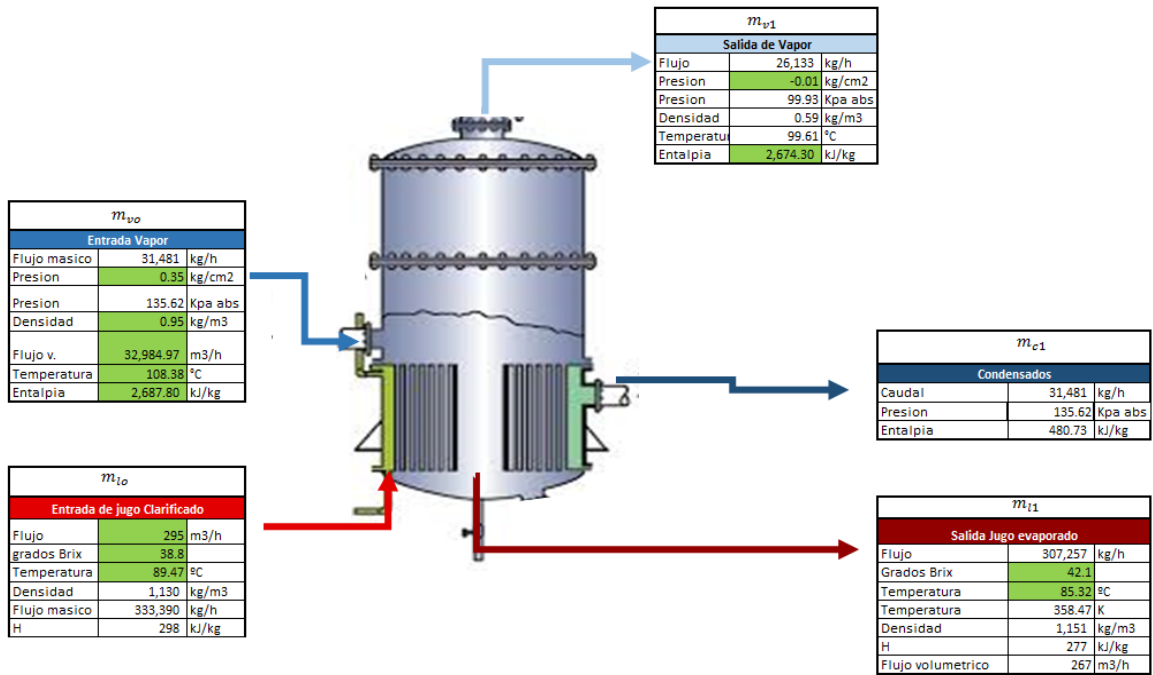


Figura 140. Balance de masa y energía, cuarto efecto 0.



Cuadro 309. Pérdidas térmicas cuerpo, cuarto efecto 0.

Cuerpo evaporador Cuarto efecto 0				
Descripción	Convección interna del vapor	Conducción aislante	Conducción recubrimiento	Convección natural
Conductividad térmica W/m K	-	0.13	0.86	-
Coefficiente de transferencia de calor W/m2 K	10.74	-	-	3.80
Resistencia (k/W)	2.38E-03	7.41E-03	3.68E-04	6.53E-03

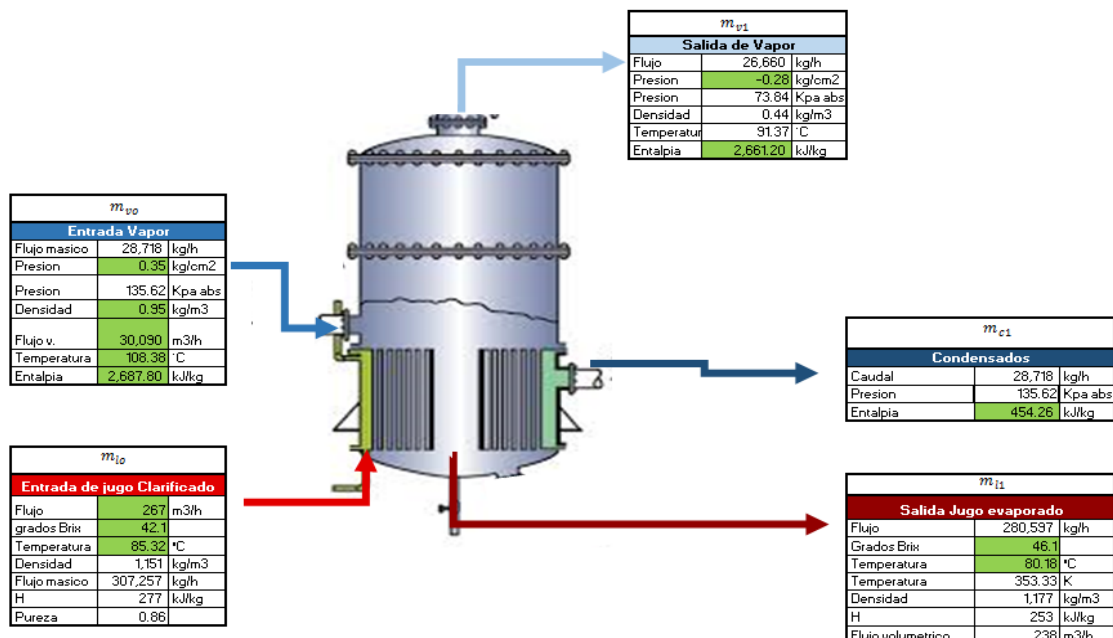
Cuadro 310. Pérdidas térmicas fondo, cuarto efecto 0.

Fondo evaporador cuarto efecto 0				
Descripción	Convección interna del vapor	Conducción aislante	Conducción recubrimiento	Convección natural
Conductividad térmica W/m K	-	-	-	-
Coefficiente de transferencia de calor W/m2 K	79.56	-	-	4.89
Resistencia (k/W)	6.72E-04	-	-	8.77E-03

Figura 141. Pérdida radiación, cuarto efecto 0.

Recubrimiento térmico	Temperatura de superficie (°C)	Pérdida de flujo de calor (W/m ²)	Eficiencia (%)
Sin recubrimiento	101.9	841.1	
15.0	47.4	53.22	93.67
25.0	46.4	48.56	94.23
40.0	45.6	44.62	94.69
50.0	44.9	41.26	95.09
65.0	44.2	38.35	95.44
80.0	43.7	35.82	95.74
90.0	43.2	33.59	96.01
100.0	42.7	31.63	96.24
115.0	42.3	29.88	96.45
125.0	42.0	28.31	96.63

Figura 142. Balance de masa y energía, cuarto efecto 1.



Cuadro 311. Pérdidas térmicas cuerpo, cuarto efecto 1

Cuerpo evaporador Cuarto efecto 1				
Descripción	Convección interna del vapor	Conducción aislante	Conducción recubrimiento	Convección natural
Conductividad térmica W/m K	-	0.13	0.86	-
Coefficiente de transferencia de calor W/m ² K	11.86	-	-	3.80
Resistencia (k/W)	1.92E-03	6.60E-03	3.28E-04	5.82E-03

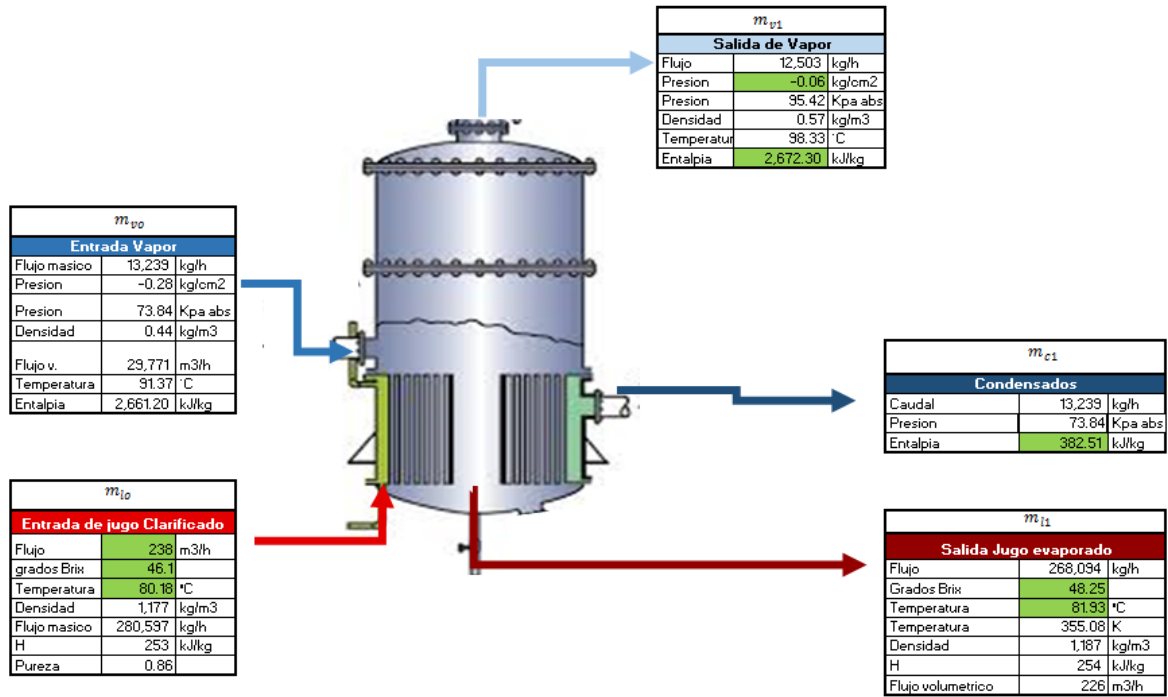
Cuadro 312. Pérdidas térmicas fondo, cuarto efecto 1.

Fondo evaporador cuarto efecto 1				
Descripción	Convección interna del vapor	Conducción aislante	Conducción recubrimiento	Convección natural
Conductividad térmica W/m K	-	-	-	-
Coefficiente de transferencia de calor W/m ² K	66.50	-	-	4.76
Resistencia (k/W)	7.47E-04	-	-	7.83E-03

Figura 143. Pérdidas radiación, cuarto efecto 1.

Recubrimiento térmico	Temperatura de superficie (°C)	Pérdida de flujo de calor (W/m ²)	Eficiencia (%)
Sin recubrimiento	101.9	841.1	
15.0	47.4	53.22	93.67
25.0	46.4	48.56	94.23
40.0	45.6	44.62	94.69
50.0	44.9	41.26	95.09
65.0	44.2	38.35	95.44
80.0	43.7	35.82	95.74
90.0	43.2	33.59	96.01
100.0	42.7	31.63	96.24
115.0	42.3	29.88	96.45
125.0	42.0	28.31	96.63

Figura 144. Balance de masa y energía, cuarto efecto 2.



Cuadro 313. Pérdidas térmicas cuerpo, cuarto efecto 2.

Cuerpo evaporador Cuarto efecto 2				
Descripción	Convección interna del vapor	Conducción aislante	Conducción recubrimiento	Convección natural
Conductividad térmica W/m K	-	0.13	0.86	-
Coefficiente de transferencia de calor W/m ² K	5.84	-	-	3.80
Resistencia (k/W)	4.09E-03	6.93E-03	3.44E-04	6.11E-03

Cuadro 314. Pérdidas térmicas calandria, cuarto efecto 2.

Calandria evaporador cuarto efecto 2					
Descripción	Convección externa en banco de tuberías	Convección interna de tubería	Conducción Aislante	Conducción Recubrimiento	Convección Natural
Conductividad térmica W/m K	-	-	0.13	0.86	-
Coefficiente de transferencia de calor W/m ² K	42251.11	699.30	-	-	3.61
Resistencia (k/W)	2.15E-08	1.36E-06	1.08E-02	5.37E-04	2.01E-02

Cuadro 315. Pérdidas térmicas fondo, cuarto efecto 2.

Fondo evaporador cuarto efecto 2				
Descripción	Convección interna de tubería	Conducción Aislante	Conducción Recubrimiento	Convección Natural
Conductividad térmica W/m K	-	-	-	-
Coefficiente de transferencia de calor W/m ² K	56.64	-	-	4.79
Resistencia (k/W)	9.24E-04	-	-	7.77E-03

Figura 145. Pérdidas radiación, cuarto efecto.

Recubrimiento térmico	Temperatura de superficie (°C)	Pérdida de flujo de calor (W/m ²)	Eficiencia (%)
Sin recubrimiento	85.9	598.2	
15.0	44.4	38.98	93.48
25.0	43.6	35.65	94.04
40.0	43.0	32.83	94.51
50.0	42.5	30.41	94.92
65.0	42.0	28.32	95.27
80.0	41.6	26.50	95.57
90.0	41.2	24.89	95.84
100.0	40.8	23.46	96.08
115.0	40.5	22.19	96.29
125.0	40.3	21.05	96.48

Figura 146. Balance de masa y energía, quinto efecto.

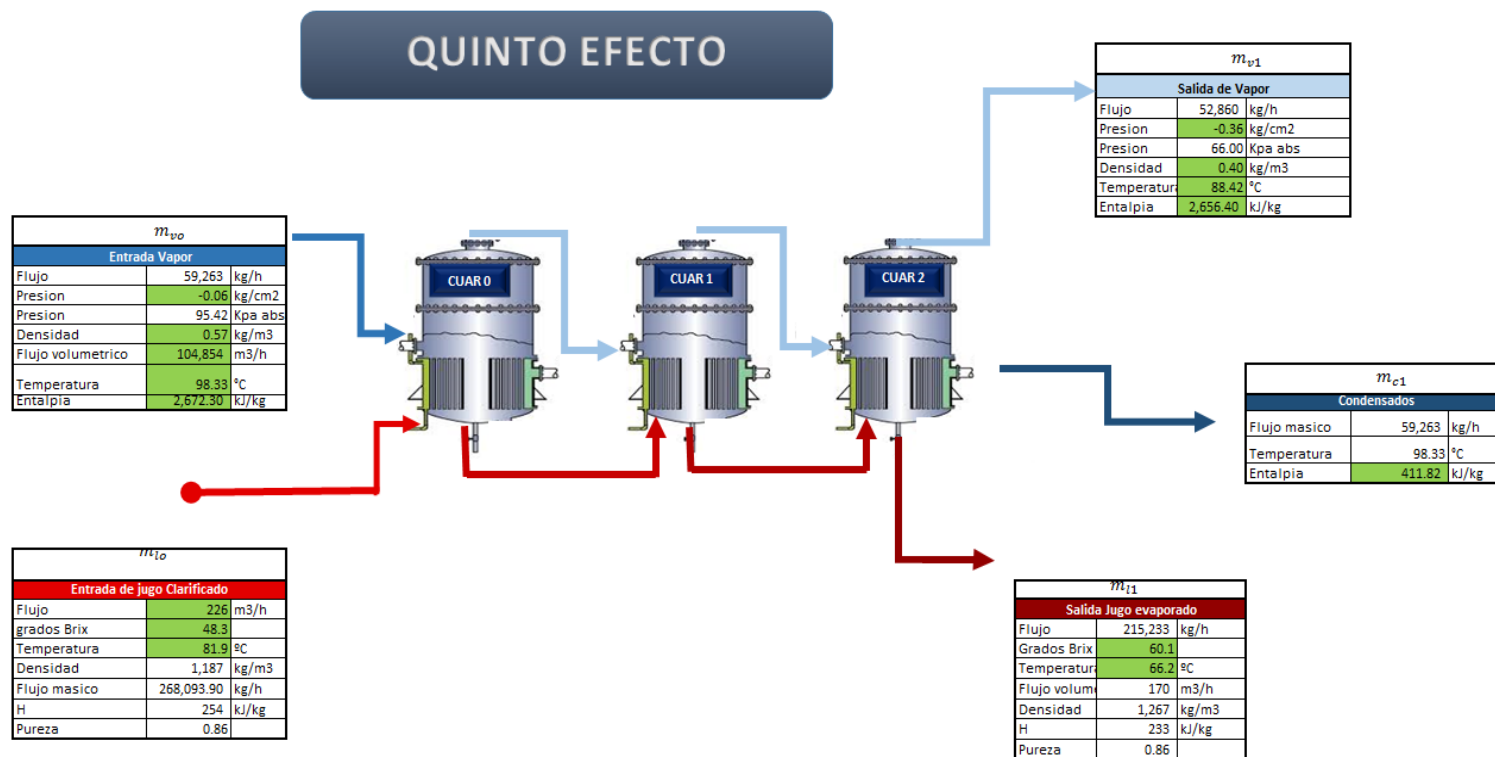
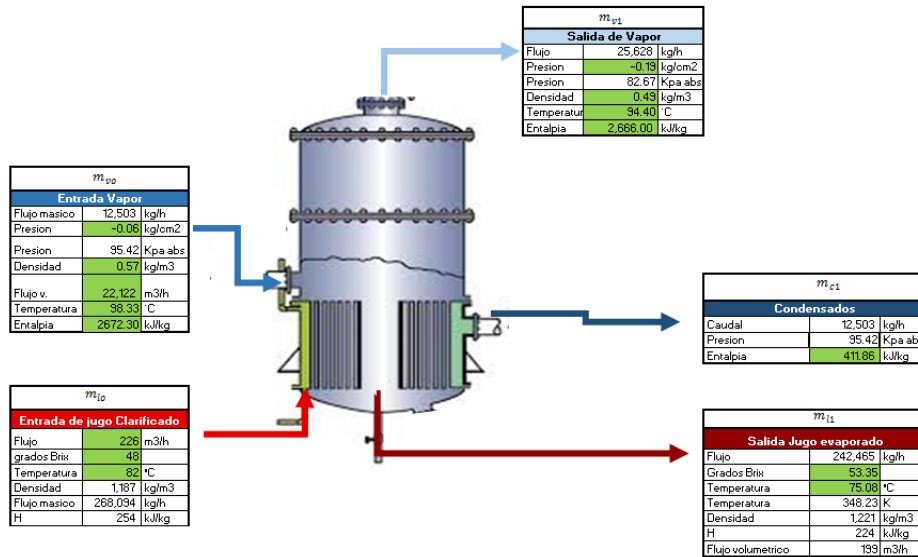


Figura 147. Balance de masa y energía, meladora 1.



Cuadro 316. Pérdidas térmicas cuerpo, melador 1.

Cuerpo melador 1				
Descripción	Convección interna del vapor	Conducción aislante	Conducción recubrimiento	Convección natural
Conductividad térmica W/m K	-	0.13	0.86	-
Coefficiente de transferencia de calor W/m ² K	11.81	-	-	3.79
Resistencia (k/W)	2.65E-03	9.09E-03	4.52E-04	8.05E-03

Cuadro 317. Pérdidas térmicas calandria, melador 1.

Calandria Melador 1					
Descripción	Convección externa en banco de tuberías	Convección interna de tubería	Conducción aislante	Conducción recubrimiento	Convección natural
Conductividad térmica W/m K	-	-	0.13	0.86	-
Coefficiente de transferencia de calor W/m ² K	39310.91	934.00	-	-	3.57
Resistencia (k/W)	2.85E-08	1.26E-06	1.25E-02	6.20E-04	2.34E-02

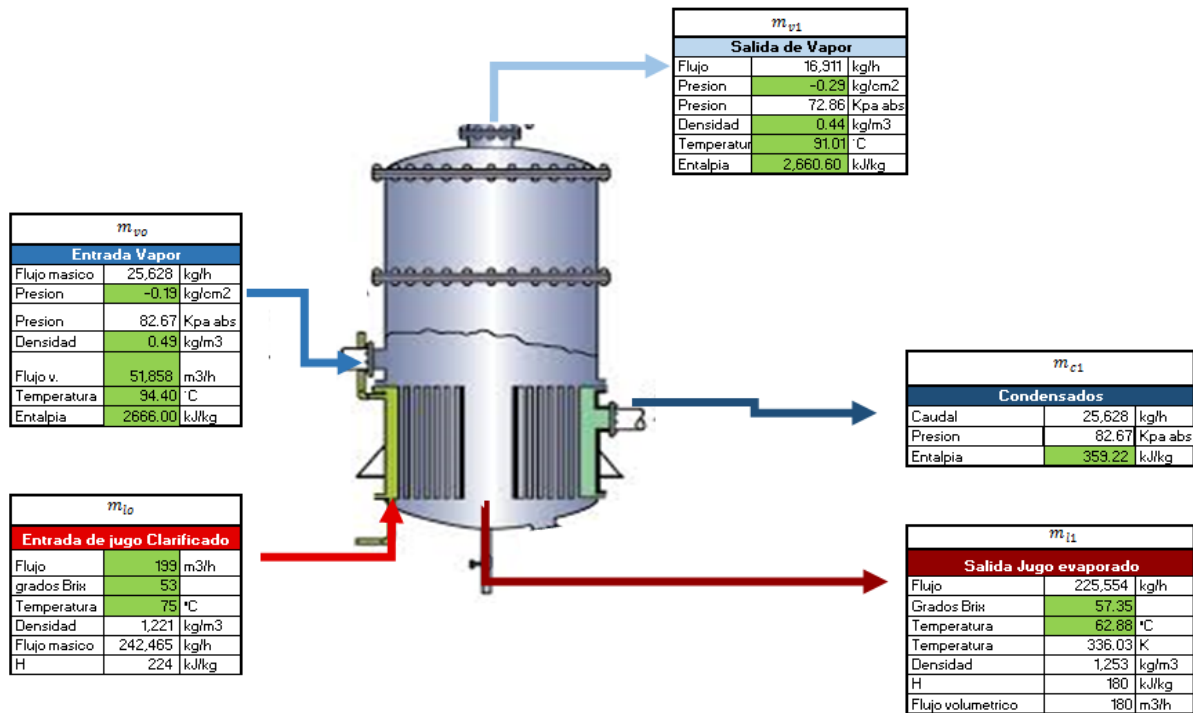
Cuadro 318. Pérdidas térmicas fondo, melador 1.

Fondo melador 1				
Descripción	Convección interna	Conducción aislante	Conducción recubrimiento	Convección natural
Conductividad térmica W/m K	-	-	-	-
Coefficiente de transferencia de calor W/m ² K	58.18	-	-	4.44
Resistencia (k/W)	1.00E-03	-	-	8.65E-03

Figura 148. Pérdidas radiación, melador 1.

Recubrimiento térmico	Temperatura de superficie (°C)	Pérdida de flujo de calor (W/m ²)	Eficiencia (%)
Sin recubrimiento	85.9	598.2	
15.0	45.1	42.44	93.54
25.0	44.3	38.79	94.09
40.0	43.7	35.70	94.56
50.0	43.1	33.06	94.97
65.0	42.5	30.77	95.31
80.0	42.1	28.77	95.62
90.0	41.7	27.02	95.89
100.0	41.3	25.46	96.12
115.0	41.0	24.08	96.33
125.0	40.7	22.83	96.52

Figura 149. Balance de masa y energía, melador 2.



Cuadro 319. Pérdidas térmicas cuerpo, melador 2.

Cuerpo melador 2				
Descripción	Convección interna del vapor	Conducción aislante	Conducción recubrimiento	Convección natural
Conductividad térmica W/m K	-	0.13	0.86	-
Coefficiente de transferencia de calor W/m2 K	8.94	-	-	3.54
Resistencia (k/W)	2.67E-03	6.93E-03	3.44E-04	6.56E-03

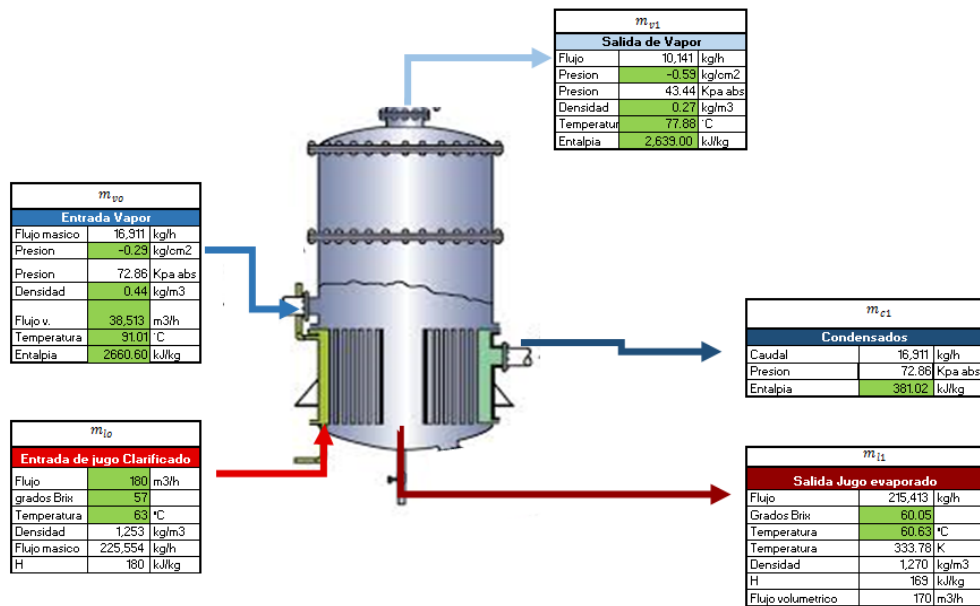
Cuadro 320. Pérdidas térmicas fondos, melador 2.

Fondo melador 2				
Descripción	Convección interna	Conducción aislante	Conducción recubrimiento	Convección natural
Conductividad térmica W/m K	-	-	-	-
Coefficiente de transferencia de calor W/m2 K	49.34	-	-	4.11
Resistencia (k/W)	1.06E-03	-	-	9.91E-03

Figura 150. Pérdidas radiación, melador 2.

Recubrimiento térmico	Temperatura de superficie (°C)	Pérdida de flujo de calor (W/m ²)	Eficiencia (%)
Sin recubrimiento	84.9	583.9	
15.0	44.2	38.13	93.47
25.0	43.5	34.87	94.03
40.0	42.9	32.12	94.50
50.0	42.3	29.76	94.90
65.0	41.8	27.71	95.25
80.0	41.4	25.93	95.56
90.0	41.1	24.36	95.83
100.0	40.7	22.97	96.07
115.0	40.4	21.73	96.28
125.0	40.1	20.61	96.47

Figura 151. Balance de masa y energía, melador 3.



Cuadro 321. Pérdidas térmicas cuerpo, melador 3.

Cuerpo melador 3				
Descripción	Convección interna del vapor	Conducción aislante	Conducción recubrimiento	Convección natural
Conductividad térmica W/m K	-	0.13	0.86	-
Coefficiente de transferencia de calor W/m ² K	8.68	-	-	3.32
Resistencia (k/W)	2.73E-03	6.87E-03	3.41E-04	6.93E-03

Cuadro 322. Pérdidas térmicas fondo, melador 3.

Fondo melador 3				
Descripción	Convección interna	Conducción aislante	Conducción recubrimiento	Convección natural
Conductividad térmica W/m K	-	-	-	-
Coefficiente de transferencia de calor W/m ² K	13.61	-	-	3.98
Resistencia (k/W)	4.26E-03	-	-	1.11E-02

Figura 152. Pérdidas radiación. melador 3.

Recubrimiento térmico	Temperatura de superficie (°C)	Pérdida de flujo de calor (W/m ²)	Eficiencia (%)
Sin recubrimiento	63	293.3	
15.0	40.1	20.33	93.07
25.0	39.7	18.66	93.64
40.0	39.3	17.24	94.12
50.0	39.0	16.02	94.54
65.0	38.7	14.96	94.90
80.0	38.5	14.04	95.21
90.0	38.2	13.22	95.49
100.0	38.0	12.49	95.74
115.0	37.9	11.84	95.96
125.0	37.7	11.25	96.16

3. Cálculos de muestra

Cálculo 44. Número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho V d}{\mu}$$
$$Re = \frac{0.67 \frac{kg}{m^3} * 0.20 \frac{m}{s} * 3.89m}{1.22 * 10^{-5}}$$
$$Re = 2.86 * 10^6$$

Cálculo 45. Número de Prandtl.

$$Pr = \frac{1.22 * 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s} * 2.064 \frac{kJ}{kg \cdot K} C_p}{2.56 * 10^{-5} \frac{kW}{m \cdot K}}$$
$$Pr = 0.981$$

Cálculo 45. Número de Nusselt.

$$Nu = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^{0.4}$$
$$Nu = 0.023 * (2.86 * 10^6)^{0.8} * (0.981)^{0.4}$$
$$Nu = 3337.92$$

Cálculo 46. Número de Grashof.

$$Gr_L = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) L_c^3}{\nu^2}$$
$$Gr_L = \frac{9.8 \frac{m}{s^2} * 3.15 * 10^{-3} \frac{1}{K} * (328.25 K - 307.15 K) * (3.66 m)^3}{\left(1.90 * 10^{-5} \frac{m^2}{s}\right)^2}$$
$$Gr_L = 8.88 * 10^{10}$$

Cálculo 47. Número de Rayleigh.

$$Ra_L = Gr_L Pr$$

$$Ra_L = 8.88 * 10^{10} * 0.981$$

$$Ra_L = 6.39^{10}$$

Cálculo 48. Coeficiente de transferencia de calor por convección.

$$h = \frac{Nu k}{d}$$

$$h = \frac{3337.92 * 2.56 * 10^{-5} \frac{kW}{mK}}{3.66 m}$$

$$h = 3.49 \frac{W}{m^2K}$$

Cálculo 49. Resistencia por convección.

$$R_{cil \text{ aislante}} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi Lk}$$

$$R_{cil \text{ aislante}} = \frac{\ln\left(\frac{1.791 m}{1.753}\right)}{2\pi * 3.664 m * 0.13 \frac{W}{mK}}$$

$$R_{cil \text{ aislante}} = 0.00718 \frac{K}{W}$$

Cálculo 50. Resistencia por conducción.

$$R_{conv} = \frac{1}{h_1 A_1}$$

$$R_{conv} = \frac{1}{3.49 \frac{W}{m^2K} * 41.516 m^2}$$

$$R_{conv} = 0.0069 \frac{K}{W}$$

E. Módulo 5: Análisis económico de pérdidas térmicas en los equipos de intercambio de energía en un ingenio azucarero, relacionando los recubrimientos térmicos actuales con los propuestos en las etapas del proceso industrial.

Figura 253. Hoja de control de limpieza intercambiadores de calor.

Calentador	Fecha (Día/Mes/Año)	Hora Salida a Limpieza (Hr:Min)	Soda Cáustica		Ácido		Código Responsable	Firma del Responsable
			Hora Inicio (Hr:Min)	Hora Final (Hr:Min)	Hora Inicio (Hr:Min)	Hora Final (Hr:Min)		
04	14-01-18	19:00	20:00	06:00	—	—	37417	U. G. B.
05	15-01-18	07:30	08:30	13:30	15:20	18:00	23558	firma A
06	15-01-18	18:40	19:10	02:10	03:00	08:00	37417	U. G. B.
07	16-01-18	07:00	10:00	20:00	—	—	23558	firma A
08	14-01-18	02:00	03:00	13:00	—	—	23558	firma A
09	17-01-18	14:40	15:30	23:30	—	—	63211	X
C-1	18-01-18	07:00	02:00	10:00	—	—	63211	X
C-2	18-01-18	07:00	11:00	19:00	—	—	63211	X
C-3	19-01-18	02:00	03:00	08:00	15:00	18:00	63211	X
C-4	19-01-18	02:00	09:00	14:00	19:00	22:00	63211	X
01	17-01-18	23:00	00:00	06:00	09:00	14:00	23558	firma A
02	20-01-18	14:40	15:30	22:30	00:30	05:30	63211	X
03	21-01-18	07:00	08:00	18:00	—	—	37417	U. G. B.
04	21-01-18	17:00	18:00	06:00	—	—	23558	firma A
05	27-01-18	07:30	08:30	13:30	15:00	18:00	63211	X
06	22-01-18	18:30	19:10	00:10	02:30	05:30	23558	firma A
02	25-01-18	07:00	08:00	18:00	—	—	63211	X
08	23-01-18	22:20	23:20	09:20	—	—	23558	firma A
09	24-01-18	10:00	10:30	20:30	—	—	63211	X

Figura 154. Hoja de control de limpieza de evaporadores.

Torneo	Vaso Evaporador	Fecha (Día/Mes/Año)	Hora Salida a Limpieza (Hr:Min)	Soda Cáustica		Preparación		Limpieza Tubaría		Hora Entrada Operación (Hr:Min)	Código Responsable	Firma del Responsable
				Hora Inicio (Hr:Min)	Hora Final (Hr:Min)	Hora Inicio (Hr:Min)	Hora Final (Hr:Min)	Hora Inicio (Hr:Min)	Hora Final (Hr:Min)			
A	pre-B	03-02-18	09:20	10:00	16:00	21:05	00:40	01:00	03:50	08:50	23558	firma A
A	ter-5	03-02-18	16:20	17:00	23:00	06:00	08:00	08:30	10:00	10:40	23558	firma A
C	DX-1	04-02-18	04:25	05:40	11:40	12:40	15:30	16:00	17:40	18:40	63211	X
B	pre-1	04-02-18	09:00	11:40	17:40	19:25	00:30	00:50	02:25	04:15	63211	X
B	curat-1	04-02-18	11:00	12:30	18:30	22:15	00:15	03:40	05:55	09:45	37417	U. G. B.
C	DX-2	05-02-18	19:00	20:20	02:20	06:40	11:00	11:45	13:30	12:00	37417	U. G. B.
C	pre-2	05-02-18	04:30	06:05	12:05	13:00	17:25	18:20	21:30	23:30	23558	firma A
A	mel-01	05-02-18	09:50	10:40	16:40	19:20	22:55	23:25	00:55	02:20	23558	firma A
A	ter-01	05-02-18	13:00	18:15	00:45	01:15	04:00	05:00	09:00	13:25	37417	U. G. B.
B	DX-0	05-02-18	10:00	21:20	03:20	04:00	09:00	11:30	15:00	16:50	37417	U. G. B.
C	pre-3	05-02-18	23:40	03:45	09:45	15:30	18:15	18:40	21:20	22:50	23558	firma A
C	mel-3	06-02-18	05:40	09:25	15:25	19:00	23:20	23:20	01:00	02:50	23558	firma A
B	ter-3	06-02-18	17:00	18:45	00:45	02:30	04:20	04:50	02:50	08:30	37417	U. G. B.
B	DX-03	06-02-18	20:00	21:50	03:50	05:45	10:00	11:20	12:40	18:30	23558	firma A
C	pre-A	07-02-18	00:20	04:00	10:00	11:30	16:00	16:45	19:10	21:30	23558	firma A
A	Mel-02	08-02-18	09:40	09:25	15:25	19:50	22:45	23:20	01:30	02:40	63211	X
B	ter-04	07-02-18	18:40	19:45	01:45	02:30	07:00	07:50	09:45	12:05	23558	firma A
C	pre-E	07-02-18	22:45	01:00	07:00	09:00	11:25	11:40	14:00	20:50	63211	X
C	ter-06	08-02-18	04:30	05:55	11:55	13:35	16:40	17:30	22:15	00:00	37417	U. G. B.
B	DX-5	08-02-18	12:10	13:15	19:15	01:00	03:30	04:10	05:50	07:50	23558	firma A

Figura 155. Hoja de control de limpieza de tachos

Semana del _____ al _____

CANTAS: 2018

No. TACHO	FECHA (Día/Mes/Año)	HORA INICIO (Hr:Min)	HORA TERMINO (Hr:Min)	OPERADOR DE TACHOS		
				CÓDIGO	FIRMA	OBSERVACIONES
1	12-03-2018	11:30	12:15	40573	[Firma]	
2	12-03-2018	09:00	10:10	40573	[Firma]	
3	12-03-2018	15:36	16:15	2406	[Firma]	
4	12-03-2018	18:56	19	2400	[Firma]	
5	12-03-2018	10:30	11:30	40573	[Firma]	
6	12-03-2018	00:15	01:45	6440	[Firma]	Revisión del C-2, al T-6
7	12-03-2018	01:40	02:35	29644	[Firma]	
8	13-03-2018	11:00	12:00	26204	[Firma]	
9	12-03-2018	07:30	08:45	56204	[Firma]	
10	13/03/2018	00:40	01:30	46555	[Firma]	
11	12-03-18	19:25	20:20	55990	[Firma]	
12	12-03-18	13:30	14:00	56204	[Firma]	

Figura 156. Equipo evaporador.



Figura 157. Equipo de tacho 9.



Figura 158. Recubrimiento térmico actual de fibra cerámica en los evaporadores.



Cuadro 323. Horas de operación en el ingenio azucarero para la zafra 2,017 – 2,018.

Inicio de registro de datos de zafra 2017-2018	Fin de registro de datos de zafra 2017-2018	Cantidad de días	Cantidad de horas
15/11/2017	15/04/2018	151	3624

Cuadro 324. Registro de mantenimiento de intercambiadores de calor 1 y 2 de jugo claro.

<i>Mantenimiento intercambiadores de calor 1 y 2, jugo claro</i>					
Intercambiador	Fecha de salida	Hora de salida	Fecha de entrada	Hora de entrada	Recuento de horas
1 y 2	18/11/2017	9:30:00 a. m.	19/11/2017	10:30:00 a. m.	25
1 y 2	25/11/2017	2:30:00 a. m.	25/11/2017	10:30:00 p. m.	20
1 y 2	01/12/2017	6:30:00 p. m.	02/12/2017	3:00:00 p. m.	20.5
1 y 2	08/12/2017	2:00:00 p. m.	09/12/2017	3:00:00 p. m.	25
1 y 2	15/12/2017	9:30:00 p. m.	16/12/2017	3:00:00 p. m.	17.5
1 y 2	23/12/2017	1:30:00 a. m.	23/12/2017	4:00:00 p. m.	14.5
1 y 2	29/12/2017	2:30:00 p. m.	30/12/2017	7:30:00 a. m.	17
1 y 2	05/01/2018	10:30:00 a. m.	06/01/2018	6:30:00 a. m.	20
1 y 2	11/01/2018	9:30:00 a. m.	12/01/2018	5:30:00 a. m.	20
1 y 2	18/01/2018	3:00:00 a. m.	18/01/2018	7:30:00 p. m.	16.5
1 y 2	25/01/2018	1:30:00 a. m.	25/01/2018	5:00:00 p. m.	15.5
1 y 2	31/01/2018	1:30:00 p. m.	02/02/2018	11:00:00 a. m.	45.5
1 y 2	07/02/2018	4:00:00 p. m.	08/02/2018	9:00:00 a. m.	17
1 y 2	17/02/2018	9:00:00 a. m.	18/02/2018	7:00:00 a. m.	22
1 y 2	24/02/2018	2:00:00 a. m.	24/02/2018	9:00:00 p. m.	19
1 y 2	03/03/2018	8:00:00 a. m.	04/03/2018	3:00:00 a. m.	19
1 y 2	09/03/2018	11:30:00 p. m.	10/03/2018	8:00:00 p. m.	20.5
1 y 2	16/03/2018	3:00:00 p. m.	17/03/2018	11:00:00 a. m.	20
1 y 2	24/03/2018	2:00:00 a. m.	25/03/2018	1:00:00 a. m.	23
1 y 2	30/03/2018	9:00:00 p. m.	31/03/2018	8:00:00 p. m.	23
1 y 2	06/04/2018	2:00:00 p. m.	07/04/2018	12:00:00 p. m.	22
1 y 2	13/04/2018	3:00:00 a. m.	14/04/2018	1:30:00 a. m.	22.5
Total de horas en mantenimiento				465	

Cuadro 325. Registro de mantenimiento de intercambiadores de calor 3 y 4 de jugo claro.

Intercambiador	Fecha de salida	Hora de salida	Fecha de entrada	Hora de entrada	Recuento de horas
3 y 4	19/11/2017	2:30:00 p. m.	20/11/2017	9:30:00 a. m.	19
3 y 4	26/11/2017	12:30:00 a. m.	26/11/2017	9:30:00 p. m.	21
3 y 4	02/12/2017	4:00:00 p. m.	03/12/2017	9:30:00 a. m.	17.5
3 y 4	09/12/2017	10:00:00 p. m.	10/12/2017	5:30:00 p. m.	19.5
3 y 4	23/12/2017	11:00:00 p. m.	24/12/2017	5:00:00 p. m.	18
3 y 4	30/12/2017	2:30:00 p. m.	31/12/2017	10:30:00 a. m.	20
3 y 4	06/01/2018	7:00:00 a. m.	07/01/2018	2:30:00 a. m.	19.5
3 y 4	12/01/2018	10:30:00 a. m.	13/01/2018	3:00:00 a. m.	16.5
3 y 4	19/01/2018	2:00:00 a. m.	19/01/2018	11:00:00 p. m.	21
3 y 4	25/01/2018	5:00:00 p. m.	26/01/2018	4:00:00 p. m.	23
3 y 4	08/02/2018	7:00:00 p. m.	10/02/2018	12:30:00 a. m.	29.5
3 y 4	18/02/2018	10:00:00 a. m.	19/02/2018	3:00:00 a. m.	17
3 y 4	24/02/2018	10:00:00 p. m.	25/02/2018	3:00:00 p. m.	17
3 y 4	04/03/2018	4:00:00 a. m.	05/03/2018	1:00:00 a. m.	21
3 y 4	10/03/2018	11:00:00 p. m.	11/03/2018	3:00:00 p. m.	16
3 y 4	17/03/2018	4:00:00 p. m.	18/03/2018	3:30:00 p. m.	23.5
3 y 4	25/03/2018	5:00:00 a. m.	26/03/2018	3:00:00 a. m.	22
3 y 4	31/03/2018	10:30:00 p. m.	01/04/2018	3:00:00 p. m.	16.5
3 y 4	07/04/2018	3:00:00 p. m.	08/04/2018	10:00:00 a. m.	19
Total de horas en mantenimiento				376.5	

Cuadro 326. Segmento de registro de mantenimiento de intercambiadores de calor de jugo alcalizado.

Intercambiador	Fecha de salida	Hora de salida	Fecha de entrada	Hora de entrada	Recuento de horas
4	14/11/2017	1:30:00 a. m.	14/11/2017	1:00:00 p. m.	11.5
1	14/11/2017	2:00:00 p. m.	15/11/2017	1:00:00 a. m.	11
2	15/11/2017	1:00:00 a. m.	15/11/2017	11:30:00 a. m.	10.5
3	15/11/2017	12:30:00 p. m.	15/11/2017	11:30:00 p. m.	11
5	16/11/2017	1:30:00 a. m.	16/11/2017	11:30:00 a. m.	10
6	16/11/2017	12:30:00 p. m.	16/11/2017	10:00:00 p. m.	9.5
7	16/11/2017	11:00:00 p. m.	17/11/2017	10:00:00 a. m.	11
8	17/11/2017	11:00:00 a. m.	17/11/2017	10:00:00 p. m.	11
9	17/11/2017	11:00:00 p. m.	18/11/2017	10:00:00 a. m.	11
1	20/11/2017	2:00:00 p. m.	21/11/2017	12:30:00 a. m.	10.5
2	21/11/2017	1:00:00 a. m.	21/11/2017	10:30:00 a. m.	9.5
3	21/11/2017	11:30:00 a. m.	21/11/2017	10:30:00 p. m.	11
4	21/11/2017	11:30:00 p. m.	22/11/2017	9:30:00 a. m.	10
5	22/11/2017	2:00:00 p. m.	23/11/2017	12:00:00 a. m.	10
6	23/11/2017	1:00:00 a. m.	23/11/2017	1:30:00 p. m.	12.5
7	23/11/2017	2:30:00 p. m.	24/11/2017	2:00:00 a. m.	11.5
8	24/11/2017	2:30:00 a. m.	24/11/2017	1:30:00 p. m.	11
9	24/11/2017	2:30:00 p. m.	25/11/2017	1:30:00 a. m.	11
1	27/11/2017	7:00:00 a. m.	27/11/2017	5:30:00 p. m.	10.5
2	27/11/2017	8:00:00 p. m.	28/11/2017	6:00:00 a. m.	10

Cuadro 327. Segmento de registro de mantenimiento de tachos por lote.

No. Tacho	Fecha	Hora inicio	Hora termino	Recuento horas en mantenimiento
1	23/11/2017	12:30:00 p. m.	1:00:00 p. m.	0.5
2	23/11/2017	1:00:00 p. m.	2:10:00 p. m.	1.166666667
3	23/11/2017	6:30:00 p. m.	7:30:00 p. m.	1
4				0
5	23/11/2017	2:10:00 p. m.	3:00:00 p. m.	0.833333333
6	23/11/2017	12:30:00 p. m.	1:05:00 p. m.	0.583333333
7	23/11/2017	5:10:00 p. m.	6:00:00 p. m.	0.833333333
8				0
9	24/11/2017	7:50:00 a. m.	8:20:00 a. m.	0.5
10				0
12	23/11/2017	1:30:00 p. m.	3:10:00 p. m.	1.666666667
14	23/11/2017	6:10:00 p. m.	6:45:00 p. m.	0.583333333
1	01/12/2017	1:40:00 p. m.	2:40:00 p. m.	1
2	01/12/2017	4:00:00 p. m.	4:45:00 p. m.	0.75
3	01/12/2017	2:00:00 a. m.	3:00:00 a. m.	1
4	05/12/2017	12:40:00 p. m.	1:10:00 p. m.	0.5
5	01/12/2017	4:20:00 p. m.	5:30:00 p. m.	1.166666667
6	05/12/2017	4:55:00 p. m.	5:50:00 p. m.	0.916666667
7	06/12/2017	6:50:00 p. m.	7:50:00 p. m.	1

Cuadro 328. Segmento de registro de mantenimiento de evaporadores.

Evaporador	Fecha de salida	Hora de salida	Fecha de entrada	Hora de entrada	Recuento de horas
C0	15/11/2017	12:00:00 a. m.	15/11/2017	10:30:00 p. m.	22.5
D3	15/11/2017	7:30:00 a. m.	16/11/2017	2:50:00 p. m.	31.33333333
P1	15/11/2017	3:00:00 p. m.	16/11/2017	8:50:00 a. m.	17.83333333
M2	16/11/2017	2:00:00 a. m.	16/11/2017	5:10:00 p. m.	15.16666667
PB	16/11/2017	9:00:00 a. m.	17/11/2017	9:20:00 a. m.	24.33333333
DX4	16/11/2017	3:00:00 p. m.	17/11/2017	2:10:00 p. m.	23.16666667
P2	17/11/2017	9:30:00 a. m.	18/11/2017	4:30:00 a. m.	19
D5	17/11/2017	2:30:00 p. m.	18/11/2017	1:45:00 p. m.	23.25
P3	18/11/2017	4:35:00 a. m.	19/11/2017	11:30:00 a. m.	30.91666667
DX0	18/11/2017	4:00:00 p. m.	19/11/2017	8:50:00 a. m.	16.83333333
C1	18/11/2017	5:30:00 p. m.	19/11/2017	7:40:00 p. m.	26.16666667
DX1	19/11/2017	9:00:00 a. m.	20/11/2017	5:40:00 a. m.	20.66666667
C2	19/11/2017	7:50:00 p. m.	20/11/2017	4:00:00 p. m.	20.16666667
PA	20/11/2017	9:30:00 a. m.	21/11/2017	8:50:00 a. m.	23.33333333
D2	20/11/2017	12:50:00 p. m.	21/11/2017	11:00:00 a. m.	22.16666667
M1	20/11/2017	5:00:00 p. m.	21/11/2017	6:35:00 p. m.	25.58333333
PB	21/11/2017	9:00:00 a. m.	22/11/2017	8:20:00 a. m.	23.33333333
DX3	21/11/2017	1:00:00 p. m.	22/11/2017	11:50:00 a. m.	22.83333333
P1	22/11/2017	8:30:00 a. m.	23/11/2017	10:00:00 a. m.	25.5
D4	22/11/2017	12:30:00 p. m.	23/11/2017	7:20:00 a. m.	18.83333333
M3	22/11/2017	6:40:00 p. m.	23/11/2017	6:30:00 a. m.	11.83333333
D5	23/11/2017	7:30:00 a. m.	24/11/2017	3:50:00 a. m.	20.33333333
P2	23/11/2017	11:15:00 a. m.	24/11/2017	1:10:00 p. m.	25.91666667
T1	24/11/2017	1:00:00 p. m.	25/11/2017	7:25:00 a. m.	18.41666667
P3	24/11/2017	3:00:00 p. m.	25/11/2017	11:00:00 p. m.	32
D1	25/11/2017	2:10:00 a. m.	26/11/2017	1:00:00 a. m.	22.83333333
T3	25/11/2017	7:30:00 a. m.	26/11/2017	3:00:00 a. m.	19.5
D2	26/11/2017	1:30:00 a. m.	26/11/2017	10:00:00 p. m.	20.5
T2	26/11/2017	7:00:00 a. m.	27/11/2017	1:00:00 a. m.	18
PA	26/11/2017	10:00:00 p. m.	27/11/2017	11:00:00 p. m.	25
T4	27/11/2017	2:00:00 a. m.	28/11/2017	7:30:00 a. m.	29.5
DX3	27/11/2017	6:45:00 a. m.	28/11/2017	4:10:00 p. m.	33.41666667
PB	28/11/2017	1:30:00 a. m.	28/11/2017	10:30:00 p. m.	21
T5	28/11/2017	7:45:00 a. m.	29/11/2017	2:00:00 a. m.	18.25
D4	28/11/2017	4:20:00 p. m.	29/11/2017	9:15:00 a. m.	16.91666667
P1	28/11/2017	11:00:00 p. m.	29/11/2017	11:50:00 p. m.	24.83333333
C1	29/11/2017	2:30:00 a. m.	30/11/2017	1:50:00 a. m.	23.33333333
DX5	29/11/2017	9:30:00 a. m.	30/11/2017	11:00:00 a. m.	25.5
C2	30/11/2017	2:00:00 a. m.	01/12/2017	9:00:00 a. m.	31
P2	30/11/2017	3:30:00 a. m.	01/12/2017	2:25:00 a. m.	22.91666667
DX0	30/11/2017	11:10:00 a. m.	01/12/2017	5:40:00 p. m.	30.5
P3	01/12/2017	2:30:00 a. m.	02/12/2017	10:30:00 p. m.	44
M2	01/12/2017	9:30:00 a. m.	02/12/2017	10:20:00 p. m.	36.83333333

Cuadro 329. Horas de operación registradas para los equipos de intercambiadores de calor en el período de zafra 2,017-2,018.

Intercambiador	Calentador	Tipo	HM (h)	HT (h)
JAL	1	Placas	236.00	3,388.00
JAL	2	Placas	263.00	3,361.00
JAL	3	Coraza y tubos	241.00	3,383.00
JAL	4	Coraza y tubos	239.00	3,385.00
JAL	5	Placas	240.00	3,384.00
JAL	6	Placas	245.00	3,379.00
JAL	7	Coraza y tubos	243.00	3,381.00
JAL	8	Coraza y tubos	244.00	3,380.00
JAL	9	Coraza y tubos	238.50	3,385.50
JCL	1	Placas	465.00	3,159.00
JCL	2	Placas	465.00	3,159.00
JCL	3	Placas	376.50	3,247.50
JCL	4	Placas	376.50	3,247.50

Cuadro 330. Horas de operación registradas para los equipos de tachos por lote para el período de zafra 2,017-2,018.

Tacho	Tipo	HM (h)	HT (h)
1	Tercera	17.7	3,606.25
2	Tercera	18.4	3,605.58
3	Segunda	18.9	3,605.08
4	Segunda	15.9	3,608.08
5	Segunda	19.1	3,604.92
6	Segunda	22.6	3,601.42
7	Primera	20.8	3,603.17
8	Primera	7.9	3,616.08
9	Primera	8.3	3,615.75
10	Primera	11.7	3,612.33
12	Primera	20.7	3,603.33
14	Primera	21.2	3,602.75

Cuadro 331. Horas de operación registradas para los equipos de evaporadores para el período de zafra 2,017-2,018.

Número	Evaporador	Tipo	HM (h)	HT (h)
1	Pre A	Pre y primer efecto	593.5	3030.5
2	Pre B	Pre y primer efecto	573.3333333	3050.7
3	Pre 1	Pre y primer efecto	627.8	2996.2
4	Pre 2	Pre y primer efecto	598.4166667	3025.6
5	Pre 3	Pre y primer efecto	563.1666667	3060.8
6	Dup 0	Segundo efecto	419.25	3204.8
7	Dup 1	Segundo efecto	442.0833333	3181.9
8	Dup 2	Segundo efecto	381.3333333	3242.7
9	Dup 3	Segundo efecto	538.25	3085.8
10	Dup 4	Segundo efecto	421.9166667	3202.1
11	Dup 5	Segundo efecto	457.0833333	3166.9
12	Ter 1	Tercer efecto	449.3	3174.8
13	Ter 2	Tercer efecto	364.3	3259.7
14	Ter 3	Tercer efecto	434.6	3189.4
15	Ter 4	Tercer efecto	379.2	3244.8
16	Cuar 0	Cuarto efecto	431.92	3192.1
17	Cuar 1	Cuarto efecto	428.92	3195.1
18	Cuar 2	Cuarto efecto	395.50	3228.5
19	Mel 1	Quinto efecto	379.17	3244.8
20	Mel 2	Quinto efecto	458.67	3165.3
21	Mel 3	Quinto efecto	354.83	3269.2

Cuadro 332. Precio kilowatt por hora período de zafra 2,017-2,018.

Precio kW*h	Período
Q0.31	zafra 2,017-2,018

Cuadro 333. Proveedores de fibra de vidrio cotizados.

Espesor (m)	Datos	Proveedor 1	Proveedor 2	Proveedor 3
0.003	Costo (Q)	No la manejan	Q475.00	No la manejan
	Dimensiones (m2)		150	
	Costo/m2 (Q)		Q3.17	
0.0127	Costo (Q)	Q125.00	Q400.00	No la maneja
	Dimensiones (m2)	12	36.8808	
	Costo/m2 (Q)	Q10.42	Q10.85	
0.0254	Costo (Q)	Q380.00	Q360.00	No la maneja
	Dimensiones (m2)	24.2	24.4	
	Costo/m2 (Q)	Q15.70	Q14.75	
0.0381	Costo (Q)	Q200.00	Q50.00	Q575.00
	Dimensiones (m2)	12	2.154	36.8808
	Costo/m2 (Q)	Q16.67	Q23.21	Q15.59
0.0508	Costo (Q)	Q100.00	Q750.00	No la manejan
	Dimensiones (m2)	2.318	24.2	
	Costo/m2 (Q)	Q43.14	Q30.99	
0.0762	Costo (Q)	No la manejan	Q1,800.00	Q950.00
	Dimensiones (m2)		36.8808	24.4
	Costo/m2 (Q)		Q48.81	Q38.93

Cuadro 334. Resumen de costos por diferentes espesores en fibra de vidrio.

Espesor (m)	Costo/m2 (Q)
0.003	Q3.17
0.0127	Q10.42
0.0254	Q14.75
0.0381	Q15.59
0.0508	Q30.99
0.0762	Q38.93

Cuadro 335. Proveedores de fibra cerámica cotizados

Espesor (m)	Datos	Proveedor 1	Proveedor 2
0.0127	Costo (Q)	Q80.00	No la manejan
	Dimensiones (m2)	3.7088	
	Costo/m2 (Q)	Q21.57	
0.0254	Costo (Q)	Q140.00	Q125.00
	Dimensiones (m2)	2.19	2.28
	Costo/m2 (Q)	Q63.93	Q54.82
0.0381	Costo (Q)	Q180.00	Q150.00
	Dimensiones (m2)	2.318	1.824
	Costo/m2 (Q)	Q77.65	Q82.24
0.0508	Costo (Q)	Q220.00	Q240.00
	Dimensiones (m2)	2.28	2.318
	Costo/m2 (Q)	Q96.49	Q103.54

Cuadro 336. Resumen de costos por diferentes espesores en fibra cerámica.

Espesor (m)	Costo/m2
0.0127	Q21.57
0.0254	Q54.82
0.0381	Q77.65
0.0508	Q96.49

Cuadro 337. Comparación de costos de implementación de los materiales de recubrimiento actuales con los propuestos en intercambiadores de calor.

Costo Propuestos (Q)	Costo Acutales (Q)
Q9,106	Q3,535

Cuadro 338. Comparación monetaria debido a las pérdidas térmicas con los recubrimientos actuales contra los propuestos en intercambiadores de calor.

CMP actuales (Q)	CMP posibles (Q)
Q771,914.19	Q66,740.13
Diferencia:	Q705,174.06

Cuadro 339. Comparación de costos de implementación de los materiales de recubrimiento actuales con los propuestos en tachos por lote.

Costos Propuestos (Q)	Costos actuales (Q)
Q22,687.15	Q54,707.75

Cuadro 340. Comparación monetaria debido a las pérdidas térmicas con los recubrimientos actuales contra los propuestos en tachos por lote.

CMP posibles (Q)	CMP actuales (Q)
Q19,966.66	Q53,800.56
Diferencia	Q33,833.90

Cuadro 341. Costo de la implementación del material aislante actual para el cuerpo y calandria de los evaporadores.

Número	Evaporador	Área requerida (m2)	Espesor (m)	Costo por m2 (Q)	Costo total (Q)
1	Pre A	101.45	0.0381	Q77.65	Q7,877.34
2	Pre B	101.45	0.0381	Q77.65	Q7,877.34
3	Pre 1	75.69	0.0381	Q77.65	Q5,877.47
4	Pre 2	75.69	0.0381	Q77.65	Q5,877.47
5	Pre 3	75.69	0.0381	Q77.65	Q5,877.47
6	Dup 0	107.62	0.0381	Q77.65	Q8,356.73
7	Dup 1	103.22	0.0381	Q77.65	Q8,014.80
8	Dup 2	101.62	0.0381	Q77.65	Q7,890.80
9	Dup 3	91.69	0.0381	Q77.65	Q7,119.39
10	Dup 4	79.47	0.0381	Q77.65	Q6,171.09
11	Dup 5	78.06	0.0381	Q77.65	Q6,061.48
12	Ter 1	74.10	0.0381	Q77.65	Q5,754.12
13	Ter 2	58.16	0.0381	Q77.65	Q4,516.48
14	Ter 3	58.88	0.0381	Q77.65	Q4,571.96
15	Ter 4	50.61	0.0381	Q77.65	Q3,929.94
16	Cuar 0	51.06	0.0381	Q77.65	Q3,964.53
17	Cuar 1	57.12	0.0381	Q77.65	Q4,435.37
18	Cuar 2	55.31	0.0381	Q77.65	Q4,294.79
19	Mel 1	43.49	0.0381	Q77.65	Q3,377.29
20	Mel 2	55.38	0.0381	Q77.65	Q4,300.40
21	Mel 3	54.01	0.0381	Q77.65	Q4,193.87
Costo total recubrimiento cuerpo					Q120,340.13

Cuadro 342. Costo de la implementación del material aislante actual para el fondo de los evaporadores.

Evaporador	Área requerida (m2)	Material	Espesor (m)	Costo por m2 (Q)	Costo total (Q)
Pre A	22.22	Fibra de vidrio	0.0127	Q10.40	Q231.08
Pre B	22.22	Fibra de vidrio	0.0127	Q10.40	Q231.08
Pre 1	22.22	Fibra de vidrio	0.0127	Q10.40	Q231.08
Pre 2	22.22	Fibra de vidrio	0.0127	Q10.40	Q231.08
Pre 3	22.22	Fibra de vidrio	0.0127	Q10.40	Q231.08
Dup 0	20.20	Fibra de vidrio	0.0127	Q10.40	Q210.08
Dup 1	20.20	Fibra de vidrio	0.0127	Q10.40	Q210.08
Dup 2	20.20	Fibra de vidrio	0.0127	Q10.40	Q210.08
Dup 3	19.05	Fibra de vidrio	0.0127	Q10.40	Q198.07
Dup 4	19.02	Fibra de vidrio	0.0127	Q10.40	Q197.82
Dup 5	19.00	Fibra de vidrio	0.0127	Q10.40	Q197.61
Ter 1	20.72	Fibra de vidrio	0.0127	Q10.40	Q215.54
Costo total recubrimiento Fondo					Q2,594.70

Cuadro 343. Costo de la implementación del material aislante propuesto en los cuerpos de los evaporadores.

Evaporador	Material	A Cuerpo (m2)	Espesor propuesto (m)	Costo/m2 (Q)	Total cuerpo (Q)
Pre A	Fibra de vidrio	77.85	0.0381	15.59	Q1,213.75
Pre B	Fibra de vidrio	77.85	0.0381	15.59	Q1,213.75
Pre 1	Fibra de vidrio	52.10	0.0381	15.59	Q812.23
Pre 2	Fibra de vidrio	52.10	0.0381	15.59	Q812.23
Pre 3	Fibra de vidrio	52.10	0.0381	15.59	Q812.23
Dup 0	Fibra de vidrio	84.39	0.0381	15.59	Q1,315.69
Dup 1	Fibra de vidrio	84.39	0.0508	30.99	Q2,615.34
Dup 2	Fibra de vidrio	82.84	0.0381	15.59	Q1,291.55
Dup 3	Fibra de vidrio	74.78	0.0381	15.59	Q1,165.79
Dup 4	Fibra de vidrio	63.30	0.0381	15.59	Q986.85
Dup 5	Fibra de vidrio	61.92	0.0381	15.59	Q965.36
Ter 1	Fibra de vidrio	58.06	0.0381	15.59	Q905.12
Ter 2	Fibra de vidrio	44.88	0.0381	15.59	Q699.66
Ter 3	Fibra de vidrio	44.88	0.0381	15.59	Q699.66
Ter 4	Fibra de vidrio	38.96	0.0381	15.59	Q607.39
Cuar 0	Fibra de vidrio	39.13	0.0381	15.59	Q610.07
Cuar 1	Fibra de vidrio	44.01	0.0381	15.59	Q686.12
Cuar 2	Fibra de vidrio	41.88	0.0381	15.59	Q652.90
Mel 1	Fibra de vidrio	31.89	0.0381	15.59	Q497.10
Mel 2	Fibra de vidrio	41.88	0.0381	15.59	Q652.90
Mel 3	Fibra de vidrio	42.21	0.0381	15.59	Q658.10
Costo recubrimiento cuerpo (Q)				Q19,873.80	

Cuadro 344. Costo de implementación del material aislante propuesto para calandria en evaporadores.

Evaporador	Material	A calandria (m2)	Espesor propuesto (m)	Costo/m2 (Q)	Total Calandria (Q)
Pre A	Fibra de vidrio	23.59227475	0.0508	30.99	Q731.12
Pre B	Fibra de vidrio	23.59227475	0.0381	15.59	Q367.80
Pre 1	Fibra de vidrio	23.59227475	0.0381	15.59	Q367.80
Pre 2	Fibra de vidrio	23.59227475	0.0381	15.59	Q367.80
Pre 3	Fibra de vidrio	23.59227475	0.0381	15.59	Q367.80
Dup 0	Fibra de vidrio	23.22744576	0.0381	15.59	Q362.12
Dup 1	Fibra de vidrio	18.82390916	0.0381	15.59	Q293.46
Dup 2	Fibra de vidrio	18.77551865	0.0381	15.59	Q292.71
Dup 3	Fibra de vidrio	16.9077969	0.0381	15.59	Q263.59
Dup 4	Fibra de vidrio	16.17286917	0.0381	15.59	Q252.14
Dup 5	Fibra de vidrio	16.13988255	0.0381	15.59	Q251.62
Ter 1	Fibra de vidrio	16.04563506	0.0381	15.59	Q250.15
Ter 2	Fibra de vidrio	13.28585575	0.0381	15.59	Q207.13
Ter 3	Fibra de vidrio	14.00031253	0.0381	15.59	Q218.26
Ter 4	Fibra de vidrio	11.65045913	0.0381	15.59	Q181.63
Cuar 0	Fibra de vidrio	11.92458758	0.0381	15.59	Q185.90
Cuar 1	Fibra de vidrio	13.10952174	0.0381	15.59	Q204.38
Cuar 2	Fibra de vidrio	13.43026723	0.0381	15.59	Q209.38
Mel 1	Fibra de vidrio	11.60764239	0.0381	15.59	Q180.96
Mel 2	Fibra de vidrio	13.50247297	0.0381	15.59	Q210.50
Mel 3	Fibra de vidrio	11.79689743	0.0381	15.59	Q183.91
Costo total recubrimiento calandria (Q)				Q5,950.19	

Cuadro 345. Costo de implementación de recubrimiento térmico propuesto en los fondos de los evaporadores.

Evaporador	Material	A fondo (m2)	Espesor propuesto (m)	Costo/m2 (Q)	Total Fondo (Q)
Pre A	Fibra de vidrio	22.21949127	0.0254	14.75	Q327.74
Pre B	Fibra de vidrio	22.21949127	0.0254	14.75	Q327.74
Pre 1	Fibra de vidrio	22.21949127	0.0127	10.42	Q231.53
Pre 2	Fibra de vidrio	22.21949127	0.0127	10.42	Q231.53
Pre 3	Fibra de vidrio	22.21949127	0.0127	10.42	Q231.53
Dup 0	Fibra de vidrio	20.20022376	0.0127	10.42	Q210.49
Dup 1	Fibra de vidrio	20.20022376	0.0127	10.42	Q210.49
Dup 2	Fibra de vidrio	20.20022376	0.0127	10.42	Q210.49
Dup 3	Fibra de vidrio	19.04510699	0.0127	10.42	Q198.45
Dup 4	Fibra de vidrio	19.02137555	0.0127	10.42	Q198.20
Dup 5	Fibra de vidrio	19.00063163	0.0127	10.42	Q197.99
Ter 1	Fibra de vidrio	20.72473663	0.0127	10.42	Q215.95
Ter 2	Fibra de vidrio	17.13004003	0.0127	10.42	Q178.50
Ter 3	Fibra de vidrio	19.37195088	0.0127	10.42	Q201.86
Ter 4	Fibra de vidrio	18.01058401	0.0127	10.42	Q187.67
Cuar 0	Fibra de vidrio	18.71296248	0.0127	10.42	Q194.99
Cuar 1	Fibra de vidrio	20.12096923	0.0127	10.42	Q209.66
Cuar 2	Fibra de vidrio	19.10802942	0.0127	10.42	Q199.11
Mel 1	Fibra de vidrio	17.13004003	0.0127	10.42	Q178.50
Mel 2	Fibra de vidrio	19.10802942	0.0127	10.42	Q199.11
Mel 3	Fibra de vidrio	17.24973292	0.0127	10.42	Q179.74
Costo total recubrimiento de fondos (Q)				Q4,521.23	

Cuadro 346. Comparación de costos de implementación de los materiales de recubrimiento actuales con los propuestos.

Total costos actuales (Q)	Total costos propuestos (Q)
Q122,934.83	Q30,345.22

Cuadro 347. Comparación monetaria debido a las pérdidas térmicas con los recubrimientos actuales contra los propuestos.

CMP posibles (Q)	CMP actuales (Q)
Q436,877.62	Q524,379.64
Diferencia	Q87,502.02

Cuadro 348. Determinación y comparación de costos de implementación de recubrimientos térmicos e implementación de recubrimientos propuestos.

Costos Actuales (Q)	Costos propuestos (Q)
Q181,177.58	Q62,137.37
Diferencia	Q119,040.21

Cuadro 349. Comparación del costo de pérdidas actuales contra el costo de posibles pérdidas en los equipos.

Costo total pérdidas actuales (Q)	Costo total posibles pérdidas (Q)
Q1,350,086.66	Q523,584.41
Diferencia	Q826,502.26

Figura 159. Hoja de mantenimiento de evaporadores 1.

Turno	Vaso Evaporador	Fecha (Dia/Mes/Año)	Hora Salida a Limpieza (hr:Min)	Soda Caústica		Preparación		Limpieza Tableros		Hora Entrada Operación (hr:Min)	Código Responsable	Firma del Responsable
				Hora Inicio (hr:Min)	Hora Final (hr:Min)	Hora Inicio (hr:Min)	Hora Final (hr:Min)	Hora Inicio (hr:Min)	Hora Final (hr:Min)			
A	DX-01	13-11-17	10:00	12:11	18:11	03:00	04:00	04:00	11:00	12:15	23558	Jainna A
A	Pre-03	13-11-17	12:30	13:35	19:35	08:00	11:00	11:35	13:10	23:50	37417	Jainna B
A	DX-02	14-11-17	12:30	13:10	19:10	21:30	00:00	01:10	05:00	07:20	23558	Jainna A
B	Pre-A	14-11-17	15:00	16:50	22:50	03:00	04:15	10:00	12:35	16:00	23558	Jainna B
C	C-0	15-11-17	00:00	01:00	09:00	10:30	13:20	15:00	16:15	22:30	37417	Jainna B
A	Dup-03	15-11-17	02:30	08:00	14:00	04:30	08:00	09:00	10:30	14:50	37417	Jainna B
B	Pre-1	15-11-17	15:00	16:15	22:15	23:50	02:30	Salvo Limpie	08:50	23558	Jainna B	
C	Mel-2	16-11-17	02:00	03:15	09:15	11:30	13:30	14:55	16:30	17:10	23558	Jainna A
B	Pre-B	16-11-17	09:00	10:15	16:15	18:00	22:00	01:00	04:20	09:20	37417	Jainna B
C	DX-04	18-11-17	15:00	16:00	22:00	00:30	04:45	08:30	10:05	14:10	37417	Jainna B
B	Pre-02	17-11-17	09:30	10:30	16:30	16:50	20:30	22:00	00:35	04:30	23558	Jainna A
B	Dup-05	17-11-17	14:30	15:45	21:45	00:00	03:50	04:40	08:40	13:45	37417	Jainna B
C	Pre-3	18-11-17	04:35	08:00	14:00	15:00	20:00	21:00	01:30	11:30	37417	Jainna B
B	DX-0	18-11-17	14:00	16:30	22:30	00:15	03:20	04:00	08:00	08:50	37417	Jainna B
B	C-1	18-11-17	15:30	20:15	02:15	05:30	14:40	15:20	17:00	19:40	23558	Jainna B
C	DX-1	19-11-17	09:00	09:45	15:45	17:10	00:00	01:15	03:35	05:40	23558	Jainna A
A	Quar-02	19-11-17	19:50	20:10	22:10	03:30	09:00	08:00	10:00	16:00	37417	Jainna B
B	Pre-A	20-11-17	04:30	10:30	16:30	20:00	23:50	01:00	04:40	08:50	37417	Jainna B
B	Dup-02	20-11-17	12:50	14:10	20:10	21:10	06:30	07:00	10:00	11:00	37417	Jainna B
C	Mel-1	20-11-17	13:00	19:00	01:00	15:30	18:10	19:00	21:00	18:35	23558	Jainna A

Figura 160. Hoja de mantenimiento de evaporadores 2.

Turno	Vaso Evaporador	Fecha (Dia/Mes/Año)	Hora Salida a Limpieza (hr:Min)	Soda Caústica		Preparación		Limpieza Tableros		Hora Entrada Operación (hr:Min)	Código Responsable	Firma del Responsable
				Hora Inicio (hr:Min)	Hora Final (hr:Min)	Hora Inicio (hr:Min)	Hora Final (hr:Min)	Hora Inicio (hr:Min)	Hora Final (hr:Min)			
B	Pre-B	21-11-17	09:00	10:50	16:50	19:00	23:30	23:30	04:50	08:20	37417	Jainna B
B	DX-3	21-11-17	13:00	18:00	00:00	00:30	04:00	09:30	10:00	11:50	37417	Jainna B
B	Pre-01	22-11-17	08:30	09:40	15:40	17:00	21:40	22:30	01:30	10:00	37417	Jainna B
B	Dup-04	22-11-17	12:30	15:00	21:00	23:30	02:00	03:00	05:00	07:20	37417	Jainna B
C	Mel-3	22-11-17	18:40	20:00	02:00	04:30	06:10	07:00	09:30	23558	Jainna A	
C	Dup-05	23-11-17	07:30	08:15	13:15	14:00	22:40	23:40	02:00	03:50	37417	Jainna B
C	Pre-2	23-11-17	11:15	12:45	18:45	03:00	05:30	07:40	10:20	13:10	23558	Jainna A
B	Dup-0	24-11-17	04:00	09:35	15:35	16:50	21:00	22:30	01:40	01:40	37417	Jainna B
C	Ter-1	24-11-17	13:00	14:20	20:20	23:10	02:20	03:00	05:00	07:25	23558	Jainna A
C	Pre-3	24-11-17	15:00	16:50	22:50	02:20	07:00	10:00	13:30	23:00	37417	Jainna B
A	Dup-01	25-11-17	07:40	03:20	09:20	14:10	16:25	17:00	20:00	01:00	37417	Jainna B
C	Ter-3	25-11-17	07:30	08:35	14:35	20:30	22:00	23:30	01:00	03:00	37417	Jainna B
B	Dup-02	26-11-17	01:30	02:15	08:15	09:00	12:30	13:45	16:40	01:00	37417	Jainna B
A	Ter-02	26-11-17	07:00	08:05	14:05	14:30	17:35	21:40	23:30	01:00	37417	Jainna B
B	Pre-A	26-11-17	22:30	23:08	05:08	06:10	10:30	14:40	19:00	23:00	37417	Jainna A
B	Ter-04	27-11-17	02:00	04:40	09:40	15:00	21:20	23:00	01:00	02:30	23558	Jainna A
C	DX-3	27-11-17	06:45	10:35	16:35	02:00	05:00	06:30	08:30	16:10	23558	Jainna A
B	Pre-B	28-11-17	01:30	03:30	09:30	12:30	15:15	16:00	20:00	22:30	37417	Jainna B
A	Ter-05	28-11-17	02:45	01:50	14:50	17:40	04:15	05:00	08:20	09:15	23558	Jainna A
A	Dup-04	28-11-17	16:20	16:55	22:55	02:15	04:15	05:00	08:20	09:15	23558	Jainna A

Figura 161. Hoja de mantenimiento de evaporadores 3.

CDS	Vaso Evaporador	Fecha (Dia/Mes/Año)	Hora Salida a Limpieza (Hr:Min)	Soda Cáustica		Preparación		Limpieza Tuberia		Hora Entrada Operación (Hr:Min)	Codigo Responsable	Firma del Responsable
				Hora Inicio (Hr:Min)	Hora Final (Hr:Min)	Hora Inicio (Hr:Min)	Hora Final (Hr:Min)	Hora Inicio (Hr:Min)	Hora Final (Hr:Min)			
B	Pre-1	28-11-17	23:00	00:50	04:50	10:00	13:40	15:00	19:30	23:50	37417	H. G. B
B	Cur-1	29-11-17	02:30	04:20	10:20	15:30	17:50	23:00	00:40	01:50	37417	H. G. B
A	DX-5	29-11-17	09:30	10:05	16:05	03:00	06:00	06:45	09:15	11:00	23558	Firma A
B	Cur-2	30-11-17	02:00	03:40	09:40	11:30	04:00	5:00	08:00	09:00	37417	H. G. B
B	Pre-2	30-11-17	03:30	04:10	12:10	19:00	21:40	22:20	00:35	02:25	23558	Firma A
A	DX-0	30-11-17	11:10	11:10	17:18	04:30	10:00	11:00	15:40	17:40	37417	H. G. B
C	Pre-3	01-12-17	02:30	03:50	09:50	14:30	20:00	09:30	13:00	22:30	23558	Firma A
A	Mel. 02	02-12-17	09:30	10:30	16:30	23:00	01:00	02:00	04:00	22:20	23558	Firma A
B	Dup-01	02-12-17	01:00	02:55	08:55	13:15	16:40	18:25	20:25	23:35	23558	Firma A
C	Mel-1	02-12-17	22:25	00:55	06:55	02:25	09:00	09:35	11:20	15:50	23558	Firma A
C	DX-2	03-12-17	04:30	07:30	13:30	15:00	08:00	22:30	00:25	03:10	23558	Firma A
B	Pre-A	03-12-17	11:10	12:25	18:25	23:45	02:30	03:10	05:45	08:20	37417	H. G. B
B	Mel-03	03-12-17	16:00	17:45	23:45	04:00	09:20	10:30	13:10	17:10	23558	Firma A
C	DX-3	04-12-17	05:40	09:45	15:45	20:45	02:20	01:35	05:10	10:25	23558	Firma A
A	Pre-B	04-12-17	08:30	09:30	15:30	17:30	20:10	20:30	23:45	02:30	03:21	X
B	Ter-1	04-12-17	12:15	19:45	01:45	10:30	12:35	13:00	15:30	17:25	23558	Firma A
C	Pre-1	05-12-17	03:55	07:15	13:15	16:00	18:00	19:20	00:30	02:10	03:21	X
A	DX-4	05-12-17	10:30	11:12	17:12	23:40	02:45	03:10	05:00	06:30	17417	H. G. B
B	Ter-2	05-12-17	12:30	21:00	03:00	06:00	09:10	10:20	12:20	14:40	23558	Firma A
C	Pre-2	06-12-17	05:40	16:20	12:20	15:00	17:55	18:30	08:10	08:50	23558	Firma A

Figura 162. Hoja de mantenimiento de evaporadores 4.

Vaso Evaporador	Fecha (Dia/Mes/Año)	Hora Salida a Limpieza (Hr:Min)	Soda Cáustica		Preparación		Limpieza Tuberia		Hora Entrada Operación (Hr:Min)	Codigo Responsable	Firma del Responsable	
			Hora Inicio (Hr:Min)	Hora Final (Hr:Min)	Hora Inicio (Hr:Min)	Hora Final (Hr:Min)	Hora Inicio (Hr:Min)	Hora Final (Hr:Min)				
DX-5	06-12-17	07:00	07:45	13:45	21:00	04:00	09:00	09:30	12:00	23558	Firma A	
Ter-3	06-12-17	15:00	16:35	22:35	11:00	15:00	18:10	19:45	05:00	03:21	X	
Pre-3	07-12-17	09:00	10:50	16:50	21:00	00:30	01:20	05:00	10:50	03:21	X	
DX-0	07-12-17	12:05	17:10	23:10	07:00	10:00	10:30	16:45	19:30	23558	Firma A	
Ter-4	08-12-17	05:35	06:30	12:30	18:15	22:30	23:00	03:00	04:05	03:21	X	
Pre-A	08-12-17	11:00	12:05	18:05	00:00	04:00	04:30	10:20	16:30	23558	Firma A	
DX-I	09-12-17	05:15	05:40	11:40	12:20	15:00	16:50	21:00	22:30	37417	H. G. B	
Ter-5	09-12-17	05:50	09:00	15:00	00:20	02:50	03:30	05:10	07:40	03:21	X	
DX-2	10-12-17	03:00	03:50	09:50	10:30	15:00	17:00	20:45	21:00	37417	H. G. B	
C-1	10-12-17	09:00	12:00	18:00	23:45	02:40	08:00	08:40	11:30	14:30	03:21	X
A	Pre-B	10-12-17	21:05	22:15	04:15	04:40	08:00	08:40	11:30	14:30	03:21	X
B	DX-3	11-12-17	02:00	02:40	08:40	12:30	16:55	17:10	17:00	20:10	03:21	X
A	C-2	11-12-17	10:35	11:25	17:25	20:30	23:10	00:00	02:20	03:00	37417	H. G. B
C	Pre-1	11-12-17	15:10	16:15	22:15	00:20	05:10	04:20	09:00	12:00	23558	Firma A
A	DUP-04	11-12-17	22:00	22:50	04:50	05:25	12:00	12:50	15:30	16:15	03:21	X
A	Mel. 02	12-12-17	04:00	05:05	11:05	15:40	17:25	18:00	20:30	01:50	37417	H. G. B
B	Pre-2	12-12-17	12:05	13:10	19:10	23:00	01:50	07:00	08:30	11:20	23558	Firma A
C	DX-05	12-12-17	22:00	22:55	04:55	15:00	17:15	17:30	19:10	20:30	03:21	X
A	Mel. 01	13-12-17	02:00	02:40	08:40	00:00	02:35	03:10	07:50	09:30	163211	X
B	Pre-3	13-12-17	11:25	18:20	19:20	00:00	02:35	03:10	07:50	09:30	163211	X

Figura 163. Hoja de mantenimiento de evaporadores 5.

Turno	Vaso Evaporador	Fecha (Día/Mes/Año)	Hora Salida a Limpieza (hr:Min)	Soda Cáustica		Preparación		Limpieza Tubería		Hora Entrada Operación (hr:Min)	Código Responsable	Firma del Responsable	
				Hora Inicio (hr:Min)	Hora final (hr:Min)	Hora Inicio (hr:Min)	Hora final (hr:Min)	Hora Inicio (hr:Min)	Hora Final (hr:Min)				
A	Mel-03	13-12-17	22:20	23:15	05:15	06:10	08:30	07:10	11:15	11:45	63211	X	
A	Ox-0	13-12-17	04:50	05:55	11:55	12:30	15:40	16:15	18:40	19:50	37417	Ju. G. B	
C	Pre-A	14-12-17	13:00	14:00	20:00	22:30	01:00	01:30	03:50	04:35	63211	X	
A	Ter-01	14-12-17	13:50	16:20	22:20	03:00	05:00	06:20	07:30	15:45	63211	X	
A	Dup-01	14-12-17	21:10	22:35	04:35	10:10	14:45	15:20	17:40	21:00	37417	Ju. G. B	
C	Pre-B	15-12-17	09:00	10:30	16:30	19:30	22:00	22:45	01:30	01:30	63211	X	
C	Ter-02	15-12-17	17:00	17:45	23:45	00:30	02:40	03:10	05:20	07:00	63211	X	
A	Dup-02	16-12-17	03:50	04:30	10:30	12:30	15:25	16:05	20:30	03:55	23558	firma A	
C	Ter-03	16-12-17	11:00	12:15	18:15	23:00	01:00	01:45	03:00	06:30	23558	firma A	
B	Dx-3	17-12-17	04:00	04:45	10:45	11:20	14:00	14:46	16:35	22:00	23558	firma A	
A	Ter-04	16-12-17	06:40	07:40	13:05	13:05	17:25	20:50	21:30	22:45	00:30	23558	firma A
A	Pre-01	17-12-17	16:20	17:15	23:15	01:00	03:40	04:15	07:30	14:35	37417	Ju. G. B	
B	Ter-5	18-12-17	00:35	01:15	07:15	09:00	12:30	13:15	16:30	27417	Ju. G. B	X	
B	Dup-04	18-12-17	03:40	05:25	11:25	11:10	12:15	18:00	20:30	22:05	37417	Ju. G. B	
C	Pre-2	18-12-17	09:00	10:15	16:15	20:00	00:50	01:40	03:45	05:40	23558	firma A	
A	Qua-01	18-12-17	20:00	21:40	03:40	04:00	07:25	08:20	09:40	12:35	63211	X	
A	Dup-05	18-12-17	21:10	01:00	07:00	10:00	14:00	14:45	17:00	21:30	37417	Ju. G. B	
C	Pre-03	19-12-17	09:30	10:15	16:15	17:00	22:00	23:00	02:25	05:00	23558	firma A	
A	Qua-02	19-12-17	14:00	14:30	20:30	04:00	06:35	07:35	08:45	09:30	63211	X	
B	Dup-0	20-12-17	02:30	03:50	09:50	11:00	14:30	15:20	19:00	20:00			

Figura 164. Hoja de mantenimiento de evaporadores 6.

Turno	Vaso Evaporador	Fecha (Día/Mes/Año)	Hora Salida a Limpieza (hr:Min)	Soda Cáustica		Preparación		Limpieza Tubería		Hora Entrada Operación (hr:Min)	Código Responsable	Firma del Responsable
				Hora Inicio (hr:Min)	Hora final (hr:Min)	Hora Inicio (hr:Min)	Hora final (hr:Min)	Hora Inicio (hr:Min)	Hora Final (hr:Min)			
C	Pre-A	20-12-17	07:40	11:05	17:05	18:00	22:40	23:10	02:10	05:25	23558	firma A
A	Mel-02	20-12-17	15:00	16:00	22:00	01:00	03:00	04:00	08:00	10:00	37417	Ju. G. B
B	Pre-B	21-12-17	05:30	08:00	14:00	15:20	17:10	17:50	20:00	23:00	63211	X
A	Mel-01	21-12-17	10:30	12:05	18:05	19:00	07:30	19:10	20:45	23:10	23558	firma A
A	Dup-01	21-12-17	10:45	11:30	17:30	19:20	23:00	23:30	04:10	05:00	63211	X
C	Pre-04	22-12-17	07:45	08:50	09:50	11:25	14:00	15:15	17:30	20:30	23558	firma A
A	Dup-02	22-12-17	06:00	07:56	13:56	23:00	01:35	02:10	03:50	05:00	23558	firma A
B	Pre-02	22-12-17	21:00	22:50	04:50	05:30	08:20	09:00	12:15	20:00	63211	X
B	Mel-03	22-12-17	23:15	03:20	09:20	11:31	14:50	16:45	20:20	21:15	63211	X
C	Dx-03	23-12-17	21:40	22:05	04:05	06:00	07:40	08:30	10:30	14:00	23558	firma A
C	Ter-04	24-12-17	05:30	07:00	15:00	15:40	17:35	19:20	21:20	01:05	63211	X
B	Dx-04	24-12-17	15:00	16:00	22:00	00:20	04:20	05:10	18:30	20:00	23558	firma A
B	Pre-03	24-12-17	17:30	00:05	06:05	08:25	11:20	12:00	16:30	19:00	23558	firma A
A	Ter-02	25-12-17	06:30	08:05	14:05	20:00	23:00	23:40	01:30	02:25	63211	X
B	Dup-0	25-12-17	20:20	21:25	03:25	05:15	07:50	08:30	11:20	12:00	37417	Ju. G. B
C	Pre-A	26-12-17	04:40	05:35	11:35	12:00	15:00	16:20	19:15	22:45	63211	X
A	Ter-3	26-12-17	06:30	07:35	13:35	18:05	21:10	22:30	00:10	03:20	63211	X
A	Dup-5	26-12-17	12:30	13:35	18:35	23:25	03:00	03:30	05:10	09:20	37417	Ju. G. B
C	Pre-B	27-12-17	00:00	01:05	07:05	07:50	10:35	11:00	15:00	19:00	23558	firma A
C	Ter-04	27-12-17	04:35	05:10	11:10	12:15	15:00	16:00	19:00	21:40	23558	firma A

Figura 165. Hoja de mantenimiento de evaporadores 7.

IDMTR	Vaso Evaporador	Fecha (Dia/Mes/Año)	Hora Salida a Limpieza (hr:Min)	Soda Cáustica		Preparación		Limpieza Tuberia		Hora Entrada Operación (hr:Min)	Código Responsable	Firma del Responsable
				Hora Inicio (hr:Min)	Hora Final (hr:Min)	Hora Inicio (hr:Min)	Hora Final (hr:Min)	Hora Inicio (hr:Min)	Hora Final (hr:Min)			
A	Dup-01	22-12-17	09:40	10:15	16:15	22:40	03:00	04:25	07:40	09:20	23558	Juma A
A	Var-02	22-12-17	12:05	12:30	18:30	21:00	22:15	22:30	00:15	00:35	63211	X
B	Pre-01	22-12-17	19:30	21:20	03:10	04:25	08:00	09:30	12:30	14:05	63211	X
C	Ter-05	28-12-17	01:05	02:00	06:00	10:40	16:10	16:30	17:50	18:55	63211	X
B	Dup-02	28-12-17	09:40	11:00	17:00	19:00	22:30	23:10	01:18	04:05	37417	H. G. B.
C	Pre-02	28-12-17	14:20	16:10	22:10	23:00	22:50	23:25	07:20	08:50	23558	Juma A
C	CU-01	28-12-17	09:40	10:10	02:10	05:00	08:00	08:40	10:10	11:40	23558	Juma A
A	Dup-03	29-12-17	04:10	04:50	10:50	12:50	08:30	10:00	11:30	12:55	23558	Juma A
B	Pre-03	29-12-17	09:00	10:10	16:10	17:50	09:00	09:45	04:20	15:00	23558	Juma A
B	Mel-2	29-12-17	11:45	13:30	19:30	19:55	21:00	22:40	00:45	06:05	23558	Juma A
B	Dup-04	30-12-17	13:00	14:20	20:20	20:40	23:10	00:00	02:30	03:00	37417	H. G. B.
B	Mel-01	30-12-17	15:25	16:00	22:00	00:00	03:05	03:40	06:40	11:00	63211	X
B	Ter-01	30-12-17	17:15	18:15	00:15	04:40	09:00	09:35	11:30	05:00	63211	X
A	Dup-05	31-12-17	03:15	03:55	09:55	12:55	15:40	15:55	21:00	00:00	37417	H. G. B.
C	Mel-03	31-12-17	12:00	12:55	18:55	21:00	00:10	01:00	03:20	04:00	37417	H. G. B.
C	Pre-A	31-12-17	14:45	19:30	01:30	02:10	09:50	08:20	11:00	16:35	63211	X
A	Ter-03	31-12-17	22:30	23:00	05:00	11:05	13:20	16:00	17:30	04:30	37417	H. G. B.
A	Dup-01	01-01-18	05:00	07:30	13:30	18:00	22:30	23:15	02:20	06:50	37417	H. G. B.
C	Pre-B	01-01-18	14:00	17:30	23:30	00:10	03:15	03:50	07:30	09:00	23558	Juma A
A	Dup-06	02-01-18	03:15	04:05	10:05	10:25	13:00	13:30	17:20	17:30	63211	X

Figura 166. Hoja de mantenimiento de evaporadores 8.

IDMTR	Vaso Evaporador	Fecha (Dia/Mes/Año)	Hora Salida a Limpieza (hr:Min)	Soda Cáustica		Preparación		Limpieza Tuberia		Hora Entrada Operación (hr:Min)	Código Responsable	Firma del Responsable
				Hora Inicio (hr:Min)	Hora Final (hr:Min)	Hora Inicio (hr:Min)	Hora Final (hr:Min)	Hora Inicio (hr:Min)	Hora Final (hr:Min)			
A	Ter-02	02-01-18	5:00	05:40	11:40	13:30	17:00	18:30	20:20	23:10	37417	H. G. B.
B	Pre-01	02-01-18	07:00	09:45	15:45	20:05	00:00	01:00	04:35	08:30	23558	Juma A
C	Dx-03	02-01-18	17:40	19:30	01:30	02:30	06:20	07:00	08:40	10:30	23558	Juma A
A	Cur-02	03-01-18	00:20	01:00	07:00	09:30	12:00	15:00	14:50	16:20	63211	X
A	Ter-04	03-01-18	04:00	04:30	10:30	13:30	16:00	16:45	18:30	19:00	63211	X
B	Pre-02	03-01-18	08:35	09:35	15:35	17:30	21:20	22:45	02:10	03:35	37417	H. G. B.
B	Dup-04	03-01-18	11:00	13:25	19:25	23:30	02:25	02:30	04:30	08:05	63211	X
C	CU-0	03-01-18	19:30	20:25	02:25	05:20	07:30	08:10	09:30	10:10	63211	X
A	Pre-03	04-01-18	04:00	05:15	11:15	11:45	15:10	16:00	19:00	23:40	23558	Juma A
C	Dx-03	04-01-18	10:20	11:45	17:45	18:20	21:15	22:40	00:10	02:40	23558	Juma A
C	CU-01	04-01-18	12:20	13:40	19:40	01:15	04:30	04:50	07:50	14:50	63211	X
B	Pre-A	05-01-18	23:50	01:10	07:10	08:00	11:05	12:50	17:10	07:00	63211	X
B	Dx-5	05-01-18	02:45	04:50	10:50	17:30	20:25	21:10	23:50	00:50	37417	H. G. B.
C	Mel-02	05-01-18	16:10	16:50	22:50	02:25	04:45	05:05	10:15	12:30	63211	X
A	Dup-01	06-01-18	01:00	02:10	08:10	16:35	20:40	08:00	10:30	13:45	37417	H. G. B.
C	Mel-01	06-01-18	07:10	14:00	20:00	22:00	01:00	01:40	05:20	05:00	23558	Juma A
C	Ter-01	06-01-18	15:00	15:50	21:50	08:35	16:25	15:15	17:20	19:40	23558	Juma A
B	Mel-03	07-01-18	05:05	07:55	13:55	15:45	18:00	19:00	20:25	22:15	23558	Juma A
A	Dup-02	07-01-18	13:55	15:30	21:30	22:00	01:00	01:30	03:10	05:15	23558	Juma A
B	Ter-03	07-01-18	20:00	21:00	03:00	04:00	06:00	06:45	10:00	10:20	63211	X

Figura 167. Hoja de mantenimiento de evaporadores 9.

IDMTR	Vaso Evaporador	Fecha (Dia/Mes/Año)	Hora Salida a Limpieza (hr:Min)	Soda Cáustica		Preparación		Limpieza Tuberia		Hora Entrada Operación (hr:Min)	Código Responsable	Firma del Responsable
				Hora Inicio (hr:Min)	Hora Final (hr:Min)	Hora Inicio (hr:Min)	Hora Final (hr:Min)	Hora Inicio (hr:Min)	Hora Final (hr:Min)			
B	Pre-B	08-01-18	00:50	02:10	08:10	09:30	13:00	16:30	19:35	20:25	37417	H. G. B.
C	Dx-03	08-01-18	00:50	08:00	14:00	17:10	19:40	20:40	23:00	00:20	23558	Juma A
C	Ter-02	08-01-18	10:40	12:10	18:10	22:40	01:30	02:25	03:55	05:25	23558	Juma A
A	Pre-01	08-01-18	20:30	21:35	03:35	04:00	05:45	06:50	10:00	11:00	63211	X
B	Dup-01	09-01-18	00:40	01:35	07:35	08:30	12:00	13:00	16:30	17:30	37417	H. G. B.
B	Ter-04	09-01-18	05:30	06:25	12:25	13:40	18:00	18:35	20:45	21:25	37417	H. G. B.
C	Pre-02	09-01-18	12:00	13:25	19:25	20:00	23:10	23:50	02:00	03:15	23558	Juma A
A	Dup-04	09-01-18	18:05	19:10	01:10	01:50	04:20	05:15	08:00	10:40	63211	X
B	Ter-03	09-01-18	21:00	00:00	06:00	05:00	09:20	10:00	12:00	16:40	37417	H. G. B.
B	Pre-03	10-01-18	03:32	05:28	11:28	12:20	16:45	17:35	20:45	23:25	23558	Juma A
C	Dx-05	10-01-18	10:55	12:00	18:00	18:50	21:40	22:40	11:20	13:40	37417	H. G. B.
A	Cur-02	10-01-18	16:50	12:25	23:25	00:50	02:50	03:15	04:30	06:10	37417	H. G. B.
B	Pre-A	10-01-18	23:30	00:45	06:45	08:10	11:35	13:20	16:20	21:00	37417	H. G. B.
A	Cur-01	11-01-18	06:20	07:15	13:15	14:20	18:00	18:40	19:45	21:20	23558	Juma A
B	Dx-1	11-01-18	14:55	15:11	21:11	22:30	01:50	03:00	05:00	08:30	37417	H. G. B.
B	Mel-01	11-01-18	21:20	23:15	04:15	04:30	08:05	08:45	12:30	14:05	37417	H. G. B.
B	Ter-1	11-01-18	21:50	01:20	07:20	10:20	13:30	14:30	17:00	19:00	23558	Juma A
A	Dup-02	12-01-18	08:45	09:50	15:50	16:50	20:00	21:25	23:30	01:00	23558	Juma A
A	Mel-02	12-01-18	14:45	15:55	21:55	01:30	04:00	04:40	11:35	12:10	37417	H. G. B.
B	Dup-03	13-01-18	04:05	04:35	09:35	08:35	11:45	13:40	16:00	16:40	63211	X

Figura 168. Hoja de mantenimiento de evaporadores.

Turno	Vaso Evaporador	Fecha (Día/Mes/Año)	Hora Salida a Limpieza (hr:Min)	Soda Cáustica		Preparación		Limpieza Tubaría		Hora Entrada Operación (hr:Min)	Código Responsable	Firma del Responsable
				Hora Inicio (hr:Min)	Hora Final (hr:Min)	Hora Inicio (hr:Min)	Hora Final (hr:Min)	Hora Inicio (hr:Min)	Hora Final (hr:Min)			
A	SX-03	24-01-18	08:50	09:20	11:20	14:20	17:45	16:55	21:20	03211	X	
A	Ter-01	24-01-18	03:35	04:30	10:30	16:40	19:20	20:10	23:30	00:45	37417	X
B	Mel-03	24-01-18	08:30	10:50	16:50	19:55	23:20	01:10	04:30	07:30	63211	X
C	Pie-01	24-01-18	14:20	16:30	22:30	01:00	04:35	06:30	10:30	14:20	37417	X
C	DX-04	24-01-18	21:10	23:00	05:00	09:30	13:05	14:35	16:50	18:15	37417	X
A	Ter-03	25-01-18	02:25	03:10	09:10	13:15	16:30	17:00	18:35	23:10	23558	Firma A
C	Mel-02	25-01-18	07:45	09:15	16:15	23:10	01:00	01:20	02:50	05:25	23558	Firma A
A	DX-05	25-01-18	19:20	20:00	02:00	03:30	05:30	06:55	09:45	10:50	63211	X
B	Ter-04	26-01-18	01:30	03:05	07:05	12:05	15:40	15:05	17:15	19:00	37417	X
C	DX-04	26-01-18	11:05	12:00	18:00	19:20	23:00	00:00	02:30	03:25	37417	X
C	Pie-02	26-01-18	16:10	18:00	12:00	01:00	03:30	04:25	08:30	09:00	63211	X
A	Ter-02	26-01-18	19:20	20:10	02:10	05:00	09:30	09:55	12:00	13:55	63211	X
A	DX-02	27-01-18	03:30	04:40	10:40	16:10	17:20	18:30	20:00	22:50	23558	Firma A
C	Pie-03	27-01-18	09:10	10:05	16:05	20:00	23:30	00:30	02:30	03:30	23558	Firma A
C	CU-02	27-01-18	14:20	15:15	21:15	02:35	05:10	06:30	08:00	09:30	37417	X
B	DX-03	27-01-18	23:00	00:10	06:10	07:30	10:00	10:50	12:45	14:30	37417	X
B	Pre-A	28-01-18	03:40	04:45	10:45	14:00	17:00	18:30	20:25	22:00	23558	Firma A
C	Cuar-0	28-01-18	09:40	11:35	14:35	20:00	23:00	23:45	00:35	01:50	23558	Firma A
A	DX-04	28-01-18	14:40	15:50	21:50	02:10	05:00	07:30	09:15	12:35	63211	X
B	Pre-B	28-01-18	22:10	23:45	05:45	08:00	11:50	12:00	17:00	18:00	37417	X

Figura 169. Hoja de mantenimiento de evaporadores 10.

Turno	Vaso Evaporador	Fecha (Día/Mes/Año)	Hora Salida a Limpieza (hr:Min)	Soda Cáustica		Preparación		Limpieza Tubaría		Hora Entrada Operación (hr:Min)	Código Responsable	Firma del Responsable
				Hora Inicio (hr:Min)	Hora Final (hr:Min)	Hora Inicio (hr:Min)	Hora Final (hr:Min)	Hora Inicio (hr:Min)	Hora Final (hr:Min)			
A	pre-B	03-02-18	09:20	10:00	16:00	21:05	00:40	01:00	03:50	08:50	23558	Firma A
A	ter-5	03-02-18	16:20	17:00	23:00	06:00	08:00	09:30	10:00	10:40	23558	Firma A
C	DX-1	04-02-18	04:25	05:40	11:40	12:40	15:20	16:00	17:40	18:40	63211	X
B	pre-1	04-02-18	09:00	11:40	17:40	19:25	00:30	00:50	02:25	04:15	63211	X
B	Cuar-1	04-02-18	11:00	12:30	18:30	22:35	00:15	03:40	05:55	09:45	37417	X
C	DX-2	05-02-18	17:00	20:20	02:20	06:40	11:00	11:45	13:30	19:00	37417	X
C	pre-2	05-02-18	04:30	06:05	12:05	13:00	12:25	18:20	21:30	23:30	23558	Firma A
A	Mel-01	05-02-18	09:50	10:40	16:40	18:30	22:55	23:25	00:55	02:20	23558	Firma A
A	ter-01	05-02-18	13:00	14:45	20:45	01:15	04:00	05:00	09:00	13:00	37417	X
B	DX-0	05-02-18	20:00	21:20	03:20	04:00	04:00	11:30	15:00	16:50	37417	X
C	pre-3	05-02-18	23:40	02:45	07:45	15:30	18:35	19:40	21:20	22:50	23558	Firma A
C	Mel-3	06-02-18	05:40	09:25	15:25	19:00	23:20	23:20	01:30	02:50	23558	Firma A
B	ter-3	06-02-18	17:00	18:45	00:45	02:30	04:20	04:50	07:50	08:30	37417	X
B	DX-03	06-02-18	20:00	21:50	03:50	05:45	10:50	11:20	12:40	18:30	23558	Firma A
C	pre-A	07-02-18	00:30	04:00	10:00	11:30	16:00	16:45	19:10	21:30	23558	Firma A
A	Mel-02	08-02-18	03:40	09:25	13:25	14:50	22:45	23:20	01:30	02:40	63211	X
B	DX-04	07-02-18	18:40	19:45	01:45	02:30	07:00	07:50	09:45	12:05	23558	Firma A
C	Pre-B	07-02-18	22:45	01:00	07:00	09:00	11:25	11:40	17:00	20:50	63211	X
C	Ter-06	08-02-18	04:30	05:55	11:55	13:35	16:40	17:30	22:15	00:00	37417	X
B	DX-5	08-02-18	12:10	13:15	19:15	01:00	03:30	04:10	05:50	07:50	23558	Firma A

Figura 170. Hoja de mantenimiento de evaporadores 11.

Turno	Vaso Evaporador	Fecha (Día/Mes/Año)	Hora Salida a Limpieza (hr:Min)	Soda Cáustica		Preparación		Limpieza Tubaría		Hora Entrada Operación (hr:Min)	Código Responsable	Firma del Responsable
				Hora Inicio (hr:Min)	Hora Final (hr:Min)	Hora Inicio (hr:Min)	Hora Final (hr:Min)	Hora Inicio (hr:Min)	Hora Final (hr:Min)			
A	CU-02	07-02-18	00:10	00:55	06:55	07:30	10:00	10:40	11:50	13:30	23558	Firma A
A	Ter-04	09-02-18	09:30	06:00	12:00	13:50	16:25	16:50	19:50	20:50	63211	X
B	SX-01	09-02-18	02:25	11:15	17:15	22:10	01:15	01:30	03:40	04:40	63211	X
C	Ter-05	09-02-18	21:10	22:05	04:05	04:40	06:30	07:15	08:15	09:20	23558	Firma A
C	Pre-07	10-02-18	00:50	03:00	09:00	11:30	14:30	14:50	16:35	19:50	37417	X
C	DX-02	10-02-18	05:20	08:25	14:25	15:50	19:30	21:15	00:00	03:30	37417	X
B	CU-01	10-02-18	09:30	11:30	17:30	20:00	24:30	13:45	15:15	02:00	37417	X
A	Pie-02	10-02-18	20:00	21:00	03:00	04:05	10:55	11:30	22:00	23:00	37417	X
A	DX-03	10-02-18	05:10	07:00	13:00	01:00	04:00	05:00	08:00	10:50	23558	Firma A
A	Pre-03	11-02-18	23:20	00:20	06:20	09:00	11:30	13:00	16:45	17:20	63211	X
A	Mel-01	12-02-18	02:15	03:10	09:10	13:30	16:30	17:10	19:40	21:20	63211	X
A	Ter-01	12-02-18	05:30	04:35	10:35	20:00	02:30	03:30	05:10	07:25	23558	Firma A
B	DX-04	12-02-18	11:00	12:25	18:25	23:30	07:30	08:15	09:30	10:30	23558	Firma A
C	Pie-A	12-02-18	17:40	20:45	02:45	09:30	13:30	14:30	17:25	22:25	37417	X
C	Mel-03	12-02-18	21:35	23:30	05:30	15:00	19:10	20:20	20:40	01:30	37417	X
B	ter-03	13-02-18	07:30	08:55	14:55	20:40	02:30	03:40	05:30	10:30	23558	Firma A
B	DX-0	13-02-18	10:35	12:15	18:15	03:00	06:40	07:20	10:20	11:20	23558	Firma A
A	Pre-B	13-02-18	22:30	23:50	05:50	13:30	16:55	17:30	20:45	23:00	37417	X
B	Mel-02	14-02-18	11:30	13:20	19:20	20:35	02:00	03:30	05:30	08:30	63211	X
B	DX-5	14-02-18	13:45	15:05	21:05	02:30	07:30	08:10	11:50	13:30	63211	X

Figura 171. Hoja de mantenimiento de evaporadores 12.

Turno	Vaso Evaporador	Fecha (Dia/Mes/Año)	Hora Salida a Limpieza (Hr:Min)	Soda Cáustica		Preparación		Limpieza Tubería		Hora Entrada Operación (Hr:Min)	Código Responsable	Firma del Responsable
				Hora Inicio (Hr:Min)	Hora final (Hr:Min)	Hora Inicio (Hr:Min)	Hora final (Hr:Min)	Hora Inicio (Hr:Min)	Hora Final (Hr:Min)			
A	Pre-1	14-02-18	23:10	00:20	06:20	12:00	15:00	03:25	05:15	07:10	63211	X
C	Ter-02	15-02-18	09:00	09:50	13:50	17:45	22:25	22:45	00:30	01:30	23558	Firma A
A	DUP-01	15-02-18	20:00	21:05	03:05	04:00	09:15	09:50	12:00	14:50	63211	X
B	Ter-04	16-02-18	02:00	03:33	09:33	10:00	14:26	15:30	14:30	19:00	37417	Firma B
B	Cuar-2	16-02-18	04:30	08:20	14:00	15:45	18:00	18:30	20:30	21:25	37417	Firma B
C	Pre-02	16-02-18	09:10	09:20	15:20	23:00	02:00	02:45	05:00	07:40	63211	X
A	Cuar-01	16-02-18	21:30	22:10	04:10	04:30	09:00	09:30	09:35	10:00	63211	X
A	DUP-02	17-02-18	02:45	03:25	08:25	11:40	15:45	16:00	18:40	20:30	23558	Firma B
C	PRE-03	17-02-18	09:50	10:05	16:05	14:30	21:30	22:45	01:20	08:00	37417	Firma B
C	CU-01	17-02-18	11:00	12:05	18:05	01:55	04:30	05:15	10:00	13:35	37417	Firma B
B	DUP-03	18-02-18	00:30	01:35	07:35	10:30	15:20	16:00	17:30	21:00	23558	Firma B
A	Mel-01	18-02-18	13:40	14:40	20:40	21:00	23:30	00:00	01:30	02:55	23558	Firma A
A	Ter-01	18-02-18	16:05	17:20	23:20	03:00	06:30	07:10	09:00	16:00	37417	Firma B
B	Mel-3	19-02-18	03:00	04:50	10:50	11:15	15:00	15:50	17:25	21:00	37417	Firma B
B	DUP-4	19-02-18	05:00	08:55	11:55	16:10	19:40	20:30	22:30	23:50	23558	Firma A
B	Pre-A	19-02-18	05:30	08:35	14:35	23:00	01:30	02:15	04:10	11:00	63211	X
A	Ter-03	19-02-18	16:20	17:25	23:25	14:10	18:00	19:00	20:20	22:00	23558	Firma B
B	Cuar-02	19-02-18	23:50	00:40	05:40	06:00	07:30	08:00	10:00	14:00	37417	X
A	Pre-B	20-02-18	04:00	10:20	16:20	22:00	01:00	01:30	03:40	05:30	23558	Firma A
A	DUP-04	20-02-18	15:30	16:50	22:50	02:20	07:00	07:40	11:00	12:00	63211	X

Figura 172. Hoja de mantenimiento de evaporadores 13.

Turno	Vaso Evaporador	Fecha (Dia/Mes/Año)	Hora Salida a Limpieza (Hr:Min)	Soda Cáustica		Preparación		Limpieza Tubería		Hora Entrada Operación (Hr:Min)	Código Responsable	Firma del Responsable
				Hora Inicio (Hr:Min)	Hora final (Hr:Min)	Hora Inicio (Hr:Min)	Hora final (Hr:Min)	Hora Inicio (Hr:Min)	Hora Final (Hr:Min)			
B	Mel-2	21-02-18	00:35	01:45	07:45	13:00	16:15	17:00	20:30	21:45	37417	Firma B
B	Pre-1	21-02-18	05:40	09:25	15:25	17:15	21:35	22:40	01:20	03:10	23558	Firma A
C	DUP-05	21-02-18	12:05	12:55	18:55	01:00	03:00	03:40	05:15	08:30	37417	Firma B
B	Ter-02	21-02-18	23:00	23:50	05:50	07:10	10:40	11:30	13:20	15:30	23558	Firma A
B	Pre-02	22-02-18	04:20	05:20	11:20	12:25	15:45	16:10	18:20	21:00	23558	Firma B
A	DUP-01	22-02-18	09:40	09:35	15:35	17:00	21:00	23:00	01:40	02:30	63211	X
B	Ter-04	22-02-18	15:40	16:25	22:25	00:40	04:00	04:25	05:55	07:40	37417	Firma B
B	pre-03	22-02-18	21:10	23:30	05:30	07:00	09:45	10:25	13:20	22:50	23558	Firma B
C	DUP-06	23-02-18	02:40	03:30	09:30	15:00	19:00	19:40	22:00	01:00	23558	Firma A
A	Ter-05-00	23-02-18	08:35	14:35	20:35	01:00	04:10	06:30	08:20	12:30	37417	Firma B
B	Pre-A	23-02-18	23:00	00:50	06:50	10:00	13:00	14:00	17:00	21:50	63211	X
A	DUP-03	24-02-18	07:00	08:50	14:50	16:00	20:00	22:00	01:00	02:00	63211	X
A	Cuar-01	24-02-18	13:00	15:05	21:05	00:00	02:10	02:40	05:00	04:30	63211	X
C	DUP-04	24-02-18	23:55	03:25	09:25	13:20	20:40	21:25	23:30	00:20	63211	X
C	C-02	25-02-18	03:00	05:40	11:40	12:00	13:30	14:00	15:00	16:30	23558	Firma A
B	Mel-07	25-02-18	17:00	17:55	23:55	01:05	04:00	04:35	16:30	18:50	23558	Firma A
B	Pre-B	25-02-18	17:30	22:30	04:30	05:00	08:40	09:15	11:30	14:50	23558	Firma A
C	Ter-01	26-02-18	00:40	02:05	08:05	18:00	21:00	20:15	21:10	00:00	63211	X
A	DUP-05	26-02-18	10:00	14:00	20:00	21:50	00:00	00:40	02:50	04:30	63211	X
B	Pre-01	26-02-18	15:00	16:50	22:50	00:15	03:30	04:00	09:50	11:00	37417	Firma B

Figura 173. Hoja de mantenimiento de evaporadores 14.

Turno	Vaso Evaporador	Fecha (Día/Mes/Año)	Hora Salida a Limpieza (Hr:Min)	Soda Cáustica		Preparación		Limpieza Tuberia		Hora Entrada Operación (Hr:Min)	Código Responsable	Firma del Responsable
				Hora Inicio (Hr:Min)	Hora Final (Hr:Min)	Hora Inicio (Hr:Min)	Hora Final (Hr:Min)	Hora Inicio (Hr:Min)	Hora Final (Hr:Min)			
B	Mel-03	26-02-18	19:00	20:40	02:40	05:45	09:20	10:00	11:40	01:00	37417	[Firma]
C	Dup-01	27-02-18	04:40	05:45	11:45	23:00	02:40	03:30	05:20	13:20	37417	[Firma]
A	Pre-02	27-02-18	17:30	14:55	20:55	04:35	10:00	10:35	13:30	17:25	23558	[Firma]
C	Mel-02	28-02-18	03:00	04:25	10:25	15:00	19:00	20:10	23:00	00:30	63211	[Firma]
A	Ter-03	28-02-18	10:00	12:30	18:30	00:00	04:15	04:35	05:45	04:20	23558	[Firma]
B	Pre-03	28-02-18	17:35	20:10	02:10	04:30	08:00	08:50	13:10	16:00	63211	[Firma]
C	Dup-02	01-03-18	01:00	02:40	08:40	12:00	14:35	15:20	19:00	20:00	63211	[Firma]
B	Ter-02	01-03-18	09:20	10:40	16:40	19:00	00:00	01:00	03:00	03:50	37417	[Firma]
C	Pre-01	01-03-18	16:10	17:35	23:35	01:50	05:00	02:25	09:10	13:10	23558	[Firma]
C	Dup-02	01-03-18	20:15	21:15	03:15	08:40	13:30	04:50	17:20	18:45	63211	[Firma]
A	Ter-04	02-03-18	04:00	06:40	12:40	16:30	20:30	21:15	23:45	00:25	63211	[Firma]
B	Pre-02	02-03-18	13:15	14:40	20:40	22:10	02:30	03:05	05:30	11:10	23558	[Firma]
B	Cuar-02	02-03-18	15:30	16:20	22:20	05:00	02:00	02:40	10:35	12:15	23558	[Firma]
C	Dup-03	03-03-18	00:50	03:55	09:55	13:00	15:45	16:15	17:40	20:00	37417	[Firma]
B	Pre-01	03-03-18	11:20	12:40	18:40	21:00	00:10	01:00	04:00	05:30	37417	[Firma]
B	Ter-05	03-03-18	12:00	14:00	20:00	02:30	05:00	06:35	08:25	09:35	63211	[Firma]
A	Dup-04	04-03-18	00:00	00:55	06:55	11:00	15:00	15:30	17:00	20:00	37417	[Firma]
C	Cuar-01	04-03-18	09:40	10:40	16:40	17:10	21:00	22:10	23:30	01:50	37417	[Firma]
A	Dup-05	04-03-18	22:00	23:40	05:40	09:15	11:50	12:50	16:50	17:40	63211	[Firma]
A	Mel-01	05-03-18	02:00	03:10	09:10	13:30	16:55	17:55	20:00	21:20	63211	[Firma]

Figura 174. Hoja de mantenimiento de evaporadores 15.

Turno	Vaso Evaporador	Fecha (Día/Mes/Año)	Hora Salida a Limpieza (Hr:Min)	Soda Cáustica		Preparación		Limpieza Tuberia		Hora Entrada Operación (Hr:Min)	Código Responsable	Firma del Responsable
				Hora Inicio (Hr:Min)	Hora Final (Hr:Min)	Hora Inicio (Hr:Min)	Hora Final (Hr:Min)	Hora Inicio (Hr:Min)	Hora Final (Hr:Min)			
A	Ter-01	05-03-18	05:00	06:40	12:40	12:40	10:35	10:00	12:50	13:50	03:00	37417
B	Pre-02	05-03-18	08:40	09:40	15:40	17:50	00:00	03:30	04:10	08:30	10:00	23558
C	Mel-03	05-03-18	21:30	22:15	02:15	07:00	12:30	13:00	16:55	18:20	02:00	[Firma]
A	Dup-01	06-03-18	00:10	02:10	08:10	12:00	16:00	16:35	19:20	01:20	63211	[Firma]
B	Pre-03	06-03-18	04:00	05:55	11:55	15:00	18:50	19:30	21:00	01:00	01:00	[Firma]
C	Mel-02	06-03-18	14:35	14:15	05:15	11:45	18:50	20:20	23:30	03:00	37417	[Firma]
A	Dup-02	07-03-18	00:00	02:00	08:00	12:00	16:00	16:30	19:15	19:00	63211	[Firma]
C	Pre-04	07-03-18	15:10	16:10	22:10	02:10	03:30	04:45	07:40	10:10	63211	[Firma]
C	Dup-05	07-03-18	17:00	20:10	02:10	05:00	08:30	09:30	16:20	18:20	37417	[Firma]
A	Pre-02	08-03-18	05:00	07:30	13:30	17:30	21:00	23:00	01:00	02:30	03:58	[Firma]
C	Pre-01	08-03-18	11:00	12:20	18:20	00:10	04:00	04:20	07:00	10:40	63211	[Firma]
A	Dup-03	08-03-18	20:10	01:55	03:55	05:00	09:30	10:30	12:35	15:50	63211	[Firma]
B	Pre-04	09-03-18	04:55	04:45	10:45	14:00	18:50	19:30	20:20	23:10	37417	[Firma]
C	Pre-02	09-03-18	11:00	13:05	19:05	23:00	02:10	03:00	05:00	21:00	23558	[Firma]
C	Dup-04	09-03-18	16:00	18:35	00:35	04:30	08:40	09:30	20:20	22:00	23558	[Firma]
A	Cuar-02	09-03-18	19:10	20:00	02:00	07:25	11:00	11:30	13:20	14:30	63211	[Firma]
C	Dup-02	10-03-18	17:40	15:35	21:35	00:10	03:10	03:30	05:10	07:50	37417	[Firma]
B	Dup-05	10-03-18	23:10	00:00	06:00	09:45	13:00	14:00	16:00	17:10	37417	[Firma]
A	Cuar-01	11-03-18	08:00	09:00	15:00	19:45	22:10	02:40	23:20	13:35	63211	[Firma]

Figura 175. Hoja de mantenimiento de evaporadores 16.

Turno	Vaso Evaporador	Fecha (Día/Mes/Año)	Sola Clástica			Preparación		Limpieza Tuberia		Hora Entrada Operación (Hr:Min)	Código Responsable	Firma del responsable
			Hora Salida a Limpieza (Hr:Min)	Hora Inicio (Hr:Min)	Hora Final (Hr:Min)	Hora Inicio (Hr:Min)	Hora final (Hr:Min)	Hora Inicio (Hr:Min)	Hora Final (Hr:Min)			
A	DX-1	11-03-18	17:00	19:05	01:05	01:30	01:30	05:00	08:00	12:00	63211	X
B	Pre-2	11-03-18	23:00	00:50	06:50	10:00	13:30	15:45	17:45	21:20	37417	Hu. B
C	Md-03	12-03-18	09:00	08:10	14:10	16:00	19:40	20:35	21:45	02:00	23558	firma A
C	DX-0	12-03-18	09:30	16:50	14:50	23:30	03:40	03:25	05:20	06:50	63211	X
A	Pre-03	12-03-18	21:30	22:20	04:20	05:00	09:00	10:00	12:00	15:00	37417	Hu. B
B	Md-03	13-03-18	00:00	00:35	06:35	10:25	15:40	18:30	20:35	21:40	37417	Hu. B
C	Pre-01	13-03-18	06:30	09:50	15:30	20:00	00:15	00:40	02:45	03:25	23558	firma A
C	Dp-02	13-03-18	09:00	12:00	18:00	03:00	06:30	07:00	09:00	10:30	63211	X
A	Pre-A	13-03-18	15:30	20:00	02:00	09:30	09:00	04:55	09:40	10:50	37417	Hu. B
B	Md-02	14-03-18	00:10	01:35	02:35	19:45	18:35	19:30	21:50	23:30	23558	firma A
C	Ter-03	14-03-18	08:00	09:20	15:20	21:00	01:00	01:25	04:10	05:30	23558	firma A
C	DX-03	14-03-18	11:00	14:00	20:00	09:30	12:00	14:40	17:00	18:00	23558	firma A
A	Ter-2	15-03-18	05:50	07:40	13:40	16:10	19:20	20:35	22:50	23:50	63211	X
A	Pre-B	15-03-18	11:00	12:05	19:05	20:30	14:00	15:00	19:20	22:00	23558	firma A
B	Dp-04	15-03-18	13:25	19:20	01:20	03:00	02:00	02:55	11:10	16:00	37417	Hu. B
C	Ter-04	16-03-18	00:10	01:50	07:50	19:30	22:00	22:40	23:50	00:40	23558	firma A
C	CU-02	16-03-18	05:30	07:00	13:00	04:00	02:30	03:30	05:10	07:10	37417	Hu. B
B	Pre-01	16-03-18	22:20	23:45	05:45	07:30	10:30	11:15	15:00	16:10	37417	Hu. B
B	Dp-05	17-03-18	01:50	03:40	09:40	14:20	17:30	18:30	20:00	21:30	63211	X
A	Ter-05/06	17-03-18	02:15	07:35	13:35	23:00	02:00	03:10	04:20	09:00	23558	firma A

F. Módulo 6: Procedimiento para estandarización de medición por pérdida de energía en equipos de intercambio térmico en un ingenio azucarero.

Cuadro 350. Formato de toma de tiempos tachos.

Fecha: _____ hora: _____

Equipo: _____ Tacho _____

Tacho	1er tiempo	2do tiempo	3er tiempo
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10			
11			
12			
14			

Observaciones:

Cuadro 351. Formato de toma de tiempos intercambiadores de calor.

Fecha: _____ hora: _____

Equipo: _____ Intercambiadores _____

Intercambiador	Tiempo
1	
2	
3	
4	
5	
6	
7	
8	
9	
10	
11	
12	
14	
1 jugo claro	
2 jugo claro	
3 jugo claro	
4 jugo claro	

Cuadro 352. Formato de toma de tiempos evaporadores.

Equipo: _____ Evaporadores _____

Evaporador	Fondo	Calandria	Cuerpo
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			
10			
11			
12			
13			
14			
15			
16			
17			
18			
19			
20			
21			

Cuadro 353. Glosario de abreviaciones de los evaporadores.

Evaporadores	
Abreviación	DEFINICIÓN
Pre A y B	Pre efecto (Pre evaporación)
Pre # 1,2,3	Primer efecto (Primera evaporación)
Duplex # 1,2,3,4,5	Segundo efecto (Segunda evaporación)
Ter #1,2,3,4	Tercer efecto (Tercera evaporación)
Cuar #0,1,2	Cuarto efecto (Cuarta evaporación)
Mel # 1,2,3	Melador o quinto efecto (Quinta evaporación)

GLOSARIO	
TÉRMINO	DEFINICIÓN
Intercambiadores de calor	Son dispositivos diseñados para proporcionar una transferencia de calor eficiente entre dos fluidos.
Evaporadores	Es un aparato que usa el calor proveniente del vapor para evaporar agua de forma eficiente
Tachos	Aparato donde se evapora al vacío la meladura hasta obtener una masa cristalizada.
Ruta Crítica	método que se emplea para calcular los tiempos en la planificación de un proyecto. Se trata de un algoritmo que busca optimizar los costos a partir de la programación de las acciones.
Diagrama de Red	es una forma gráfica para ver la ruta crítica del proyecto, las dependencias y las tareas. Tareas de representar casillas (o nodos) y dependencias mostrarse como líneas que conectan los cuadros.

Zafra	Cosecha de la caña de azúcar.
Calandrias	Consiste en un haz de tubos vertical, corto, usualmente de no más de 6'0" de altura, colocado entre dos espejos que se remachan en las bridas del cuerpo del evaporador.
Software Logix5000	Es el software de programación para el tipo de control Compactogix de Allen-Bradley; el cual permite la programación con diagrama del programa de contactos, diagrama de bloque de funciones, diagrama de funciones secuenciales y texto estructurado.

Los puntos de medición de los intercambiadores de concha y tubo en estado normal, se deben tomar de la siguiente forma:

Figura 176. Medición entrada de jugo en el intercambiador 9 de concha y tubo de tiempo 13.67 minutos.



Figura 177. Medición salida de jugo en el intercambiador 9 de concha y tubo de tiempo 13.67 minutos.



Figura 178. Medición salida de vapor en el intercambiador 9 de concha y tubo de tiempo 13.67 minutos.



Figura 179. Medición salida de vapor en el intercambiador 9 de concha y tubo de tiempo 13.67 minutos.



Los puntos de medición de los intercambiadores de placas en estado normal, se deben tomar los siguientes puntos:

Figura 180. Puntos de medición del intercambiador de placas 1 con tiempo de 8 min.



La imagen identifica:

1. Entrada de vapor
2. Salida de jugo
3. Salida de vapor

Figura 181. Entrada de jugo del intercambiador de placas 1 con tiempo de 8 min.



Los puntos de medición de los evaporadores constan de tres partes las cuales se subdividen en: calandria, fondo y cuerpo. El fondo está en el 4to nivel, abajo de cada uno de los evaporadores, la calandria es la primera parte que sobresale del evaporador y el cuerpo es la parte de en medio. Cabe mencionar que se tomaron los puntos de las calandrias y fondos en el mismo lugar pero las mediciones del cuerpo se tomaron de diferentes puntos.

Figura 182. Punto de medición de calandria.



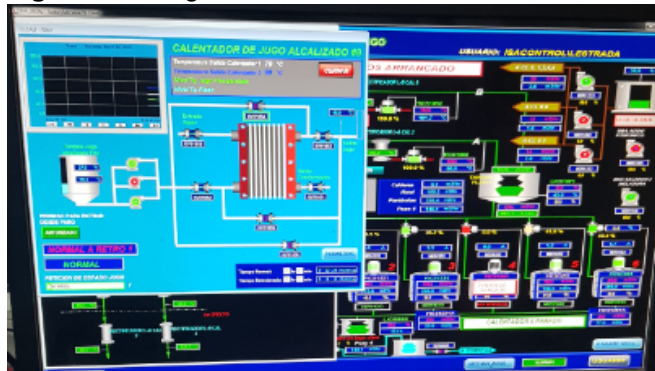
Figura 183. Punto de medición de claudria.



Figura 184. Puntos de medición de cuerpo.



Figura 185. Logix5000 estado intercambiador de calor.



Cuadro 354. Costo por pérdidas térmicas en equipos.

Equipo	Costo en pérdidas térmicas
Intercambiadores de calor	Q 771,914.19
Tachos	Q37,649.53
Evaporadores	Q401,608.75

G. Módulo 7: Revisión y evaluación comparativa de materiales aislantes para tuberías de jugo de caña y vapor del área de fábrica.

1. Datos originales del ingenio.

Cuadro 355. Tubería de jugo de caña.

Área donde se ubica la tubería	Diametro de la tubería	Espesor de tubería	Longitud aproximada del tramo de tubería	Temperatura de proceso
	(m)	(m)	(m)	(°C)
Molinos Tándem A	0.2032	0.0093	7	50
Molinos Tándem B	0.2032	0.0093	9	50
Intercambiador 1 Tándem A	0.2032	0.0093	10	75
Intercambiador 1 Tándem B	0.2032	0.0093	10	75
Báscula	0.254	0.0093	150	85
Alcalizado	0.254	0.0093	100	115
Sulfitado	0.2032	0.0093	85	76
Evaporadores 4nivel	0.254	0.0093	100	88
Clarificadores	0.2032	0.0093	50	60
Tachos	0.3048	0.0095	70	110

Cuadro 356. Tubería de vapor.

Área donde se ubica la tubería	Diametro de la tubería	Espesor de tubería	Longitud aproximada del tramo de tubería	Temperatura de proceso
	(m)	(m)	(m)	(°C)
Molinos Tándem A	0.2032	0.0093	75	100
Molinos Tándem B	0.1524	0.0071	30	100
Intercambiador 1 Tándem A	0.2032	0.0093	85	124
Intercambiador 1 Tándem B	0.1524	0.0071	8	120
Báscula	0.254	0.0093	150	99
Alcalizado	0.1524	0.0071	100	82.7
Sulfitado	0.2032	0.0093	80	110
Evaporadores 4nivel	0.3048	0.0095	75	81
Clarificadores	0.508	0.0127	60	113
Tachos	0.254	0.0093	200	123

2. Representación gráfica de resultados.

Cuantificación del área las tuberías de jugo de caña y vapor que tienen aislamiento dañado o carecen del mismo.

Figura 186. Comparación de longitud de tuberías con aislante en buen estado y aislante dañado para cada área de jugo de caña.

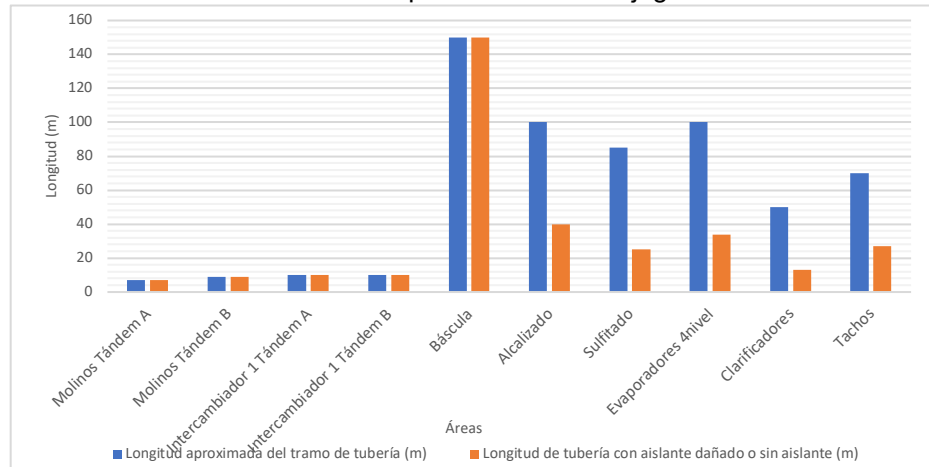
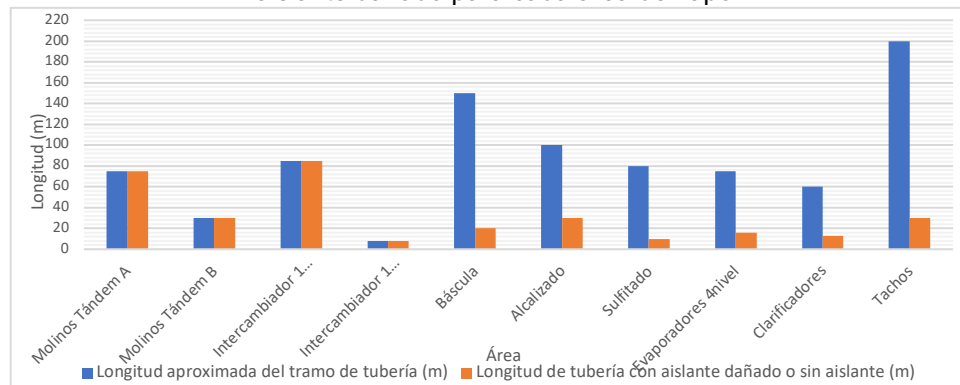


Figura 187. Comparación de longitud de tuberías con aislante en buen estado y aislante dañado para cada área de vapor.



Comparación la eficiencia entre los aislantes disponibles en el mercado guatemalteco.

Figura 188. Pérdidas térmicas en comparación al espesor de los distintos aislantes térmicos.

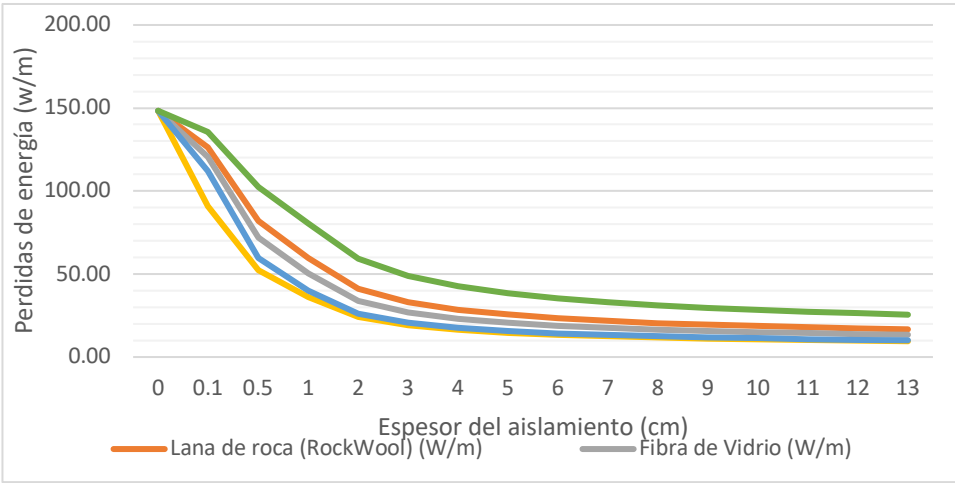


Figura 189. Costo de las pérdidas térmicas en comparación al espesor de los distintos aislantes térmicos.

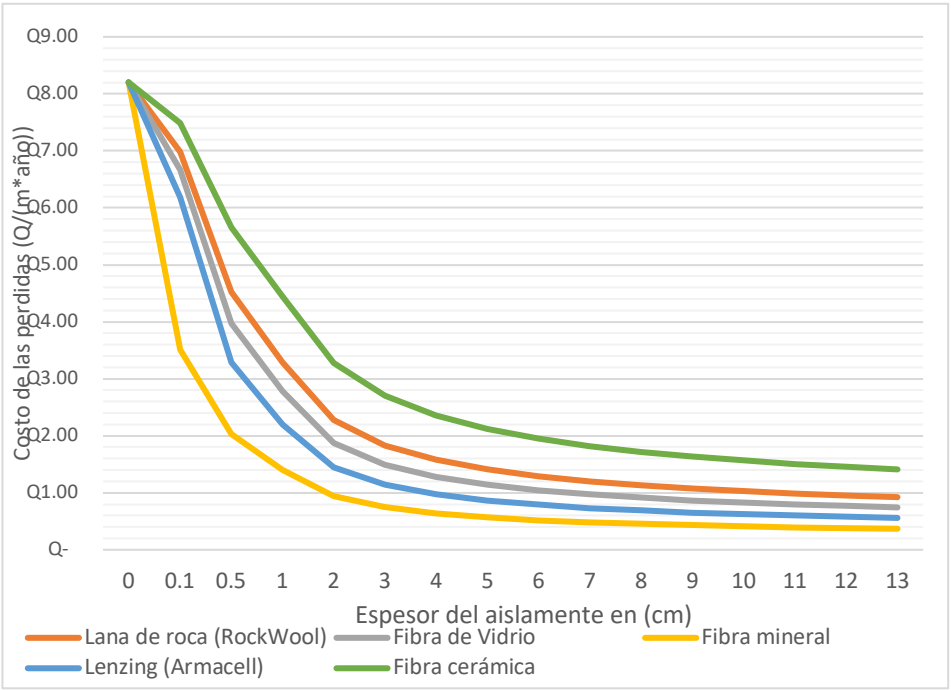


Figura 190. Material utilizado para conseguir el espesor de aislamiento r.

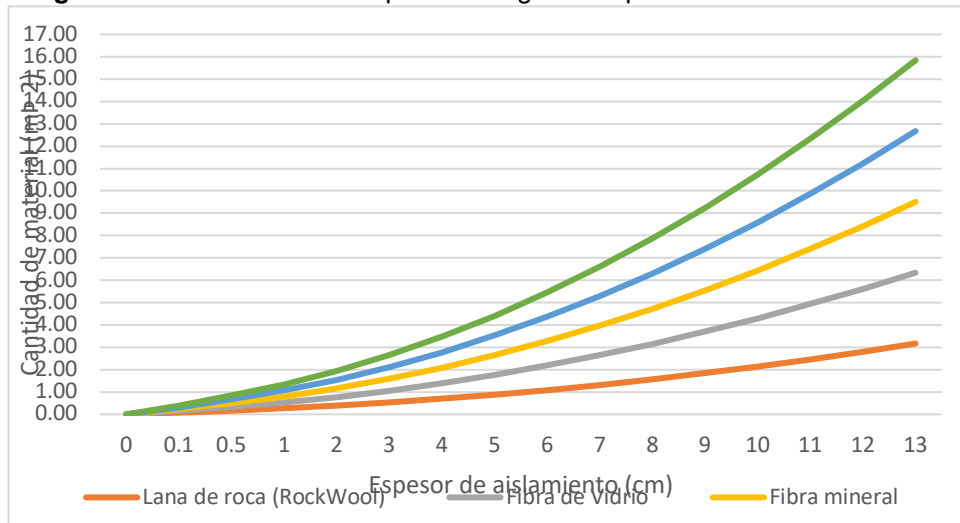


Figura 191. Costo de aislamiento para conseguir el espesor requerido.

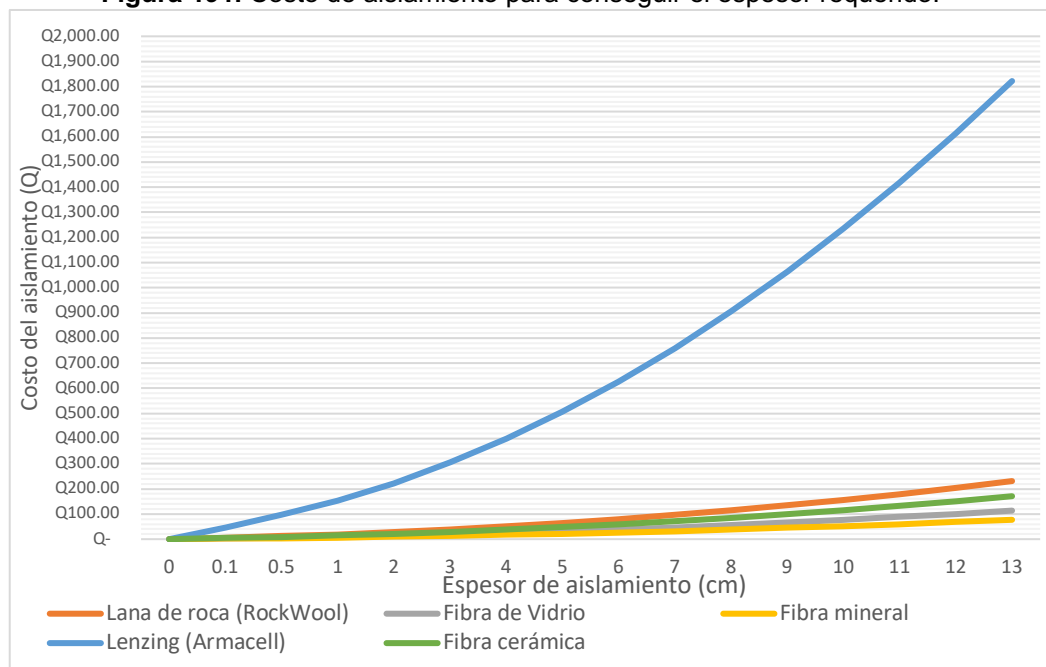
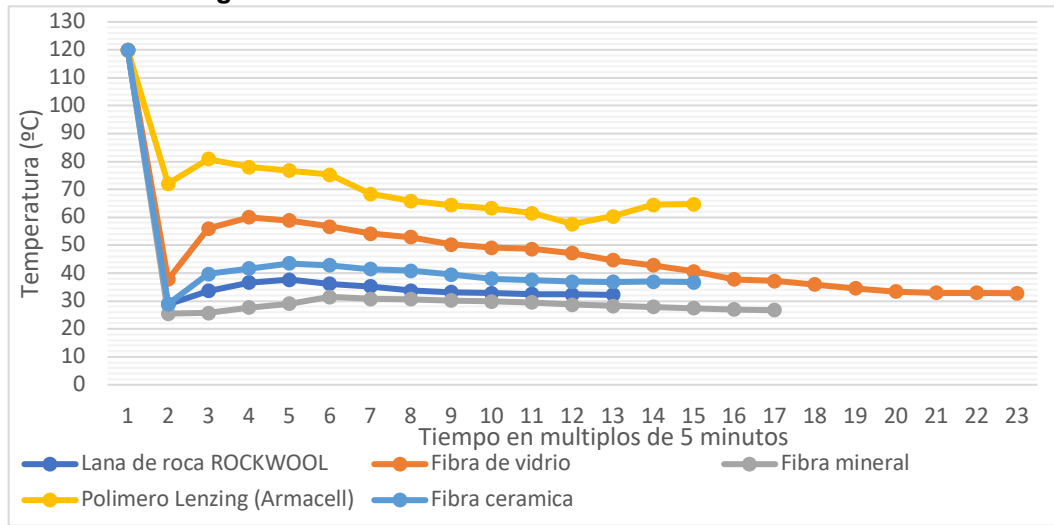


Figura 192. Estabilización térmica de los materiales aislantes.



Análisis sobre la viabilidad económica del cambio de materiales aislantes en tubería de jugo de caña y vapor.

Figura 193. Transferencia de calor actual y transferencia de calor con aislante nuevo para tubería de jugo de caña.

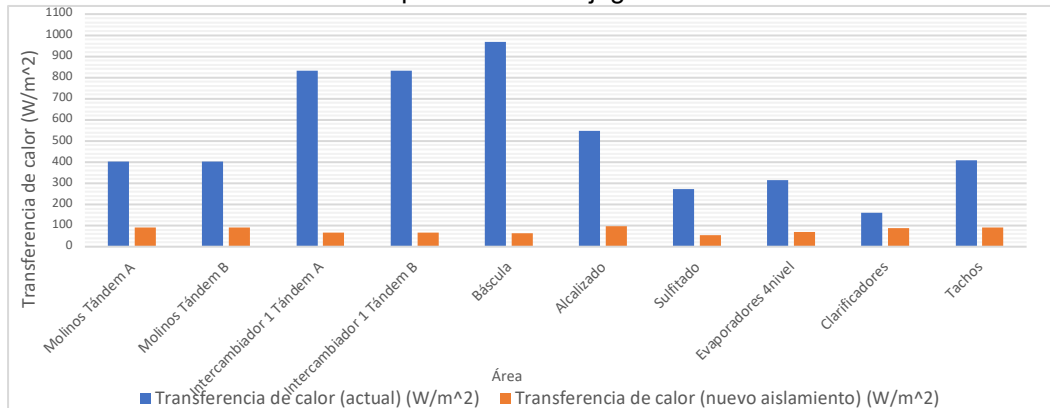


Figura 194. Comparación entre temperatura superficial de actual y la temperatura superficial con nuevo aislante para tubería de jugo de caña.

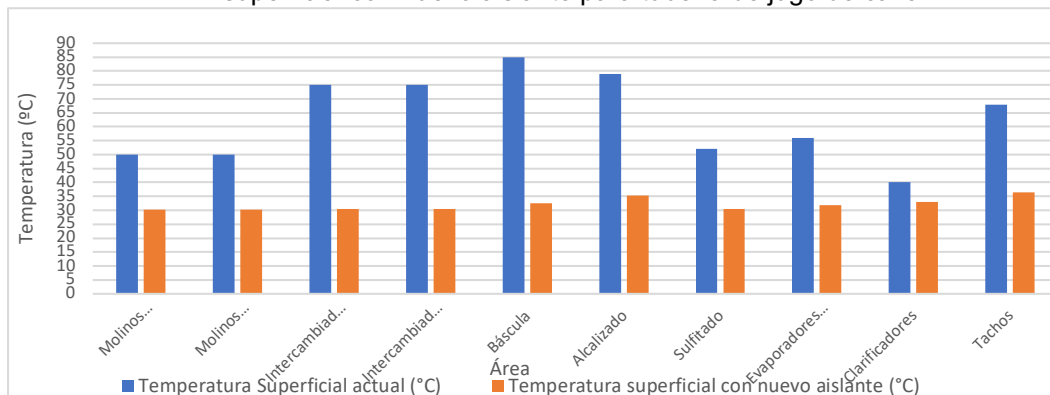


Figura 195. Comparación entre costo de perdidas térmicas actuales, costo del cambio de aislamiento y perdidas térmicas con nuevo aislante para tubería de jugo de caña.

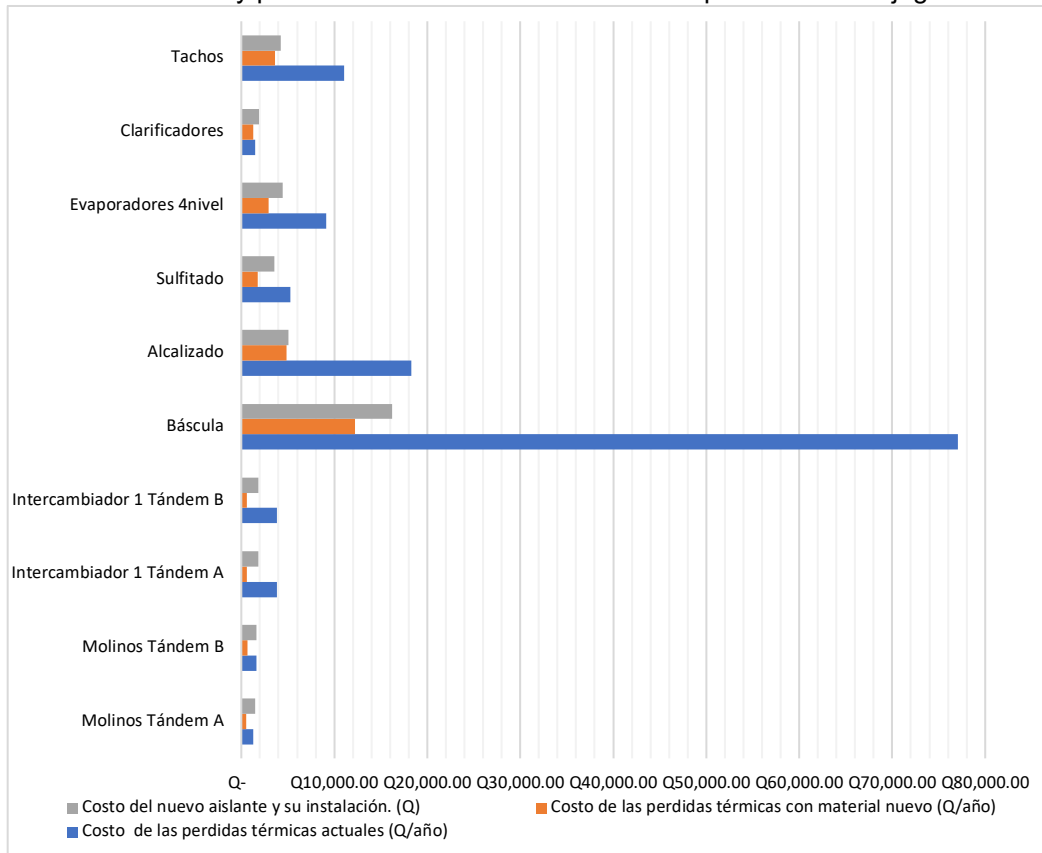


Figura 196. Comparación entre transferencia de calor actual y transferencia de calor con aislante nuevo para tubería de vapor.

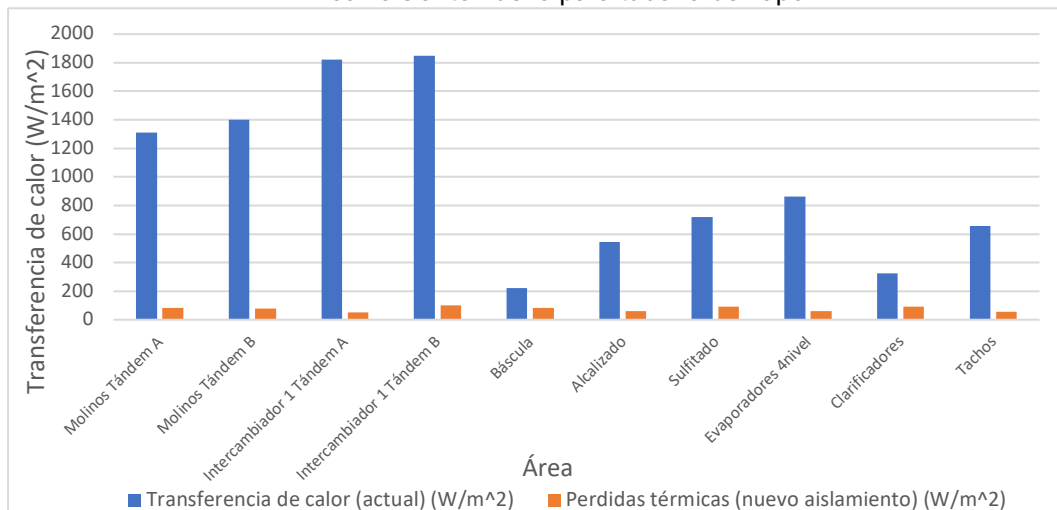


Figura 197. Comparación entre costo de perdidas térmicas actuales, costo del cambio de aislamiento y perdidas térmicas con nuevo aislante para tubería de vapor.

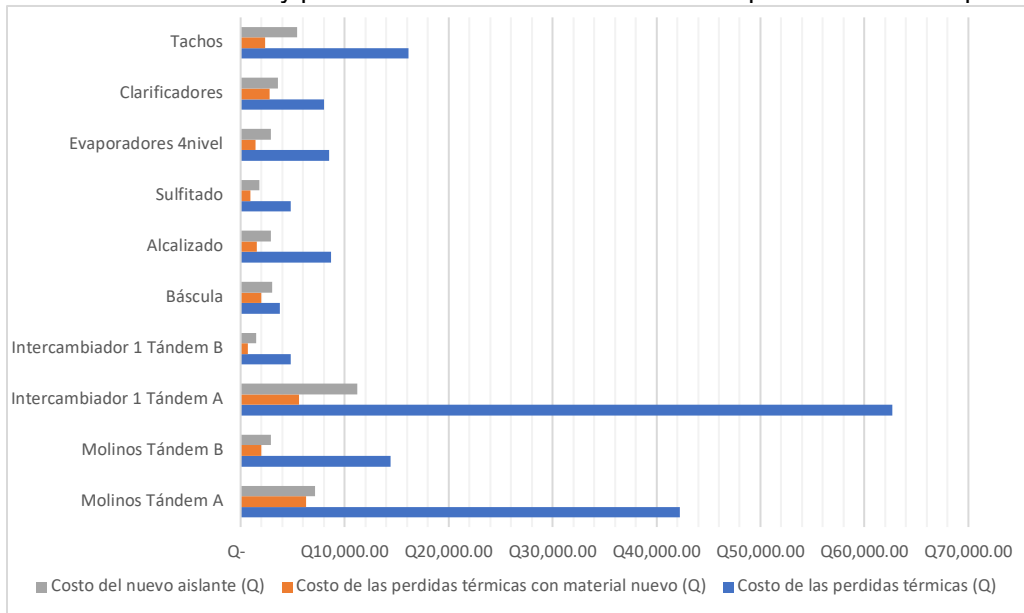
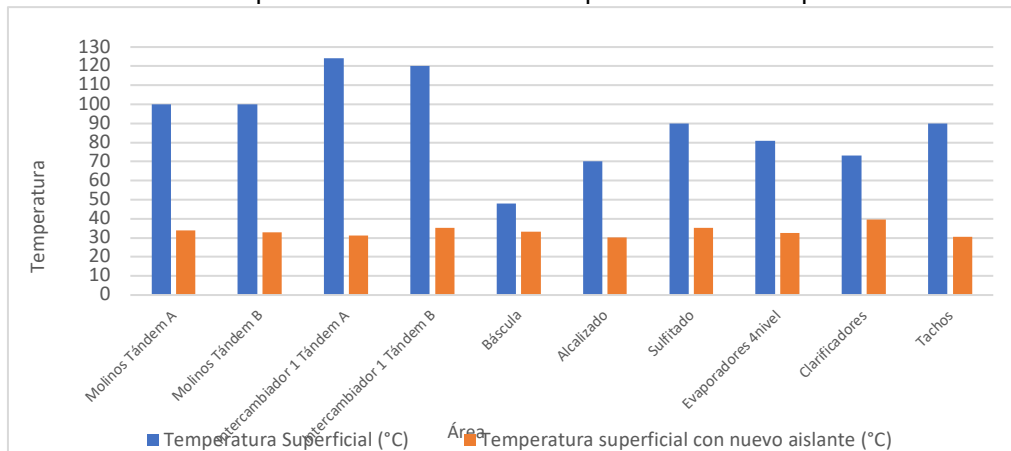


Figura 198. Comparación entre temperatura superficial de actual y la temperatura superficial con nuevo aislante para tubería de vapor.



3. Guía de instalación, para el montaje y desmontaje de aislamiento.

a. Preparación y estimación del espesor adecuado:

Realizar la toma de mediciones de diámetro, longitud, temperatura y material de la tubería. Tomar la temperatura ambiente y la velocidad del viento, además se debe seleccionar el material que se va a emplear en el aislamiento y en el enchaquetado. El material aislante debe estar almacenado en un ambiente libre de humedad y no a la intemperie. Es preferible utilizar materiales de aislamiento moldeables ya que se

pueden utilizar en los distintos accesorios, fabricándose en la misma planta. Así como para que se facilite el cambio de estos en caso de que se dañe.

b. Preparación de la tubería:

Se debe tener la tubería limpia, seca y libre de impurezas, previo a realizar la instalación del aislamiento. Se debe colocar a la tubería pintura anticorrosiva. Luego de colocar el aislante y finalmente se debe poner un enchaquetado para evitar el abuso físico y deterioro anticipado del aislante.

c. Personal encargado de instalación:

El personal que realice la instalación debe de estar consciente de los riesgos de la exposición a las partículas de los materiales aislantes. Debido a que si no se realiza el proceso de forma correcta su salud puede verse afectada. Para lo que el personal siempre que se encuentre en contacto o realizando una instalación o mantenimiento a los materiales aislantes debe portar:

- Mascarilla
- Guantes
- Protección visual

Evitar el contacto directo de los aislantes con la ropa o con la piel, con el fin de evitar la adherencia de partículas o polvo. Se debe tener en cuenta que las herramientas que se utilicen para la sujeción de los aislantes o que entren en contacto con estos deben ser lavadas para eliminar las partículas. Además, si la instalación se va a realizar en un sitio confinado o con poca circulación de aire, se debe proporcionar un extractor de partículas o un ventilador, para evitar la acumulación de estas. Se recomienda que todos los equipos de seguridad que usa el personal durante la instalación sean lavados al terminar y las mascarillas sean desechadas.

d. Instalación del aislante:

Se debe cortar el material tomando en cuenta la longitud que está dada por:

$$\text{Largo} = \text{Dext} + (2 * \text{espesor de aislante})$$

Ecuación 88. Cálculo de la longitud del aislante.

Si es necesario utilizar varias capas de aislamiento, se debe procurar que las uniones no coincidan entre sí, posicionando la abertura a 108 grados de la otra, para aumentar la eficiencia térmica del conjunto. Además, se debe procurar que no haya espacios vacíos entre zonas aisladas contiguas.

Para tuberías verticales, se deben colocar aros de metal que brinden un soporte al aislamiento.

Para la sujeción se utilizan aros de metal, remaches o alambre. Además, se pueden utilizar aros de soporte o bandas metálicas en forma de abrazaderas. Se debe procurar utilizar materiales resistentes a la corrosión. En tuberías de diámetros mayores a 250 mm se deben colocar abrazaderas con sistema de tensado para poder mantener firme el material. Las sujeciones se deben colocar a una distancia de entre 300 mm y 1m para que garantizar la fijación adecuada.

e. Enchaquetado:

Su función es proteger el aislamiento, de las condiciones ambientales y de las cargas mecánicas. Este garantiza además la durabilidad del aislamiento. Debe poder soportar cargas considerables sin deformarse y debe tener contorneadas sus esquinas a fin de evitar riesgos de corte hacia el personal.

En ambientes donde se vea expuesto a la corrosión y efectos ambientales es preferible utilizar acero inoxidable o aluminio. Se debe tener en cuenta que el material debe ser resistente al fuego.

Estas láminas deben ser roladas de manera que tenga el diámetro exterior del aislante montado en la tubería. Los extremos deben entrelazarse a forma que se evite la entrada de humedad. El enchaquetado se sujeta mediante tornillos metálicos o por medio de abrazaderas metálicas que puedan ser reajustadas.

Figura 199. Forma de cerrar el enchaquetado por entrelazado, evitando entrada de humedad.



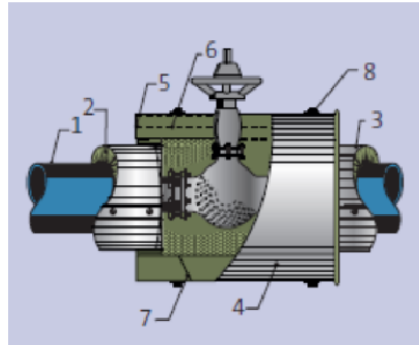
f. Bridas, válvulas y curvas:

El aislamiento en estos accesorios se realiza con piezas cortadas del aislante, en forma de segmentos perfectamente ajustables, luego cada segmento se asegura con alambre o insertando los extremos del propio aislamiento. Los aislamientos inmediatos

a bridas o válvulas deben finalizar a 50 mm de los pernos, para permitir el desmontaje de estos.

Para bridas y válvulas se fabrican cajas en las que se hacen mediante el corte de material aislante de tamaños sucesivos acoplados para formar la forma del cuerpo, manteniendo el espesor del aislante.

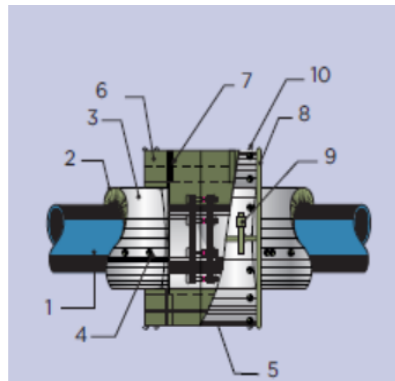
Figura 200. Aislamiento de válvulas.



1. Tubería
2. Manta de aislante.
3. Enchaquetado
4. Enchaquetado de válvula
5. Sellos laterales metálicos, de protección.
6. Sujeción de metálica de aislante
7. Manta aislante.
8. Bridas de sujeción de enchaquetado ajustables.

(Isover, 2014)

Figura 201. Aislamiento de bridas.

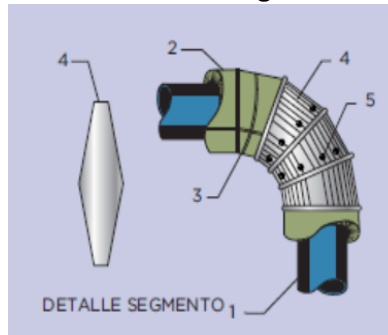


1. Tubería
2. Manta aislante de tubería
3. Enchaquetado de tubería
4. Tornillos de sujeción de enchaquetado
5. Enchaquetado de bridas
6. Manta aislante de brida.
7. Soporte para aislante de brida.
8. Sello lateral
9. Sujeción de enchaquetado aislante
10. Tornillo de sujeción de aislante

(Isover, 2014)

Los codos se forman con piezas de aislamiento cortadas a la medida por medio de plantillas, luego se fija cada pieza con la sujeción de alambre.

Figura 202. Aislamiento de codos de tubería.



1. Tubería codo a 90 grados
2. Manta de aislamiento
3. Sujeción de aislamiento
4. Enchaquetado metálico y forma de corte de la lámina
5. Tornillos de sujeción de enchaquetado.

(Isover, 2014)

4. Cédulas y especificaciones de tuberías empleadas en fábrica.

Figura 203. Diámetros y espesor de tuberías.



TUBERIA DE ACERO AL CARBONO
API 5L / ASTM A53 / A106

www.vemacero.com

Diámetro Nominal		Diámetro Exterior		Espesor de Pared		Identificación		Peso del Tubo		ASTM A53 PRESION DE PRUEBA			
NPS	DN	Real		Pulgadas	Milímetros	Weight		lb/ft	kg/m	Grado A		Grado B	
Pulgadas in.	Milímetros mm.	(in.)	mm.	(in.)	(mm.)	Class	Schedule			psi	Kg/cm ²	psi	Kg/cm ²
6	150	6.625	168.3	0.280	7.11	STD	40	18.97	28.26	1520	107	1780	125
8	200	8.625	219.1	0.375	9.52	STD	40	33.04	49.20	1570	110	1830	129
10	250	10.750	273.0	0.365	9.27	STD	40	40.48	60.29	1220	86	1490	101
12	300	12.750	323.8	0.375	9.52	STD	40	49.52	73.78	1060	75	1240	87
20	500	20.000	508.0	0.300	12.70	XS	30	104.13	155.12	900	63	1050	74

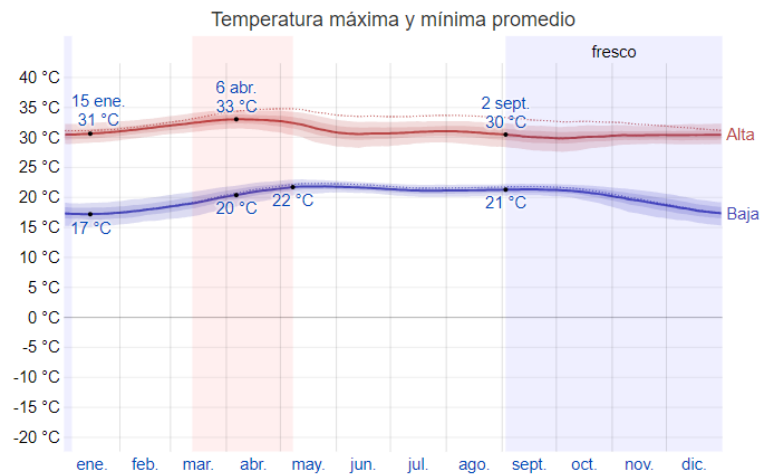
(VEMACERO, 2010)

5. Climatología de Santa Lucía Cotzumalguapa, Escuintla.

Se obtuvo la información del clima para la temporada de operación de la planta (zafra), los datos son provenientes del INSIVUMEH.

Temperatura promedio:

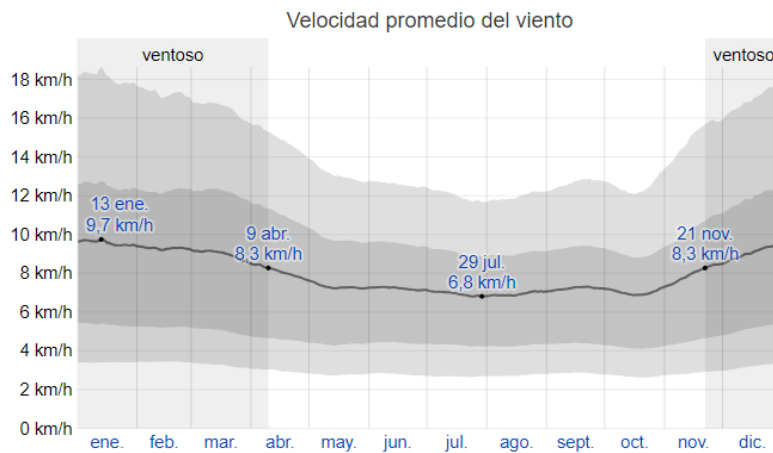
Figura 204. Datos de temperatura.



La temperatura máxima (línea roja) y la temperatura mínima (línea azul) promedio diaria con las bandas de los percentiles 25° a 75°, y 10° a 90°. Las líneas delgadas punteadas son las temperaturas promedio percibidas correspondientes.

La velocidad del viento:

Figura 205. Datos del comportamiento del viento/hora.



El promedio de la velocidad media del viento por hora (línea gris oscuro), con las bandas de percentil 25° a 75° y 10° a 90°.

6. Manuales y catálogos de los materiales aislantes.

Lana de roca (Rockwool):

Figura 206. Datos aislante rockboard 40.

ROCKBOARD® 40 Multipurpose Board Insulation

Technical Data Sheet

Board Insulation 07210* • Board Insulation 07 21 13**

Acoustic Board Insulation 09 81 13**

ROCKWOOL ROCKBOARD® 40 is a semi-rigid, multi-purpose mineral wool insulation board.

	Performance	Test Standard	
Compliance	Mineral Fiber Block and Board Thermal Insulation - Type IVA Compliant	ASTM C612	
Reaction to Fire	Flame spread index = 0; Smoke development index = 0 Flame spread index = 0; Smoke development index = 0 Behaviour of materials at 750°C - Non Combustible Test for Non-Combustibility - Non Combustible Hot Surface Performance - 1200°F	ASTM E84 (UL 723) CAN/ULC S102 CAN/ULC S114 ASTM E136 ASTM C411	
Density	Actual Density - 4 lbs/ft ³ (64 kg/m ³)	ASTM C303	
Dimensional Stability	Linear Shrinkage - <1% @ 1200°F	ASTM C356	
Corrosion Resistance	Stress Corrosion Cracking Tendency of Austenitic Stainless Steel - Passed Corrosion of Steel - Passed	ASTM C795 ASTM C665	
Thermal Resistance	R-Value / inch @ 75°F 4.2 hr.ft ² .F/Btu RSI value / 25.4 mm @ 24°C 0.74 m ² /K/W	ASTM C518 (C177)	
Reaction to Moisture	Moisture Sorption by weight - 0.03% Determination of Fungi Resistance - Passed	ASTM C1104 ASTM C1338	
Compressive Strength	90psf (4.3kPa) @ 10% compression 225psf (10.8kPa) @ 25% compression	ASTM C165	
Air Erosion	Maximum Air Velocity 1000 fpm (5.08 m/s)	UL 181	
Thickness Dimensions	Product is available in 1" through 4" offerings (25.4 mm - 101.6 mm) 24" x 48" (610 mm x 1219 mm)		
Acoustical Performance	Thickness 125 Hz 250 Hz 500 Hz 1000 Hz 2000Hz 4000 Hz NRC	ASTM C423	
	1.0"	0.07 0.32 0.77 1.04 1.05 1.05 0.8	
	1.5"	0.18 0.48 0.96 1.09 1.05 1.05 0.9	
	2"	0.26 0.68 1.12 1.1 1.03 1.04 1	
	3"	0.63 0.95 1.14 1.01 1.03 1.04 1.05	
4"	1.03 1.07 1.12 1.04 1.07 1.08 1.1		
Issued 01-01-18 Supersedes 08-23-17	NOTE: *Master Format 1995 Edition **Master Format 2004 Edition. As ROCKWOOL has no control over installation design and workmanship, accessory materials or application conditions, ROCKWOOL does not warranty the performance or results of any installation containing ROCKWOOL's products. ROCKWOOL's overall liability and the remedies available are limited by the general terms and conditions of sale. This warranty is in lieu of all other warranties and conditions expressed or implied, including the warranties of merchantability and fitness for a particular purpose.		

Fibra de vidrio (Sealco)

Figura 207. Datos aislante fibra de vidrio.

REF: 3101 TELA DE FIBRA DE VIDRIO REF: 3101 INSULATION FIBERGLASS CLOTH



DESCRIPCIÓN: Se fabrica a partir de fibras 100% texturizadas, las cuales le permiten ofrecer una gran resistencia térmica y mecánica.

APLICACIONES: Se utilizan para el aislamiento de tuberías, válvulas, elementos de protección personal como: guantes, polainas, delantales, entre otros. Resisten la mayoría de ácidos, álcalis y solventes.

COLOR: Blanco.

DESCRIPTION: It is made from 100% texturized fiberglass which have a good thermal and mechanical resistance.

APPLICATIONS: Used for the isolation of pipes, valves, personal protective equipment as: gloves, boots, aprons, among others. It supports most acids, alkalis and solvents.

COLOR: White.

Thickness mm(inches)	Weight Kg/Mt ²	Width Mts	Meters / Roll	Temperature ° C
1.5 (1/16")	1.02	1.2	20.0	540 °C
3.0 (1/8")	1.80	1.0	30.0	540 °C

Propiedades básicas / basic properties

	Unidad / unit	Valor / value
Contenido de fibra de vidrio E / E-glass content	%	98
Contenido de ligante / binder content	%	2
Diám. filamento / fiberglass diam.	micra/micron	6
Densidad / density	Kg/m ³	680
Espesor / thickness	mm	6
Reacción al fuego / fire reaction		Incombustible
Conductividad térmica / thermal conductivity		
* 50°C	W/m·k	0.039
* 200°C	W/m·k	0.057
* 500°C	W/m·k	0.121

Fibra mineral (ISOVER):

Figura 208. Datos aislante mineral.

Características

Título	Largo	Ancho	Espesor	Código EAN
TECH WIRED MAT 4.2	45.72	0.6	50	8432539828886

Propiedades Técnicas

	Símbolo	Unidades	Valor	Norma
Conductividad térmica declarada	λ_0	W/m·k	0,041 - 0,217	EN 12667 EN 12939
Reacción al fuego		Euroclase	A1	EN 13501-1
Temperatura máxima de servicio		°C	600	EN 14706
Absorción de agua	WS	Kg/m ²	< 1	EN 1609
Resistencia a la difusión del vapor de agua, μ	MU		1	EN 14303
Estabilidad dimensional, Δs		%	< 1	EN 1604

Lenzing Armacell (armaflex):

Figura 209. Datos aislante armaflex.

HT/ARMAFLEX S

DATOS TÉCNICOS

Aislamiento térmico altamente flexible de espuma elastomérica de célula cerrada, basado en caucho sintético EPDM, con un recubrimiento de copolímero de poliolefina que sirve de protección. Especialmente diseñado para su instalación en el exterior de los edificios y en aplicaciones de altas temperaturas (hasta +150 °C).

Propiedades	Valor	Norma
Rango de temperaturas		
Temperatura máx. de trabajo	+150 °C	EN 14706
Temperatura mín. de trabajo	-50 °C	EN 14707 EN 14304
Conductividad térmica		
Coquillas	$\lambda_{40°C} \leq 0,038 \text{ W/(m·K)}$	EN ISO 13787 EN ISO 8497
Resistencia a la difusión del vapor de agua		
Coquillas	$\mu \geq 4000$	EN 13469
Comportamiento al fuego		
Reacción al fuego	Euroclase E	EN 13501-1 EN ISO 11925-2
Otras características técnicas		
Comportamiento en caso de incendio Autoextinguible, no gotea, no propaga la llama		
Resistencia a los rayos UV Muy buena		
Tiempo de almacenaje Material no autoadhesivo: indefinido Debe almacenarse en salas limpias y secas, con una humedad relativa normal (50% a 70%) y a temperatura ambiente (0 °C a +35 °C).		
Otras observaciones Para aplicaciones al exterior, en circunstancias especiales, el material puede sufrir decoloración, en la superficie. Estos cambios no tienen influencia en las propiedades físicas del material, como puedan ser la conductividad térmica y el comportamiento en caso de incendio. Declaración de Prestaciones disponible según lo establecido en el Artículo 7(3) de Reglamento (EU) 305/2011 en nuestra página web: www.armacell.com/DoP		

* Si necesitan información adicional, rogamos soliciten ficha técnica completa del producto a nuestro Departamento Técnico.

Fibra cerámica (Maxwool):

Figura 210. Datos aislante maxwool.

ASILANTES CERÁMICOS CERAMIC INSULATORS

REF: 4780.MANTA DE FIBRA CERÁMICA REF: 4780 CERAMIC FIBER BLANKET



DESCRIPCIÓN: Fibras cerámicas centrifugadas inertes químicamente se someten a un proceso de no tejido para conformar mantas cerámicas de excelente resistencia térmica y baja conductividad térmica.

APLICACIONES:
Se utiliza como aislamiento térmico para: hornos (paredes, techos, puertas), chimeneas, cámaras de combustión, filtración a alta temperatura, piezas para la industria de electrodomésticos, la fibra cerámica es utilizada como respaldo en ladrillos y morteros refractarios, además funciona como barrera contra el calor y fuego.

DESCRIPTION: Chemically inert ceramic fibers form nonwoven ceramic blankets with excellent thermal resistance and low thermal conductivity.

APPLICATIONS:
Used as insulation for furnaces (walls, ceilings, doors), chimneys, combustion chambers, high temperature filtration, parts for the appliance industry, ceramic fiber is used as a backup in refractory bricks and mortar, also functions as barrier against heat and fire.

Thickness (in)	Width mm (in.)	Length in (mt)	Density	Area (mt) ²	Temperature °C
1/2"	24" (.61 mts)	600" (15.2 mt)	6 lb/ft ³ (96 kg/m ³) / 8 lb/ft ³ (128 kg/m ³)	9.2 mt ²	Max.: 1260°C / Continuos: 1050°C
1"	24" (.61 mts)	300" (7.6 mt)	6 lb/ft ³ (96 kg/m ³) / 8 lb/ft ³ (128 kg/m ³)	4.6 mt ²	Presentation
2"	24" (.61 mts)	150" (3.8 mt)	6 lb/ft ³ (96 kg/m ³) / 8 lb/ft ³ (128 kg/m ³)	2.3 mt ²	Roll of: 13.5 kilos.

Encogimiento Lineal (%)	
24 Hrs @ 1000 °C (1832°F)	2.0
24 Hrs @ 1200 °C (2192°F)	-
24 Hrs @ 1300 °C (2372°F)	-
Análisis Químico (%)	
Al ₂ O ₃	42-46
SiO ₂	50-60
ZrO ₂	-
Otros < 1%	-
Conductividad Térmica W/m °K (BTU-in /hr-ft² °F)	
Temperatura Promedio, 96 kg/m ³ (6 lb/ft ³)	
@ 260 °C (500 °F)	0.07 (0.52)
@ 538 °C (1000 °F)	0.15 (1.01)
@ 816 °C (1500 °F)	0.25 (1.76)
@ 982 °C (1800 °F)	0.34 (2.37)
@ 1093 °C (2000 °F)	0.41 (2.83)

7. Forma correcta de tomar temperaturas mediante el uso de termómetros infrarrojos.

Permite realizar una toma de temperatura mediante el uso de un láser infrarrojo, sin necesidad de estar en contacto físicamente con el elemento. Mide la temperatura a una rapidez increíble y con gran fiabilidad, a objetos móviles e incluso a temperatura muy altas. Se puede ajustar la emisividad del láser según el tipo de material del objeto a medir. Se debe tener en cuenta que el haz de luz sea menor al tamaño del objeto del cual se quiera obtener la temperatura, por lo que se deberá estar a una menor distancia.

Información de seguridad:

- Tenga cuidado cuando el láser esté encendido y no debe ser apuntado a personas o animales mucho menos debe apuntarse hacia los ojos.
- No utilice el termómetro por infrarrojos en zonas con gases altamente explosivos.
- No medir sobre superficies brillantes, pulidas o metálicas como el acero inoxidable, el aluminio, etc.
- No puede realizar mediciones en superficies transparentes como el vidrio, si la superficie está cubierta de hielo, aceite o suciedad, límpiela antes de realizar la medición.
- Limpie el termómetro únicamente con un paño seco.
- No abra el termómetro para realizar modificaciones internas.
- No sumerja el termómetro en agua.
- Almacenar en un lugar adecuado, no sobrepasar los límites de especificaciones técnicas. (FLIR Systems, 2013)

Especificaciones técnicas:

Figura 211. Especificaciones técnicas del termómetro infrarrojo.

Rango de medición	-50 ... +1050 °C
Resolución	0,1 °C (en < 1000), 1 °C (en ≥1000)
Precisión	± 4 °C (en -50 ... 0 °C) ± 1.5 % del valor de medición ± 2 °C (en +0 ... +1050 °C)
Tiempo de respuesta	<250 ms
Relación entre la distancia y el tamaño del punto	30:1
Emisividad	Adjustable entre 0,1 ... 1,0 (según el material)
Sensibilidad espectral	8 ... 14 μm
Láser	Clase 2; <1 del valor de medición, Láser de un punto muy brillante
Función de temperatura máx. - mín	Sí
Función de medición continua	Sí
Iluminación trasera para la pantalla	Sí
Función de auto apagado	Se apagará automáticamente tras 20 segundos de inactividad
Alimentación	1 x Pila de bloque de 9 V
Condiciones de funcionamiento	0 ... +50 °C / 10 ... 95 % H. r.
Condiciones de almacenamiento	-20 ... 60 °C / < 80 % H. r.
Normas	EMC; EN: 50081-1, 50082-1; EN: 60825-1
Dimensiones	155,5 x 98,8 x 27,5 mm
Peso	171 g

(FLIR Systems, 2013)

Instrucciones de uso:

- Sujetar el termómetro por el mango, apuntando a la superficie a medir y apriete el gatillo durante unos segundos para tomar la lectura de temperatura.
- Poco después, la temperatura aparecerá en la pantalla.
- Aparecerá el símbolo "HOLD" y el valor de medición permanecerá en la pantalla durante unos segundos.
- El termómetro se apagará automáticamente tras 20 segundos de inactividad.

Si la temperatura ambiental es muy dispar, espere durante al menos 30 segundos para que el termómetro pueda compensar la temperatura. El puntero láser solo sirve para apuntar hacia el punto de la superficie que quiera medir. Se tiene un botón para cambiar la escala de temperatura en la que se está midiendo de Celsius a Fahrenheit y viceversa. El botón MODE sirve para ajustar la emisividad del termómetro. Además, en la pantalla se despliega el estado de la batería del termómetro, en caso esta deba ser reemplazada la pila que utiliza es de 9v. (FLIR Systems, 2013)

Principio de medición:

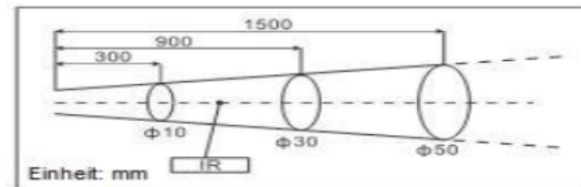
El termómetro por infrarrojos sirve para medir la temperatura de distintas superficies. Para poder obtener la temperatura, el sensor óptico transforma la energía en temperatura gracias a un detector y, a continuación, muestra el valor de temperatura en la pantalla LCD. La función del láser es únicamente apuntar el punto que quiera medir.

Punto de medición:

El objeto que se quiera medir sea más grande que el punto de medición. Podrá consultar el tamaño del punto de medición en la parte inferior del diagrama. Cuanto

más pequeño sea el objeto que quiera medir, más tendrá que acercarse al objeto para poder obtener resultados precisos. Si cree que la precisión del termómetro no es la correcta, asegúrese de que el objeto sea al menos el doble de grande que el punto de medición. Cuanto más grande sea la distancia entre el termómetro y el objeto, más grande será el punto de medición de la zona que quiera medir. (FLIR Systems, 2013)

Figura 212. Espectro de medición del termómetro.



El campo de visión del termómetro es de 30:1. Esto significa que el punto de medición tendría que ser de 10mm como mínimo cuando la distancia sea de 300mm. En el cuadro de valores para el campo de visión que le facilitamos más adelante encontrará más información sobre los diámetros correspondientes a cada distancia. (FLIR Systems, 2013)

8. Cálculos de pruebas realizadas en laboratorio.

Tubería al desnudo:

Figura 213. Datos tubería al desnudo.

Aislamiento en base al costo económico				Información económica				Tiempo de vida útil del aislante garantizada por fabricante Basado en el costo de producción de la planta En caso de dejar el dinero en un banco.			
Información del proceso				Período (años)							
Temperatura de Operación:	120	°C	Aumento previsible del costo de energía	3.5	%	Tasa de interés					
Dámetro externo:	0.035	m	5		%	$r = \frac{(1 + 0.01) + b}{(1 + 0.01) + r}$					
Longitud a aislar	0.7	m	0.99		Coeficiente del valor actualizado neto						
Espesor de la tubería:	0.00395	m	13.39		VAN						
Material:	Acero	Funcionamiento				Tiempo de funcionamiento					
Conductividad térmica	43	(W/(m·K))	4320		Costo de instalación		1.00				
Información ambiental				Costo de la energía							
Temperatura ambiente	24	°C	1.26E-05 (Q/(W·h))				Material				
Velocidad del viento:	0.95	m/s	Costo del material		Q	350.00	Largo del material				
Información del aislamiento				Material				Ancho del material			
Material:	Fibra mineral	Costo de instalación				Q	45.72	0.6			
Conductividad térmica:	0.034	(W/(m·K))	Largo del material				0.6				
Densidad:	80	kg/m ³	Ancho del material				0.6				
Información del Enchapeado				Material				Sin chaqueta			
Material:	Sin chaqueta	Emissividad				1		e			
Espesor del aislamiento (m)				Perdidas de energía (W/m)				Perdidas de energía (W)			
0				176.69				123.82			
Costo de las pérdidas de energía (para todo el periodo)				Valor actual de las pérdidas (para todo el periodo)				Cantidad de material utilizado			
Q				Q				Q			
9.76				131.02				0.00			
Costo del material utilizado (Q)				Incremento de ahorro (respecto a espesor anterior)				Incremento de inversión en aislamiento con costo de instalación			
Q				Q				Q			
-				-				-			
Diferencia entre ahorro e inversión				Q				-			
Q				-				-			

Resistencia debida a la pared de la tubería		Resistencia debida a la radiación		Resistencia debida a la convección		Resistencia debida al espesor del aislante		Transferencia de calor del tubo hacia el ambiente	
$R_{pared} = \frac{r_{ext} \ln(\frac{D_{ext}}{D_{int}})}{k_{acero}}$	1.04E-04	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$	Suponemos una temperatura superficial	123.4	°C	Buscamos una temperatura promedio entre superficie y ambiente	73.7	°C	$Q = \frac{T_{tp} - T_a}{R_{ext} + R_{conv} + R_{pared} + R_{rad}}$
$R_{rad} = \frac{(T_s - T_a)}{4\epsilon(T_s^2 + T_a^2)}$	0.1037	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$	$R_{conv} = \frac{(N_u + k_{aire})}{D_{ext}}$	16.80	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$	Resistencia debida a la convección	0.0595	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$	2531.601
$R_{aislamiento} = \frac{r_{ext} \ln(\frac{D_{ext}}{D_{int}})}{k_{aislante}}$	0.0000	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$	$R_{aislamiento} = \frac{r_{ext} \ln(\frac{D_{ext}}{D_{int}})}{k_{aislante}}$	0.0000	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$	Resistencia debida al espesor del aislante	0.0000	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$	2512.093
$Q = \frac{T_{tp} - T_a}{R_{ext} + R_{conv} + R_{pared} + R_{rad}}$	2531.601	$\frac{W}{m^2}$	$Q = \frac{T_{tp} - T_a}{R_{ext} + R_{conv} + R_{pared} + R_{rad}}$	2512.093	$\frac{W}{m^2}$	Transferencia de calor del tubo hacia el ambiente	2512.093	$\frac{W}{m^2}$	
$T_{tp} = T_a + Q \cdot (R_{ext} + R_{pared})$	119.74	°C	$T_{tp} = T_a + Q \cdot (R_{ext} + R_{pared})$	119.74	°C	Cálculo de la temperatura superficial	119.74	°C	

Transferencia de calor basado en teoría de radio crítico de aislamiento	
Longitud de la tubería a aislar	0.7 m
$Q = \frac{T_{tp} - T_a}{\frac{\ln(\frac{D_{ext}}{D_{int}})}{2\pi k L} + \frac{1}{h(D_{ext} L)}}$	123.8204
Radio crítico de aislamiento	0.005 m

Datos de lana de roca (ROCKWOOL):

Figura 214. Datos tubería con aislantes rockwool.

Aislamiento en base al costo económico				Información económica				Funcionamiento			
Información del proceso:				Periodo (años)				Tiempo de vida útil del aislante garantizada por fabricante			
Temperatura de Operación:	120	°C		Aumento previsible del costo de energía	35	%		Basado en el costo de producción de la planta			
Diametro externo:	0.035	m		Tasa de interés	5	%		En caso de dejar el dinero en un banco.			
Longitud a aislar	0.7	m		$f = \frac{(1+0.01)^b}{(1+0.01)^{nr}}$		0.99					
Espesor de la tubería:	0.00395	m		Coeficiente de valor actualizado neto		20.85	VAN				
Material:	Acero			Funcionamiento							
Conductividad térmica:	43	[W/(m·K)]		Tempo de funcionamiento	4320 (horas/año)						
Información ambiental:				Costo de instalación	Q			100			
Temperatura ambiente:	24	°C		Costo de la energía	128E-06 (Q/(W·h))						
Velocidad del viento:	0.85	m/s		Material							
Información del aislamiento:				Costo del material	Q			350.00			
Material:	Lana de roca (rockwool)			Largo del material	4.8			m			
Conductividad térmica:	0.0598	[W/(m·K)]		Ancho del material	1			m			
Densidad:	64	kg/m ³									
Información del Enchazado:											
Material:	Sin chaqueta										
Emissividad:	1	ε									

Espesor del aislamiento (m)	Perdidas de energía (por cada metro de longitud) (W/m)	Perdidas de energía (W)	Costo de las pérdidas de energía ($\frac{Q}{m \cdot año}$)	Valor actual de las pérdidas (para todo el año) ($\frac{Q}{m}$)	Cantidad de material utilizado (m ²)	Costo del material utilizado (Q)	Incremento de ahorro (respecto a espesor anterior) (Q)	Incremento de inversión en aislamiento con costo de instalación (Q)	Diferencia entre ahorro e inversión (Q)
0	113.98	79.78	Q 6.30	Q 131.39	0.00	Q -	Q -	Q -	Q -
0.001	101.63	71.14	Q 5.62	Q 117.15	0.08	Q 5.77	Q 14.24	Q 6.77	Q 7.47
0.005	72.51	50.76	Q 4.01	Q 83.58	0.17	Q 12.18	Q 33.56	Q 6.41	Q 27.15
0.01	55.21	38.64	Q 3.05	Q 63.64	0.27	Q 18.40	Q 19.95	Q 13.99	Q 5.96
0.02	39.65	27.75	Q 2.19	Q 45.70	0.39	Q 28.22	Q 17.94	Q 16.23	Q 2.70
0.03	32.35	22.64	Q 1.79	Q 37.29	0.53	Q 38.64	Q 8.41	Q 24.41	Q -16.00

Aislamiento es 0.0254m ya que la medida del material es de 1 pulgada.

Resistencia debida a la pared de la tubería		
$R_{pared} = \frac{r_{ext} \ln(\frac{r_{ext}}{r_{int}})}{k_{tuberia}}$	1.04E-04	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Resistencia debida a la radiación		
Suponemos una temperatura superficial	123.4	°C
$R_{rad} = \frac{(T_s - T_{amb})}{\epsilon \sigma (T_s^4 - T_{amb}^4)}$	0.1037	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Resistencia debida a la convección		
Buscamos una temperatura promedio entre superficie y ambiente		
Densidad	1.017418	kg/m ³
Conductividad térmica	0.0291	W/m · K
Viscosidad dinámica	2.07E-05	kg/m · s
Número de Prandtl	0.7168	Pr
Número de Reynolds	3.59E+03	
Número de Nusselt	31.7415	
Coef. de transferencia de calor por convección	10.76	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
$h_{conv} = \frac{(Nu \cdot k_{aire})}{D_{ext}}$		
Resistencia debida a la convección	0.0930	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Resistencia debida al espesor del aislante		
$R_{aislamiento} = \frac{r_{ext} \ln(\frac{r_{ext}}{r_{int}})}{k_{aislante}}$	0.6433	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Transferencia de calor del tubo hacia el ambiente		
$Q = \frac{T_{op} - T_{amb}}{R_{ais} + R_{conv} + R_{pared} + R_{rad}}$	138.652	$\frac{W}{m^2}$
Cálculo de la temperatura superficial		
$T_{sup} = T_{op} - Q \cdot (R_{ais} + R_{pared})$	30.80	°C

Realizamos la segunda iteración. Empleando la temperatura superficial obtenida de los cálculos anteriores		
Resistencia debida a la radiación		
Suponemos una temperatura superficial	30.80	°C
$R_{rad} = \frac{(T_s - T_{amb})}{\epsilon \sigma (T_s^4 - T_{amb}^4)}$	0.1626	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Resistencia debida a la convección		
Buscamos una temperatura promedio entre superficie y ambiente		
Densidad	1.1744	kg/m ³
Conductividad térmica	0.0257	W/m · K
Viscosidad dinámica	1.86E-05	kg/m · s
Número de Prandtl	0.7289	Pr
Número de Reynolds	3.99E+03	
Número de Nusselt	33.7421	
Coef. de transferencia de calor por convección	10.10	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
$h_{conv} = \frac{(Nu \cdot k_{aire})}{D_{ext}}$		
Resistencia debida a la convección	0.0990	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Resistencia debida al espesor del aislante		
$R_{aislamiento} = \frac{r_{ext} \ln(\frac{r_{ext}}{r_{int}})}{k_{aislante}}$	0.6433	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Transferencia de calor del tubo hacia el ambiente		
$Q = \frac{T_{op} - T_{amb}}{R_{ais} + R_{conv} + R_{pared} + R_{rad}}$	136.189	$\frac{W}{m^2}$
Cálculo de la temperatura superficial		
$T_{sup} = T_{op} - Q \cdot (R_{ais} + R_{pared})$	32.38	°C

Transferencia de calor basado en teoría de radio crítico de aislamiento		
Longitud de la tubería a aislar	0.7	m
$Q = \frac{T_{op} - T_{amb}}{\ln(\frac{D_{ext}}{D_{int}}) + \frac{1}{2\pi kL} + \frac{1}{h(\pi D_{ext}L)}}$	27.7518	W
Radio crítico de aislamiento	0.006	m

Datos de tubería con fibra de vidrio:

Figura 215. Datos tubería con aislante de fibra de vidrio.

Información del proceso		Periodo (años)		Tiempo de vida útil del aislante garantizado por fabricante	
Temperatura de Operación:	120 °C	Aumento previsible del costo de energía	3.5 %	Basado en el costo de producción de la planta	
Diametro externo	0.035 m	Tasa de interés	5 %	En caso de dejar el dinero en un banco.	
Longitud a aislar	0.7 m	$f = \frac{(1 + 0.01) \cdot i}{(1 + 0.01)^n + r}$		0.99	
Espesor de la tubería	0.00395 m	Coeficiente del valor actualizado neto		27.30 VAN	
Material:	Acero	Funcionamiento			
Conductividad térmica:	43 (W/mK)	Tiempo de funcionamiento	4320 (horas/año)	Costo de instalación Q 1.00	
Información ambiental		Costo de la energía 1.28E-05 (Q/W*H)			
Temperatura ambiente	24 °C	Material			
Velocidad del viento:	0.85 m/s	Costo del material	Q 875.00	Largo del material 20 m	
Información del aislamiento:		Ancho del material 1.22 m			
Material:	Fibra de vidrio				
Conductividad térmica:	0.048 (W/mK)				
Densidad:	680 (kg/m ³)				
Información del Enchapaado:					
Material:	Sin chaqueta				
Emissividad:	1 e				

Espesor del aislamiento (m)	Perdidas de energía (por cada metro de longitud) (W/m)	Perdidas de energía (W)	Costo de las pérdidas de energía ($\frac{Q}{m \cdot 8760}$)	Valor actual de las pérdidas (para todo el $\frac{Q}{m}$)	Cantidad de material utilizado (m ²)	Costo del material utilizado (Q)	Incremento de ahorro (respecto a espesor anterior)	Incremento de inversión en aislamiento con costo de instalación	Diferencia entre ahorro e inversión
0	113.84	79.63	Q 6.30	Q 171.86	0.00	Q -	Q -	Q -	Q -
0.001	97.77	68.44	Q 5.41	Q 147.59	0.08	Q 2.84	Q 24.27	Q 3.84	Q 20.43
0.005	64.47	45.13	Q 3.56	Q 97.32	0.17	Q 5.99	Q 50.27	Q 3.16	Q 47.12
0.01	47.17	33.02	Q 2.61	Q 71.20	0.27	Q 9.54	Q 26.11	Q 7.39	Q 18.73
0.02	32.87	23.01	Q 1.82	Q 49.62	0.39	Q 13.88	Q 21.58	Q 7.49	Q 14.09
0.03	26.51	18.56	Q 1.47	Q 40.02	0.53	Q 19.01	Q 9.60	Q 12.51	Q -2.91

Resistencia debida a la pared de la tubería		
$R_{pared} = \frac{r_{ext} \ln(\frac{r_{ext}}{r_{int}})}{k_{tuberia}}$	1.04E-04	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Resistencia debida a la radiación		
Suponemos una temperatura superficial	123.4 °C	
$R_{rad} = \frac{(T_s - T_{\infty})}{\epsilon \sigma (T_s^4 - T_{\infty}^4)}$	0.1037	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Resistencia debida a la convección		
Buscamos una temperatura promedio entre superficie y ambiente		
Densidad	73.7	°C
Conductividad térmica	1.017418	kg/m ³
Viscosidad dinámica	0.0291	W/m · K
Número de Prandtl	2.07E-05	kg/m · s
Número de Reynolds	0.7168	Pr
Número de Nusselt	3.14E+03	
Coef. de transferencia de calor por convección $h_{conv} = \frac{(Nu \cdot k_{aire})}{D_{ext}}$	11.49	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
Resistencia debida a la convección	0.0871	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Resistencia debida al espesor del aislante		
$R_{aislamiento} = \frac{r_{ext} \ln(\frac{r_{ext}}{r_{int}})}{k_{aislante}}$	0.5954	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Transferencia de calor del tubo hacia el ambiente		
$Q = \frac{T_{op} - T_{\infty}}{R_{ais} + R_{conv} + R_{pared} + R_{rad}}$	149.336	$\frac{W}{m^2}$
Cálculo de la temperatura superficial		
$T_{sup} = T_{op} - Q \cdot (R_{ais} + R_{pared})$	31.07	°C

Resistencia debida a la radiación		
Realizamos la segunda iteración. Empleando la temperatura superficial obtenida de los cálculos anteriores		
Suponemos una temperatura superficial	31.07 °C	
$R_{rad} = \frac{(T_s - T_{\infty})}{\epsilon \sigma (T_s^4 - T_{\infty}^4)}$	0.1624	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Resistencia debida a la convección		
Buscamos una temperatura promedio entre superficie y ambiente		
Densidad	27.53	°C
Conductividad térmica	1.1739	kg/m ³
Viscosidad dinámica	0.0257	W/m · K
Número de Prandtl	1.86E-05	kg/m · s
Número de Reynolds	0.7289	Pr
Número de Nusselt	3.49E+03	
f. de transferencia de calor por convección $h_{conv} = \frac{(Nu \cdot k_{aire})}{D_{ext}}$	10.79	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
Resistencia debida a la convección	0.0927	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Resistencia debida al espesor del aislante		
$R_{aislamiento} = \frac{r_{ext} \ln(\frac{r_{ext}}{r_{int}})}{k_{aislante}}$	0.5954	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Transferencia de calor del tubo hacia el ambiente		
$Q = \frac{T_{op} - T_{\infty}}{R_{ais} + R_{conv} + R_{pared} + R_{rad}}$	146.666	$\frac{W}{m^2}$
Cálculo de la temperatura superficial		
$T_{sup} = T_{op} - Q \cdot (R_{ais} + R_{pared})$	32.66	°C

Transferencia de calor basado en teoría de radio crítico de aislamiento		
Longitud de la tubería a aislar	0.7	m
$Q = \frac{T_{op} - T_{\infty}}{\ln(\frac{D_{ext}}{D_{int}}) + \frac{1}{2\pi kL} + \frac{1}{h(\pi D_{ext}L)}}$	23.0092	W
Radio crítico de aislamiento	0.004	m

Datos con fibra Mineral:

Figura 216. Datos tubería con aislante mineral.

Aislamiento en base al costo económico				Información económica			
Información del proceso				Periodo (años)			
Temperatura de Operación:	120	°C		Aumento previsible del costo de energía	3.5	%	Tiempo de vida útil del aislante garantizada por fabricante Basado en el costo de producción de la planta En caso de dejar el dinero en un banco.
Diametro externo:	0.035	m		Tasa de interés	5	%	
Longitud a aislar	0.7	m		$r = \frac{(1 + 0.01)^b}{(1 + 0.01)^{a+b}}$			0.99
Espesor de la tubería:	0.00395	m		Coeficiente del valor actualizado neto			13.39 VAN
Material:	Acero			Funcionamiento			
Conductividad térmica	43	(W/m·K)		Tempo de funcionamiento	4320 (horas/año)		
Información ambiental:				Costo de instalación	Q	1.00	
Temperatura ambiente	24	°C		Costo de la energía	1.28E-05 (Q)(W·h)		
Velocidad del viento:	0.85	m/s		Material			
Información del aislamiento:				Costo del material	Q	350.00	
Material:	Fibra mineral			Largo del material	45.72 m		
Conductividad térmica	0.034	(W/m·K)		Ancho del material	0.6 m		
Densidad:	80	kg/m ³					
Información del Enchaquetado							
Material:	Sin chaqueta						
Emisividad:	1	ε					

Espesor del aislamiento (m)	Perdidas de energía (por cada metro de longitud) (W/m)	Perdidas de energía (W)	Costo de las pérdidas de energía ($\frac{Q}{m \cdot año}$)	Valor actual de las pérdidas (para todo el año) ($\frac{Q}{m}$)	Cantidad de material utilizado (m ²)	Costo del material utilizado (Q)	Incremento de ahorro (respecto a espesor anterior) (Q)	Incremento de inversión en aislamiento con costo de instalación (Q)	Diferencia entre ahorro e inversión (Q)
0	113.84	79.69	Q 6.30	Q 84.32	0.00	Q -	Q -	Q -	Q -
0.001	90.75	63.53	Q 5.02	Q 67.22	0.08	Q 1.01	Q 17.10	Q 2.01	Q 16.09
0.005	52.39	36.68	Q 2.90	Q 38.81	0.17	Q 2.13	Q 28.41	Q 1.12	Q 27.29
0.01	36.19	25.34	Q 2.00	Q 26.81	0.27	Q 3.40	Q 12.00	Q 3.27	Q 8.73
0.02	24.24	16.96	Q 1.34	Q 17.95	0.39	Q 4.94	Q 8.86	Q 2.67	Q 6.18
0.03	19.26	13.48	Q 1.06	Q 14.26	0.53	Q 6.76	Q 3.69	Q 5.10	Q -1.41
0.04	16.48	11.54	Q 0.91	Q 12.21	0.69	Q 8.87	Q 2.06	Q 4.77	Q -2.71
0.05	14.68	10.28	Q 0.81	Q 10.88	0.88	Q 11.25	Q 1.33	Q 7.48	Q -6.15

Resistencia debida a la pared de la tubería		
$R_{pared} = \frac{r_{ext} \ln(\frac{r_{ext}}{r_{int}})}{k_{tuberia}}$	1.04E-04	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Resistencia debida a la radiación		
Suponemos una temperatura superficial	123.4	°C
$R_{rad} = \frac{(T_s - T_{\infty})}{\epsilon \sigma (T_s^4 - T_{\infty}^4)}$	0.1037	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Resistencia debida a la convección		
Buscamos una temperatura promedio entre superficie y ambiente		
Densidad	1.017418	kg/m ³
Conductividad térmica	0.0291	W/m · K
Viscosidad dinámica	2.07E-05	kg/m · s
Número de Prandtl	0.7168	Pr
Número de Reynolds	5.64E+03	
Número de Nusselt	40.1796	
Coef. de transferencia de calor por convección	$h_{conv} = \frac{(N_u \cdot k_{aire})}{D_{ext}}$	8.65 $\frac{W}{m^2 \cdot K}$
Resistencia debida a la convección	0.1156	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Resistencia debida al espesor del aislante		
$R_{aislamiento} = \frac{r_{ext} \ln(\frac{r_{ext}}{r_{int}})}{k_{aislante}}$	2.6800	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Transferencia de calor del tubo hacia el ambiente		
$Q = \frac{T_{op} - T_{\infty}}{R_{ais} + R_{conv} + R_{pared} + R_{rad}}$	35.104	$\frac{W}{m^2}$
Cálculo de la temperatura superficial		
$T_{sup} = T_{op} - Q \cdot (R_{ais} + R_{pared})$	25.92	°C

Resistencia debida a la radiación		
Suponemos una temperatura superficial	25.92	°C
$R_{rad} = \frac{(T_s - T_{\infty})}{\epsilon \sigma (T_s^4 - T_{\infty}^4)}$	0.1667	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Resistencia debida a la convección		
Buscamos una temperatura promedio entre superficie y ambiente		
Densidad	1.1842	kg/m ³
Conductividad térmica	0.0255	W/m · K
Viscosidad dinámica	1.85E-05	kg/m · s
Número de Prandtl	0.7296	Pr
Número de Reynolds	6.31E+03	
Número de Nusselt	42.9244	
f. de transferencia de calor por convección	$h_{conv} = \frac{(N_u \cdot k_{aire})}{D_{ext}}$	8.11 $\frac{W}{m^2 \cdot K}$
Resistencia debida a la convección	0.1233	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Resistencia debida al espesor del aislante		
$R_{aislamiento} = \frac{r_{ext} \ln(\frac{r_{ext}}{r_{int}})}{k_{aislante}}$	2.6800	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Transferencia de calor del tubo hacia el ambiente		
$Q = \frac{T_{op} - T_{\infty}}{R_{ais} + R_{conv} + R_{pared} + R_{rad}}$	34.897	$\frac{W}{m^2}$
Cálculo de la temperatura superficial		
$T_{sup} = T_{op} - Q \cdot (R_{ais} + R_{pared})$	26.47	°C

Transferencia de calor basado en teoría de radio crítico de aislamiento		
Longitud de la tubería a aislar	0.7	m
$Q = \frac{T_{op} - T_{\infty}}{\ln(\frac{D_{ext}}{D_{sub}}) \frac{1}{2\pi kL} + h(\pi D_{ext} L)}$	10.1668	W
Radio crítico de aislamiento	0.004	m

Datos con polímero Lenzing (Armaccell):

Figura 217. Datos tubería con aislante armaccell.

Aislamiento en base al costo económico				Información económica			
Información del proceso				Información económica			
Temperatura de Operación:	120	°C	Período (años)	60		Tempo de vida útil del aislante garantizada por fabricante	
Diametro externo:	0.035	m	Aumento previsible del costo de energía	3.5	%	Basado en el costo de producción de la planta	
Longitud a aislar:	0.7	m	Tasa de interés	5	%	En caso de dejar el dinero en un banco.	
Espesor de la tubería:	0.00395	m	$r = \frac{(1 + 0.01) + b}{(1 + 0.01) + r}$	0.99			
Material:	Acepo		Coefficiente del valor actualizado neto	39.90	VAN		
Conductividad térmica:	43	(W/(m·K))	Funcionamiento				
Información ambiental:				Funcionamiento			
Temperatura ambiente:	24	°C	Tempo de funcionamiento	4320	(hora/año)		
Velocidad del viento:	0.65	m/s	Costo de instalación	Q	1.00		
Información del aislamiento:				Material			
Material:	Lenzing (Armaccell)		Costo de la energía	1.28E-05	(Q/(W·h))		
Conductividad térmica:	0.036	(W/(m·K))	Costo del material	Q	575.00		
Densidad:	35	kg/m ³	Largo del material		1m		
Información del Enchapelado:				Material			
Material:	Sin chaqueta		Ancho del material		1m		
Emissividad:	1	ε					

Espeor del aislamien (m)	Perdidas de energía (por cada metro de longitud) (W/m)	Perdidas de energía (W)	Costo de las perdidas de energía ($\frac{Q}{m + abo}$)	Valor actual de las perdidas (para todo el Q/m)	Cantidad de material utilizado (m ²)	Costo del material utilizado (Q)	Incremento de ahorro (respecto a espesor anterior)	Incremento de inversión en aislamiento con costo de instalación	Diferencia entre ahorro e inversión
0	147.74	103.42	Q 8.17	Q 325.96	0.00	Q	-	-	Q -
0.001	111.59	78.11	Q 6.17	Q 246.19	0.08	Q	45.52	Q 79.77	Q 46.52
0.005	59.39	41.57	Q 3.28	Q 131.03	0.17	Q	96.10	Q 116.16	Q 50.58
0.01	39.81	27.86	Q 2.20	Q 87.82	0.27	Q	153.00	Q 43.21	Q 103.42

Resistencia debida a la pared de la tubería		
$R_{pared} = \frac{r_{ext} \ln(\frac{r_{ext}}{r_{int}})}{k_{tuberia}}$	1.04E-04	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Resistencia debida a la radiación		
Suponemos una temperatura superficial	123.4	°C
$R_{rad} = \frac{(T_s - T_{\infty})}{\epsilon \sigma (T_s^4 - T_{\infty}^4)}$	0.1037	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Resistencia debida a la convección		
Buscamos una temperatura promedio entre superficie y ambiente	73.7	°C
Densidad	1.017418	kg/m ³
Conductividad térmica	0.0291	W/m · K
Viscosidad dinámica	2.07E-05	kg/m · s
Número de Prandtl	0.7168	Pr
Número de Reynolds	1.88E+03	
Número de Nusselt	22.8998	
Coef. de transferencia de calor por convección $h_{conv} = \frac{(N_u \cdot k_{aire})}{D_{ext}}$	14.80	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
Resistencia debida a la convección	0.0676	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Resistencia debida al espesor del aislante		
$R_{aislamiento} = \frac{r_{ext} \ln(\frac{r_{ext}}{r_{int}})}{k_{aislante}}$	0.1663	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Transferencia de calor del tubo hacia el ambiente		
$Q = \frac{T_{op} - T_{\infty}}{R_{ais} + R_{conv} + R_{pared} + R_{rad}}$	463.035	$\frac{W}{m^2}$
Cálculo de la temperatura superficial		
$T_{sup} = T_{op} - Q \cdot (R_{ais} + R_{pared})$	42.94	°C

Realizamos la segunda iteración. Empleando la temperatura superficial obtenida de los cálculos anteriores

Resistencia debida a la radiación		
Suponemos una temperatura superficial	42.94	°C
$R_{rad} = \frac{(T_s - T_{\infty})}{\epsilon \sigma (T_s^4 - T_{\infty}^4)}$	0.1530	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Resistencia debida a la convección		
Buscamos una temperatura promedio entre superficie y ambiente	33.47	°C
Densidad	1.1508	kg/m ³
Conductividad térmica	0.0261	W/m · K
Viscosidad dinámica	1.89E-05	kg/m · s
Número de Prandtl	0.7272	Pr
Número de Reynolds	2.06E+03	
Número de Nusselt	24.0980	
Coef. de transferencia de calor por convección $h_{conv} = \frac{(N_u \cdot k_{aire})}{D_{ext}}$	14.00	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
Resistencia debida a la convección	0.0714	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Resistencia debida al espesor del aislante		
$R_{aislamiento} = \frac{r_{ext} \ln(\frac{r_{ext}}{r_{int}})}{k_{aislante}}$	0.1663	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Transferencia de calor del tubo hacia el ambiente		
$Q = \frac{T_{op} - T_{\infty}}{R_{ais} + R_{conv} + R_{pared} + R_{rad}}$	446.260	$\frac{W}{m^2}$
Cálculo de la temperatura superficial		
$T_{sup} = T_{op} - Q \cdot (R_{ais} + R_{pared})$	45.74	°C

Transferencia de calor basado en teoría de radio crítico de aislamiento		
Longitud de la tubería a aislar	0.7	m
$Q = \frac{T_{op} - T_{\infty}}{\ln(\frac{D_{ext}}{D_{int}}) \frac{1}{2\pi kL} + h(\pi D_{ext} L)}$	39.9575	W
Radio crítico de aislamiento	0.002	m

Datos de fibra cerámica:

Figura 218. Datos de tubería con aislante cerámico.

Aislamiento en base al costo económico				Información económica			
Información del proceso:				Periodo (años) 35			
Temperatura de Operación:	120 °C			Aumento previsible del costo de energía	3.5 %	Tiempo de vida útil del aislante garantizada por fabricante	
Diametro externo:	0.035 m			Tasa de interés	5 %	Basado en el costo de producción de la planta	
Longitud a aislar	0.7 m			En caso de dejar el dinero en un banco.			
Espesor de la tubería:	0.00395 m			$z = \frac{(1 + 0.01) \cdot b}{(1 + 0.01) + r}$ 0.99			
Material:	Acero			Coeficiente del valor actualizado neto 27.30 VAN			
Conductividad térmica:	43 [W/(m.K)]			Funcionamiento			
Información ambiental:				Tiempo de funcionamiento 4320 (hora/año)			
Temperatura ambiente	24 °C			Costo de instalación	Q 100		
Velocidad del viento:	0.85 m/s			Costo de la energía	1.28E-05 (Q/W*h)		
Información del aislamiento:				Material			
Material:	Fibra cerámica			Costo del material	Q 125.00		
Conductividad térmica:	0.092 [W/(m.K)]			Largo del material	3.8 m		
Densidad:	96 kg/m ³			Ancho del material	0.61 m		
Información del Enchapeado:							
Material:	Sin chaqueta						
Emisividad:	1						

Espesor del aislamiento (m)	Pérdidas de energía (por cada metro de longitud) (W/m)	Pérdidas de energía (W)	Costo de las pérdidas de energía ($\frac{Q}{m \cdot año}$)	Valor actual de las pérdidas (para todo el año) ($\frac{Q}{m}$)	Cantidad de material utilizado (m ²)	Costo del material utilizado (Q)	Incremento de ahorro (respecto a espesor anterior) (Q)	Incremento de inversión en aislamiento con costo de instalación (Q)	Diferencia entre ahorro e inversión (Q)
0	106.89	74.82	Q 5.91	Q 161.36	0.00	Q -	Q -	Q -	Q -
0.001	10151	71.06	Q 5.61	Q 153.24	0.08	Q 4.27	Q 8.12	Q 5.27	Q 2.85
0.005	84.71	59.30	Q 4.68	Q 127.87	0.17	Q 9.01	Q 25.36	Q 4.74	Q 20.62
0.01	70.93	49.65	Q 3.92	Q 107.07	0.27	Q 14.35	Q 20.80	Q 10.61	Q 10.19
0.02	55.25	38.67	Q 3.06	Q 83.40	0.39	Q 20.87	Q 23.67	Q 11.27	Q 12.41
0.03	46.84	32.65	Q 2.58	Q 70.41	0.53	Q 28.58	Q 12.99	Q 18.31	Q 5.32

Resistencia debida a la pared de la tubería		
$R_{pared} = \frac{r_{ext} \ln(\frac{r_{ext}}{r_{int}})}{k_{tuberia}}$	1.04E-04	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Resistencia debida a la radiación		
Suponemos una temperatura superficial	123.4 °C	
$R_{rad} = \frac{(T_s - T_{amb})}{\epsilon \sigma (T_s^2 - T_{amb}^2)}$	0.1037	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Resistencia debida a la convección		
Buscamos una temperatura promedio entre superficie y ambiente		
Densidad	73.7	°C
Conductividad térmica	1.017418	kg/m ³
Viscosidad dinámica	0.0291	W/m · K
Número de Prandtl	2.07E-05	kg/m · s
Número de Reynolds	0.7168	Pr
Número de Nusselt	3.59E+03	
Coef. de transferencia de calor por convección	31.7415	
$h_{conv} = \frac{(N_u \cdot k_{aire})}{D_{ext}}$	10.76	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
Resistencia debida a la convección	0.0930	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Resistencia debida al espesor del aislante		
$R_{aislamiento} = \frac{r_{ext} \ln(\frac{r_{ext}}{r_{int}})}{k_{aislante}}$	0.4181	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Transferencia de calor del tubo hacia el ambiente		
$Q = \frac{T_{op} - T_{amb}}{R_{ais} + R_{conv} + R_{pared} + R_{rad}}$	205.462	$\frac{W}{m^2}$
Cálculo de la temperatura superficial		
$T_{sup} = T_{op} - Q \cdot (R_{ais} + R_{pared})$	34.07	°C

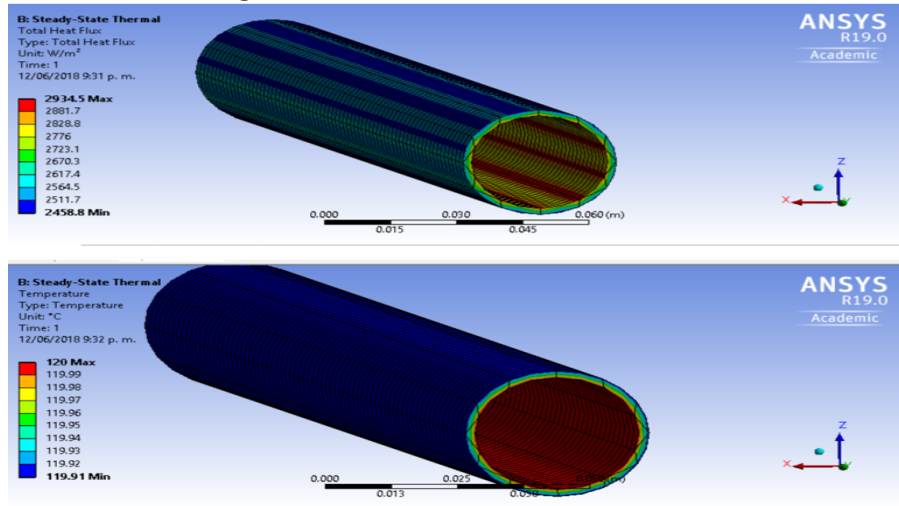
Realizamos la segunda iteración. Empleando la temperatura superficial obtenida de los cálculos anteriores		
Resistencia debida a la radiación		
Suponemos una temperatura superficial	34.07 °C	
$R_{rad} = \frac{(T_s - T_{amb})}{\epsilon \sigma (T_s^2 - T_{amb}^2)}$	0.1600	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Resistencia debida a la convección		
Buscamos una temperatura promedio entre superficie y ambiente		
Densidad	29.04	°C
Conductividad térmica	1.1679	kg/m ³
Viscosidad dinámica	0.0258	W/m · K
Número de Prandtl	1.87E-05	kg/m · s
Número de Reynolds	0.7285	Pr
Número de Nusselt	3.97E+03	
f. de transferencia de calor por convección	33.6636	
$h_{conv} = \frac{(N_u \cdot k_{aire})}{D_{ext}}$	10.13	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
Resistencia debida a la convección	0.0988	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Resistencia debida al espesor del aislante		
$R_{aislamiento} = \frac{r_{ext} \ln(\frac{r_{ext}}{r_{int}})}{k_{aislante}}$	0.4181	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
Transferencia de calor del tubo hacia el ambiente		
$Q = \frac{T_{op} - T_{amb}}{R_{ais} + R_{conv} + R_{pared} + R_{rad}}$	200.297	$\frac{W}{m^2}$
Cálculo de la temperatura superficial		
$T_{sup} = T_{op} - Q \cdot (R_{ais} + R_{pared})$	36.23	°C

Transferencia de calor basado en teoría de radio crítico de aislamiento		
Longitud de la tubería a aislar	0.7	m
$Q = \frac{T_{op} - T_{amb}}{\ln(\frac{D_{ext}}{D_{tub}}) \frac{1}{2\pi kL} + \frac{1}{h(\pi D_{ext}L)}}$	39.2897	W
Radio crítico de aislamiento	0.008	m

9. Simulaciones en ANSYS de las pruebas de laboratorio.

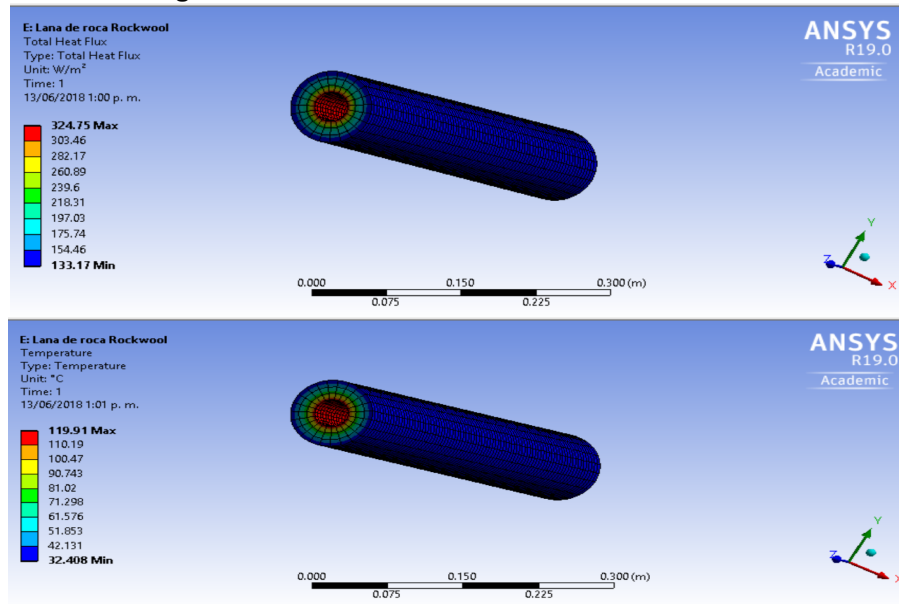
Tubería al desnudo:

Figura 219. Simulación ANSY tubería al desnudo.



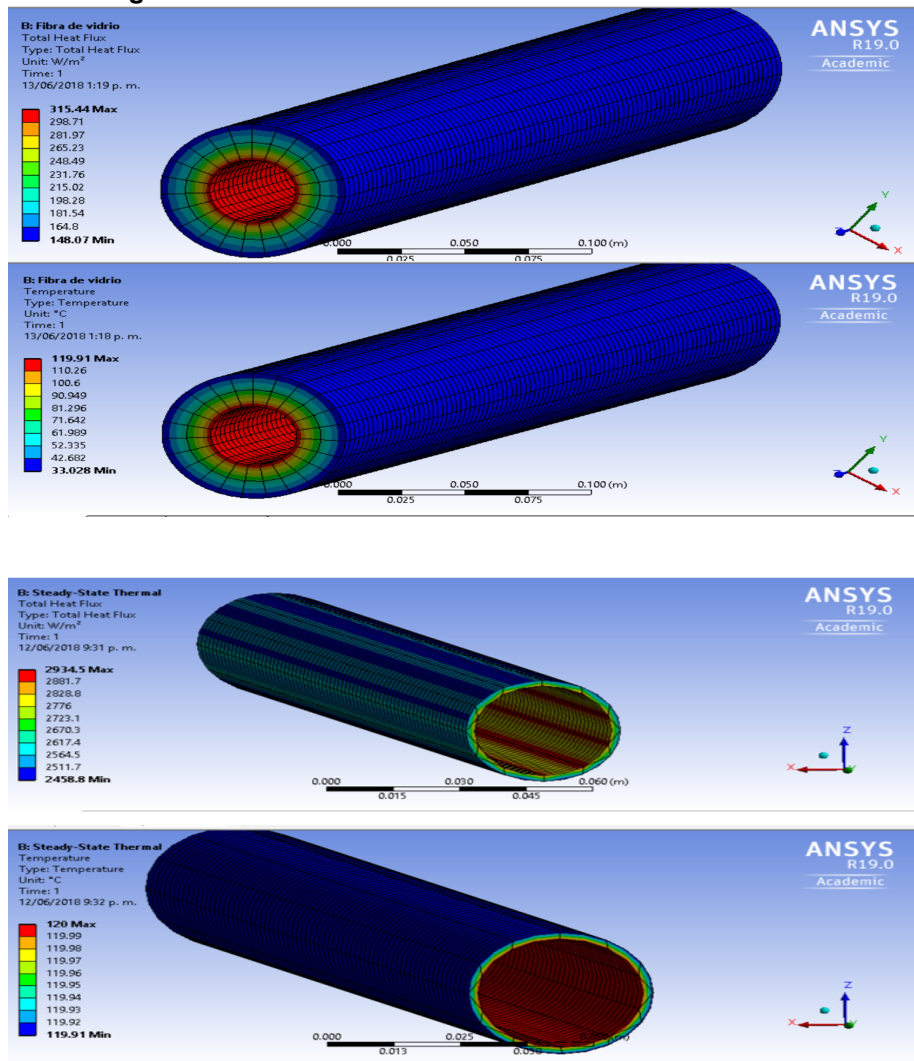
Lana de roca (Rockwool):

Figura 220. Simulación ANSY tubería con aislante rockwool.



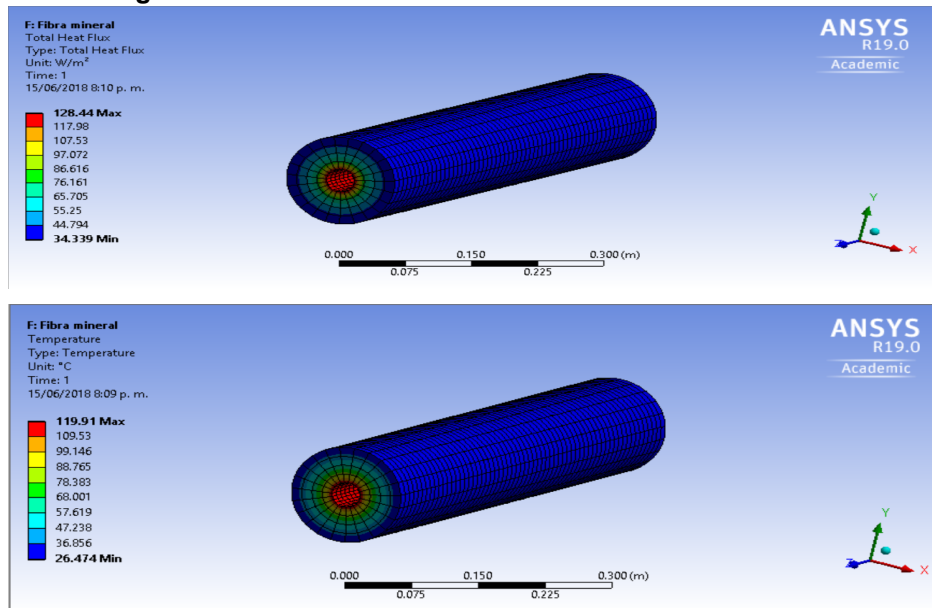
Fibra de vidrio:

Figura 221. Simulación ANSYS tubería con aislante de fibra de vidrio.



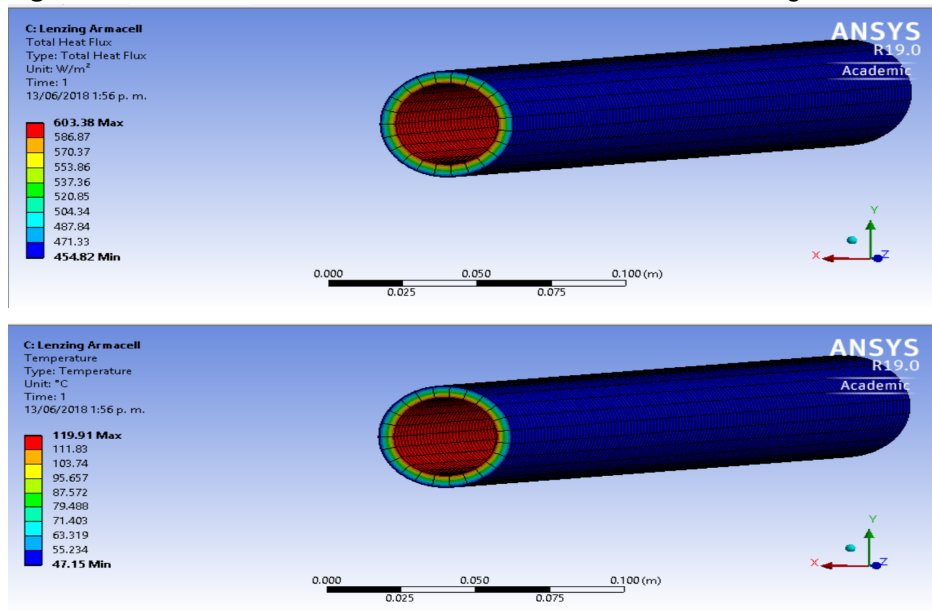
Fibra mineral:

Figura 222. Simulación ANSY tubería con aislante de fibra mineral.



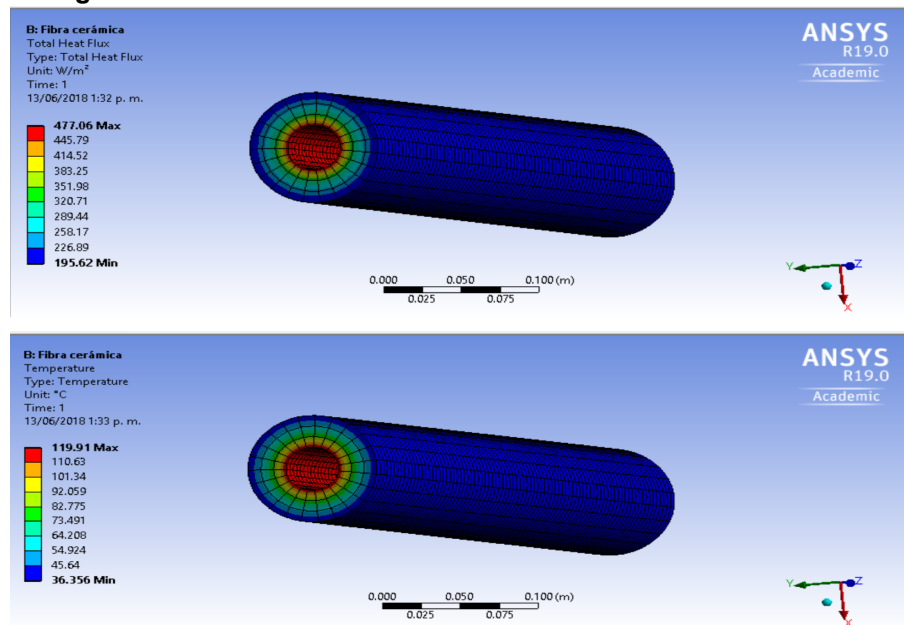
Lenzing (Armacell):

Figura 223. Simulación ANSY tubería con aislante de fibra Lenzing Armacell.



Fibra cerámica:

Figura 224. Simulación ANSY tubería con aislante de fibra cerámica.



10. Instalación y pruebas de laboratorio.

Tubería y aislamiento original del laboratorio:

Figura 225. Tubería aislamiento original del laboratorio.



Tubería con aislamiento de lana de roca (Rockwool):

Figura 226. Tubería aislamiento rockwool.



Tubería con aislamiento de fibra de vidrio:

Figura 227. Tubería aislamiento de fibra de vidrio.



Tubería con aislamiento de fibra mineral:

Figura 228. Tubería aislamiento de fibra mineral.



Tubería con aislamiento de Lenzing Armacell:

Figura 229. Tubería aislamiento de Lenzing Armacell.



Tubería con aislamiento de fibra cerámica:

Figura 230. Tubería aislamiento de fibra cerámica.



11. Tiempo estimado para realizar la instalación del aislamiento.

Para la estimación del tiempo que toma la instalación del aislamiento en las tuberías de jugo de caña y vapor del ingenio. Se tomaron como referencia los datos de la instalación de los aislantes para las pruebas de laboratorio, tomando la longitud de 0.7 metros de tubería de vapor del laboratorio de operaciones unitarias, por lo que se tienen los siguientes valores:

- a. Preparación de la tubería a aislar: Se realizó la toma de mediciones de la longitud de la tubería que se va a aislar, su diámetro, longitud y espesor. Además, se limpió la tubería, en este caso no se colocó pintura anticorrosiva debido a que la tubería se encuentra cubierta con aislante y dentro del laboratorio de operaciones unitarias en caso de hacerlo en una fábrica se debe colocar esta pintura porque se ve expuesto a las condiciones de fábrica y de operación.

Tiempo estimado: para la preparación de 1 metro de tubería, con un diámetro de 1 3/8 pulgada.

- Limpieza de tubería: 3 minutos.
- Toma de mediciones: 5 minutos.
- Pintura de tubería: 2 minutos y se deja secar durante 1 hora.

- b. Preparación del aislamiento: Se realizó la toma de mediciones de la longitud del aislamiento para obtener el diámetro de tubería, se cortó además el material para

conseguir la longitud de tubería a aislar, utilizando la ecuación 21 de la guía para el montaje de aislamiento.

$$Largo = D_{ext} + (2 * espesor de aislante)$$

Con el uso de una cuchilla y se realizó el corte del alambre de amarre utilizado para la sujeción del aislamiento a la tubería, dando un margen de 2cm más a la longitud del aislante para poder hacer el amarre. Además, se debe contemplar la separación entre las sujeciones del aislante no mayor a 300mm.

Tiempo estimado: para la preparación del aislante.

- Medición de la longitud y trazo del largo de aislante: 1 minuto.
- Corte del aislamiento: 2 minutos.
- Corte del alambre de amarre: 2 minutos (3 trozos de alambre)

- c. Montaje de aislamiento: Utilizando todo el equipo de seguridad necesario, se procede a realizar la colocación del aislamiento y las sujeciones en la tubería. Contemplando que para 1 metro se utilizan 3 sujeciones.

Tiempo estimado: para la preparación del aislante.

- Colocación del aislamiento: 1 minuto.
- Sujeción del aislamiento con alambre: 3 minutos.

- d. Preparación del enchaquetado: Se debe seleccionar y preparar el material que se va a utilizar como enchaquetado de tubería, generalmente y en este caso utilizaremos lamina de acero galvanizado debido a que tiene un menor costo y soporta las condiciones del medio ambiente a las que se va a someter la tubería. Se debe utilizar la misma ecuación que para el cálculo del corte del aislamiento y agregar el espesor de la lámina.

Tiempo estimado: para la preparación del enchaquetado.

- Medición de lámina para obtener el diámetro: 3 minutos.
- Corte de la lámina: 2 minuto.
- Rolado o formado de lámina: 4 minutos.
- Perforación de agujeros: 2 minutos (3 trozos de alambre).

- e. Montaje del enchaquetado: Se debe seguir los pasos indicados para conseguir el correcto funcionamiento del enchaquetado, así como para que se prevenga el daño

del aislamiento por las condiciones del medio ambiente, para lo que se debe hacer énfasis en la importancia de la colocación del enchaquetado. Además, en los casos de enchaquetado de accesorios de tubería se debe seguir la guía para el montaje de aislamiento para garantizar el buen funcionamiento del aislamiento.

Tiempo estimado: para la colocación del enchaquetado.

- Colocación de lámina. 2 minutos.
- Colocación de los tornillos que sujetan el enchaquetado: 1.5 minutos cada tornillo (4.5 minutos).

Por lo que para la realización de la instalación y enchaquetado del aislamiento térmico de 1 metro de tubería se tiene que se va a utilizar aproximadamente un tiempo de 36.5 minutos, sin embargo, no se tomó en cuenta que existen tuberías que no tienen un acceso tan sencillo o que son trabajos que se realizan en altura y requieren de la preparación de equipo de seguridad adicional. Por lo que se puede decir que el tiempo estimado para el aislamiento de 1 metro de tubería es de 45 minutos, tomando en cuenta las diferentes condiciones que se puedan encontrar.

Se estimó el tiempo que tomaría la instalación del aislamiento y enchaquetado en la tubería del jugo de caña, para lo que se tiene que se debe colocar aislamiento y enchaquetado a 325 metros de tubería, lo que toma un aproximado de tiempo de 14,625 minutos o 244 horas. De la misma forma se estimó el tiempo que tomaría la instalación del aislamiento y enchaquetado en la tubería de vapor, para lo que se tiene que se debe colocar aislamiento y enchaquetado a 317 metros de tubería, lo que toma un aproximado de tiempo de 14,265 minutos o 238 horas. Se debe tomar en cuenta que esto se realiza en temporada de no zafra, cuando el ingenio opera 8 horas diario y la cantidad de personal que se va a asignar para realizar el procedimiento.

12. Caso del material (ARMACELL)

Este fue el único aislamiento térmico que no tuvo el comportamiento esperado para el aislamiento de tubería, durante la realización de las pruebas de laboratorio. Debido a que mientras se realizaron las pruebas este material nunca alcanzó la temperatura superficial esperada, por ende, tampoco cumplió con la reducción de las pérdidas térmicas. La prueba se interrumpió después de un tiempo debido a que el material comenzó a presentar daños superficiales. Sin embargo, el material se encontraba operando dentro de los rangos de temperatura aceptados.

Figura 231. Especificaciones técnicas de ARMACELL.

HT/ARMAFLEX S

DATOS TÉCNICOS

Aislamiento térmico altamente flexible de espuma elastomérica de célula cerrada, basado en caucho sintético EPDM, con un recubrimiento de copolímero de poliolefina que sirve de protección. Especialmente diseñado para su instalación en el exterior de los edificios y en aplicaciones de altas temperaturas (hasta +150 °C).

Propiedades	Valor	Norma
Rango de temperaturas		
Temperatura máx. de trabajo	+150 °C	EN 14706
Temperatura mín. de trabajo	-50 °C	EN 14707 EN 14304
Conductividad térmica		
Coquillas	$\lambda_{arc} \leq 0,036 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$	EN ISO 13787 EN ISO 8497
Resistencia a la difusión del vapor de agua		
Coquillas	$\mu \geq 4000$	EN 13469
Comportamiento al fuego		
Reacción al fuego	Euroclase E	EN 13501-1 EN ISO 11925-2
Otras características técnicas		
Comportamiento en caso de incendio Autoextinguible, no gotea, no propaga la llama		
Resistencia a los rayos UV	Muy buena	
Tiempo de almacenaje	Material no autoadhesivo: indefinido Debe almacenarse en salas limpias y secas, con una humedad relativa normal (50% a 70%) y a temperatura ambiente (0 °C a +35 °C).	
Otras observaciones	Para aplicaciones al exterior, en circunstancias especiales, el material puede sufrir decoloración, en la superficie. Estos cambios no tienen influencia en las propiedades físicas del material, como puedan ser la conductividad térmica y el comportamiento en caso de incendio. Declaración de Prestaciones disponible según lo establecido en el Artículo 7(3) de Reglamento (EU) 305/2011 en nuestra página web: www.armacell.com/DoP	

* Si necesitan información adicional, rogamos soliciten ficha técnica completa del producto a nuestro Departamento Técnico.

(Aislamiento prerrecubierto para instalaciones en el exterior, 2018)

Por lo que se procedió a realizar una investigación de las posibles causas de la falla del material. De las cuales la búsqueda se limitó a los factores más comunes:

a. Fabricación del material:

Se desconoce el tiempo y las condiciones del lote en el que se produjo el material y con el proceso de constitución del material, por lo que se pudieron tener fallas que ocasionaron que el material no alcanzara las expectativas de aislamiento térmico, así como también pudo ocurrir algún problema con la materia prima que constituye el material.

b. Procedencia y tiempo de vida útil del material:

Debido a que, para la realización de las pruebas de laboratorio, se utilizó un restante de material, se desconoce el tiempo transcurrido desde la fabricación del producto hasta la realización de las pruebas de laboratorio. no se conoce exactamente el tiempo que tiene el material de encontrarse fuera de su empaque y que ha ocurrido con este en el tiempo. Además, no se puede decir si el material fue utilizado como aislante previamente.

c. Almacenaje del material:

Se realizó una inspección al área donde se almacena el material, constatándose que se cumplen con todos los requerimientos de almacenaje del material, se encontraba en una bodega techada. Los requerimientos de almacenaje del material para temperatura son ambientales (0°C a 35°C) y las condiciones de humedad relativa deben estar entre 50% y 70%. Dentro de la bodega no se controlan, sin embargo, estas condiciones ambientales son difícilmente superadas en ambientes cerrados en Guatemala.

d. Forma de exposición del material a la temperatura.

El montaje del material en la tubería de prueba se hizo utilizando la guía de instalación proporcionada por el fabricante, donde se especifica que las superficies deben estar limpias y libres de impurezas. Posteriormente se deben dejar secar y que para realizar la fijación del material a la tubería se debe utilizar la cinta de fijación especial, sin dejar que el adhesivo se seque o se adhieran impurezas. La temperatura de instalación fue la temperatura ambiental del laboratorio de operaciones unitarias (24°C) y se cerró el paso de vapor por la tubería hasta que esta se encontró a la temperatura ambiente para realizar el montaje del material. Debido a que la temperatura ambiente es media no se requirió de utilizar un cubo de agua caliente para precalentar el material. (Aislamiento precubierto para instalaciones en el exterior, 2018)

Figura 232. Daños en el material después de las pruebas.



13. Eliminación y desecho de materiales aislantes utilizados.

El desecho de los aislantes térmicos es un tema que muchas veces se deja de lado debido a que se deja que la vida útil de estos caduque y estos son reemplazados hasta que el material se encuentra dañado por completo. Para que los restos sean tratados como desechos de construcción o basura simple y se lleven a botaderos comunes. Sin embargo, los residuos de aislamiento deben tratarse de manera especial y existen métodos y formas de desecharse. En este caso se expone la forma de desechar los aislamientos seleccionados como propuesta para el cambio de los aislamientos instalados actualmente en el ingenio.

Según la Oficina Internacional del Trabajo (OIT) los fabricantes, proveedores y usuarios de los aislantes están obligados a utilizar técnicas que eviten o reduzcan al mínimo la producción de desechos. Además de buscar formas en que los materiales de desecho se incorporen a proceso de reciclado o reaprovechamiento, de manera que se coloquen en recipientes adecuados y correctamente identificados. Las autoridades deben normar los procesos de recuperación de manera que el impacto ambiental se disminuya. (Trabajo O. I., 2001)

Los desechos de lana aislante y los demás materiales que tienen contacto con estos deben recogerse y almacenarse para su eliminación, según lo estipulado por las autoridades competentes. Los recipientes de almacenaje deben evitar el desprendimiento partículas de polvos y fibras. Además, debe retirarse los recipientes del área de trabajo y almacenarse en bodegas donde no causen daños a la salud de los operadores o al medio ambiente, para su posterior recolección y desecho. (Trabajo O. I., 2001)

La lana de roca y la fibra mineral tienen una forma de desechar los residuos muy similares, ya que ambas son productos 100% reciclables ya que se realizan a partir de materiales minerales. Por lo que cuando estos materiales se deben reemplazar son recolectados y se emplean para la conformación de nuevas lanas. Actualmente la práctica de reciclaje de estos productos se encuentra muy extendida en países de primer mundo y se limita a los principales productores de estos productos. El proceso de reciclaje consiste en fundir las lanas para convertirlas en una especie de lava y luego se lleva a ruedas giratorias de alta velocidad donde se convierte en fibras, debido a la fuerza centrífuga. Luego se aplica un aglutinante orgánico que junta las

fibras y las convierte en lana de nuevo. Este proceso tiene un costo significativo ya que se debe fundir la fibra a una temperatura cercana a 1600°C. (Rockwool, 2009)

La fibra cerámica se considera un material inerte, que se mantiene estable en el tiempo. Además, no se puede decir que produzca efectos ecológicos adversos al medio ambiente, se debe almacenar en un lugar con suficiente ventilación y con un colector de polvos. Para la salud humana según la Agencia Internacional del Cáncer (IARC), se clasifica para las fibras como un posible generador de cáncer (2B), donde se han realizado pruebas tanto en animales como humanos por periodos prolongados de exposición. ((ECFIA), 1998)

Para los residuos y restos de fibra existen distintos procesos de reciclaje o desecho, el principal es consiste en convertirlo en un material cerámico refractario. Se debe moler la fibra, luego se pone en un molde con arcilla y le agregas agua cerca de un 20%. Luego se debe hornear a una temperatura de 800°C o mayor para mejorar la resistencia mecánica. Sin embargo, se están haciendo pruebas sobre la absorción de energía, que se produzcan desvitrificaciones o desprendimientos de material. (Fibra vítrea de aluminosilicato, 2014)

La fibra de vidrio se debe reciclar, ya que si esta se encuentra en condiciones adecuadas puede recuperarse y volverse a utilizar como aislante o puede juntarse y hacerse un conglomerado con otros materiales aglutinantes y utilizarse en reparaciones de aislamiento. Esta fibra no representa un riesgo para el medio ambiente, por lo que se puede desechar como basura normal, únicamente teniendo en cuenta las astillas y trozos pequeños que pueden causar cortes o irritación de la piel, sin embargo, solo debe lavarse el área afectada con suficiente agua y jabón. Actualmente este material puede desecharse como basura normal y no se encuentra legislado el desecho de esta, pero se recomienda hacerlo en lugares adecuados y autorizados para la disposición de esto. (ISOVER, 2018)

El Lenzing Armacell debido a su corto tiempo función no se tiene una forma estipulada de desecharlo, aunque debido a su conformación polimérica se puede decir que este no va a poder reciclarse como aislamiento térmico, pero si podría llegar a utilizarse con una distinta configuración polimérica para otras funciones.

H. Módulo 8: Análisis y propuesta de secador de bandejas para reducir la humedad del bagazo de caña de azúcar a quemar en la caldera.

1. Datos originales

Cálculo de la humedad de bagazo:

Se tomaron muestras de bagazo antes y después de la operación de secado de cinco lugares diferentes para que la muestra fuera representativa. Luego se tomó una cantidad mayor a 0.5 gramos de cada tipo de bagazo, se colocó en una cacerola y luego se introdujeron en la balanza de humedad. Se tomaron los pesos de ambas muestras introducidas.

Las muestras de bagazo seco se sometieron a un tiempo promedio de 11 minutos dentro de la balanza. Por último, se leyó el peso nuevo. Para encontrar la humedad del bagazo seco se utilizó la siguiente fórmula:

$$\% \text{ Humedad} = 100 - \left(\frac{\text{masa del bagazo}_{\text{final}} * 100}{\text{masa del bagazo}_{\text{inicial}}} \right)$$

De la misma forma se realizó para las muestras de bagazo húmedo, solamente que a un tiempo promedio de 14 minutos dentro de la balanza.

A continuación, se presentan las gráficas de las pruebas de humedad que se realizaron en el laboratorio de operaciones unitarias. Se tomaron mediciones en los tiempos de 20, 30, 40, 50 y 60 minutos.

Figura 233. Humedad vs tiempo @ 210°F

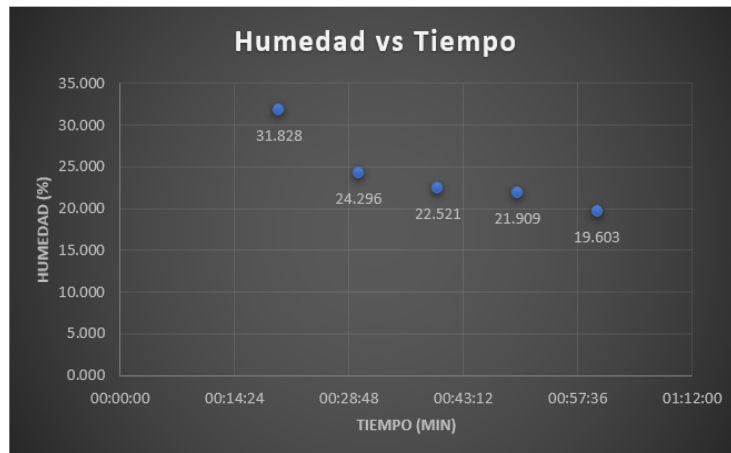


Figura 234. Segunda medición humedad vs tiempo @ 201°F.

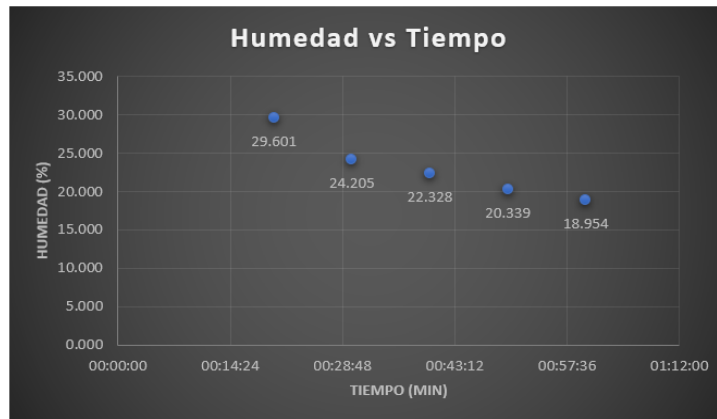


Figura 235. Humedad vs tiempo @ 210°F

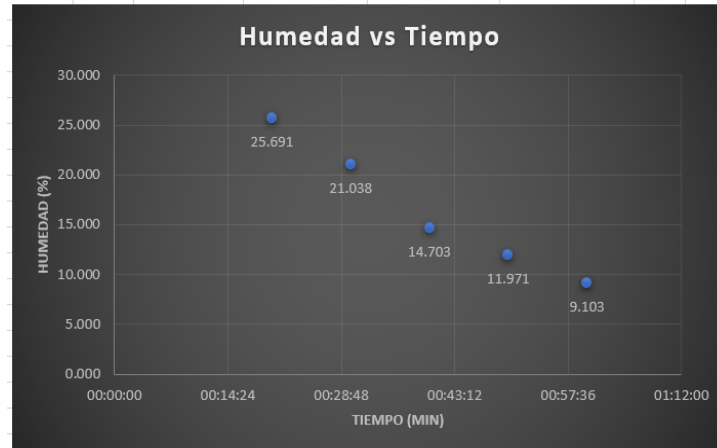
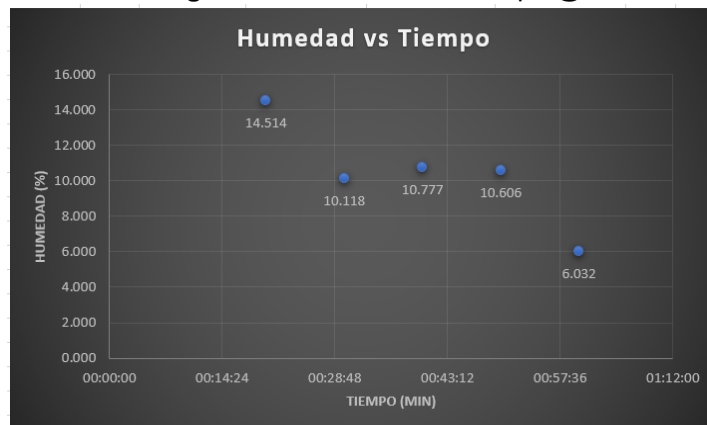


Figura 236. Humedad vs tiempo @ 300 °F.



Cuadro 259. Registro de datos de bagazo @210°F

Corrida Número	Temperatura Secador		Humedad de bagazo		Temperatura Chimenea		Presión en in H2O	
	°C	°F	Entrada	Salida	°C	°F	Estática	Dinámica
1	98.89	210.00	52.75%	31.83%	193.33	380	4	0.5
2	98.89	210.00	60.40%	29.60%	195.00	383	4.5	0.75
3	98.89	210.00	65.73%	24.30%	200.00	392	4	0.5
4	98.89	210.00	57.33%	24.21%	185.00	365	4	0.5
5	98.89	210.00	60.62%	22.52%	187.78	370	4	0.5
6	98.89	210.00	71.43%	22.33%	190.00	374	4	0.75
7	98.89	210.00	56.72%	21.91%	195.00	383	4	0.88
8	98.89	210.00	51.13%	20.34%	193.33	380	4	0.75
9	98.89	210.00	51.79%	19.60%	191.11	376	3	0.75
10	98.89	210.00	47.54%	18.95%	190.56	375	3	0.5
Promedio	98.89	210.00	57.54%	23.56%	192.11	377.80	3.85	0.64

Cuadro 358: Registro de datos de bagazo @260°F.

Corrida Número	Temperatura Secador		Humedad de bagazo		Temperatura Chimenea		Presión en in H2O	
	°C	°F	Entrada	Salida	°C	°F	Estática	Dinámica
1	126.67	260.00	50.00%	25.69%	190.00	374	5.13	0.5
2	126.67	260.00	54.73%	21.04%	185.00	365	5	0.75
3	126.67	260.00	53.83%	14.70%	185.00	365	4	0.75
4	126.67	260.00	50.19%	11.97%	193.89	381	4.5	0.5
5	126.67	260.00	52.26%	9.10%	187.22	369	4.5	0.5
Promedio	126.67	260.00	52.20%	16.50%	188.22	370.80	4.63	0.60

Cuadro 359. Registro de datos de bagazo @300°F.

Corrida Número	Temperatura Secador		Humedad de bagazo		Temperatura Chimenea		Presión en in H2O	
	°C	°F	Entrada	Salida	°C	°F	Estática	Dinámica
1	148.89	300.00	53.19%	14.51%	190.00	374	4	0.5
2	148.89	300.00	53.12%	10.12%	190.00	374	4.5	0.75
3	148.89	300.00	54.43%	10.78%	184.44	364	4.5	0.75
4	148.89	300.00	57.35%	10.61%	185.00	365	5.13	0.5
5	148.89	300.00	56.89%	6.03%	192.78	379	5	0.75
Promedio	148.89	300.00	55.00%	10.41%	188.44	371.20	4.63	0.65

Cuadro 360. Temperatura de bagazo antes y después del secador.

Corrida Número	Temperatura de Entrada		Temperatura de Salida	
	°C	°F	°C	°F
1	55	130	61	142
2	56	133	61	142
3	56	133	62	144
4	57	135	61	142
5	55	131	63	145
6	56	133	61	142
7	57	135	63	145
8	54	129	62	144
9	55	131	64	147
10	56	133	61	142
Promedio	56	132	62	143

2. Datos del diseño de equipo

Cuadro 361. Determinación de la mejora de eficiencia.

Humedades	50.39%	40.00%
Temp. Gases Chimenea (K)	588.71	598.61
(°F)	600	617.82
Eficiencia en calderas (%)	59.29%	64.75%

La temperatura de gases de chimenea para un 40% de humedad se calculó de acuerdo a la siguiente ecuación propuesta.

Cálculo 44. Determinación de la temperatura de la chimenea.

$$T_o = 400 - 100w$$

En donde:

W = humedad de bagazo

Esta ecuación utiliza la temperatura en grados Fahrenheit, por lo que se convertirá 588.7 K a 600°F. Entonces para encontrar la temperatura de los gases de chimenea para la humedad deseada de 40% se realiza una proporción.

$$T_{40\%} = \frac{600^{\circ}F}{(400 - 100(0.5039))} (400 - 100(0.40)) = 617.83^{\circ}F = 598.61 K$$

Cuadro 362. Determinación del aumento de la cantidad de vapor producido por la caldera y la cantidad extra de kilovatios para vender.

Humedad del Bagazo	50.39%	40.00%
Condición general de operación		
Razón de Molienda (t caña/h)	100.00	100.00
(kg caña/s)	25.20	25.20
Razón total de consumo de vapor de escape (lb/h)	81500.00	81500.00
(kg/s)	10.27	10.27
Condiciones del combustible bagazo		
Bagazo disponible en la caña (%)	26.50	21.05
Bagazo producido (t/h)	26.33	21.05
(kg/s)	6.64	5.30
Reserva de bagazo para arranques y paradas	7.00%	7.00%
Proporción de bagazo disponible (%)	93.00%	93.00%
Cantidad de bagazo disponible (lbs de bagazo/h)	49290.00	39153.00
(kg/s)	6.21	4.93
Brix en el bagazo	2.90%	3.00%
Poder calorífico del bagazo (Btu/lb bagazo)	3950.45	4772.40
(kJ/kg bagazo)	9188.74	11100.60
Generación de vapor para escape		
Temperatura del vapor (°F)	750.00	750.00
K	672.04	672.04
Temperatura del agua de alimentación (°F)	240.00	240.00
K	388.71	388.71
Entalpía necesaria para producir vapor (Btu/lb vapor)	1170.60	1170.60
(kJ/kg vapor)	2722.82	2722.82
Relación vapor vrs bagazo (lb vapor/lb bagazo)	2.00	2.64
(kg vapor/ kg bagazo)		
Bagazo necesario para la generación (lb bagazo/h)	40735.70	30873.76
(kg bagazo/s)	5.13	3.89
Generación de vapor para condensación		
Temperatura del agua de alimentación (°F)	350	350
K	449.82	449.82
Entalpía necesaria para producir vapor (Btu/lb vapor)	1455.28	1455.28
(kJ/kg vapor)	3384.98	3384.98
Bagazo Adicional (lb bagazo/h)	8554.30	8279.24
(kg bagazo/s)	1.08	1.04
Relación vapor vrs bagazo (lb vapor/lb bagazo)	1.61	2.12
(kg vapor/ kg bagazo)		
lb de vapor/h	13766.66	17580.07
kg de vapor/s	1.73	2.22
Kw para condensación (kW/t. Caña)	15.6617	20.0001
(kW/kg. Caña)	0.0157	0.0200

Para realizar estos cálculos se tomaron ciertos datos base de la industria azucarera, y fueron calculados de la siguiente manera:

Cálculo 45. Determinación del poder calorífico del bagazo, relación de vapor vs bagazo y bagazo necesario.

$$\text{Poder calorífico del bagazo} = 8200(1 - \text{Humedad})(1 - \text{Brix})$$

Relación vapor vrs bagazo

$$= \frac{\text{Poder calorífico del bagazo}}{\text{Entalpía necesaria para producir vapor}} (\text{Eficiencia Caldera})$$

$$\text{Bagazo necesario} = \frac{\text{Razón total de consumo de vapor de escape}}{\text{Relación de vapor vrs bagazo}}$$

Esta cantidad es menor a la disponible en la caña, por lo que no se requiere comprar combustible auxiliar para alcanzar la razón total de consumo de vapor de escape.

Esto permite tener bagazo adicional (1.08 kg bagazo/s) con respecto al disponible en la caña al 50.39% y (1.04 kg bagazo/s) con respecto al disponible en la caña al 40%. Este bagazo adicional puede utilizarse para producir vapor que generaría energía para exportar.

Las libras de vapor por hora que produciría el bagazo extra se calculan de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} \text{Libras de vapor por hora} \\ = \text{Cantidad de bagazo disponible} * \text{Relación de vapor vs bagazo} \end{aligned}$$

Para determinar los kilowatts para condensación se tomó en cuenta datos de la industria azucarera que establecen la siguiente relación:

$$8.79 \frac{\text{lb de vapor}}{\text{kw}} = 3.99 \frac{\text{kg de vapor}}{\text{kw}}$$

Entonces:

Cálculo 46. Energía necesaria para la condensación.

$$kW \text{ para condensación} = \frac{\left(\frac{\frac{\text{kg de vapor}}{\text{s}}}{3.99 \text{ kg de vapor}} \right)}{\left(\frac{\text{kg de caña}}{\text{s}} \right)} = \frac{\left(\frac{\frac{\text{lb de vapor}}{\text{s}}}{8.79 \text{ lb de vapor}} \right)}{\left(\frac{\text{t de caña}}{\text{s}} \right)}$$

Para determinar el diámetro de la tubería que se utilizaría para el transporte de los gases de combustión se consideraron los siguientes aspectos y datos brindados por el ingenio:

Flujo de bagazo a trabajar: 0.06 kg/s (0.2205 t/h)

Temperatura de los gases de chimenea: 588.7 K (600 °F)

Humedad de entrada del bagazo: 52%

Humedad de salida que se busca: 40%

Temperatura de salida de los gases de chimenea al salir del secador: 449.82 K (350°C)

Temperatura de entrada del bagazo: 329.15 K (56°C)

Temperatura de salida del bagazo del secador que se busca: 334.8 K (61.60°C) (Se busca este aumento de temperatura para que el calor de los gases se utilice más para evaporar agua, que para calentar la fibra).

Este cálculo implica realizar un balance de masa y calor, ya que en el sistema debe haber suficiente energía en el gas en cualquier momento para completar el trabajo de secado en los sólidos presentes en el gas. Con este balance se determinará el flujo de gases de chimenea para secar el bagazo a la humedad deseada.

Para poder realizar el balance de calor, necesitamos el calor necesario para secar la cantidad de bagazo que se desea secar. Sin embargo, se deberá tomar en cuenta que en este calor se incluye el calor para calentar la fibra y el calor para calentar y evaporar el agua.

Calor para calentar la fibra:

Cálculo 47. Determinación de la capacidad calorífica del bagazo seco.

$$Q_{fibra} = mCp\Delta T$$

En donde:

$m =$ flujo másico de fibra.

$Cp =$ calor específico de la fibra.

$\Delta T =$

gradiente de temperatura de la fibra de salida de molino y secador.

Para calcular la fibra en términos de peso de bagazo seco se realizará un balance de masa. Para este balance de masa se considera que la fibra en el bagazo seco es igual a la del bagazo húmedo. La fibra es una cantidad que permanece constante a pesar de pasar por la operación de secado.

$$f_{bagazo\ húmedo} = f_{bagazo\ seco}$$

$$W_h(1 - h_1) = W_s(1 - h_2)$$

En donde:

$W_h =$ peso de bagazo húmedo.

$W_s =$ peso de bagazo seco.

$h_1 =$ humedad de bagazo húmedo.

$h_2 =$ humedad de bagazo seco.

El calor específico de la fibra se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$Cp = 0.266 + 0.00116t$$

En donde:

$t =$ promedio de la temperatura de entrada y salida del secador.

Se utilizaron las temperaturas que se midieron en el ingenio, y se obtuvo un promedio de ambos, de tal forma que el calor de los gases se concentrara en evaporar el agua.

$$T_{prom. entrada} = 55.80\ ^\circ C = 132.44\ ^\circ F$$

$$T_{prom. salida} = 61.60^{\circ}C = 142.88^{\circ}F$$

$$t = 58.70^{\circ}C = 137.66^{\circ}F$$

$$C_p = 0.266 + 0.00116(58.70^{\circ}C) = 0.334 \frac{Btu}{lb^{\circ}F} = 1.4 \frac{kJ}{kg^{\circ}C}$$

El calor necesario para calentar la fibra en términos de bagazo seco es entonces:

Cálculo 48. Determinación del cálculo necesario para calentar la fibra en términos de bagazo seco.

$$Q_{fibra} = W_s(1 - h_1) \left(0.334 \frac{Btu}{lb^{\circ}F} \right) (142.88 - 132.44^{\circ}F)$$

$$Q_{fibra} = W_s(1 - 0.52) \left(0.334 \frac{Btu}{lb^{\circ}F} \right) (10.44)$$

$$Q_{fibra} = 1.6742 * W_s$$

Calor necesario para calentar y evaporar agua:

La cantidad de agua a evaporar es: $W_h = W_s$

De la ecuación se despeja W_s , y se obtiene:

$$W_s = \frac{W_h(1 - h_1)}{1 - h_2}$$

Al sustituir en la ecuación

Cálculo 49. Cantidad de agua evaporada.

$$Agua\ evaporada = W_h - \frac{W_h(1 - h_1)}{1 - h_2} \quad (Ecuación\ 33)$$

$$Agua\ evaporada = \frac{W_h(h_1 - h_2)}{1 - h_2}$$

Se requerirá calor sensible para calentar el agua hasta la temperatura de salida y calor latente para evaporarlo.

En donde:

T = temperatura

P = presión absoluta de vapor

d = peso específico del agua

Q = calor sensible

r = calor latente de vaporización

$\lambda = Q+r$ = calor total de una libra de agua

Cuadro 363. Calores sensibles y latentes del vapor seco saturado.

T (°F)	P (lb/in ²)	d (lb/ft ³)	Q (Btu/lb)	r (Btu/lb)	λ (Btu/lb)
132	2.345	61.52	99.9	1018.5	1118.4
134	2.472	61.486	101.9	1017.4	1119.3
140	2.889	61.382	107.9	1013.9	1121.8

Cálculo 50. Determinación del calor latente y sensible del agua.

Los calores encontrados en las tablas son:

$$\text{Calor latente} + \text{calor sensible para calentar el agua de } 32 \text{ a } 142.88^\circ\text{F} = 1123.02 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} = 2612.15 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Calor sensible para llevar el agua de } 32 \text{ a } 132.44^\circ\text{F} = 100.34 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} = 233.39 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

El calor que se requerirá entonces para calentar y evaporar el agua presente es de:

$$1123.02 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} - 100.34 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} = 1022.68 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} = 2378.75 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

El calor neto será entonces de:

$$Q_{H_2O} = \frac{W_h(h_1 - h_2)}{1 - h_2} (1022.68)$$

$$Q_{H_2O} = W_h(204.29)$$

Entonces el calor necesario total para secar el bagazo es:

$$Q_{tot.nec} = Q_{fibra} + Q_{H_2O}$$

$$Q_{tot.nec} = W_h(1.6742) + W_h(204.29)$$

$$Q_{tot.nec} = W_h(205.97)$$

$$Q_{tot.nec} = 441 \frac{\text{lb}}{\text{h}} (205.97) = 90,831.10 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} = 26.62 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

Los gases de chimenea se utilizarán para secar el bagazo, ya que estos poseen un calor disponible.

Este calor disponible es:

$$Q = mC_p\Delta T$$

En donde:

m = flujo másico de gases.

C_p = calor específico de los gases.

ΔT =

gradiente de temperatura de los gases de salida de chimenea y secador.

El calor específico de los gases se obtiene de la siguiente ecuación:

$$C_p = 0.27 + 0.00003 T$$

En donde:

$$T = 600^\circ\text{F}$$

$$C_p = 0.27 + 0.00003 (600^\circ F) = 0.2888 \frac{Btu}{lb^\circ F} = 1.206 \frac{kJ}{kg^\circ C}$$

Entonces el calor necesario de los gases de chimenea es:

$$Q = m(0.2888)(600 - 350) = 72m$$

Con este calor se puede realizar el balance de energía:

Calor disponible de los gases = Calor total necesario para secar bagazo

$$72m = 90,831.10$$

$$m = 1,261.54 \frac{lb}{h} = 21.03 \frac{lb}{min} = 0.16 \frac{kg}{s}$$

Para obtener el flujo volumétrico de los gases, se deberá encontrar la densidad de los gases, y para ello se utiliza la siguiente ecuación:

$$D = \text{peso específico de los gases} = 1.325 \frac{P_B}{T}$$

En donde:

P_B = presión s. n. d. m + presión estática.

T = temperatura absoluta = T_g chim + 460.

Para determinar P_B se estimó que el Ingenio se encuentra a 347 m.s.n.m. por lo que su presión es de 29.92 in Hg = 101.32 kPa. La presión estática de los gases se encuentra en in H_2O , por lo que este dato debe dividirse por un factor de 13.6 para tener unidades consistentes.

$$D = 1.325 \frac{29.92 \text{ in Hg} + \left(\frac{4.5 \text{ in } H_2O}{13.6} \right)}{600 + 460} = 3.78 \times 10^{-2} \frac{lb}{ft^3} = 0.61 \frac{kg}{m^3}$$

Por consiguiente, el volumen de los gases es:

$$V_g = \frac{21.03 \text{ lb}}{min} \left(\frac{1 \text{ ft}^3}{3.78 \times 10^{-2} \text{ lb}} \right) = 556.04 \frac{\text{ft}^3}{min} = 0.26 \frac{m^3}{s}$$

Para poder estimar la tubería de transporte de gases se debe considerar una velocidad máxima de 75ft/s (4500ft/min).

$$\text{Área de tubería} = \frac{556.04 \text{ ft}^3}{min} \left(\frac{1 \text{ min}}{4500 \text{ ft}} \right) = 0.12 \text{ ft}^2 = 0.01 \text{ m}^2$$

El diámetro será entonces de:

$$D = \frac{\pi D^2}{4} = 0.40 \text{ ft} = 4.76 \text{ in} = 0.12 \text{ m}$$

3. Cálculo de muestra de los datos experimentales

Cálculo 51. Cantidad de bagazo con calor de gases de chimenea.

La cantidad de bagazo seco se calculó haciendo uso de un balance de masa y de calor. Para ello se utilizó los datos de humedades y temperaturas que se encuentran en la sección de Datos originales. También se utilizarán ecuaciones de pesos específicos y calores específicos.

Ejemplo para datos corrida número 1:

Los gases de chimenea se utilizarán para secar el bagazo, ya que estos poseen un calor disponible.

Este calor disponible es:

$$Q = mCp\Delta T$$

En donde:

$m =$ flujo másico de gases.

$Cp =$ calor específico de los gases.

$\Delta T =$

gradiente de temperatura de los gases de salida de chimenea y secador.

Para calcular el calor disponible es necesario obtener primero el flujo másico. Este se obtiene de la siguiente fórmula:

$$m = V_g AD * \left(\frac{60 \text{ min}}{h} \right)$$

En donde:

$V_g =$ velocidad de los gases en m/s.

$A =$ área del tubo en donde circulan los gases de chimenea m^2 .

$D =$ peso específico de los gases kg/m^3 .

La velocidad de los gases se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$V_g = 1096.2 \sqrt{\frac{\Delta P}{D}} \quad \text{(Ecuación 46)}$$

En donde:

$\Delta P =$ presión dinámica de los gases en pulgadas de agua.

$D =$ peso específico de los gases $= 1.325 \frac{P_B}{T}$.

En donde:

$P_B =$ presión s. n. d. m + presión estática.

$T =$ temperatura absoluta $= T_g \text{ chim} + 460$.

Para determinar P_B se estimó que el Ingenio se encuentra a 347 m.s.n.m. por lo que su presión es de 29.92 in Hg = 101.32 kPa. La presión estática de los gases se encuentra

en $in H_2O$, por lo que este dato debe dividirse por un factor de 13.6 para tener unidades consistentes.

$$D = 1.325 \frac{29.92 \text{ in Hg} + \left(\frac{4 \text{ in H}_2\text{O}}{13.6}\right)}{380 + 460} = 4.77 \times 10^{-2} \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} = 0.76 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Al tener el peso específico se puede obtener la velocidad de los gases:

$$V_g = 1096.2 \sqrt{\frac{0.5 \text{ in H}_2\text{O}}{4.77 \times 10^{-2}}} = 3550.60 \frac{\text{ft}}{\text{min}} = 18.04 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

El área del tubo se calculará mediante la fórmula:

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

En donde:

$$D = \text{diámetro del tubo} = 4.76 \text{ in } (0.40 \text{ ft}) = 0.12 \text{ m.}$$

$$A = 0.12 \text{ ft}^2 = 0.01 \text{ m}^2$$

Ahora ya podemos calcular el flujo másico, haciendo uso de los datos anteriores:

$$m = 3550.60 \frac{\text{ft}}{\text{min}} * 0.12 \text{ ft}^2 * 4.77 \times 10^{-2} \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} * \frac{60 \text{ min}}{\text{h}} = 1,254.55 \frac{\text{lb}}{\text{h}} = 0.16 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

El calor específico de los gases se obtiene de la siguiente ecuación:

$$C_p = 0.27 + 0.00003 T$$

En donde:

$$T = 380^\circ F$$

$$C_p = 0.27 + 0.00003 (380^\circ F) = 0.2814 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ F} = 1.18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ C}$$

Por lo tanto, el calor disponible es:

$$Q = 1,254.55 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \left(0.2814 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^\circ F}\right) (380 - 210^\circ F) = 60,015.38 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} = 17.5887 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

Se estimará que sólo el 90% de este calor se utilizará para secar, como consecuencia de pérdidas de radiación.

$$Q = 60,015.38 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} (0.9) = 54,013.84 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} = 15.83 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

Cálculo 52. Calor para calentar fibra.

Para poder hacer el balance de energía es necesario saber el calor necesario para secar el bagazo. En embargo, se deberá de tomar en cuenta que este claro incluye el calor para calentar la fibra y el calor para calentar y evaporar el agua.

$$Q_{\text{fibra}} = m C_p \Delta T$$

En donde:

$m = \text{flujo másico de fibra.}$

$C_p = \text{calor específico de la fibra.}$

$\Delta T =$

gradiente de temperatura de la fibra de salida de molino y secador.

Para calcular la fibra en términos de peso de bagazo seco se realizará un balance de masa. Para este balance se considera que la fibra en el bagazo seco es igual a la del bagazo húmedo. Es una cantidad que permanece constante a pesar del secado.

$$f_{\text{bagazo húmedo}} = f_{\text{bagazo seco}}$$

$$W_h(1 - h_1) = W_s(1 - h_2)$$

En donde:

$W_h = \text{peso de bagazo húmedo.}$

$W_s = \text{peso de bagazo seco.}$

$h_1 = \text{humedad de bagazo húmedo.}$

$h_2 = \text{humedad de bagazo seco.}$

El calor específico de la fibra se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$C_p = 0.266 + 0.00116t$$

En donde:

$t = \text{promedio de la temperatura de entrada y salida del secador.}$

Se utilizaron las temperaturas brindadas por el ingenio, y se obtuvo un promedio de ambos.

$$T_{\text{prom. entrada}} = 55.80 \text{ } ^\circ\text{C} = 132.44 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{prom. salida}} = 61.60 \text{ } ^\circ\text{C} = 142.88 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$t = 58.70 \text{ } ^\circ\text{C} = 137.66 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$C_p = 0.266 + 0.00116(58.70 \text{ } ^\circ\text{C}) = 0.334 \frac{\text{Btu}}{\text{lb } ^\circ\text{F}} = 1.4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}$$

El calor necesario para calentar la fibra en términos de bagazo seco es entonces:

$$Q_{\text{fibra}} = W_s(1 - h_2) \left(0.334 \frac{\text{Btu}}{\text{lb } ^\circ\text{F}} \right) (142.88 - 132.44 \text{ } ^\circ\text{F})$$

$$Q_{\text{fibra}} = W_s(1 - 0.3183) \left(0.334 \frac{\text{Btu}}{\text{lb } ^\circ\text{F}} \right) (10.44)$$

$$Q_{\text{fibra}} = 2.378 * W_s$$

Cálculo 53. Calor necesario para calentar y evaporar agua.

La cantidad de agua a evaporar es: $W_h = W_s$

De la ecuación 30 se despeja W_h , y se obtiene:

$$W_h = \frac{W_s(1 - h_2)}{1 - h_1} \quad \text{(Ecuación 47)}$$

Al sustituir en la ecuación 31:

$$\text{Agua evaporada} = \frac{W_s(1 - h_2)}{1 - h_1} - W_s$$

$$\text{Agua evaporada} = \frac{W_s(h_1 - h_2)}{1 - h_1}$$

Se requerirá calor sensible para calentar el agua hasta la temperatura de salida y calor latente para evaporarlo.

Hay que tomar en cuenta que a este calor encontrado en las tablas se le debe restar el calor sensible que sirve para llevar el agua a la temperatura de entrada, que también se encuentra en las tablas anteriores.

Los calores encontrados en las tablas son:

$$\text{Calor latente} + \text{calor sensible para calentar el agua de } 32 \text{ a } 142.88^\circ\text{F} = 1123.02 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} = 2612.15 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{Calor sensible para llevar el agua de } 32 \text{ a } 132.44^\circ\text{F} = 100.34 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} = 233.39 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

El calor que se requerirá entonces para calentar y evaporar el agua presente es de:

$$1123.02 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} - 100.34 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} = 1022.68 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} = 2378.75 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

El calor neto será entonces de:

$$Q_{H_2O} = \frac{W_s(h_1 - h_2)}{1 - h_1} (1022.68)$$

$$Q_{H_2O} = W_s(452.79)$$

Entonces el calor necesario total para secar el bagazo es:

$$Q_{tot.nec} = Q_{fibra} + Q_{H_2O}$$

$$Q_{tot.nec} = W_s(2.378) + W_s(452.79)$$

$$Q_{tot.nec} = W_s(455.17)$$

Con este calor se puede proceder a realizar el balance de calor:

Calor disponible de los gases = Calor total necesario para secar bagazo

$$54,013.84 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} = W_s(455.17)$$

$$W_s = 118.67 \frac{\text{lb}}{\text{h}} = 0.06 \frac{\text{t}}{\text{h}} = 0.015 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Si utilizamos la ecuación 30 se encuentra la cantidad de bagazo húmedo:

$$W_h = \frac{W_s(1 - h_2)}{1 - h_1}$$

$$W_h = 171.21 \frac{\text{lb}}{\text{h}} = 0.09 \frac{\text{t}}{\text{h}} = 0.022 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

La cantidad de agua extraída por el secador es la diferencia entre las toneladas de bagazo seco y húmedo:

$$\text{Cantidad de agua evaporada} = 0.09 \frac{\text{t}}{\text{h}} - 0.06 \frac{\text{t}}{\text{h}} = 0.03 \frac{\text{t}}{\text{h}} = 0.01 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

4. Datos calculados

Cuadro 364. Datos requeridos para calcular cantidades de bagazo húmedo y seco @210°F.

Corrida Número	Velocidad de los gases de chimenea (m/s)	Volumen de los gases (m ³ /s)	Peso Específico (kg/m ³)	Flujo Másico de Gases (kg/s)	Cp de Gases (kJ/kg °C)	Calor de los Gases (kJ/s)	Calor para calentar Fibra de bagazo (kJ/kg bagazo)	Calor para calentar Agua (kJ/kg bagazo)	Bagazo Seco (kg/s)	Bagazo Húmedo (kg/s)	Promedio de Agua Extraída del secador (kg/s)
1	18.04	0.21	0.76	0.16	1.18	15.83	2.378	452.79	0.010	0.020	0.010
2	22.12	0.25	0.76	0.19	1.18	19.71	2.455	795.42	0.011	0.019	0.008
3	18.16	0.21	0.75	0.16	1.18	16.85	2.640	1236.35	0.006	0.013	0.007
4	17.87	0.21	0.78	0.16	1.18	14.54	2.643	793.80	0.008	0.014	0.006
5	17.93	0.21	0.77	0.16	1.18	14.97	2.702	989.44	0.006	0.013	0.007
6	22.01	0.25	0.77	0.19	1.18	18.76	2.709	1757.57	0.005	0.012	0.007
7	23.97	0.28	0.76	0.21	1.18	21.34	2.724	822.54	0.011	0.020	0.009
8	22.09	0.25	0.76	0.19	1.18	19.39	2.778	644.33	0.013	0.021	0.008
9	22.06	0.25	0.77	0.19	1.18	18.95	2.804	682.85	0.012	0.020	0.008
10	18.00	0.21	0.77	0.16	1.18	15.38	2.827	557.35	0.012	0.018	0.006
Promedio	20.23	0.23	0.77	0.18	1.18	17.57	2.67	873.24	0.009	0.017	0.008

Cuadro 365. Datos requeridos para calcular cantidades de bagazo húmedo y seco @260°F.

Corrida Número	Velocidad de los gases de chimenea (m/s)	Volumen de los gases (m ³ /s)	Peso Específico (kg/m ³)	Flujo Másico de Gases (kg/s)	Cp de Gases (kJ/kg °C)	Calor de los Gases (kJ/s)	Calor para calentar Fibra de bagazo (kJ/kg bagazo)	Calor para calentar Agua (kJ/kg bagazo)	Bagazo Seco (kg/s)	Bagazo Húmedo (kg/s)	Promedio de Agua Extraída del secador (kg/s)
1	17.95	0.21	0.77	0.16	1.18	10.66	2.592	497.23	0.009	0.014	0.005
2	21.86	0.25	0.78	0.20	1.18	12.08	2.754	761.08	0.007	0.012	0.005
3	21.89	0.25	0.78	0.20	1.18	12.06	2.975	866.75	0.006	0.011	0.005
4	18.04	0.21	0.76	0.16	1.18	11.27	3.070	784.72	0.006	0.011	0.005
5	17.91	0.21	0.77	0.16	1.18	10.21	3.171	924.57	0.005	0.009	0.004
Promedio	19.53	0.23	0.77	0.18	1.18	11.26	2.91	766.87	0.007	0.011	0.005

Cuadro 366. Datos requeridos para calcular cantidades de bagazo húmedo y seco @300°F.

Corrida Número	Velocidad de los gases de chimenea (m/s)	Volumen de los gases (m ³ /s)	Peso Específico (kg/m ³)	Flujo Másico de Gases (kg/s)	Cp de Gases (kJ/kg °C)	Calor de los Gases (kJ/s)	Calor para calentar Fibra de bagazo (kJ/kg bagazo)	Calor para calentar Agua (kJ/kg bagazo)	Bagazo Seco (kg/s)	Bagazo Húmedo (kg/s)	Promedio de Agua Extraída del secador (kg/s)
1	17.97	0.21	0.77	0.16	1.18	6.91	2.982	845.06	0.004	0.006	0.002
2	22.00	0.25	0.77	0.19	1.18	8.47	3.135	938.04	0.004	0.007	0.003
3	21.87	0.25	0.78	0.20	1.18	7.36	3.112	936.60	0.003	0.006	0.003
4	17.85	0.20	0.78	0.16	1.18	6.02	3.118	1120.76	0.002	0.005	0.003
5	22.05	0.25	0.77	0.19	1.18	9.02	3.278	1206.53	0.003	0.007	0.004
Promedio	20.35	0.23	0.77	0.18	1.18	7.56	3.13	1009.40	0.003	0.006	0.003

Cuadro 367. Promedio de los datos requeridos.

Corrida Número	Velocidad de los gases de chimenea (m/s)	Volumen de los gases (m ³ /s)	Peso Específico (kg/m ³)	Flujo Másico de Gases (kg/s)	Cp de Gases (kJ/kg °C)	Calor de los Gases (kJ/s)	Calor para calentar Fibra de bagazo (kJ/kg bagazo)	Calor para calentar Agua (kJ/kg bagazo)	Bagazo Seco (kg/s)	Bagazo Húmedo (kg/s)	Promedio de Agua Extraída del secador (kg/s)
1	20.23	0.23	0.77	0.18	1.18	17.57	2.670	873.24	0.009	0.017	0.008
2	19.53	0.23	0.77	0.18	1.18	11.26	2.910	766.87	0.007	0.011	0.005
3	20.35	0.23	0.77	0.18	1.18	7.56	3.130	1009.40	0.003	0.006	0.003
Promedio	20.04	0.23	0.77	0.18	1.18	12.13	2.90	883.17	0.006	0.011	0.005

Cuadro 368. Promedio de agua extraída.

Corrida Número	Promedio de Agua Extraída	
	kg/s	t/h
1	0.0100	0.0397
2	0.0080	0.0317
3	0.0070	0.0278
4	0.0060	0.0238
5	0.0070	0.0278
6	0.0070	0.0278
7	0.0090	0.0357
8	0.0080	0.0317
9	0.0080	0.0317
10	0.0060	0.0238
11	0.0050	0.0198
12	0.0050	0.0198
13	0.0050	0.0198
14	0.0050	0.0198
15	0.0040	0.0159
16	0.0020	0.0079
17	0.0030	0.0119
18	0.0030	0.0119
19	0.0030	0.0119
20	0.0040	0.0159
Promedio	0.0058	0.0228

5. Estudio económico

Para realizar el cálculo de las ganancias por los kilovatios extras que se obtienen al secar el bagazo, se utilizó un promedio de 4 centavos de dólar por kilovatio.

Inicialmente con un 50.39% de humedad se generaban 0.0157 kW/kg. Caña (15.66 kW/t. Caña), al reducir la humedad a 40% el valor de kilovatios para la condensación aumenta a 0.0200 kW/kg. Caña (20.00 kW/t. Caña). Teniendo un aumento del 21.69% en las ganancias por los kilovatios extras.

Si muelen 25.20 kg/s (100 t/h), entonces:

Cuadro 369. Comparación de kilovatios extra al reducir la humedad al 40%.

50.39% de Humedad		40% de Humedad	
0.3100	Q/kWh	0.3100	Q/kWh
15.6617	kW/t. Caña	20.0001	kW/t. Caña
4.8551	Q/t. Caña	6.2000	Q/t. Caña
485.51	Q/h	620.00	Q/h

Las ganancias obtenidas al utilizar bagazo seco serian Q.620.00/h, tomando en cuenta que un día tiene 24 horas y que estas se trabajan completas, entonces por día son Q14,880.00 y si asumimos que un mes tiene 30 días y se trabaja toda la semana entonces al mes son \$44,640.00.

Dentro de este estudio económico debe tomarse en cuenta también el ahorro que tiene el ingenio al no requerir combustible auxiliar para alcanzar la razón de vapor del proceso. La cantidad de dinero que se ahorra un ingenio azucarero si se reduce la humedad del bagazo al 40%, aumentaría como se puede observar en la tabla 35.

La inversión que se supone para el secador de bandejas es la siguiente:

Cuadro 370. Suposición de inversión del secador.

Inversión del Secador	
	Costo (Q)
Tubería para transporte de gases de chimenea	54,320
Secador	77,600
Medidor de Presión	11,640
Ventilador	77,600
Mano de Obra	38,800
Total	259,960

Al tomar en cuenta la capacidad del secador para generar kilovatios extras del bagazo que seca se obtiene la siguiente ganancia.

Cuadro 371. Ganancias por kilovatio extra por la capacidad de secado.

40% de Humedad	
0.3100	Q/kWh
20.0001	kW/t. Caña
6.2000	Q/t. Caña
0.2205	t/h
1.36711	Q/h

El análisis de beneficio y costo se estableció para un periodo de 10 años. En donde para la parte de ingresos solo se tomaron en cuenta las ganancias anuales de secar la cantidad que el secador de bandejas diseñado tiene como capacidad. A diferencia de los costos que se incluye solamente el mantenimiento anual de Q.1,200.00.

Cuadro 372. Análisis beneficio/costo.

Tasa	10.00%
Inversión	Q259,960.00

Años	Inversión	Ingresos	Costos	FNE
0	Q259,960.00	Q0.00	Q0.00	-Q259,960.00
1	Q0.00	Q11,811.80	Q1,200.00	Q10,611.80
2	Q0.00	Q11,811.80	Q1,200.00	Q10,611.80
3	Q0.00	Q11,811.80	Q1,200.00	Q10,611.80
4	Q0.00	Q11,811.80	Q1,200.00	Q10,611.80
5	Q0.00	Q11,811.80	Q1,200.00	Q10,611.80
6	Q0.00	Q11,811.80	Q1,200.00	Q10,611.80
7	Q0.00	Q11,811.80	Q1,200.00	Q10,611.80
8	Q0.00	Q11,811.80	Q1,200.00	Q10,611.80
9	Q0.00	Q11,811.80	Q1,200.00	Q10,611.80
10	Q0.00	Q11,811.80	Q1,200.00	Q10,611.80

Σ Ingresos	Q65,980.38
Σ Costos	Q6,703.16
Σ Costos + Inversión	Q266,663.16

B/C	0.2474
------------	--------

Se realizó un análisis de hipótesis en Excel y de acuerdo a las ganancias obtenidas, la inversión se recuperaría en aproximadamente en 22.01 años. Esto no toma en cuenta los costos de mantenimiento.

Cuadro 373. Análisis de hipótesis para el tiempo de recuperación.

Capacidad	0.2205	t/h
Recuperacion	22.01	años
1.3671		\$/h
32.8106		\$/día
984.3169		\$/mes
11811.8031		\$/año
259960.0000		\$/años

6. Análisis de error

Cuadro 374. Incertidumbres de las variables utilizadas.

Variable	Incertidumbre
Temperatura	±0.05°F
Peso de Bagazo	±0.5

Los resultados calculados fueron la cantidad de bagazo seco y húmedo por consiguiente el bagazo se logro secar con el secador. Se obtuvieron varios resultados, por lo que se tuvo un promedio de estos valores, y de los que se requirieron para obtenerlos.

Por consiguiente, el análisis de error se centrará en el análisis estadístico, para ver la precisión y exactitud de los resultados. Para ello se calcularán las desviaciones estándar de cada coeficiente y los límites de confianza al 95%.

La formulas a utilizar son las siguientes:

Desviación Estándar:

$$s = \sqrt{\frac{\sum_i (x_i - \bar{x})^2}{n - 1}}$$

En donde:

n = número total de valores.

\bar{x} = promedio aritmético de los coeficientes.

x_i = valor del coeficiente calculado para cada flujo.

Límites de Confianza:

$$\mu = \bar{x} \pm \frac{ts}{\sqrt{n}}$$

En donde:

$t = 2.776$ (valor correspondiente al 95% de confianza).

$s =$ desviación estándar.

$n =$ número total de valores.

$\bar{x} =$ promedio aritmético de los coeficientes.

El análisis se realizó de la misma manera para el resto de datos originales y datos calculados. A continuación de muestra la tabla con el análisis de error.

Cuadro 375. Análisis de error

	Temperatura (°F)		Humedad		Bagazo Seco (kg/s)	Bagazo Húmedo (kg/s)
	Chimenea	Secador	Entrada	Salida		
Pruebas @210°F						
Promedio	377.80	210.00	57.54	23.56	0.0090	0.0170
Desviación Estándar	7.57	0.00	7.27	4.20	0.0029	0.0036
Límite de Confianza	6.64	0.00	6.38	3.68	0.0026	0.0031
Límite de Confianza S	384.44	210.00	63.92	27.24	0.0116	0.0201
Límite de Confianza I	371.16	210.00	51.16	19.88	0.0064	0.0139
Pruebas @260°F						
Promedio	370.80	260.00	53.20	16.50	0.0070	0.0110
Desviación Estándar	6.80	0.00	2.39	6.77	0.0016	0.0019
Límite de Confianza	8.44	0.00	2.97	8.41	0.0020	0.0023
Límite de Confianza S	379.24	260.00	56.17	24.91	0.0090	0.0133
Límite de Confianza I	362.36	260.00	50.23	8.09	0.0050	0.0087
Pruebas @300°F						
Promedio	371.20	300.00	55.00	10.41	0.0030	0.0060
Desviación Estándar	6.46	0.00	2.01	3.01	0.0009	0.0009
Límite de Confianza	8.02	0.00	2.50	3.74	0.0011	0.0011
Límite de Confianza S	379.22	300.00	57.50	14.15	0.0041	0.0071
Límite de Confianza I	363.18	300.00	52.50	6.67	0.0019	0.0049

**PROCEDIMIENTO
ESTANDARIZADO
PARA
EQUIPOS DE INTERCAMBIO
TÉRMICO**

Guatemala, noviembre 2018

PRESENTACIÓN

El presente Procedimiento estandarizado es el resultado del estudio realizado sobre la *“Determinación y propuestas de mejora de pérdidas térmicas, estandarización de rutas críticas y análisis económico en equipos de intercambio de energía de un ingenio azucarero”*, para estandarizar el proceso en puntos de medición para la reducción en el equipo de intercambio térmico que posea la mayor pérdida de energía. En dicho estudio, se realizó un análisis en los tiempos y mediciones de temperaturas, lo que dio origen a los procedimientos a seguir en cada uno de ellos.

El procedimiento estandarizado permite normar el proceso de los puntos de medición para el análisis de pérdida térmicas en los equipos de intercambio térmico, constituyéndose éste documento en una guía técnica con contenido ordenado y sistemático y con información sobre los procedimientos que se consideran necesarios para la mejor ejecución del trabajo.

El procedimiento estandarizado funciona como una fuente de consulta y medio de inducción, ya que define e informa la manera de llevar a cabo las actividades y los lineamientos a seguir en cada proceso que se realiza, incluyendo las áreas que intervienen, precisando su responsabilidad y participación; por lo tanto, será de gran utilidad en la reducción de errores y para la capacitación del nuevo talento humano.

La efectividad del Proceso Estandarizado radica en el análisis de cada proceso, actividad o tarea que se lleva a cabo el área, permitiéndole al dueño del proceso realizar sus actividades rutinarias sin necesidad de preguntar a los niveles superiores.

GENERALIDADES DEL PROCEDIMIENTO ESTANDARIZADO

OBJETIVO GENERAL

El procedimiento estandarizado tiene como objetivo, asegurar la funcionalidad del proceso de forma secuencial y ordenada, estandarizando las actividades a fin de optimizar el uso de los recursos.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1. Precisar y estandarizar las actividades de cada procedimiento.
2. Estandarizar los procesos para optimizar el uso de los recursos.
3. Determinar la responsabilidad operativa del personal que labora en el área.
4. Servir como medio de integración y orientación al personal de nuevo ingreso, facilitando su incorporación al equipo de trabajo.

ALCANCE

Este proceso estandarizado está dirigido a los futuros investigadores.

NORMAS GENERALES

1. Se recomienda realizar la revisión del procedimiento por lo menos una vez al año y propuestas de mejora cuando sea necesario.
2. Es responsabilidad del Gerente de Fábrica, la socialización continua y aplicación del presente procedimiento, de tal manera que en el momento que las condiciones lo exijan, se modifique o actualice a través de las acciones administrativas que correspondan.

PROCEDIMIENTOS

Fábrica	Fecha	octubre 2018
ESTANDARIZACIÓN DEL PROCESO EN PUNTOS DE MEDICIÓN EN EL EQUIPO DE INTERCAMBIO TÉRMICO	Páginas	5

OBJETIVO:

Estandarizar el proceso en puntos de medición de tiempos en el equipo de intercambio térmico para la toma de decisiones.

ESTANDARIZACIÓN DEL PROCESO EN PUNTOS DE MEDICIÓN EN EL EQUIPO DE INTERCAMBIO TÉRMICO		
RESPONSABLE	Núm.	PROCEDIMIENTO
Gerente de fábrica/ RRHH	1	Verifica que el personal que ingresa al área utilice equipo de protección industrial (casco, lentes, chaleco, tapones de oídos y zapatos de punta de acero).
Intercambiadores de calor		
Evaluador de tiempos	2	Utiliza un cronómetro digital, una tabla de apoyo para hojas, los formatos de toma de tiempos y lapicero.
	3	Anota flujos, temperaturas y el estado de los intercambiadores de calor, reflejados en el software Logix5000. En los cuales pueden ser normal, retrolavado o paro
	4	Inicia el cronómetro desde el momento que el evaluador de temperaturas tome la primera medición hasta que tome la última medición de ese intercambiador de calor, reiniciando

ESTANDARIZACIÓN DEL PROCESO EN PUNTOS DE MEDICIÓN EN EL EQUIPO DE INTERCAMBIO TÉRMICO		
		el cronómetro cada vez que el evaluador de temperaturas inicie con un nuevo intercambiador de calor.
Evaluador de temperaturas	5	Mide las temperaturas según su protocolo de medición.
Evaluador de tiempos	6	Anota los tiempos paralelamente a la toma de temperaturas en el intercambiador de calor que esté llevando a cabo el evaluador de temperaturas.
Evaluador de temperaturas	7	Realiza este procedimiento como mínimo 5 veces, para cada intercambiador de calor. Ver tabla 5
	8	Toma las medidas de todos los intercambiadores de calor.
Evaporadores		
Evaluador de tiempos	9	Utiliza un cronómetro digital, una tabla de apoyo para hojas, los formatos de toma de tiempos y lapicero.
	10	Sube al centro de cómputo para preguntar el estado de los evaporadores y anota los que no estén funcionando.
	11	Inicia el cronómetro desde el momento en que el químico tome la primera medición en cada fondo hasta que tome la última medición de éste reiniciándolo cada vez que inicie un nuevo fondo, de la misma forma con cada vez que el evaluador de temperaturas inicie con calandrias y posteriormente con los cuerpos.
Evaluador de temperaturas	12	Mide las temperaturas según su protocolo de medición.
Evaluador de tiempos	13	Toma la medición de tiempos del evaporador, el cual se divide en fondo, calandria y cuerpo.
	14	Anota los tiempos paralelamente a la toma de temperaturas de calor que esté llevando a cabo el evaluador de temperaturas evaluador.
Evaluador de temperaturas	15	Realiza este procedimiento como mínimo 1 vez, para cada evaporador.
	16	Toma las medidas de todos los evaporadores.

ESTANDARIZACIÓN DEL PROCESO EN PUNTOS DE MEDICIÓN EN EL EQUIPO DE INTERCAMBIO TÉRMICO		
Tachos		
Evaluador de tiempos	17	Lleva un cronómetro digital, una tabla de apoyo para hojas, los formatos de toma de tiempos y lapicero.
	18	Anota el estado, flujos, presiones y temperaturas de los tachos reflejados en el software Logix5000.
	19	Inicia el cronómetro desde el momento que el químico tome la primera medición hasta que tome la última medición de ese tacho, reiniciando el cronómetro cada vez que el evaluador de temperaturas inicie con un nuevo tacho.
Evaluador de temperaturas	20	Mide las temperaturas según su protocolo de medición.
Evaluador de tiempos	21	Anota los tiempos paralelamente a la toma de temperaturas en el tacho que esté llevando a cabo el evaluador de temperaturas.
Evaluador de temperaturas	22	Realiza este procedimiento como mínimo 3 veces, para cada tacho.
	23	Toma las medidas de todos los tachos.
Evaluador de tiempos	24	Traslada los datos obtenidos al químico para su análisis y continuar el proceso respectivo. ----- FIN DEL PROCEDIMIENTO -----

GLOSARIO DE TÉRMINOS

TÉRMINO	SIGNIFICADO
Intercambiadores de calor	Los intercambiadores de calor son aparatos que facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí.
Evaporadores	Son equipos vaporizantes que utilizan como fuente de energía un vapor latente a una temperatura mayor a la temperatura de vaporización del agua, o solución acuosa para concentrar.
Tachos	Equipos donde se evapora al vacío la meladura hasta obtener una masa cristalizada.
Software Logix5000	Es el software de programación para el tipo de control CompactLogix de Allen-Bradley; el cual permite la programación con diagrama del programa de contactos, diagrama de bloque de funciones, diagrama de funciones secuenciales y texto estructurado.

GLOSARIO DE SÍMBOLOS

Figura 78. Diagrama del flujo del procedimiento para ingreso y toma de mediciones.



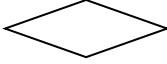

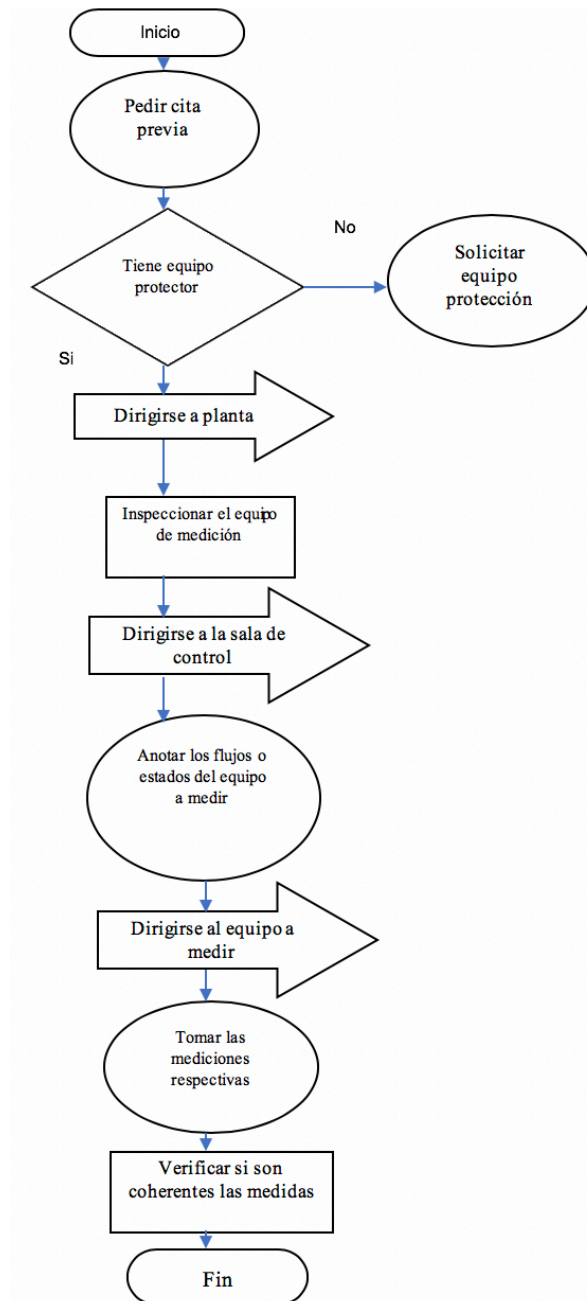
No.	Símbolo	Significado
1.		Inicio o término: Indica el principio o fin del flujo
2.		Inspección: Indica una inspección sobre algún equipo, dato o alguna actividad que se considere importante
3.		Decisión o alternativa: Indica un punto dentro del flujo en donde se debe tomar una decisión entre dos o más opciones
4.		Actividad: Describe las funciones que desempeñan las personas involucradas en el procedimiento ejemplo revisión, análisis, etc

Diagrama de flujo



XIII. GLOSARIO

U,	Coefficiente global de transferencia de calor [W/m ² K]
h _i ,	Coefficiente de transferencia de calor interna [W/m ² K]
h _o ,	Coefficiente de transferencia de calor externo [W/m ² K]
ΔT _{lm} ,	Temperatura Media Logarítmica [°C]
ΔT ₁ ,	Diferencia entre la temperatura de entrada de vapor y la de salida del jugo [°C]
ΔT ₂ ,	Diferencia entre la temperatura de salida del vapor menos la entrada del jugo [°C]
R,	Resistencia que puede ser por el vapor, la pared o el aire [K/W, °C/W]
T,	Temperatura del fluido o superficie [°C]
Q,	Calor cedido o ganado por un fluido [W, kW]
A,	Área superficial o de transferencia de calor [m ²]
μ,	Viscosidad dinámica [Pa s]
k,	Conductividad térmica [W/mK]
ρ,	Densidad [kg/m ³]
Nu,	Número de Nusselt
L _c ,	Longitud característica [m]
Re,	Número de Reynolds
Pr,	Prandtl
v,	Velocidad del fluido [m/s]
d _{tubo} ,	Diámetro del tubo [m]
A _k ,	Área de flujo dentro de los tubos de un intercambiador de coraza y tubos [m ²]
N _{tubos} ,	Número de tubos
A _{tubos} ,	Área de un tubo [m ²]
n,	valor de la ecuación de Dittus-Boelter; n=0.4 para el calentamiento y n=0.3 para el enfriamiento
d _e ,	Diámetro equivalente [m]
P _T ,	distancia entre tubos para un arreglo triangular de banco de tubos [m, in]
V _{máx.} ,	Velocidad máxima sobre el banco de tubos [m/s]
S _T ,	Distancia vertical entre tubos para un arreglo triangular [m]
S _L ,	Distancia horizontal entre tubos para un arreglo triangular [m] (S _D)

L,	Largo de coraza o tubos [m]
ϵ ,	Emisividad del material
σ ,	Constante de Boltzmann $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$
r_2 ,	Radio externo de la coraza [m]
r_1 ,	Radio interno de la coraza [m]
P,	Pureza del jugo alcalizado o clarificado con respecto a la cantidad de sacarosa que tenga [%]
Pol,	Concentración de sacarosa en el jugo alcalizado y clarificado
$^{\circ}\text{Brix}$	Concentración de sólidos disueltos en el jugo alcalizado y clarificado
W_{DS} ,	Concentración de sólidos suspendidos/100g
T_{prom} ,	Temperatura promedio entre la entrada y salida del fluido [$^{\circ}\text{C}$]
C_p ,	Capacidad calorífica [J/kgK, J/kg $^{\circ}\text{C}$]
λ ,	Diferencia entre entalpía de vapor y líquido para el vapor del intercambiador de calor
H^v ,	Entalpía del vapor [J/kg]
H^l ,	Entalpía del líquido [J/kg]
\dot{m} ,	Flujo másico del jugo o del vapor [kg/s]
Δ ,	Longitud de onda de la corrugación de la placa [m]
a,	Amplitud de la corrugación de la placa [m]
β ,	Ángulo de las corrugaciones de la placa
X,	Constante adimensional
Φ ,	Denota una relación funcional
G,	Flux de materia [kg/m 2 s]
W,	Ancho de la placa/4 [m]
D_h ,	Diámetro hidráulico
f,	Factor de fricción para el flujo en intercambiadores de placas (f_0, f_1)