

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

Facultad de Ingeniería

Diseño de un sistema automatizado para el control de compresores de aire a tornillo rotativo de dos fases con capacidad variable en una fábrica de envases de aluminio

Trabajo de Graduación presentado por
Enio Rolando Alburez Gutierrez
para optar al grado académico de
Licenciado en Ingeniería Mecatrónica

Guatemala
2011

Diseño de un sistema automatizado para el control de compresores de aire a tornillo rotativo de dos fases con capacidad variable en una fábrica de envases de aluminio

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

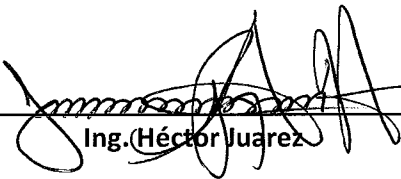
Facultad de Ingeniería

Diseño de un sistema automatizado para el control de compresores de aire a tornillo rotativo de dos fases con capacidad variable en una fábrica de envases de aluminio


Trabajo de Graduación presentado por
Enio Rolando Alburez Gutierrez
para optar al grado académico de
Licenciado en Ingeniería Mecatrónica

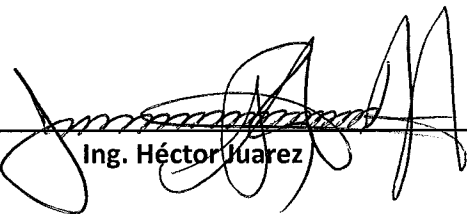
Guatemala
2011

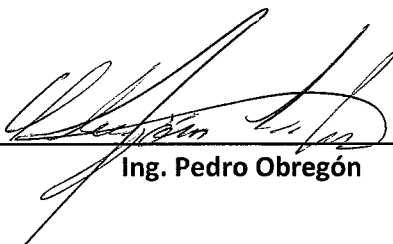
Vo. Bo. :

(f) 
Ing. Héctor Juárez

Tribunal Examinador:

(f) 
Ing. Roberto Delgado

(f) 
Ing. Héctor Juárez

(f) 
Ing. Pedro Obregón

Fecha de aprobación: Guatemala 5 de diciembre de 2011

PREFACIO

La elaboración de este trabajo surgió del interés personal de profundizar en el tema de la generación del aire comprimido, por ser éste un servicio indispensable en muchos procesos. El tema no había sido abordado con profundidad, por lo que la idea me emocionaba mucho. Diseñar un sistema de control nuevo para los compresores no causó el interés que yo esperaba entre mis compañeros de trabajo. Sin embargo, a medida que iba profundizando en el tema y descubriendo las posibilidades de mejora que existían el interés fue aumentando.

Este trabajo contiene información que puede ser de mucha utilidad para todos aquellos procesos que utilicen aire comprimido.

En primer lugar agradezco a mi Guatemala, a la que le debo tanto; a mis padres, Enio y Amelia, por su ejemplo, esfuerzo, paciencia y amor; a mis hermanos, Diego e Irene, que están siempre a mi lado y con quienes he compartido los mejores momentos; a Gabriela, por su apoyo y entusiasmo.

También quiero agradecer a Héctor Juárez, amigo y asesor de este trabajo, por su orientación y dedicación; a Roberto Delgado, director del Departamento de Ingeniería Mecatrónica, por su aporte a este trabajo y entrega completa a sus estudiantes; a Leopoldo Munguía por su confianza. Por último, pero no menos importante, a todas las personas que me han enseñado, directa o indirectamente, a luchar con pasión para alcanzar mis sueños.

CONTENIDO

	Página
PREFACIO.....	v
LISTA DE TABLAS.....	ix
LISTA DE FIGURAS	xi
LISTA DE ECUACIONES.....	xii
LISTA DE GRÁFICAS.....	xiii
ABREVIATURAS.....	xiv
RESUMEN.....	xv
Capítulos	
I. INTRODUCCIÓN.....	1
II. JUSTIFICACIÓN	3
III. OBJETIVOS.....	5
A. Generales.....	5
B. Específicos.....	5
IV. ANTECEDENTES	6
A. Auditorías de aire realizadas en los años 2008, 2009 y 2010	6
V. MARCO TEÓRICO.....	7
A. Aire comprimido.....	7
1. Bases del aire comprimido.....	7
2. Usos del aire comprimido.	8
B. Sistemas neumáticos para la generación de aire comprimido	9
1. Equipos comunes en un sistema de generación de aire comprimido.....	9

C.	Compresores de tornillo rotativo.....	10
1.	Principio de funcionamiento.....	10
2.	Capacidad de un compresor de tornillo.....	12
3.	Regulación de compresores de tornillo.	12
D.	Sistemas eléctricos y electrónicos para el control de compresores	17
1.	Controlador Lógico Programable (PLC).....	17
2.	Sensores y transductores.....	17
VI.	BASES DEL DISEÑO	19
A.	Alcance del trabajo.....	19
B.	Producto y proceso	19
1.	Descripción del producto y el proceso.	19
2.	Usos del aire comprimido en el proceso de fabricación de envases de aluminio.....	20
3.	Especificaciones del aire comprimido requeridas por el proceso.....	20
C.	Estado actual del sistema.	21
D.	Factores económicos.....	23
E.	Operación y mantenimiento	23
1.	Operación del sistema de generación de aire comprimido.	23
2.	Mantenimiento de los compresores.	24
VII.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN	25
A.	Análisis del sistema actual	25
B.	Análisis de eficiencia en compresores.....	28
1.	Modos de operación.....	28
2.	Factores importantes para la eficiencia.....	31

C.	Puntos de mejora en sistema actual	34
D.	Monitoreo del consumo de aire comprimido.....	34
E.	Sistema neumático y mecánico del control en compresores	36
F.	Sistema eléctrico y electrónico del control de compresores.....	37
G.	Programa e interfaz humano máquina.....	40
H.	Análisis de disponibilidad y confiabilidad	48
I.	Análisis económico.....	52
VIII.	CONCLUSIONES	55
IX.	RECOMENDACIONES	56
X.	BIBLIOGRAFÍA.....	57
XI.	APÉNDICE.....	59
A.	Apéndice 1	59
1.	Cálculo de eficiencia de compresores.	59
2.	Cálculo de protecciones eléctricas.	63
3.	Cálculo de criticidad de fallas.....	64
4.	Consumo eléctrico de compresores	67
B.	Apéndice 2	69
1.	Especificaciones de equipo	69
C.	Apéndice 3	84
1.	Entradas y salidas en PLC.....	84
2.	Diseño la interfaz humano-máquina	91
3.	Diagrama PID del sistema	96
4.	Diagrama eléctrico.....	104

LISTA DE TABLAS

	Página
Tabla	
Tabla 1: Resultado de las auditorías del sistema de aire comprimido	6
Tabla 2: Controles individuales de compresores.....	14
Tabla 3: Configuración actual del sistema.....	22
Tabla 4: Potencias específicas con un compresor de 350HP en espera	29
Tabla 5: Potencias con compresores de 125HP y 100 HP en espera	30
Tabla 6: Capacidades de interruptores termo-magnéticos.....	38
Tabla 7: Criterios de criticidad de fallas	49
Tabla 8: Factores multiplicativos de los criterios de criticidad de fallas.....	49
Tabla 9: Descripción de las fallas	51
Tabla 10: Valores iniciales para el cálculo de eficiencia.....	59
Tabla 11: Potencia de compresores.....	59
Tabla 12: Caudales de compresores a 1100 msnm	60
Tabla 13: Consumo eléctrico de los compresores a plena carga.....	60
Tabla 14: Consumo eléctrico de los compresores en carga-descarga	61
Tabla 15: Consumo eléctrico de los compresores en modulación con válvula Sullicon	61
Tabla 16: Consumo eléctrico de los compresores con válvula espiral.....	61
Tabla 17: Consumos eléctricos totales para opciones de configuración	62
Tabla 18: Cálculo de interruptores termo-magnéticos	63
Tabla 19: Calificación individual de fallas con sistema de control actual	64
Tabla 20: Calificación individual de fallas con sistema de control propuesto.....	65
Tabla 21: Comparación de criticidad de sistema actual y propuesto	66
Tabla 22: Mediciones de consumo eléctrico en compresor de 350HP	67

Tabla 23: Mediciones de consumo eléctrico en compresor de 125HP.....	68
Tabla 24: Mediciones de consumo eléctrico en compresor de 100HP.....	68
Tabla 25: Especificaciones de módulo de comunicación del PLC.....	69
Tabla 26: Especificaciones de módulos de entradas y salidas.....	69
Tabla 27: Especificaciones de fuente de poder del PLC.....	71
Tabla 28: Especificaciones de controlador.....	72
Tabla 29: Especificaciones de chasis de PLC.....	73
Tabla 30: Accesorios para el PLC.....	73
Tabla 31: Especificaciones de relevadores.....	74
Tabla 32: Especificaciones de interfaz humano máquina.....	75
Tabla 33: Especificaciones de botones.....	76
Tabla 34: Especificaciones de instrumentación.....	77
Tabla 35: Especificaciones de transductor I/P.....	80
Tabla 36: Especificaciones de indicadores luminosos y sonoros.....	81
Tabla 37: Especificaciones de fuente de poder 24 VDC.....	81
Tabla 38: Especificaciones de transformador eléctrico.....	82
Tabla 39: Especificaciones de interruptores termo- magnéticos.....	82
Tabla 40: Especificaciones de accesorios en panel.....	83
Tabla 41: Especificaciones de gabinete eléctrico.....	83
Tabla 42: Entradas y salidas en el PLC.....	84

LISTA DE FIGURAS

	Página
Figura	
Figura 1: Familias de compresores utilizados en la industria.....	10
Figura 2: Configuración típica de un compresor de tornillo de dos etapas	11
Figura 3: Diagrama de flujo del programa del sistema	42
Figura 4: Diagrama de flujo de programa del sistema	43
Figura 5: Diagrama de flujo de subrutina de arranque.....	46
Figura 6: Estructura de interfaz humano máquina.....	47
Figura 7: Pantalla principal.....	91
Figura 8: Pantalla de visualización de variables de compresor	91
Figura 9: Pantalla de modificación de parámetros en compresor.....	92
Figura 10: Pantalla de contadores	92
Figura 11: Pantalla para borrar contadores	93
Figura 12: Pantalla para visualizar parámetros del sistema	93
Figura 13: Pantalla para modificar parámetros del sistema	94
Figura 14: Pantalla para el monitoreo de caudales y presiones en la planta.....	94
Figura 15: Pantalla para el registro de fallas	95

LISTA DE ECUACIONES

	Página
Ecuación	
Ecuación 1: Caudal de un compresor de tornillo.....	12
Ecuación 2: Relación de compresión	12
Ecuación 3: Cálculo de criticidad	50
Ecuación 4: SCFM entregados a 12.9 psi.....	60
Ecuación 5: Cálculo de la potencia específica	62
Ecuación 6: Conversión corriente a potencia.....	62
Ecuación 7: Consumo de corriente de diseño para interruptores termo-magnéticos	63

LISTA DE GRÁFICAS

	Página
Gráfica	
Gráfica 1: Desempeño de compresor rotativo con control de carga-descarga para distintas capacidades de almacenamiento	15
Gráfica 2: Desempeño de compresor rotativo con control de modulación en la succión.....	15
Gráfica 3: Desempeño de compresor rotativo con control de desplazamiento variable, modulación en la succión y carga-descarga	16
Gráfica 4: Desempeño de compresor rotativo con control de velocidad variable.....	16
Gráfica 5: Secuencia de descarga de compresores.....	22
Gráfica 6: Secuencia de carga de compresores	23
Gráfica 7: Presión de aire comprimido	26
Gráfica 8: Presión de aire para línea estable.....	27
Gráfica 9: Presión de operación actual y propuesta.....	27
Gráfica 10: Consumo de amperios en compresor 2 (350HP)	32
Gráfica 11: Consumo de amperios en compresor 4 (125HP)	32
Gráfica 12: Consumo de amperios en compresor 5 (100 HP)	33
Gráfica 13: Consumo eléctrico total de compresores a diferentes presiones	33
Gráfica 14: Comparación de criticidad de fallas	50
Gráfica 15: Costo de operación anual de compresores	53
Gráfica 16: Costos del proyecto.....	54

ABREVIATURAS

Abreviatura	Significado
A	amperios
Ah	Área de tornillo hembra
Am	Área de tornillo macho
CAC	Compressed Air Challenge
CAGI	Compressed Air and Gas Institute
cfm	pies cúbicos por minuto
HMI	Interfaz huamno-máquina
HP	caballos de fuerza
I/P	Corriente a voltaje
kW	kilo Vatio
kWh	kilo Vatio hora
L	Longitud
mA	mili amperios
msnm	metros sobre el nivel del mar
n	Velocidad de rotación
P	Presión
PLC	Controlador lógico programable
PRI	Período de recuperación de inversión
psi	libras por pulgada cuadrada
psia	libras por pulgada cuadrada a presión atmosférica
psig	libras por pulgada cuadrada a presión manométrica
Q	Caudal
Rc	Relación de compresión
scfm	pies cúbicos por minuto estándar
TIR	Tasa interna de retorno
TMAR	Tasa mínima atractiva de retorno
V	voltios
VAC	voltaje de corriente alterna
VDC	voltaje de corriente directa

RESUMEN

El consumo eléctrico de los compresores de aire representa un aproximado del 25% del consumo total en las plantas de fabricación de envases de aluminio. Este consumo está directamente relacionado con el modo de operación y control de los compresores. El presente trabajo se desarrolla para una planta de envases de aluminio localizada en Guatemala. El objetivo principal es el diseño de un sistema automatizado de control de cuatro compresores de aire para aumentar la eficiencia energética del sistema.

Por medio de una investigación bibliográfica y mediciones de las condiciones actuales del sistema de compresores se determinó la configuración óptima de operación, la cual representa una mejora en el consumo eléctrico de 5.58%. Se estudió el sistema de control utilizado actualmente y se propusieron modificaciones mecánicas, eléctricas y electrónicas para maximizar la eficiencia energética de los compresores. Por medio de un estudio de criticidad de fallas se comparó el sistema de control actual y el diseñado en este trabajo, se obtuvo una reducción en la criticidad de las fallas de un 22%. Para justificar el proyecto económicamente se cotizó todo el equipo necesario y se realizó un análisis de la Tasa Interna de Retorno (TIR) de 44% para un período de un año y un Período de Retorno de la Inversión (PRI) de nueve meses.

Tanto el análisis de los datos teóricos y experimentales de los compresores como el análisis económico indican que además de aumentar la eficiencia energética de los equipos, es viable implementar el sistema de control propuesto

I. INTRODUCCIÓN

El objetivo principal de este trabajo de graduación es el diseño de un sistema automatizado de control de compresores, con el fin de optimizar el consumo energético por unidad de aire del sistema y aumentar la disponibilidad y confiabilidad del mismo.

Se realizaron análisis del estado actual del sistema y de las posibles mejoras con base en recomendaciones de instituciones especializadas en aire comprimido, tales como el Compressed Air and Gas Institute (C.A.G.I.) y el Compressed Air Challenge (C.A.C). A partir de los resultados obtenidos en dichos análisis se propuso un sistema de control automatizado.

Con base en información de auditorías realizadas en años anteriores al sistema de aire comprimido y tomando como referencia las recomendaciones e información proporcionada por el C.A.G.I y el C.A.C., se estudiaron todas las posibilidades de configuración del sistema de compresores instalado actualmente. Se determinó que con el control propuesto puede obtenerse un 8.2% de mejora en la eficiencia energética de los compresores. Adicionalmente, se analizó la información del funcionamiento actual del sistema de aire comprimido y se determinó que los compresores trabajan por encima de la presión mínima requerida por los equipos de producción, se realizaron mediciones en los compresores y se determinó que la reducción de 2 psi en la presión de operación representa una mejora en la eficiencia energética de hasta 1%. Es importante mencionar que el consumo eléctrico de los compresores representa un 25 % del total de la planta.

Se diseñó un sistema de control que permite operar los compresores a una presión más baja que la utilizada actualmente y con la configuración óptima. El diseño se enfocó en la modificación del sistema neumático de los compresores, el diseño de un sistema de control, selección de componentes eléctricos y electrónicos, diagrama de flujo del programa de control, la interfaz humano máquina para el monitoreo y modificación de los parámetros del sistema y un sistema de monitoreo del estado de los equipos, al igual que presiones y caudales del aire comprimido. Una vez diseñado el sistema se realizó un análisis de criticidad de las fallas para evaluar si existe una mejora en la disponibilidad y confiabilidad. Se obtuvo una mejora promedio de 22%.

Se realizó un análisis económico para determinar la rentabilidad del proyecto, el cual se estimó para un período de un año. Se determinó que el proyecto tiene una Tasa Interna de Retorno (TIR) del 44% y un Período de Recuperación de la Inversión de nueve meses.

Se concluyó que el sistema de control propuesto es económicamente viable para Tasas Mínimas Atractivas de Retorno (TMAR) menores a 44%, mejora la eficiencia de los compresores y aumenta la disponibilidad y confiabilidad del sistema de generación de aire comprimido.

II. JUSTIFICACIÓN

Los sistemas de aire comprimido son requeridos en la mayoría de procesos de producción. En el caso de la producción de envases de aluminio no solo son necesarios, sino también son indispensables. Cada una de las etapas de la producción requiere de un suministro de aire comprimido continuo y estable, dentro de un rango de presiones y caudales que varían de acuerdo al proceso. La interrupción del suministro conlleva a un paro total de los equipos y, consecuentemente, a pérdidas económicas cuantiosas para la empresa. Por lo tanto, la disponibilidad del sistema de generación de aire comprimido es prioritaria en el proceso de fabricación de envases de aluminio, con una disponibilidad requerida del 100%. De igual forma la confiabilidad del sistema es de suma importancia, dado que la variación de parámetros (como la presión del aire) afectan la calidad del producto, que a su vez, representa pérdidas económicas.

El consumo eléctrico es otro parámetro importante del sistema de generación de aire comprimido. Se cuenta con cuatro compresores instalados, con una potencia total de 925 HP que operan sin interrupción. Estos equipos representan el 25% del total del consumo eléctrico de la planta. Este consumo depende en su gran mayoría del tiempo y modo de operación de cada compresor, a tal grado que el aumento de la presión del aire de tan solo 2 psig conlleva a un aumento aproximado en el consumo eléctrico de 1%.

El sistema de control utilizado actualmente tiene características que afectan negativamente la eficiencia, la disponibilidad y la confiabilidad de los compresores. En primer lugar la configuración debe realizarse de forma individual en cada equipo, esto da lugar a que se cometan errores humanos y dificulta el monitoreo de los parámetros del sistema. De igual forma solo algunas fallas son detectadas y pueden monitorearse únicamente en cada uno de los equipos. Adicionalmente, el sistema de control actual desaprovecha la capacidad que poseen los compresores de variar el caudal, puesto que no tiene control sobre la válvula espiral y de admisión (Sullicon). Por último no se cuenta con las herramientas necesarias para monitorear el consumo y comportamiento de la planta, a pesar de la importancia de conocer los perfiles de demanda.

Los puntos arriba expuestos motivan el presente proyecto, con el fin de proponer una solución a las oportunidades de mejora detectadas del sistema actual, buscando el mejoramiento en la eficiencia de costos operativos, costos de mantenimiento, la mejora en la disponibilidad y confiabilidad del sistema, al igual que las herramientas para crear perfiles de demanda de aire comprimido.

III. OBJETIVOS

A. Generales

Diseñar un sistema automatizado para el control de 4 compresores de aire a tornillo rotativo de dos fases con capacidad variable que satisfaga las necesidades del proceso de fabricación y represente una mejora al sistema utilizado actualmente. Los principales factores a mejorar son la potencia específica, la disponibilidad y confiabilidad.

B. Específicos

- 1) Diseñar un sistema para el control de los compresores en sus tres modos de operación: arranque-paro, carga-descarga y modulación de la carga, en base al consumo de aire de los equipos de producción.
- 2) Diseñar un sistema para la detección y creación de tendencias de fallas en los compresores.
- 3) Seleccionar los dispositivos mecánicos, eléctricos y electrónicos necesarios para implementar el sistema de control y monitoreo propuesto, aplicando criterios de viabilidad técnica en la instalación de los mismos, de tal forma que se adecúen a las instalaciones actuales.
- 4) Diseñar el sistema eléctrico para la instalación de los componentes seleccionados, tomando en consideración futuras expansiones y mejoras del sistema.
- 5) Diseñar una interfaz humano-máquina para la visualización del estado de los equipos automatizados, el historial de fallas, las presiones y caudales en los distintos puntos de la planta, al igual que la configuración de los compresores.

IV. ANTECEDENTES

A. Auditorías de aire realizadas en los años 2008, 2009 y 2010

Se cuenta con información importante del sistema de aire comprimido de la planta, esta información fue recopilada en auditorías de aire comprimido realizadas por empresas especializadas en el tema (Kaeser Compressors 2008 y 2009, IZ-Systems 2010). En estas auditorías se estudió el estado del sistema y se propusieron mejoras para optimizar el consumo energético. En la Tabla 1 se presentan los resultados de dichos estudios que son relevantes para el presente trabajo. Estos datos se utilizan como punto de partida para el diseño del sistema propuesto (Godoy, 2008)(Godoy, 2009) (Shafer,2010).

Tabla 1: Resultado de las auditorías del sistema de aire comprimido

Parámetro	2008	2009	2010
Presión (psi)	94.3	98.6	103
Demanda Total Promedio (scfm)	2445	2903	2546
Consumo Total Promedio(kw)	541	602	-
Potencia específica (kw/scfm)	0.2243	0.2076	-

Se observa una mejora en la eficiencia energética en el año 2009 respecto al año 2008, esta mejora se debe a modificaciones realizadas con base en las conclusiones de las empresas que llevaron a cabo los estudios. Sin embargo, la presión promedio aumentó del año 2008 al 2010, lo cual impacta de forma directa en el consumo y eficiencia de los compresores. Las tres auditorías proponen, dentro de las recomendaciones para mejorar la eficiencia energética, la automatización de los compresores por medio de un sistema central. La información proporcionada por estas auditorías es utilizada para el diseño del sistema de control.

V. MARCO TEÓRICO

A. Aire comprimido

1. **Bases del aire comprimido.** El aire es un gas conformado por la mezcla de varios gases, se compone principalmente de 78% de nitrógeno, 20% de oxígeno y el 2% restante es una mezcla de argón, helio, dióxido de carbono y otros gases. También contiene partículas suspendidas de agua, polvo y otras sustancias. El aire comprimido se diferencia del aire que rodea la esfera terrestre por la presión a la que se encuentra el gas (Majumdar, 1996).

En un sistema de aire comprimido utilizado para un proceso de producción existen varios parámetros de interés, como la presión, el caudal, la temperatura, el punto de rocío y la cantidad de partículas suspendidas en el fluido. Las características del aire dependen de la aplicación que se le dé a este servicio (CAGI, 2003).

Para el control de los compresores se consideran dos parámetros del aire, la presión y el caudal, que son de especial importancia para el proceso y para el sistema de generación ya que inciden de forma directa en el rendimiento y eficiencia del sistema (CAGI, 2003) (Carbon Trust, 2007).

a. Presión. Se define como una fuerza ejercida por unidad de área. En ingeniería las presiones están definidas de distintas formas, la presión atmosférica es la presión que ejerce la atmósfera sobre un punto en la superficie terrestre, a nivel del mar tiene un valor de 14.7 psi. La presión manométrica es la presión de un sistema por encima o por debajo de la presión atmosférica. La presión absoluta es la suma de la presión manométrica y la presión atmosférica. Para diferenciar los tipos de presiones se utiliza un postfijo en las unidades, de tal forma, en el sistema inglés la presión absoluta se denota por *psia* y la manométrica por *psig* (Majumdar, 1996).

b. Caudal. El caudal se define como la cantidad fluido que pasa a través de un área por unidad de tiempo. Para el aire comprimido se utiliza como medida el caudal a presión atmosférica que fluye a través de un área por unidad de tiempo.

En los compresores de aire el caudal se ve afectado por la temperatura, la humedad del aire y la presión atmosférica. Por lo tanto, es necesario utilizar unidades de medida que consideren estos parámetros (Majumdar, 1996) (Bloch, 2006).

ACFM. Es la cantidad de aire entregada al sistema en las condiciones atmosféricas prevalecientes.

ICFM. Este es un término utilizado en compresores que define la cantidad de aire que ingresa a los compresores, pero no necesariamente es entregado al sistema debido a fugas internas del equipo.

SCFM. Es la cantidad de aire entregado al sistema a condiciones estándar. Es importante mencionar que existen diferentes estándares, por lo que es necesario definir bajo que estándar se presentan los datos. El presente trabajo utiliza el estándar del Compressed air and Gas Institute (CAGI por sus siglas en inglés), con una temperatura del aire de 20°C, presión atmosférica de 14.7 psia y aire seco.

2. Usos del aire comprimido. El aire comprimido es ampliamente utilizado en la industria por ser una fuente de energía confiable, segura, limpia y, sobre todo, versátil. Dentro de los usos más comunes puede mencionarse herramientas, actuadores, equipo automatizado, enfriamiento de partes, expulsión de desechos, etc. Es importante mencionar que cada aplicación requiere de una calidad de aire específica, por ejemplo la cantidad de partículas suspendidas permisible para el accionamiento de una herramienta neumática es mucho mayor que la permisible para un aire utilizado en la producción de fármacos. Estos usos tienen un impacto directo en el sistema de generación de aire comprimido, a tal grado que una mala utilización puede representar las mayores pérdidas económicas para un sistema de aire comprimido (CAGI, 2003) (Carbon Trust, 2007).

Los usos más costosos para un sistema de aire comprimido son aquellos que utilizan el aire sin regulación de presión o caudal. Por lo general existen soluciones más económicas y eficientes para realizar estas tareas sin el uso del aire comprimido. Algunos usos incorrectos del aire comprimido son (CAGI, 2003):

- Transporte de sólidos
- Enfriamiento de equipos
- Generación de vacío
- Sopletes sin regulación
- Atomizado

B. Sistemas neumáticos para la generación de aire comprimido

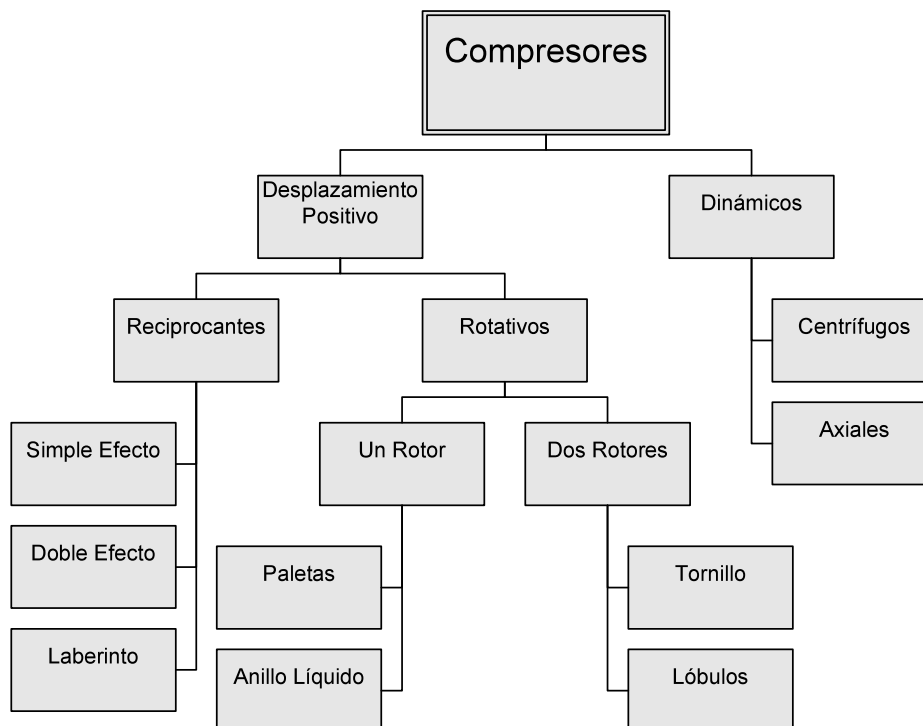
La generación de aire comprimido está conformada por varios equipos, el objetivo de éstos es entregar cierto caudal a la presión y calidad mínima requerida por los equipos que lo requieren para su funcionamiento (CAGI, 2003) (Majumdar, 1996).

1. Equipos comunes en un sistema de generación de aire comprimido

- Compresores
- Motores
- Filtros de aceite
- Filtros de partículas sólidas
- Secadores
- Intercambiadores de calor
- Tanques de almacenamiento
- Trampas de condensados
- Separadores de humedad
- Válvulas

a. Compresores. Por lo general se conoce a los compresores de aire como máquinas que elevan la presión del aire por medio de la compresión de ese gas. Los compresores pueden ser clasificados de acuerdo a la forma de comprimir el aire. En la Figura 1 se presenta un diagrama simplificado de las familias de compresores más utilizados en la industria. Este trabajo se enfoca en los compresores de tornillo, por ser éstos los equipos instalados en la planta (Bloch, 2006).

Figura 1: Familias de compresores utilizados en la industria¹



b. Potencia específica. Para medir la eficiencia de un compresor se utiliza la potencia específica. Se entiende por potencia específica de un compresor la relación entre la potencia eléctrica consumida y el caudal suministrado. Dentro de la potencia consumida deben considerarse todos los equipos eléctricos involucrados en la compresión del aire, tales como motor principal, motores auxiliares, etc. Las unidades de la potencia específica son kw/scfm (CAGI, 2003).

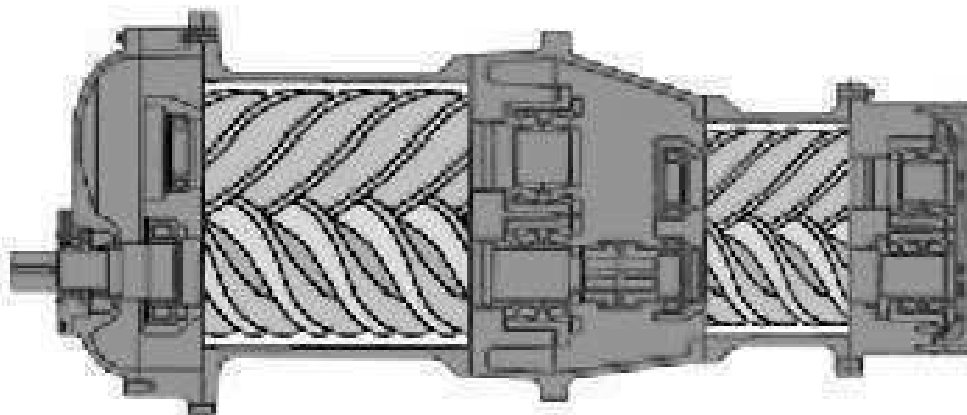
C. Compresores de tornillo rotativo

1. Principio de funcionamiento. Los compresores de tornillo consisten, por lo general, en dos tornillos helicoidales: uno convexo llamado macho, y uno cóncavo llamado hembra, que giran en direcciones opuestas. La entrada del aire y la descarga se encuentran en extremos opuestos de la unidad compresora.

¹ Construida con base en información recopilada de (Bloch, 2006).

En la Figura 1 puede observarse que los compresores de tornillo están clasificados como máquinas rotativas de desplazamiento positivo, por lo tanto su funcionamiento puede dividirse en tres etapas: succión, compresión y descarga. En la Figura 2 se observa una configuración típica de un compresor de tornillo de dos etapas (Bloch, 2006) (Sullair, 2006).

Figura 2: Configuración típica de un compresor de tornillo de dos etapas²



En la succión el aire ingresa axialmente en una cavidad formada entre los tornillos. En este punto la separación entre tornillos es máxima y se llena completamente con aire a presión atmosférica. Existe una fase intermedia entre la succión y compresión conocida como fase de transporte, en donde el aire es aislado del exterior y transportado longitudinalmente, más no es comprimido (Bloch, 2006) (Sullair, 2006).

En la compresión la distancia entre los tornillos disminuye gradualmente a medida que los tornillos giran, reduciendo el volumen de aire y aumentando la presión del fluido. A su vez, el fluido es transportado en dirección al puerto de descarga (Bloch, 2006) (Sullair, 2006).

La última fase consiste en la descarga del aire entre los tornillos. En un punto diseñado con base en la relación de compresión de la máquina, el gas es expulsado por el puerto de descarga (Bloch, 2006) (Sullair, 2006).

En algunos casos se agrega aceite al sistema, este aceite cumple con 3 funciones. La primera es para disminuir el desgaste mecánico del compresor, el aceite es utilizado como lubricante para el proceso de compresión. También es utilizado como refrigerante para los

² (Sullair, 2006)

tornillos y rodamientos de la unidad durante el proceso de compresión. La tercera función del aceite es la de crear un sello entre los tornillos y disminuir las fugas internas del compresor. Durante el proceso de compresión el aceite se mezcla con el aire, éste debe ser removido posteriormente por medio de filtros y separadores, para obtener un aire comprimido de mejor calidad (Bloch, 2006) (Sullair, 2006).

2. Capacidad de un compresor de tornillo. La capacidad, es decir el caudal, del compresor está definida por la longitud, el diámetro, el perfil y la velocidad de rotación de los tornillos. El caudal Q entregado por un compresor puede calcularse con el modelo simplificado que se presenta en la ecuación 1 (Seshaiah, 2005).

Ecuación 1: Caudal de un compresor de tornillo

$$Q = k \cdot (A_m + A_h) \cdot L \cdot n$$

En donde el caudal Q es directamente proporcional al producto de la suma del área A_m de un lóbulo del tornillo macho y el área A_h de un lóbulo del tornillo hembra, la longitud L de los tornillos y la velocidad de rotación n de los mismos. La constante de proporcionalidad k es una propiedad del diseño del compresor (Seshaiah, 2005).

Los compresores de aire también se caracterizan por una relación de compresión de diseño. Esta relación varía de acuerdo a las condiciones de operación del compresor. Para determinar la relación de compresión se utiliza la ecuación 2, en donde las presiones $P_{entrada}$ y P_{salida} son absolutas (Aerzener, 2009) (Seshaiah, 2005).

Ecuación 2: Relación de compresión

$$R_c = \frac{P_{entrada} + P_{salida}}{P_{entrada}}$$

3. Regulación de compresores de tornillo. Por lo general la demanda de aire en una planta no es constante y varía dependiendo de factores como la velocidad de los equipos de producción, la cantidad de equipos funcionando, etc. Adicionalmente, el caudal requerido por el proceso suele ser menor al caudal total de los compresores. Esto implica que la demanda de la planta es menor que el caudal entregado por los compresores, al entregarse mayor cantidad de aire que el consumido la presión de la línea aumenta. Como se mencionó

anteriormente, el incremento de la presión representa un aumento en el consumo eléctrico de los compresores. Para solucionar este problema los fabricantes de estos equipos han desarrollado distintas estrategias de control individual para compresores. Estas estrategias varían en costo inicial, eficiencia, tipo de aplicación y tamaño del compresor (CAGI, 2003) (McCulloch, 2007).

Los diferentes tipos de controles de capacidad que existen en la industria han sido estudiados y están valorados por su desempeño por institutos como el CAGI y el CAC. En la Tabla 2 se presenta un resumen de los controles individuales más comunes (CAGI, 2003).

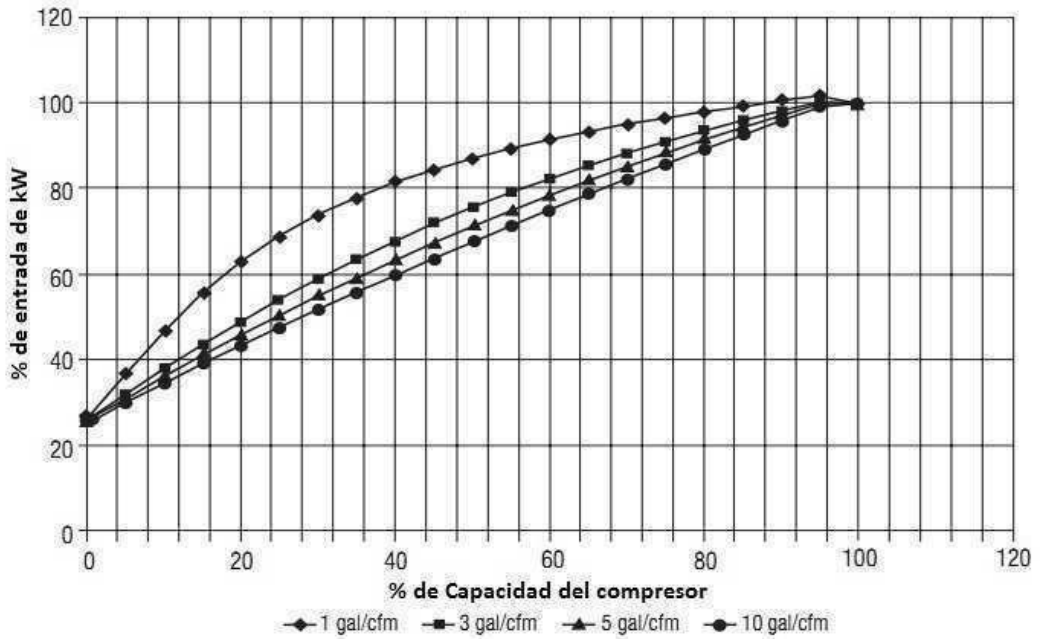
La Gráfica 1, muestra el desempeño de un compresor rotativo utilizando el control de carga-descarga, este control requiere de un tanque de almacenamiento para suministrar aire comprimido mientras el compresor se encuentra en descarga. En esta gráfica se observa que la relación del tamaño del tanque de almacenamiento y la cantidad de aire requerida por el sistema, expresada en gal/cfm, tiene un efecto considerable en el rendimiento del compresor para este sistema de control (CAGI, 2003).

Los controles también pueden ser utilizados en combinación para obtener el mejor rendimiento de la máquina. Por ejemplo, en la Gráfica 2 se observa la diferencia entre un control exclusivamente de modulación en la succión y un control que implementa la modulación y la carga-descarga del compresor para capacidades inferiores al 40%. De igual forma en la Gráfica 3 se utiliza un control de desplazamiento variable para el intervalo del 50% al 100% de la capacidad del compresor, en el intervalo de 40% a 50% también se utiliza la modulación en la succión y para capacidades inferiores al 40% se utiliza el control por carga-descarga. En la Gráfica 4 se presenta el comportamiento para un compresor de velocidad variable (CAGI, 2003).

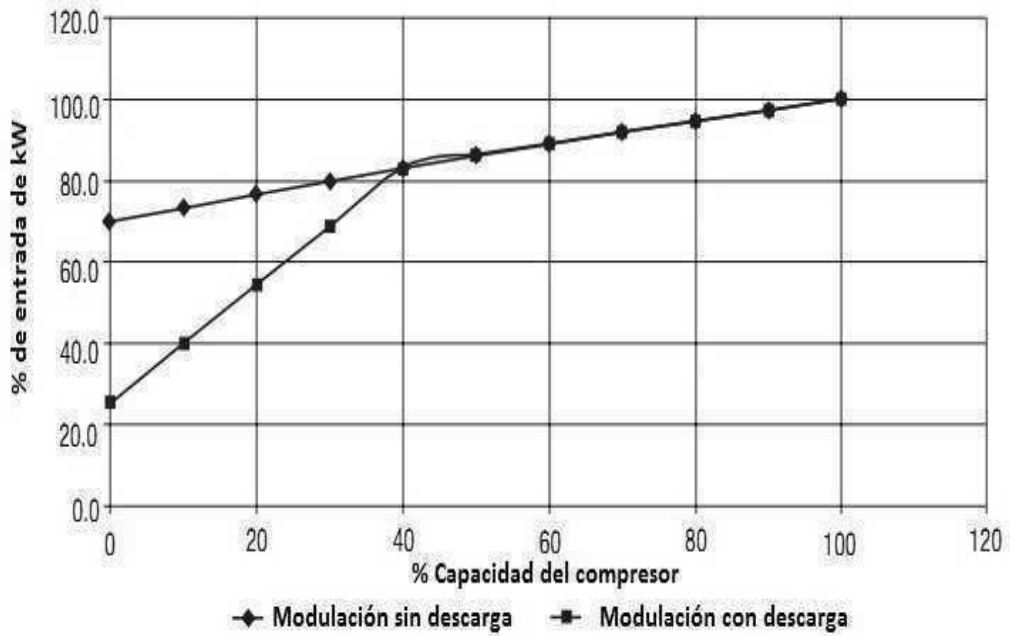
Tabla 2: Controles individuales de compresores

Control	Paro y arranque automático	Carga-descarga	Modulación en la succión	Desplazamiento variable	Velocidad variable
Descripción	Paro y arranque del motor principal	El ingreso de aire al compresor es controlado por el cierre o la apertura de una válvula, el motor continúa trabajando a velocidad constante	El ingreso de aire al compresor es regulado proporcionalmente por medio de una válvula, el motor continúa trabajando a velocidad constante	Se regula el caudal por medio de una válvula de giro, o espiral, que modifica la longitud efectiva de compresión de los tornillos, el motor principal continúa trabajando a velocidad constante	Se regula el caudal por medio de la variación de la velocidad de operación de los tornillos
Tipo de control	On-Off	On-Off	Control proporcional de acuerdo a la demanda	Control proporcional de acuerdo a la demanda	Control proporcional de acuerdo a la demanda
Eficiencia	Eficiente para compresores menores a 20 HP	Eficiente para compresores menores a 50 HP	Eficiente entre 50% y 80% de la capacidad total del compresor. Únicamente para eventos esporádicos	Eficiente entre 50% y 100%, la operación está limitada al mismo intervalo Intervalos de operación prolongados	Eficiente entre 20% y 100% de la capacidad total del compresor. Intervalos de operación prolongados
Requerimientos externos	Tanque de almacenamiento	Tanque de almacenamiento	Se recomienda tanque de almacenamiento, no es necesario	Se recomienda tanque de almacenamiento, no es necesario	Se recomienda tanque de almacenamiento, no es necesario

Gráfica 1: Desempeño de compresor rotativo con control de carga-descarga para distintas capacidades de almacenamiento³



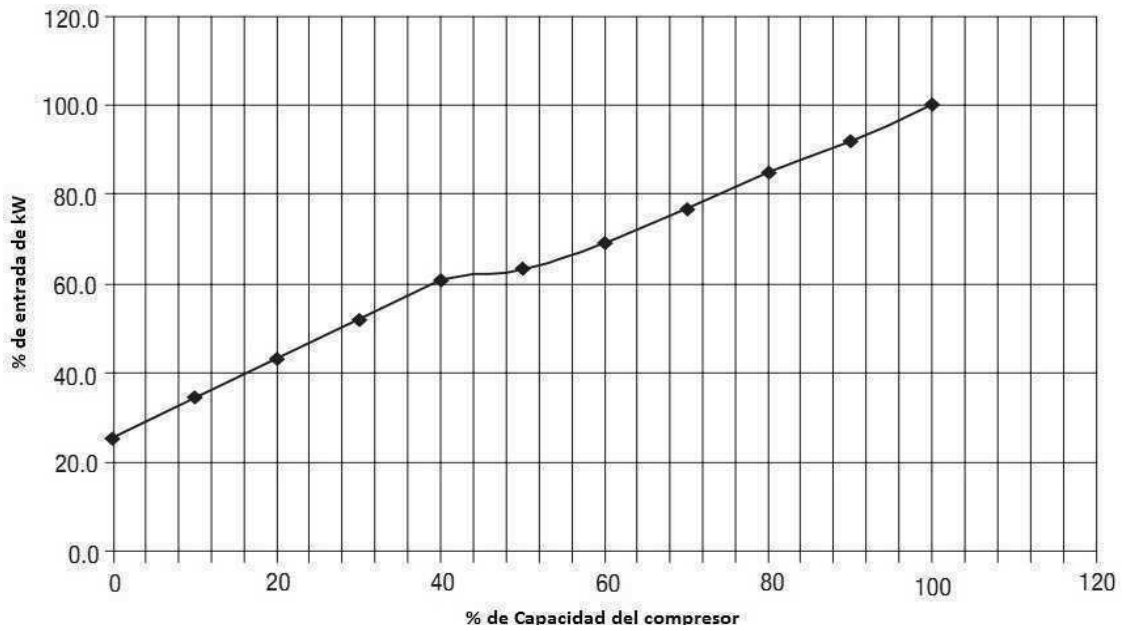
Gráfica 2: Desempeño de compresor rotativo con control de modulación en la succión⁴



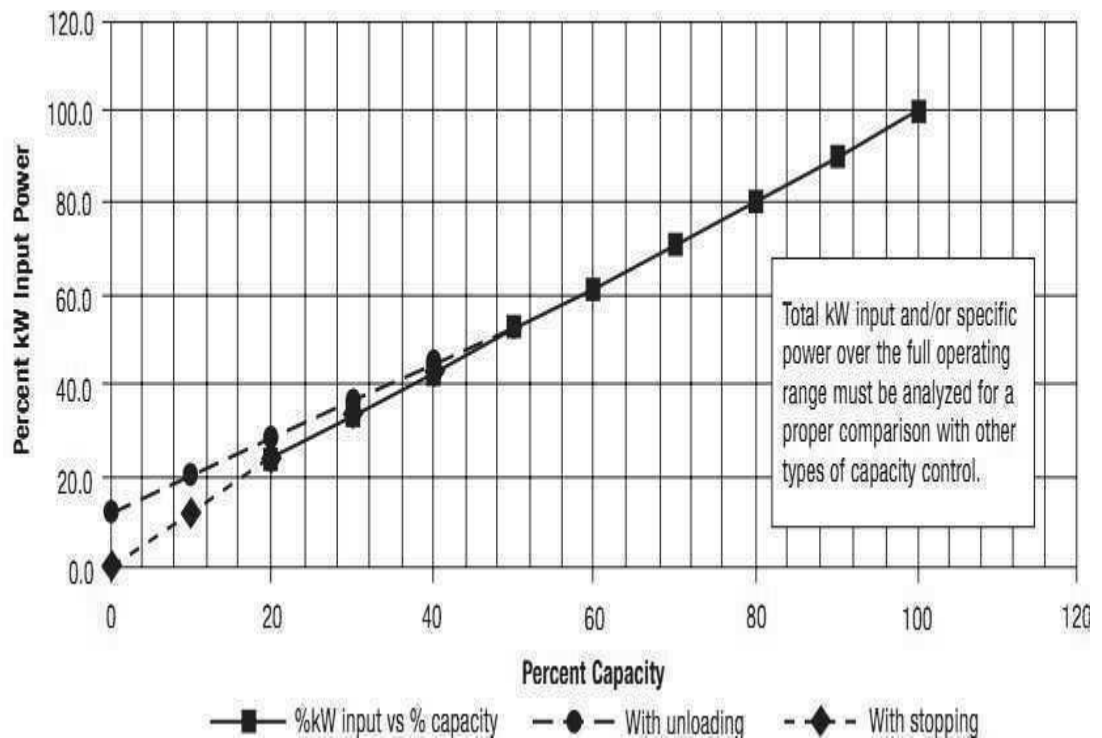
³ Obtenida de (CAGI, 2003)

⁴ Obtenida de (CAGI, 2003)

Gráfica 3: Desempeño de compresor rotativo con control de desplazamiento variable, modulación en la succión y carga-descarga⁵



Gráfica 4: Desempeño de compresor rotativo con control de velocidad variable⁶



⁵ Obtenida de(CAGI, 2003)

⁶ Obtenida de(CAGI, 2003)

D. Sistemas eléctricos y electrónicos para el control de compresores

El control de compresores requiere diversos dispositivos eléctricos y electrónicos, los cuales se describen a continuación.

1. Controlador Lógico Programable (PLC). El Controlador Lógico Programable es un dispositivo de procesamiento industrial utilizado generalmente para el control de una amplia gama de procesos. Este dispositivo de procesamiento está diseñado para agrupar múltiples entradas y salidas que permiten el control de cualquier proceso. Los PLC poseen distintos tipos de entradas y salidas que van desde señales digitales hasta señales analógicas y entradas para dispositivos especializados como RTD, codificadores de posición, etc. Los PLC pueden ser compactos o modulares, los compactos traen una cantidad de entradas y salidas determinadas por el modelo, mientras que los modulares pueden variar su cantidad de entradas y salidas de acuerdo a las necesidades del proceso.

2. Sensores y transductores. Los sensores son dispositivos que transforman una magnitud física o química en una eléctrica. A su vez los transductores son dispositivos que convierten de un tipo de señal a otro. Son comúnmente utilizados en la industria para transformar cantidades físicas en señales eléctricas o viceversa (Myer, 2006).

a. RTD. Los detectores de temperatura resistivos (RTD por sus siglas en inglés) son sensores que varían su resistencia eléctrica en función de la temperatura. Los RTD se clasifican por el material de fabricación, los materiales más comunes son cobre, níquel y platino, siendo este último el más utilizado en la industria. Las características principales de los RTD son su amplio rango de operación, buena exactitud, estabilidad y repetitividad. Adicionalmente los RTD son inmunes al ruido eléctrico, lo que los hace adecuados para instalaciones cerca de motores eléctricos y equipo que opera con alto voltaje (Omega, 2011a).

b. Transductor de presión. Existen distintos tipos de transductores de presión, sin embargo, la tecnología más utilizadas en ambientes industriales es la de diafragma. Para determinar la presión aplicada al transductor se utiliza un diafragma compuesto

de sensores que al deformarse varían su resistencia eléctrica. Por lo general los transductores de presión tienen como salida una señal eléctrica de 0-5 V, 0-10V o de 4-20mA. La selección de los sensores debe realizarse considerando la magnitud que desea medirse, ya que existen sensores de presión absoluta, presión manométrica y presión diferencial (Omega, 2011).

c. Transductor I/P. Los transductores de corriente a presión, conocidos como I/P, son dispositivos neumáticos que transforman una señal eléctrica en una salida lineal de presión que es proporcional a la señal de entrada.

d. Transductor de flujo. El flujo es una de las variables físicas más difíciles de medir, esto se debe principalmente a que no existe ningún sensor confiable que permita determinar de forma directa la cantidad de flujo. Para fluidos compresibles puede medirse el flujo másico y el flujo volumétrico. Para el aire comprimido se utiliza la medición de flujo másico, debido a que puede medirse el gas a distintas presiones. Existen varios métodos para determinar el flujo de aire comprimido, dentro de los que puede mencionarse tecnologías de medición por transferencia de calor, caída de presión y ultrasonido (Boehm, 2007).

VI. BASES DEL DISEÑO

A. Alcance del trabajo

El alcance del trabajo está delimitado al diseño de un sistema de control para un sistema de compresores de aire de tornillo rotativo de dos etapas con capacidad variable. Para llevar a cabo el diseño se realiza un análisis de la situación actual del sistema de generación de aire comprimido y del sistema de control utilizado. Con base en los resultados encontrados en este análisis se plantea el nuevo diseño del sistema de control.

El diseño del sistema de control contempla los aspectos mecánicos eléctricos y electrónicos relevantes para el funcionamiento de los compresores. De igual forma se toma en consideración los aspectos de mantenimiento, operación y costos asociados a estos dos aspectos.

B. Producto y proceso

1. Descripción del producto y el proceso. Los envases de aluminio para envasado de bebidas de consumo humano, se construyen a partir de dos piezas conocidas como bote y tapa. El bote es un recipiente cilíndrico con una apertura en la parte superior, la tapa es una pieza en forma de disco. Al unir la tapa y el bote por medio de un sistema mecánico se obtiene un envase con sello hermético capaz de contener la mayoría de bebidas de consumo humano, como por ejemplo bebidas carbonatadas, jugos, cervezas, etc.

La actividad productiva de la planta está dedicada a la fabricación de la pieza conocida como bote. El proceso inicia con una lámina de aluminio que es transformada hasta tomar la forma final del bote. Adicionalmente, se imprime en la parte exterior del envase con los diseños de los productos. Al final del proceso se obtiene un bote impreso con hasta ocho colores, que cumple con las características requeridas para cada tipo de bebida.

2. Usos del aire comprimido en el proceso de fabricación de envases de aluminio.

El aire comprimido es un servicio fundamental en el proceso de fabricación de envases de aluminio. La interrupción de este servicio implica el paro total de la producción. La importancia del aire comprimido se debe a los distintos usos que tiene en el proceso. Los usos del aire comprimido pueden ser clasificados en las aplicaciones en contacto directo e indirecto.

- Usos en contacto indirecto con el producto: pueden mencionarse cilindros, bombas neumáticas de diafragma, motores, etc. Estas aplicaciones utilizan aire comprimido a una presión regulada, su criticidad varía, pueden llegar a detener el proceso o no tener ninguna incidencia en el mismo.
- Usos en contacto directo con el producto: todas las aplicaciones en donde el aire comprimido está en contacto directo son críticas. En primer lugar, es importante mencionar que al tratarse de un producto que contendrá bebidas de consumo humano el aire comprimido debe cumplir con características específicas de humedad y filtrado. Adicionalmente, algunas de las características del producto final se ven afectadas por la presión y el caudal, debido a que el aire en estas aplicaciones es utilizado de forma directa en el proceso.

Dentro de los usos del aire comprimido en contacto directo con el producto se tienen aplicaciones que requieren una regulación de la presión y otras que utilizan la presión de la línea de aire comprimido sin regulación. Por lo tanto, la presión de la línea es crítica para estas aplicaciones. Los equipos que utilizan aire comprimido en contacto directo con el producto representan el mayor consumo de la planta, especialmente las aplicaciones con regulación de presión.

3. Especificaciones del aire comprimido requeridas por el proceso.

El proceso requiere que el aire comprimido cumpla con estándares de calidad además de presiones y caudales mínimos para garantizar el correcto funcionamiento de los equipos. Estos dos últimos parámetros son controlados por los compresores y varían de acuerdo a la demanda de la planta. La calidad del aire es controlada por equipos auxiliares, como filtros, separadores y secadores, dentro del sistema de aire comprimido.

C. Estado actual del sistema.

El control actual de los compresores se realiza por medio de módulos instalados localmente en cada uno de los equipos. Estos módulos vienen instalados por defecto en este modelo de compresores y ofrecen un control básico de los mismos. Los controles que ofrecen estos dispositivos son (Sullair,2006) (Sullair,2006a) (Sullair,2006b):

- Control de paro y arranque: el control posee la capacidad de arrancar y parar el compresor de forma automática de acuerdo a parámetros ingresados por el usuario.
- Monitoreo de las variables críticas del compresor: se monitorean las temperaturas y presiones críticas del compresor.
- Control de carga-descarga: El modo de carga-descarga es controlado de acuerdo a parámetros ingresados por el usuario y la presión del sistema.
- Detección de fallas: el control detecta las fallas básicas del compresor y cuenta con un registro que almacena las últimas 16 fallas.
- Registro de tiempos: cuenta con un registro de distintos tiempos de interés, por ejemplo: horas de operación y horas en carga y descarga.

Adicionalmente, se cuenta con una red de comunicación que interconecta los 4 módulos de control. El principal objetivo de esta comunicación es permitir al sistema controlar los 4 compresores de acuerdo a prioridades de arranque y paro determinadas por el usuario, al igual que la secuencia en la que deben funcionar en modo de carga-descarga (Sullair,2006) (Sullair,2006b).

Actualmente, el sistema de generación opera con tres compresores funcionando simultáneamente, de 100HP, 125HP y 350HP, y uno en espera, de 350HP. Con esta configuración se satisface la demanda de aire comprimido de la planta, sin embargo, la capacidad total de aire entregada por los compresores sobrepasa lo requerido por el sistema. Para mantener la presión dentro de un rango de operación se requiere regular la cantidad de aire de los compresores.

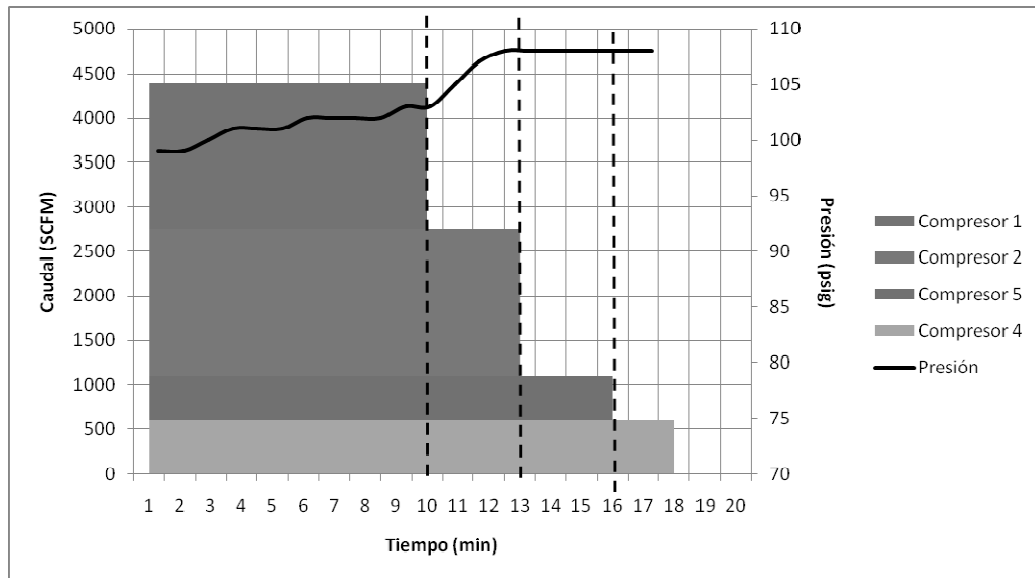
La regulación de los compresores para evitar un aumento excesivo en la presión de la línea se realiza por medio de la carga y descarga de uno o varios de ellos. La configuración actual del sistema es la que se presenta en la Tabla 3.

Tabla 3: Configuración actual del sistema

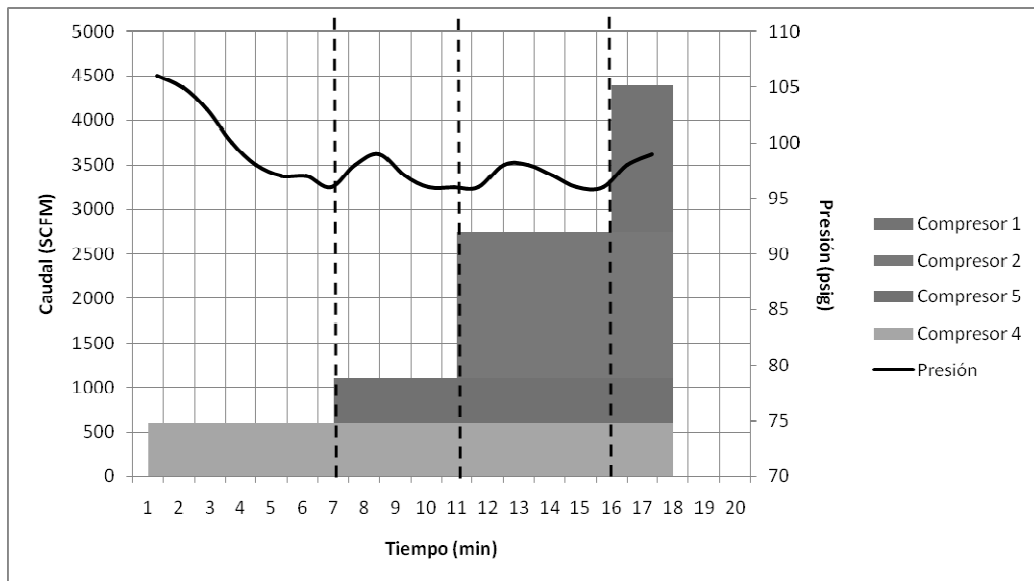
Compresor	Presión de arranque (PSI)	Presión de carga (PSI)	Presión de descarga (PSI)	Secuencia de arranque
1	95	96	103	4
2	95	96	108	3
4	95	96	108	1
5	95	96	107	2

Adicionalmente, en la Gráfica 5 se ejemplifica la secuencia de descarga de los compresores para la configuración actual. En la Gráfica 6 se ejemplifica la secuencia de carga con los parámetros actuales.

Gráfica 5: Secuencia de descarga de compresores



Gráfica 6: Secuencia de carga de compresores



D. Factores económicos

Los compresores de aire representan aproximadamente el 25% del consumo eléctrico total de la planta, por lo tanto, una mejora en la eficiencia energética tiene un impacto significativo en los costos de operación de la misma. En este trabajo se utiliza la potencia específica del sistema como medida de la eficiencia energética. El diseño del sistema de control contempla la eficiencia energética de los compresores y busca mejorarla.

E. Operación y mantenimiento

1. Operación del sistema de generación de aire comprimido. El sistema debe operar diariamente durante veinticuatro horas. La única excepción son los días en donde se realizan paros programados para llevar a cabo el mantenimiento general a la planta, con una duración promedio de ocho horas por mes. Por lo tanto, el sistema debe operar aproximadamente 8600 horas al año.

2. Mantenimiento de los compresores. Se realizan mantenimientos preventivos a los compresores de acuerdo a las recomendaciones del fabricante, se cuenta con mantenimientos de tres frecuencias distintas, 1000, 4000 y 8000 horas. Adicionalmente, se hacen rutinas de inspección diarias.

VII. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

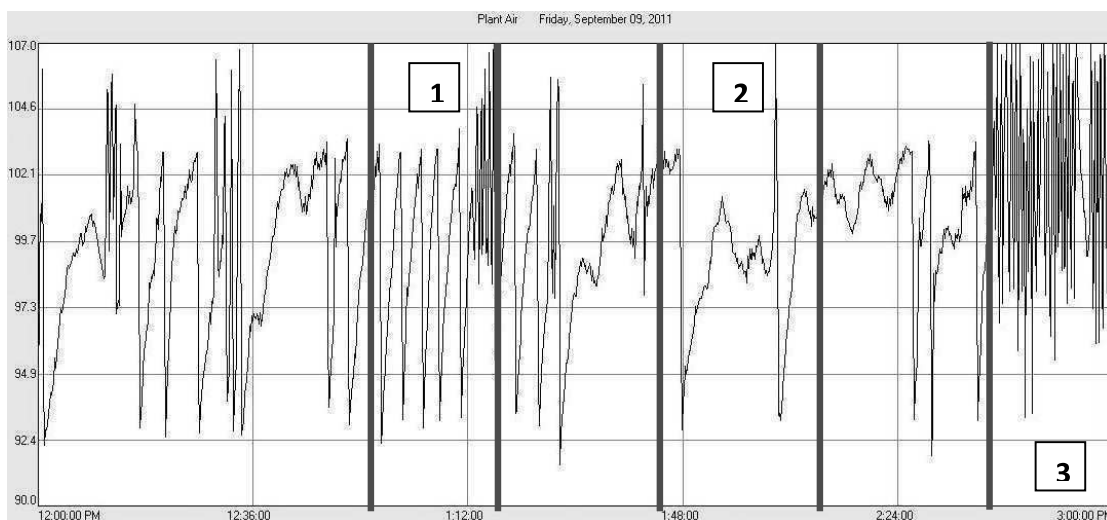
A. Análisis del sistema actual

Se analizaron datos del sistema actual de aire comprimido con la finalidad de identificar puntos de mejora que representen un incremento en la eficiencia energética del sistema. Se analizó la información disponible, que consiste en el comportamiento de la presión en un punto del sistema y la velocidad de operación de doce máquinas que utilizan aire comprimido.

Se estudió el comportamiento de la presión del aire comprimido para distintas condiciones de operación de la línea de producción y se identificaron varias tendencias del sistema

En la Gráfica 7 se observa el comportamiento de la presión de aire para un intervalo de 3 horas. Dentro del comportamiento de la gráfica puede observarse que existen distintos patrones, los cuales dependen de la demanda de aire de las máquinas y del estado de los compresores. En el intervalo 1 se observa un comportamiento estable del sistema, en este intervalo tres compresores se encuentran encendidos y la velocidad de las máquinas es estable. Se observa que la presión de aire tiene una amplitud pico a pico de aproximadamente 10 psi, esta amplitud es la misma que la programada en el control de los compresores, y la frecuencia se mantiene constante. En el intervalo 2 se observa un patrón irregular con dos caídas repentinas de presión. Durante este intervalo varios equipos aumentaron su velocidad, lo cual se ve reflejado en la reducida pendiente de la gráfica, las dos caídas de presión repentinas corresponden a arranques de máquinas. En el intervalo 3 las máquinas se encuentran detenidas por completo, se observa que la frecuencia de la presión es mucho mayor la del intervalo 1, debido a la baja demanda de la planta. Por el contrario, la amplitud de la onda es similar a la del intervalo 1 porque la configuración en los compresores no se modifica.

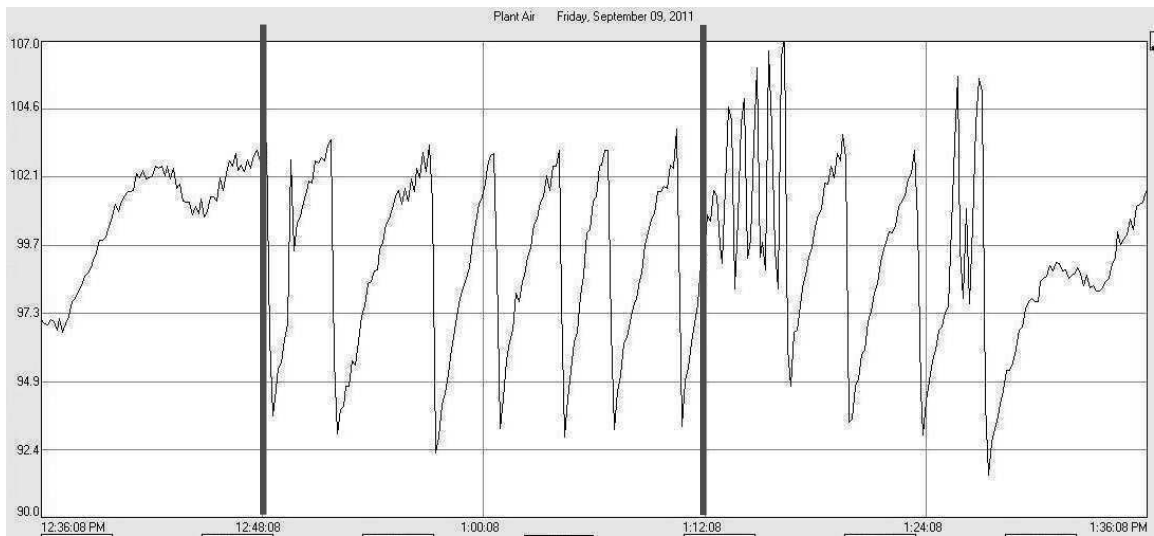
Gráfica 7: Presión de aire comprimido



Cuando el comportamiento de la línea de producción es estable se observa claramente un patrón en la presión del aire comprimido. En la Gráfica 8 se presenta una ampliación del intervalo 1 de la Gráfica 7, en donde la planta se mantuvo estable. La gráfica de la presión adopta la forma de una onda triangular en donde las secciones con pendientes positivas representan intervalos en los cuales el compresor de 350 HP está en plena carga, la presión en el sistema aumenta debido a que la cantidad de aire suministrada por los tres compresores en plena carga es menor a la requerida por toda la planta. Una vez alcanzada la presión de descarga, establecida en el control de los compresores, se cierra la válvula de admisión de aire y el compresor entra en modo descarga, dejando de suministrar aire al sistema. En este momento la presión comienza a disminuir porque la cantidad de aire requerida por la planta es mayor a la suministrada por los compresores. Este ciclo se repite mientras la demanda del sistema sea constante.

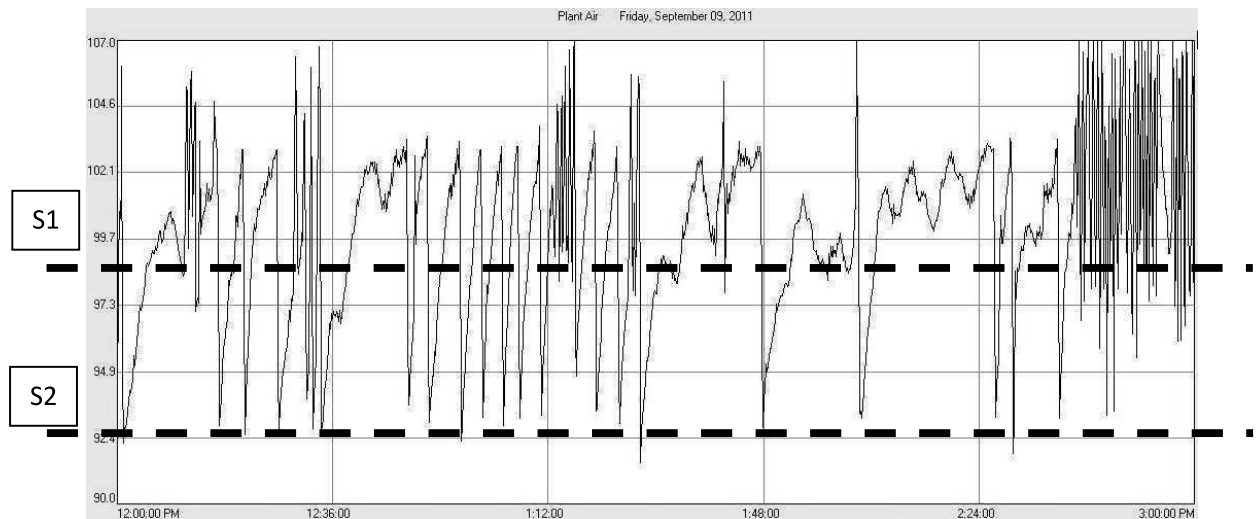
De este comportamiento puede concluirse lo siguiente, en primer lugar se observa que los equipos de la línea de producción operan sin ningún problema a una presión de 92.4 psig, debido a que no se reporta ninguna anomalía causa del suministro de aire comprimido durante este intervalo. Adicionalmente, se observa que la amplitud de la onda es de aproximadamente 10 psi, similar a la amplitud configurada en el control de los compresores. Por lo tanto, en condiciones estables de operación de la planta, los compresores operan hasta 10 psi por encima de lo requerido por la maquinaria.

Gráfica 8: Presión de aire para línea estable



En la Gráfica 9 se presenta la presión actual promedio del sistema de aire comprimido (S1) con un valor de 98 psi, al igual que la presión objetivo con el sistema de control propuesto (S2) con un valor de 92.4 psi. Se observa que hay una diferencia de aproximadamente 5.6 psi.

Gráfica 9: Presión de operación actual y propuesta.



Como se mencionó anteriormente, dentro del sistema de aire comprimido existen usos en donde no se regula la presión, para estas aplicaciones trabajar la línea de aire comprimido a

mayor presión aumenta el caudal, que a su vez implica mayores pérdidas por fricción en las tuberías.

B. Análisis de eficiencia en compresores

1. Modos de operación. El modo de operación y el control de capacidad afectan en gran medida la eficiencia de los compresores. Los cuatro compresores instalados en la planta poseen tres modos de control de capacidad que son: carga-descarga, modulación en la succión y válvula espiral.

Para realizar el análisis de eficiencia se utilizó la eficiencia de cada modo de control con base en información publicada por el C.A.C. Para los cálculos también se utilizó la información de los compresores publicada por la C.A.G.I., por ser esta institución la encargada de verificar el desempeño de los compresores de las marcas más reconocidas.

Se realizó un ajuste al caudal entregado por los compresores, considerando una presión atmosférica de 12.9 psia a una altura de 1100 metros sobre el nivel del mar. La cantidad de aire requerida por la planta se basó en la auditoría de aire realizada en el 2010, en donde se determinó que la planta consume un promedio de 2546 SCFM.

Se utilizó el criterio sugerido por la C.A.G.I. para la configuración de los compresores, en donde se recomienda tener todos los compresores a máxima capacidad a excepción de uno, el cual deberá estar en carga parcial para adecuarse a los cambios en la demanda de la planta (CAGI, 2003).

En la Tabla 4 se presentan los resultados de las opciones de configuración de los compresores, considerando un compresor de 350 HP en espera y los otros tres en operación. En la Tabla 5 se presentan los resultados de la operación de dos compresores de 350 HP en funcionamiento y los de 125 HP y 100 HP en espera.

La opción 1 es el modo de operación utilizado actualmente, que consiste en operar los compresores de 125 HP y 100 HP a plena carga y un compresor de 350 HP a carga parcial con modo de control de carga-descarga. Para verificar los datos obtenidos teóricamente, se comparan con los de las auditorías realizadas al sistema (presentados en la Tabla 1) y se observa

que no hay una diferencia significativa. Las potencias específicas para las distintas opciones de operación se compararon con el sistema actual para determinar el modo de operación más económico. En la columna de porcentaje de Mejora (% Mejora) se presentan los resultados.

Tabla 4: Potencias específicas con un compresor de 350HP en espera

Opción	Compresor con carga parcial	Plena carga	Carga/ Descarga	Modulación en la succión	Válvula espiral	Potencia específica (kw/cfm)	%Mejora
1	350HP		x			0.2013	0.00%
	125HP	x					
	100HP	x					
2	350HP	x				0.1991	1.10%
	125 HP		x				
	100HP	x					
3	350HP	x				0.1979	1.67%
	125 HP	x					
	100HP		x				
4	350 HP		x	x		0.1989	1.19%
	125 HP	x					
	100HP	x					
5	350 HP	x				0.1968	2.21%
	125 HP		x	x			
	100HP	x					
6	350 HP	x				0.1968	2.23%
	125 HP	x					
	100HP		x	x			
7	350 HP		x	x	x	0.1917	4.74%
	125 HP	x					
	100HP	x					

Continuación Tabla 4

Opción	Compresor con carga parcial	Plena carga	Carga/ Descarga	Modulación en la succión	Válvula espiral	Potencia específica (kw/cfm)	%Mejora
8	350 HP	x				0.1902	5.52%
	125 HP		x	x	x		
	100HP	x					
9	350 HP	x				0.1901	5.58%
	125 HP	x					
	100HP		x	x	x		

Tabla 5: Potencias con compresores de 125HP y 100 HP en espera

Opción	Compresor con carga parcial	Plena carga	Carga/ Descarga	Modulación en la succión	Válvula espiral	Potencia específica (kw/cfm)	%Mejora
10	350HP	x				0.2268	-12.67%
	350HP		x				
11	350HP	x				0.2209	-9.74%
	350HP		x	x			
12	350HP	x				0.197	2.13%
	350HP		x	x	x		

Luego de realizar una comparación de los modos de operación, se determina que el modo más eficiente es el que incorpora el control de capacidad utilizando las tres opciones y el modo menos eficiente resulta ser el control por carga-descarga. El análisis de la configuración de compresores muestra que para todos los métodos de control es más eficiente tener en carga parcial al compresor de 100 HP y que la configuración menos eficiente para todos los controles de capacidad es cuando se tiene operando los dos compresores de 350 HP.

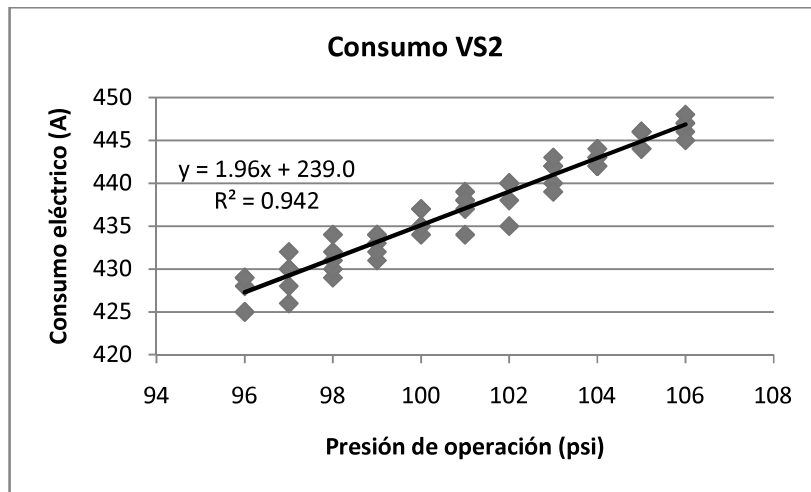
Por lo tanto, para las características de los compresores instalados y el consumo máximo de aire comprimido requerido por la planta, el modo de operación más eficiente es la opción 9,

que consiste en operar los compresores de 350 HP y 125 HP a plena carga y el compresor de 100 HP a carga parcial con control de capacidad por válvula espiral, modulación en la succión y carga-descarga.

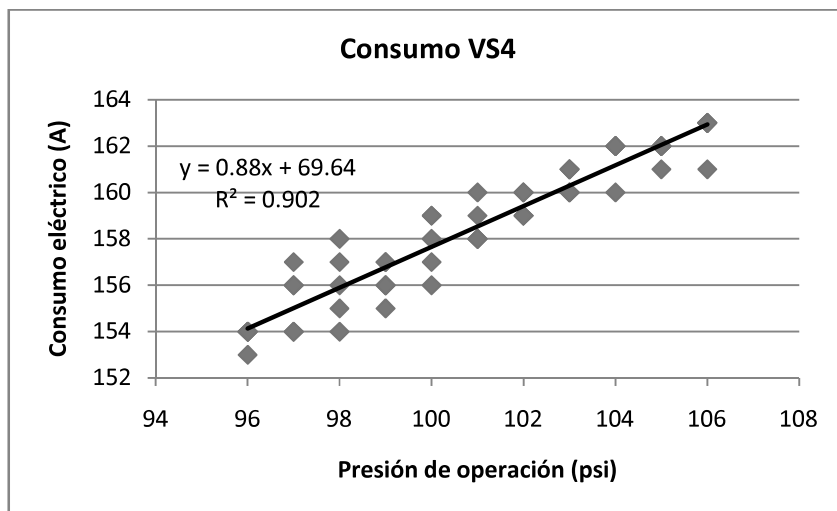
2. Factores importantes para la eficiencia. El consumo eléctrico de los compresores es afectado por diversos factores, dentro de los cuales puede mencionarse la temperatura ambiental, la altura y la presión de operación. Los dos primeros factores afectan la presión de succión del compresor, dado que un aumento en la temperatura ambiente y la altura disminuyen la presión atmosférica. Por lo general estas dos variables no pueden ser controladas y dependen de la ubicación de los compresores. La presión de descarga, por el contrario, es una variable arbitraria limitada por los requisitos de las aplicaciones.

Los tres factores mencionados anteriormente afectan la relación de compresión, este aumento en la relación de compresión demanda mayor potencia al motor del compresor, aumentando la corriente consumida. Para determinar el efecto que tiene la presión en la eficiencia de los compresores se realizaron mediciones del consumo del motor eléctrico de cada uno a distintas presiones de operación. Para realizar las mediciones se utilizó un amperímetro de gancho marca Fluke modelos 376 con iFlex. Se realizó una regresión lineal de los datos recolectados, presentados en el apéndice 1 sección 4, y se obtuvo una proporción de varianza r^2 mayor a 0.9 para todas las regresiones. En la Gráfica 10, 11 y 12 se presentan los datos recolectados con su respectiva regresión lineal. La Gráfica 13 representa el consumo total de los compresores operando a diferentes presiones.

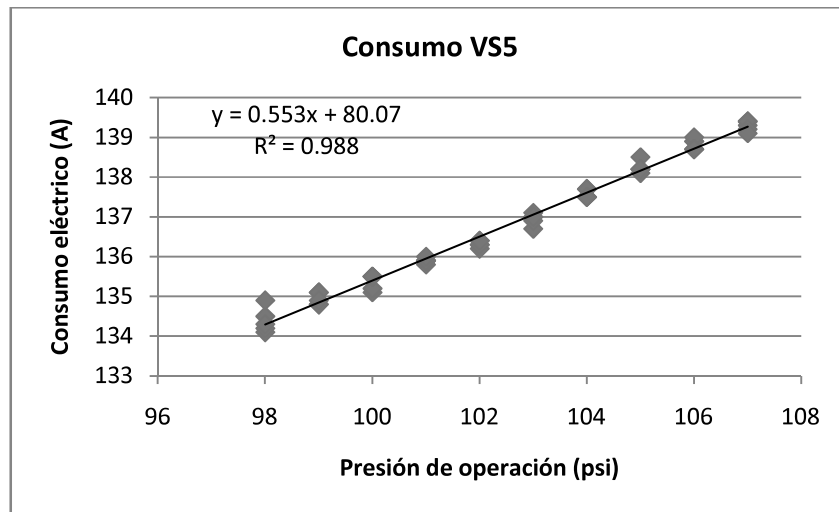
Gráfica 10: Consumo de amperios en compresor 2 (350HP)



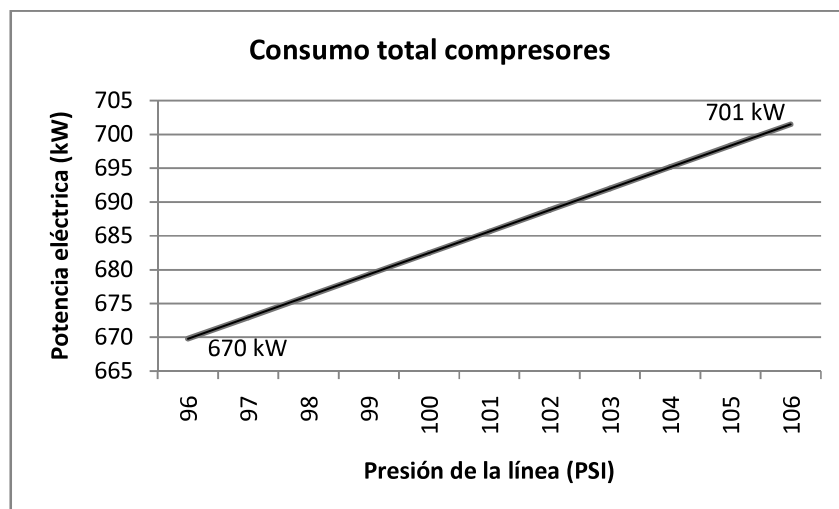
Gráfica 11: Consumo de amperios en compresor 4 (125HP)



Gráfica 12: Consumo de amperios en compresor 5 (100 HP)



Gráfica 13: Consumo eléctrico total de compresores a diferentes presiones



La relación entre consumo eléctrico y presión es evidente, para el sistema instalado se tiene un aumento de estimado 3 kW por 1 psi de aumento en la presión del sistema, que representa un aproximado de 0.5% del consumo total del sistema por cada 1 psi de sobrepresión. Por lo tanto, estabilizar a un valor mínimo la presión de operación del sistema de generación de aire comprimido sin afectar el proceso productivo, representa ahorros sustanciales en la operación de los compresores y consecuentemente una disminución en la potencia específica del sistema.

C. Puntos de mejora en sistema actual

Las mediciones y análisis realizados muestran importantes puntos de mejora en el sistema de generación de aire comprimido. Los tres aspectos más representativos para este trabajo son el modo de operación y los controles de capacidad utilizados actualmente en comparación a los disponibles, el comportamiento de la presión con base en la demanda de la planta y el rango de presión al cual se opera actualmente el sistema. Estos aspectos están íntimamente relacionados y afectan de forma negativa tanto a los compresores como a la eficiencia de los mismos.

Dentro de los efectos negativos de la operación actual de los compresores, puede mencionarse el elevado número de ciclos que debe soportar el compresor que se encuentra en carga parcial. Estos ciclos están constituidos por intervalos de carga completa, en donde los elementos están trabajando a plena carga, e intervalos en donde se trabaja a carga parcial. Esta constante variación en la carga del compresor afecta los componentes mecánicos y eléctricos del mismo, siendo los componentes más afectados por esta variación en la carga los baleros de la unidad compresora y del motor. Estos elementos fueron diseñados para trabajar a carga constante, por lo que al operar a una frecuencia de ciclos tan alta se reduce el tiempo de vida de los mismos.

El modo de operación actual tampoco tiene una justificación económica debido a que existen configuraciones más eficientes, las cuales fueron estudiadas en las secciones anteriores.

El diseño del sistema de control busca estabilizar el comportamiento de la presión y minimizar la presión de operación de todo el sistema a través de la modificación del modo de operación y los controles de capacidad utilizados actualmente.

D. Monitoreo del consumo de aire comprimido

Actualmente se dispone de información de la presión del aire comprimido en dos puntos del sistema. Sin embargo, se desconocen otras variables importantes del sistema, estas variables

fueron estudiadas y se determinó la necesidad de conocer las siguientes: la presión en la máquina más alejada del circuito, el consumo total de la planta y el consumo en dos ramales del sistema. Estas mediciones no tienen ninguna incidencia directa en el control de los compresores, sin embargo, brindan información importante para el monitoreo de todo el sistema. Esta información puede ser utilizada para monitorear las fugas de la planta, que de acuerdo al C.A.C. representan hasta un 30% del aire entregado por los compresores, al igual que el cumplimiento de planes de mantenimiento para la reducción de fugas. El monitoreo del consumo en secciones específicas del sistema también brinda información determinada de máquinas con consumos significativos.

En el anexo 3 sección 1 se observa la configuración general del sistema de aire comprimido. Actualmente se cuenta con la información proporcionada por los sensores PT2, PT3, PT4, PT5, PT6 y PT7. Como parte del diseño se agregó el sensor de presión PT8, localizado en el punto más retirado del circuito respecto a los compresores de aire, este es un punto de interés debido a su localización en el sistema de distribución de aire comprimido. Se seleccionó un transmisor con un rango de operación de 0 a 200 psig, para la señal de salida de este transmisor se seleccionó una salida 4-20 mA. Este sensor se conecta al PLC de la máquina, la información es enviada por medio de una red Ethernet.

A diferencia de las presiones, actualmente no se cuenta con ninguna información acerca de la cantidad de aire utilizada por los equipos y planta en general. Como se mencionó anteriormente, esta información es sumamente valiosa para monitorear el sistema de aire comprimido. Por tal razón, se seleccionaron tres puntos críticos para la medición del caudal, estos tres puntos se identifican en base a los equipos con mayor consumo de la planta. En el anexo 3 sección 1 se observan las ubicaciones de los medidores de flujo FT1, FT2 y FT3. Para la medición del flujo de aire comprimido existen distintas tecnologías, las cuales difieren en precisión, modo de instalación y costo. En este caso en particular se requiere de un dispositivo que sea fácil de instalar en la tubería ya existente y que sea de bajo costo. Con base en estos criterios se seleccionaron medidores de flujo másico que utilizan la transferencia de calor en el aire como indicador del flujo, esta es una tecnología ampliamente utilizada en aplicación de aire comprimido con altas demandas. Para instalar el dispositivo se requiere únicamente realizar dos perforaciones en la tubería existente.

Los modelos de los medidores de flujo se determinaron de acuerdo a los diámetros de las tuberías actuales y al caudal. Es importante mencionar que el fabricante garantiza una exactitud del 7% hasta un 150% del valor máximo del rango de operación. Esto implica que si la planta requiriera más aire del que se requiere actualmente, los medidores están dimensionados para poder realizar las mediciones sin perder su exactitud, de tal forma que los datos podrían ser comparados. Estos dispositivos tienen una salida de 4-20mA, ambos se conectan al panel del equipo más cercano, la información es transmitida utilizando una red Ethernet.

E. Sistema neumático y mecánico del control en compresores

El sistema de control propuesto en este trabajo contempla la modificación en el control actual de los compresores. Los tres distintos modelos de compresores tienen el mismo sistema de control, por lo tanto las modificaciones realizadas son las mismas para todos los equipos. Una de las principales ventajas del sistema de control propuesto es que incorpora la mayoría de los dispositivos instalados en el compresor, reduciendo el costo inicial y aprovechando las instalaciones existentes.

Se realizan dos modificaciones al control neumático del equipo, la primera consiste en la sustitución de una válvula reguladora de presión que acciona la válvula Sullicon por un transductor de corriente-presión (FY1). La segunda modificación consiste en la sustitución de un dispositivo similar, que regula la presión de operación de la válvula espiral por un transductor del mismo tipo (FY2). Tanto la válvula Sullicon como la válvula espiral son utilizadas para regular la cantidad de aire entregada por el compresor, la válvula Sullicon es utilizada para regular el ingreso de aire al compresor mientras que la válvula espiral modifica la longitud efectiva de los tornillos del compresor. Estas dos modificaciones se realizan con el objetivo de poder controlar por medio de un sistema electrónico la capacidad del compresor, realizando el menor número de modificaciones al sistema actual.

También se modifica el sistema de monitoreo del compresor, se agregan tres sensores con el objetivo de aumentar la cantidad de fallas que pueden ser detectadas. La falla de cualquiera de las dos válvulas, Sullicon o espiral, utilizadas para controlar la capacidad del

compresor, implican un desbalance en el modo de operación del sistema de generación. Por ejemplo, si una válvula falla y el compresor queda a menos del 100% de su capacidad, la cantidad de aire entregada al sistema es menor que la estimada por el control, por lo tanto, la presión de la línea disminuye y la única forma de compensar el faltante de aire sería arrancando el compresor que se encuentra en espera. Esto implica que se estaría trabajando con cuatro compresores afectando la eficiencia general del sistema. Para detectar este tipo de fallas se coloca un final de carrera que detecta la posición de apertura completa en la válvula Sullicon (ZS1) y un final de carrera (ZS2) que detecta cuando la válvula espiral está completamente cerrada.

El tercer sensor agregado es un interruptor de presión para detectar la presión en el suministro de agua fría, utilizada para enfriar el aceite del compresor y el aire de descarga. Es importante monitorear esta variable porque permite anticipar una falla por alta temperatura, evitando una falla en el compresor y potenciales daños al equipo.

En el apéndice 3 sección 3 se presenta un diagrama PID del control del sistema de aire comprimido de la planta y del sistema de control del compresor.

F. Sistema eléctrico y electrónico del control de compresores

El diseño del control de los compresores se basa en un PLC para realizar el procesamiento y tomar las acciones para cumplir con los requisitos del sistema de aire comprimido. Adicionalmente, se requiere de una serie de dispositivos eléctricos y electrónicos externos al PLC para poder controlar los compresores.

Como primer punto se diseñó un sistema eléctrico que toma en consideración la seguridad del personal operativo y la seguridad de los equipos y dispositivos que lo componen. Para ello se introdujeron circuitos de seguridad específicos al diseño del sistema eléctrico. Se diseñó un circuito de seguridad por compresor, con la finalidad de deshabilitar un único equipo en caso de una emergencia en un compresor, y un circuito de seguridad general para deshabilitar el sistema completo.

Los circuitos de seguridad utilizan únicamente sistemas mecánicos y eléctricos, que interrumpen la alimentación de los dispositivos de un compresor o de todo el sistema, según sea el caso. Esta configuración garantiza el paro completo del sistema sin importar errores o fallas en el PLC, esto implica que independientemente del estado de las salidas del PLC el compresor se detendrá. Sin embargo, el sistema tiene la capacidad de detectar que un circuito de seguridad fue accionado utilizando las entradas del PLC (I:14/11 a I:14/15). Se seleccionaron dispositivos de seguridad especiales para este tipo de aplicaciones.

La protección eléctrica de los dispositivos se realizó por medio de interruptores termo-magnéticos colocados en los puntos críticos del sistema. Para dimensionar estos dispositivos se utilizaron las recomendaciones del fabricante y distintas normas NEC. Para realizar los cálculos se estimó la carga máxima del sistema, tomando en consideración futuras expansiones o modificaciones al sistema y se asumió que la temperatura de operación dentro del panel eléctrico es de 40°C. En la Tabla 6 se presenta un resumen de los dispositivos seleccionados y en el apéndice 1 sección 2 se presenta el cálculo completo de éstos.

Tabla 6: Capacidades de interruptores termo-magnéticos

ID	Descripción	Corriente de diseño (A)	Dispositivo (# Catálogo Allen Bradley)	Norma
CB1	Transformador XF1 (2polos)	8.7	1489-A2C100	NEC 450
CB2	Carga 120 VAC	26	1489-A1C250	NEC 450
CB3	Fuente del PLC	15	1489-A1C150	Fabricante
CB23	Tomacorriente 110 V	2.6	1489-A1C030	NEC 210.20
CB27	Circuito CPRA	3.4	1489-A1C050	NEC 210.20
CB28	Circuito CPRB	3.4	1489-A1C050	NEC 210.20
CB29	Circuito CPRC	3.4	1489-A1C050	NEC 210.20
CB30	Circuito CPRD	3.4	1489-A1C050	NEC 210.20
CB31	Fuente de poder 24VDC	1.6	1489-A1C020	NEC 210.20
CB31A	Panel View Plus 100 y cargas DC	7.8	1492-CB1DF080	NEC 210.20

El diseño consta de cinco paneles eléctricos, cuatro instalados en cada uno de los compresores y uno general que corresponde al sistema de control. En los paneles eléctricos de cada compresor se encuentran los circuitos de arranque y protección de los motores principales y auxiliares. Para minimizar costos se utilizan los mismos dispositivos instalados actualmente y se modifican únicamente las señales de control. El monitoreo de las temperaturas y presiones del compresor se realiza por medio de los mismo sensores instalados actualmente, con la diferencia que las señales van directamente al PLC.

La conexión de los transductores de presión actualmente instalados se realiza directamente de los transmisores, con una salida de 4-20 mA, al módulo de entradas analógicas del PLC (*I:01/00 a I:01/12*). A diferencia de la presión, para medir la temperatura actualmente se utilizan sensores que no tiene una salida 4-20 mA. Los sensores de temperatura son de tipo RTD Pt100, estos sensores varían su resistencia en función de la temperatura. Adicionalmente, se tiene la desventaja que las distancias entre compresores y el panel general exceden el límite recomendable de los cables de una RTD. Por lo tanto, se utilizan transmisores que convierten la señal resistiva de los sensores de temperatura a una salida de 4-20mA para conectar las señales de temperatura al PLC (*I:00/00 a I:00/15*).

El panel del sistema contiene únicamente dispositivos eléctricos y electrónicos de control, como por ejemplo el PLC y sus módulos, la interfaz humano máquina, los relevadores de control, interruptores termo-magnéticos del sistema de control, fuentes de alimentación y transformador. Todas las señales eléctricas de los compresores están conectadas a este panel.

Es importante mencionar que todas las señales digitales son de un voltaje de 120VAC, este tipo de señales puede interferir en las señales de monitoreo y control de 4-20mA. Para disminuir el ruido inducido en las señales de 4-20mA se contempla la instalación de dos tuberías en paralelo, una para los cables con señales de 120VAC y otro para los cables con señales 4-20 mA, de igual forma la distribución de los módulos de entradas y salidas en el rack del PLC está diseñada para mantener la mayor distancia entre los dos tipos de señales.

El equipo seleccionado se presenta en el apéndice 2 sección 1. La mayoría de equipos se seleccionaron de la marca Allen-Bradley, esto se debe a que en el resto de la planta esta es la marca predominante. Para seleccionar los componentes se consideraron las características relevantes para el diseño, por ejemplo tipo de montaje, voltajes de alimentación,

compatibilidad, potencia, y temperatura ambiente de operación entre otros. Para la selección de los componentes también se consultó circuitos con funcionalidades similares en otros sistemas dentro de la planta, para mantener unificada la configuración de los paneles.

El diagrama eléctrico completo se presenta en el apéndice 3 sección 4. Este diagrama se realizó con las mismas características y simbología que los diagramas eléctricos de las máquinas en la planta.

G. Programa e interfaz humano máquina

Una vez definidos los sistemas mecánicos, neumáticos y eléctricos necesarios para el control de compresores se define el algoritmo que monitorea el estado del compresor y controla su funcionamiento. Este programa se estructura de forma modular y se secciona en módulos independientes para facilitar su implementación en el PLC. Todos los algoritmos fueron diseñados tomando en consideración la ejecución cíclica de los programas, que es una característica de los PLC.

El primer módulo se presenta en la Figura 3, en este módulo del programa se realizan dos tareas importantes, la primera consiste en registrar las temperaturas, presiones, tiempos de operación y fallas de los cuatro compresores. Esta información se colecta con el objetivo de crear un histórico del comportamiento de los equipos. La segunda tarea de este módulo consiste en monitorear si algún compresor está en falla, de ser este el caso el algoritmo se ocupa de modificar la configuración de los compresores, con el objetivo de suplir la demanda de aire requerida por la planta. Es importante resaltar, que en este módulo no se realiza ningún tipo de control sobre los compresores, éste se limita únicamente a monitorear y configurar la secuencia en la que deben operar los equipos.

Cada compresor es controlado por un algoritmo como el mostrado en la Figura 4, por lo tanto existen cuatro algoritmos similares que controlan cada uno de los compresores. La principal ventaja de esta estructura es que todos los compresores están gobernados por un sistema central pero cada uno posee un control independiente. El control general se realiza mediante la variable #SISTEMA, esta variable indica el número de compresores que requiere el

sistema, por lo tanto, solo puede adquirir valores enteros de 1 a 4. Esta variable se modifica de acuerdo a los requisitos de aire comprimido de la planta.

Para definir qué compresor debe estar operando, el sistema utiliza los valores ingresados por el usuario, o en caso de falla los definidos por el sistema, la variable # COMPRESOR almacena este valor.

Como se observa en la Figura 4 dentro de este algoritmo se contemplan la verificación de fallas, en caso de detectar una falla el algoritmo deshabilita el compresor e indica al sistema de control que ha ocurrido una falla para que éste modifique la configuración de los compresores.

Con base en los resultados obtenidos anteriormente se diseña el algoritmo para operar los compresores utilizando la válvula espiral como primer recurso de modulación del caudal entregado y la válvula Sullicon como segundo recurso. Con esta configuración se obtiene la mayor eficiencia de los equipos sin sacrificar la disponibilidad del sistema. Sin embargo, ambas válvulas pueden ser deshabilitadas independientemente, en caso que esto fuera necesario.

Figura 3: Diagrama de flujo del programa del sistema

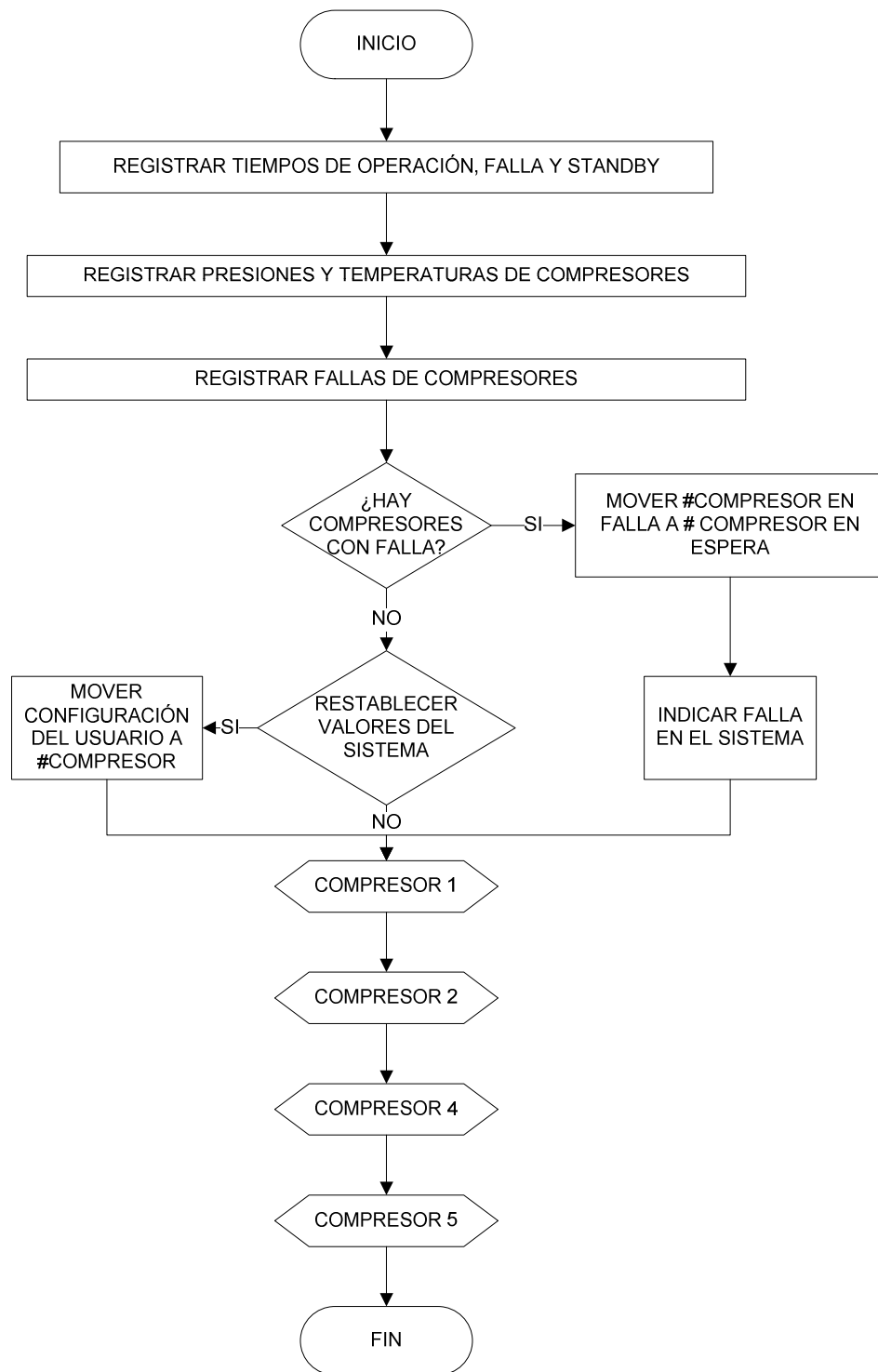
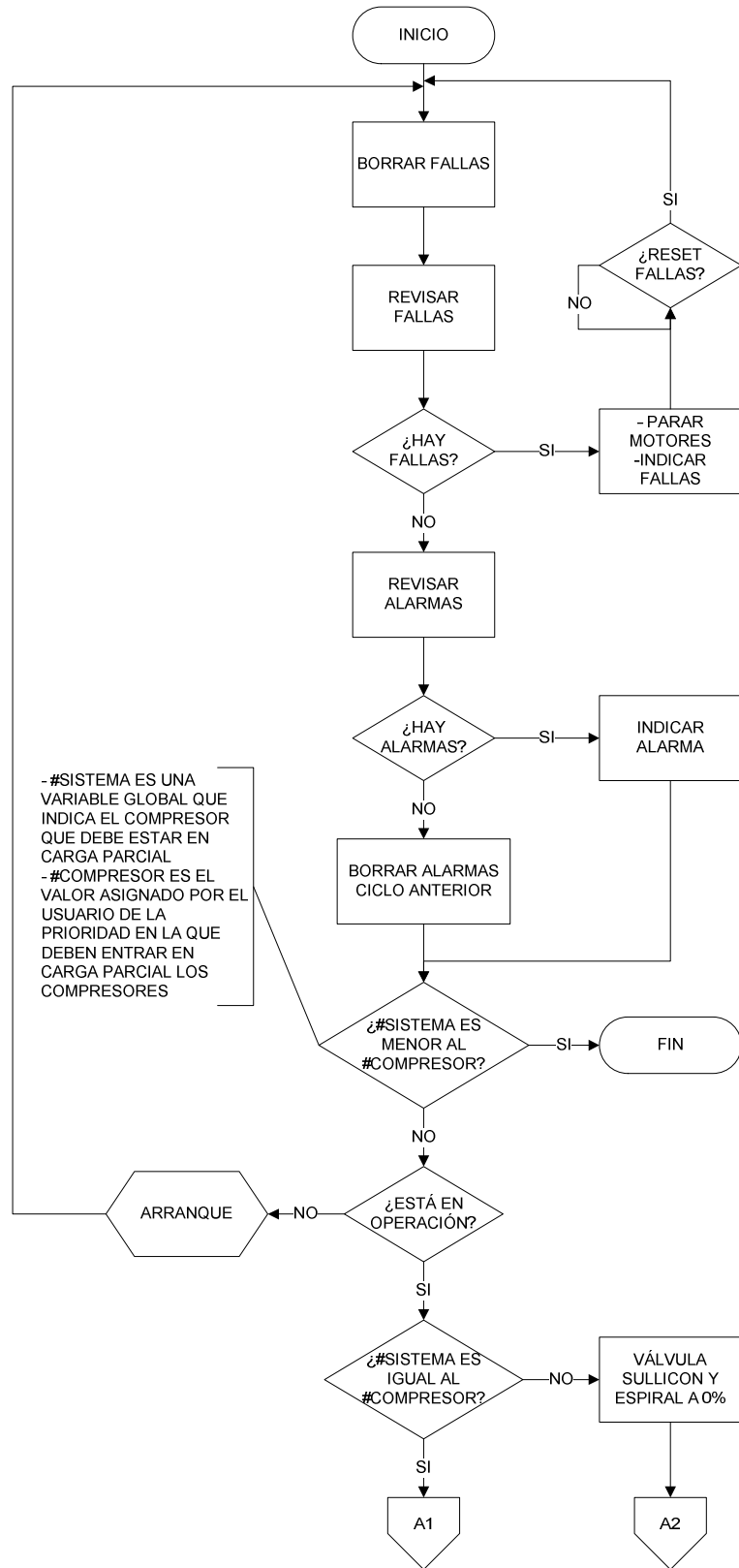
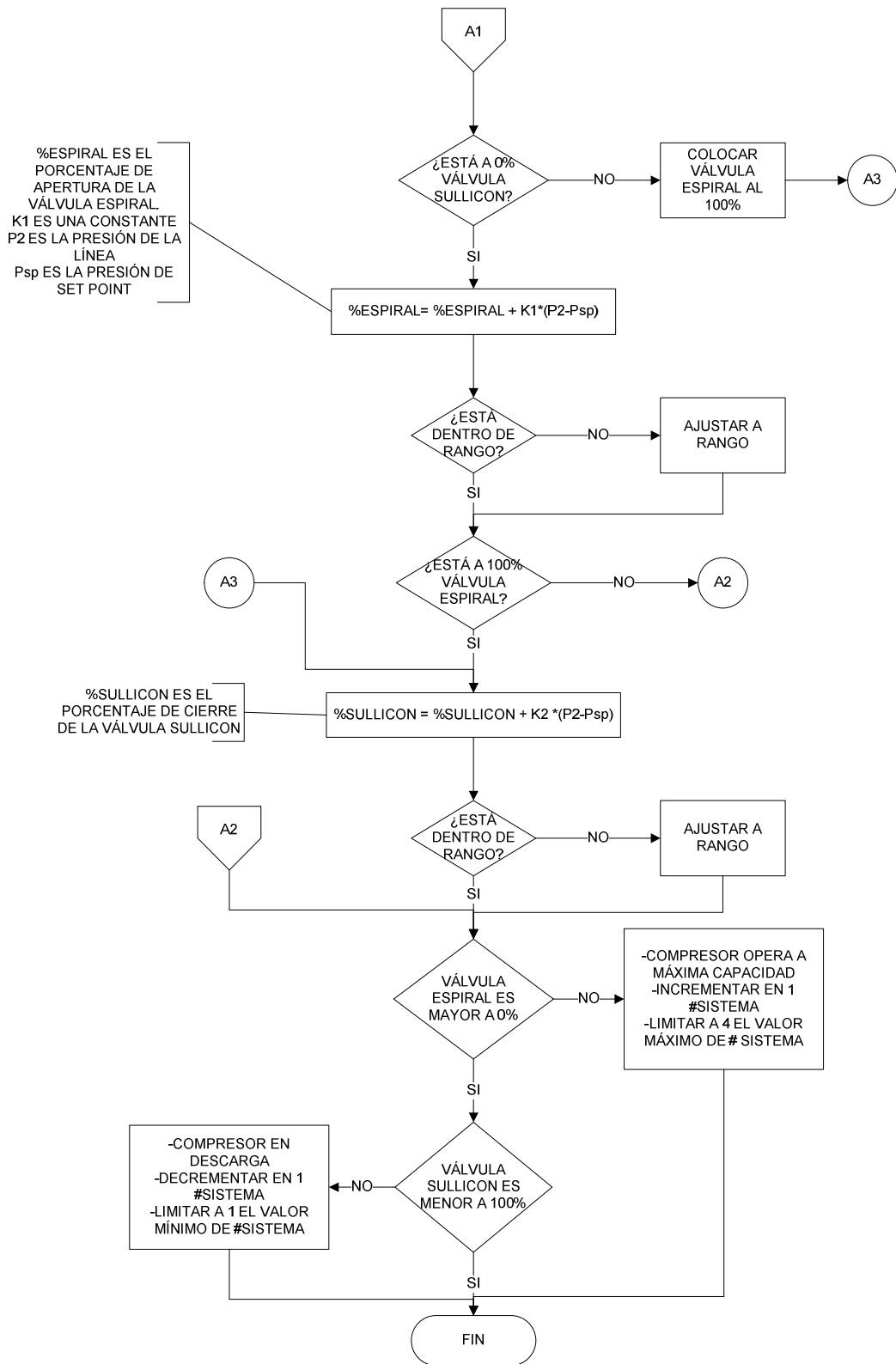


Figura 4: Diagrama de flujo de programa del sistema



Continuación Figura 4



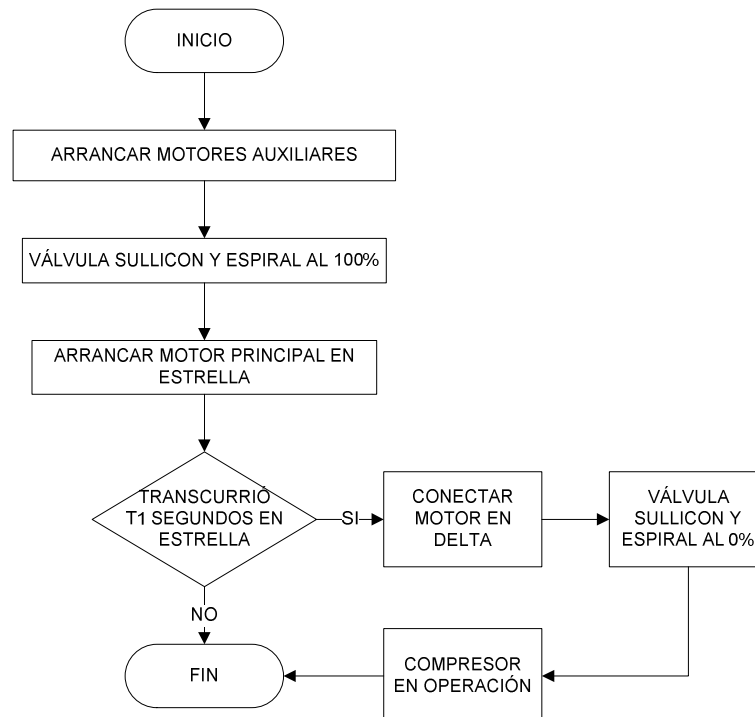
El diseño original del fabricante utiliza un sistema proporcional para accionar ambas válvulas, por esa razón se selecciona este tipo de control para la válvula Sullicon y espiral. La diferencia entre la presión de la línea y la presión requerida por el usuario se multiplica por una constante k_1 y k_2 para el control de la válvula Sullicon y espiral respectivamente, en donde las constantes k_1 y k_2 son las constantes de proporcionalidad. El estado normal (0%) de ambas válvulas, no modifica la capacidad del compresor. Cuando están accionadas por completo las válvulas (100%), la capacidad del compresor es la mínima. Es decir que al encontrarse la válvula espiral al 100% se abre la válvula y se modifica la longitud efectiva de los tornillos del compresor, al encontrarse la válvula Sullicon al 100% se cierra la válvula de succión y se limita la entrada de aire al compresor.

Dentro del algoritmo del compresor se presta especial atención al arranque del mismo, debido a que debe seguirse una secuencia específica para disminuir el desgaste en los componentes mecánicos y eléctricos. En la Figura 5 se presenta el algoritmo para el arranque del compresor. La variable más crítica en el arranque es la elevada corriente consumida por el motor. El algoritmo incorpora dos técnicas para reducir esta corriente inicial, la primera consiste en arrancar el motor con un arranque estrella delta, el cual reduce significativamente esta condición no deseada. La otra técnica utilizada para reducir la corriente inicial, consiste en reducir la carga acoplada al motor, en el caso de los compresores instalados se cuenta con dos sistemas que permiten reducir esta carga. El primer sistema es la válvula Sullicon que al cerrarse reduce la cantidad de aire que comprimen los tornillos, el segundo sistema es la válvula espiral que reduce la longitud efectiva de los tornillos. Por lo tanto, se recurre a estos dos sistemas para reducir el torque inicial demandado por la unidad compresora reduciendo la corriente inicial del motor.

El diseño de la interfaz humano-máquina consistió en la definición de las pantallas y de su estructura. Se diseñaron un total de 15 pantallas, cada una de estas pantallas ofrece distinta información acerca de los compresores y del sistema de aire comprimido. En la Figura 6 se presenta la estructura de cada una de las pantallas. Dentro de la estructura se definieron dos niveles de acceso, esto con la finalidad de restringir el acceso a pantallas de configuración. Como se observa en la estructura hay seis pantallas que permiten modificar parámetros y variables en el sistema, estas pantallas están clasificadas como nivel 2 y requieren de una contraseña para

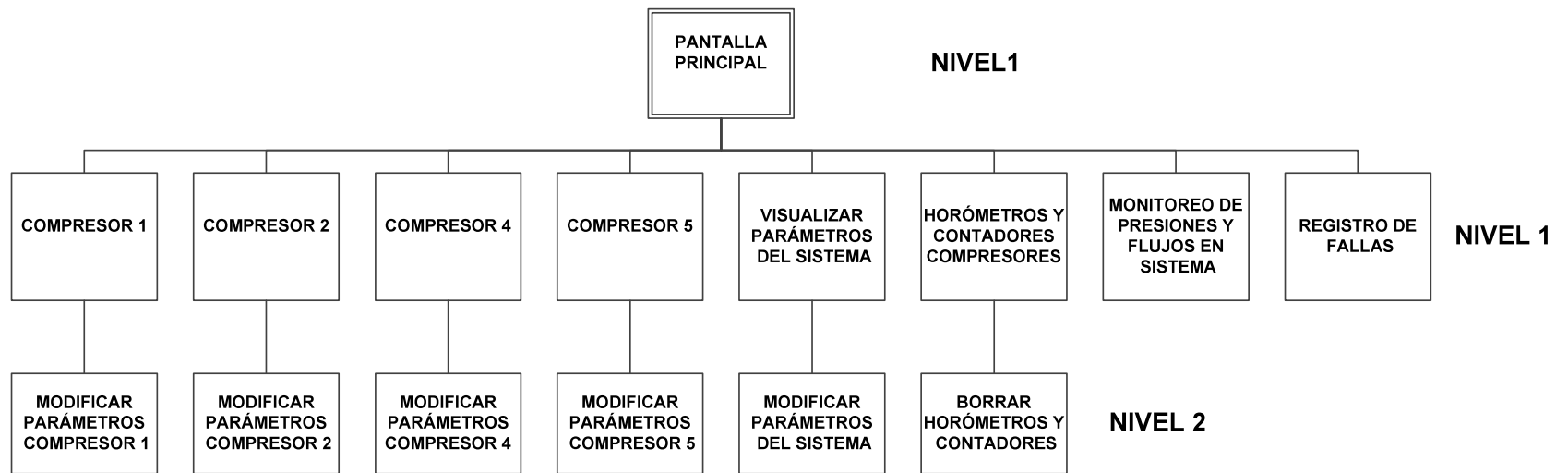
poder ingresar. El resto de las pantallas son de nivel 1 y son pantallas de visualización en donde no se permite la modificación de ningún parámetro.

Figura 5: Diagrama de flujo de subrutina de arranque



Las pantallas fueron diseñadas para facilitar la operación del sistema. Se diseñaron de forma similar a las ya utilizadas en la planta para facilitar el entendimiento a los usuarios. Las pantallas fueron diseñadas para minimizar el error humano en la operación del sistema. Para ellos se tomaron las siguientes medidas, en primer lugar se utilizaron colores para identificar el tipo de acción al realizar una acción, por ejemplo todos los botones que modifican algún parámetro del sistema son de color rojo, los que simplemente llevan de una pantalla a otra en color azul. De igual forma los colores utilizados en pantallas donde se modifica algún parámetro incluyen elementos color amarillo o rojo. También se requiere una confirmación por parte del usuario al momento de modificar un parámetro, esto se definió de esta forma para reducir la cantidad de errores que puedan cometerse. La ubicación de los botones fue otro aspecto considerado en el diseño de las pantallas. Los botones para cambiar de pantalla se ubican en la parte inferior derecha, ningún botón para realizar cambio se colocó en la misma posición para

Figura 6: Estructura de interfaz humano máquina



disminuir la probabilidad que se produzca un error. De igual forma los botones tienen un tamaño adecuado y se encuentran lo suficientemente espaciados para poder operar la interfaz. En el apéndice 3 sección 2 puede verse con más detalle cada una de las pantallas.

H. Análisis de disponibilidad y confiabilidad

Para evaluar la mejora del sistema de control en los aspectos de la disponibilidad y confiabilidad se realizó un análisis de criticidad de las fallas. Debido a la falta de información acerca de los tiempos y frecuencias de fallas en los compresores, fue necesario determinar la criticidad de las fallas con base en la información del fabricante y a la experiencia del personal operativo y registro en bitácoras. Para ello se utilizó una metodología aplicada en varias industrias, este método consiste en definir criterios de evaluación y tres franjas de criticidad: baja, media y alta. A cada una de estas franjas se le asigna un valor numérico, finalmente se utiliza una ecuación para ponderar la criticidad de cada una de las fallas. En la Tabla 7 y 8 se presentan los valores para cada una de los criterios para las franjas alta, media y baja. Estos valores se obtuvieron de estudios similares realizados en otras industrias, de igual forma la ecuación se basó en estos estudios. (ABB, 2005) (Montaña, 2006)

Tabla 7: Criterios de criticidad de fallas

	ALTA	MEDIA	BAJA
	Puntaje	Puntaje	Puntaje
Tiempo promedio para reparar	más de 2 horas	entre 30 minutos a 2 horas	menos de 30 minutos
	10	5	1
Producción	La falla provoca pérdida del 100% del servicio	La falla provoca alguna pérdida del servicio	La falla no provoca pérdida del servicio
	10	5	1
Medio ambiente y seguridad	La falla provoca un efecto grave de seguridad/ medio ambiente	La falla provoca un efecto leve de seguridad/ medio ambiente	La falla no provoca un efecto de seguridad/medio ambiente
	10	5	1
Costo de operación	La falla genera un costo operativo mayor a \$ 5,000	La falla genera un costo operativo menor a \$ 5,000	La falla no genera costo operativo
	10	5	1

Tabla 8: Factores multiplicativos de los criterios de criticidad de fallas

	ALTA	MEDIA	BAJA
	Puntaje	Puntaje	Puntaje
Frecuencia de falla	mayor a 4 por año	entre 1 y 4 por año	menos de 1 por año
	1	0.8	0.6
Redundancia	No existe algún equipo que satisfaga la demanda	Existe un equipo que satisface la demanda parcialmente	Existe algún equipo que satisfaga la demanda
	1	0.8	0.6

Ecuación 3: Cálculo de criticidad

$$\text{Criticidad} = (\text{Frecuencia de falla} + \text{redundancia}) * (\text{Tiempo promedio para reparar} + \text{Producción} + \text{medio ambiente y seguridad} + \text{Costo de operación})$$

Se realizó una evaluación de las fallas con el sistema actual y una evaluación con el sistema propuesto. El detalle de las fallas consideradas en el análisis, al igual que las evaluaciones de cada una de ellas se encuentran en el apéndice 1 sección 3. Como se observa en la Gráfica 14 el 80% de de fallas disminuyeron su criticidad para el sistema, mientras que el 20% se mantuvo igual y ninguna falla aumentó su criticidad con el diseño propuesto. Adicionalmente, se obtuvo una mejora promedio del 22%.

Gráfica 14: Comparación de criticidad de fallas

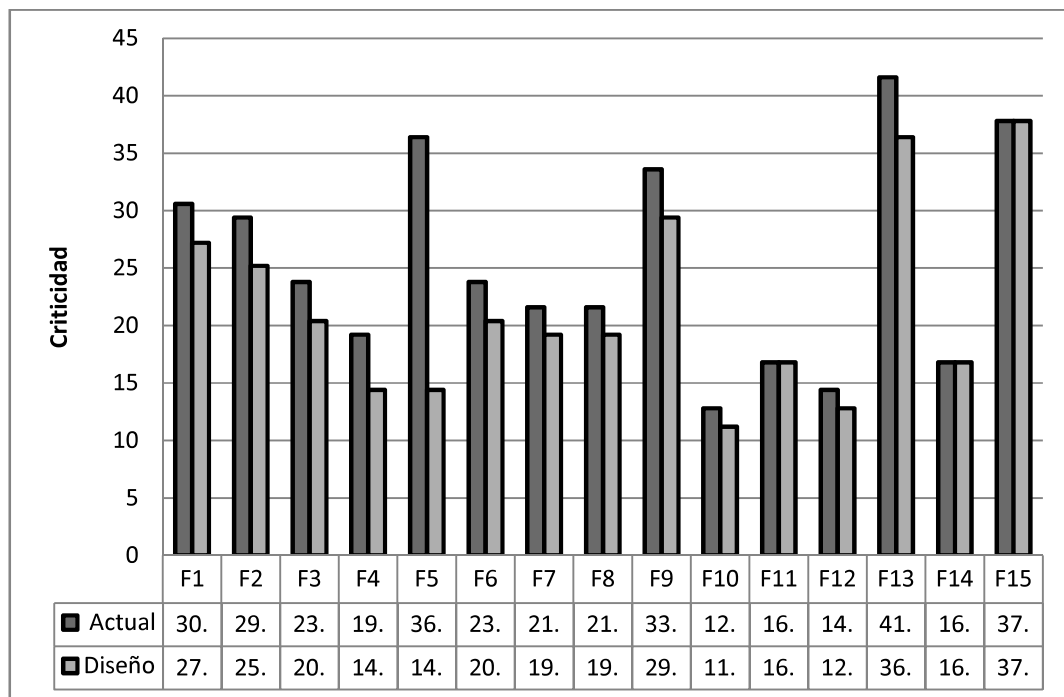


Tabla 9: Descripción de las fallas

Identificador de la falla	Descripción
F1	Sobrecarga en motor principal o pérdida de tensión externa en panel de cada compresor
F2	Presión en descarga de los tornillo muy alta
F3	Baja presión en salida de tornillos
F4	No acciona la válvula Espiral
F5	No acciona la válvula Sullicon
F6	Señales de algún sensor de temperatura no llega al controlador
F7	Temperatura de aceite elevada
F8	Temperatura de aire comprimido elevada
F9	Presión de aceite baja
F10	Filtro de aceite saturado
F11	Filtro de aire saturado
F12	Motores auxiliares disparados
F13	Botón de emergencia presionado
F14	Presión en separador alta
F15	Presión en agua de Chiller baja

La reducción en la criticidad de las fallas se debe principalmente a una mejora en la redundancia que ofrece el sistema de control propuesto respecto al sistema actual. Dicha mejora consiste en la capacidad del algoritmo de ajustarse a cualquier configuración de operación, es decir que el control puede modificar la configuración de los compresores cuando alguno presente una falla, sin afectar la presión de la línea de aire comprimido y manteniendo la capacidad requerida por la planta. En el control actual una falla en alguno de los equipos implica el arranque del compresor que se encuentra en espera, esto a su vez modifica la presión de operación de la línea de aire comprimido. Los sensores para la detección de una falla en la válvula espiral y Sullicon también representan una reducción en la criticidad de estas dos fallas.

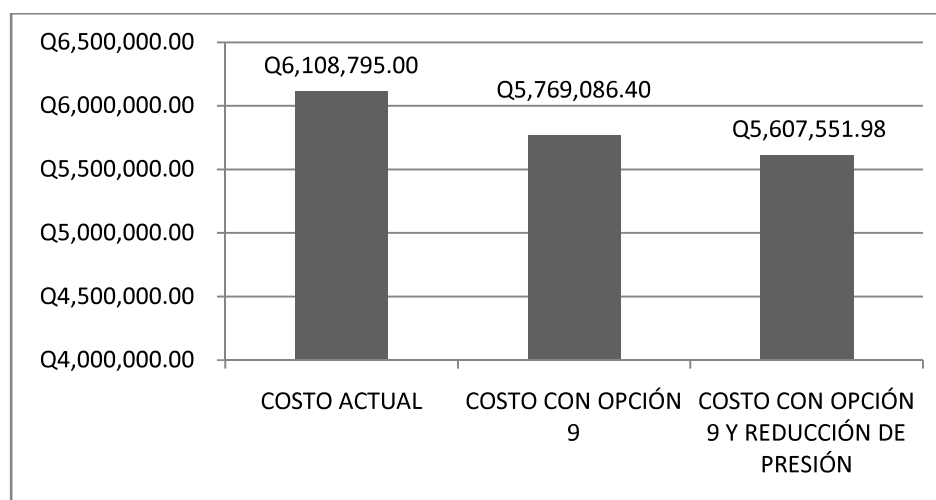
I. Análisis económico

Debido a la naturaleza del proyecto es indispensable realizar un análisis económico en donde se evidencie el beneficio que representa el proyecto para la empresa. Para realizar el análisis se determinó el costo de operación actual de los compresores. Debido a temas de confidencialidad se utilizan los datos teóricos calculados en secciones anteriores para determinar el consumo. De la Tabla 4 se obtiene una potencia específica de 0.2013 kW/SCFM para la opción 1 que corresponde al modo de operación actual, de la Tabla 1 se obtiene un consumo de 2546 SCFM. En base a estos valores se determina que el consumo total de los compresores es de 512.5 kW. Para el análisis económico se asume 8600 horas de operación de los compresores al año y un costo de la energía eléctrica de 1.386 Q/kWh. Por lo tanto, se tiene un gasto anual en energía eléctrica de Q 6,108,795.00. Para estimar el ahorro del proyecto se realiza un cálculo similar para la opción 9 que representan la configuración más eficiente, de la Tabla 4 se obtiene una potencia específica de 0.1901 kW/SCFM. El gasto anual con esta opción asciende a Q5,769,086.40. Por lo tanto, la opción 9 representan un ahorro de Q339,708.60 anuales.

La reducción en la presión de operación también representa una reducción en el consumo energético de los compresores de aproximadamente 0.5% del consumo por cada psi. Actualmente se opera el sistema a una presión promedio de 98 psig, se determinó que es posible disminuir esta presión de operación a 92.4 psig. Esta reducción de 5.6 psi conlleva a una reducción del 2.8% del consumo total de los compresores. Implementando la opción 9 esto representa un ahorro económico de Q161,534.42 anuales.

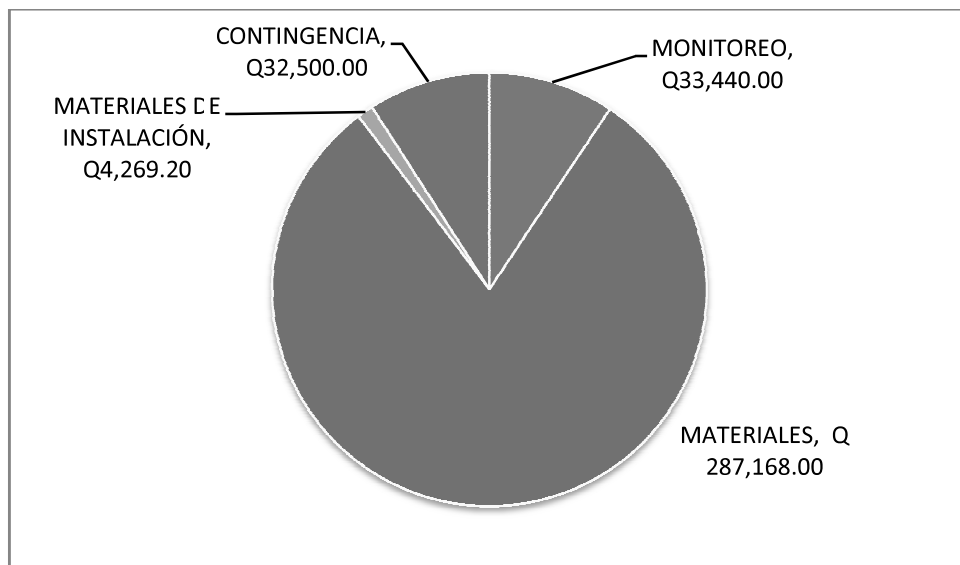
El beneficio total debido a la configuración y a la reducción de la presión es de Q501,243.02 anuales. Esto representa un ahorro del 8.2 % respecto al costo actual de consumo eléctrico de los compresores. En la siguiente gráfica se muestran los costos de energía eléctrica de los compresores para las distintas opciones.

Gráfica 15: Costo de operación anual de compresores



Para justificar el proyecto se realizaron las cotizaciones del equipo seleccionado, para ello se recurrió a los proveedores locales. El costo total de dichos equipos es de Q 320,608.00. Adicionalmente, se cotizaron los materiales necesarios para la instalación de los equipos, el costo de los materiales de instalación es de Q4,269.20. Para la instalación del sistema no se requiere de personal externo a la planta por lo que no se considera un costo de mano de obra. De igual forma, el sistema puede instalarse sin necesidad de detener el sistema de generación de aire comprimido, esto implica que no hay pérdidas económicas por detener el proceso. Por lo tanto el costo de los componentes y el material para la instalación es de Q324,877.20. Se considera un aproximado de 10% de contingencias para el proyecto con un valor de Q32,500.00, siendo el costo total del proyecto Q357,377.20. En la siguiente gráfica se presenta la distribución de los costos del proyecto.

En este análisis no se consideran costos de mantenimiento para el sistema propuestos. En primer lugar debido a que los compresores cuentan actualmente con planes de mantenimiento preventivo, por lo tanto incluir el mantenimiento de este sistema en los planes actuales no representa ningún costo adicional. En segundo lugar los componentes seleccionados requieren poco mantenimiento.

Gráfica 16: Costos del proyecto

Para determinar la viabilidad económica del proyecto se utilizó la Tasa Interna de Retorno (TIR) para un período de un año. Se asume que el costo energético se mantiene, al igual que el consumo de aire comprimido de la planta. La inversión inicial es de Q357,377.20 y el ingreso económico en el primer y segundo año es de Q501,243.02. Con estos datos se calcula una TIR de 44%, esto significa que el proyecto es viable para Tasas Mínimas Atractivas de Retorno (TMAR) menores a 44%. También se calculó el Periodo de Recuperación de Inversión (PRI), que representan el tiempo en el cual se recupera la inversión inicial. Se determinó un PRI de 9 meses, tomando en cuenta que el ahorro anual se distribuye uniformemente durante los 12 meses.

VIII. CONCLUSIONES

- I. Con el sistema de control propuesto se implementa la configuración más eficiente para el sistema de generación de aire comprimido, operando el compresor de 100HP a carga parcial con control de capacidad por válvula espiral, representando una mejora en la eficiencia de un 5.58% respecto al modo de operación actual.
- II. El sistema de control propuesto estabiliza la presión de operación y permite la reducción en la presión incrementando la eficiencia energética del sistema 0.5% por cada psi que disminuye.
- III. El sistema diseñado aumenta la confiabilidad y disponibilidad del sistema al reducir la criticidad del 80% de las fallas en un promedio de 22%, además de proporcionar las herramientas para la creación de historiales de falla.
- IV. Los componentes del sistema diseñado permiten operar los compresores en modulación, carga-descarga y capacidad variable.
- V. Los componentes eléctricos y electrónicos seleccionados en el diseño cumplen con todas las características requeridas por el sistema y se adecuan a las instalaciones actuales de los compresores y sistema de aire comprimido.
- VI. Las pantallas diseñadas para la interfaz humano máquina permiten el monitoreo y operación del sistema de aire comprimido utilizando una interfaz que minimiza la probabilidad de errores humanos en su operación.
- VII. El sistema es económicamente viable en un período de un año para una Tasa Mínima Atractiva de Retorno (TMAR) menor a 44%. El proyecto tiene un Período de Recuperación de Inversión (PRI) de nueve meses.

IX. RECOMENDACIONES

- I. Determinar el consumo energético real de los compresores y con base en los resultados realizar un análisis económico utilizando las bases presentadas en este trabajo, para obtener una proyección más exacta del beneficio económico obtenido con el sistema de control propuesto.
- II. Realizar mediciones para determinar el consumo actual de aire comprimido de la planta y analizar el porcentaje de utilización de los compresores con la misma metodología utilizada en este trabajo, para determinar con mayor exactitud el comportamiento del sistema.
- III. Operar el sistema de generación de aire comprimido con el compresor de 350HP y de 125 HP en carga completa y con el de 100 HP en carga parcial para reducir los costos de operación.
- IV. Habilitar el control de capacidad por válvula espiral y válvula Sullicon en el compresor operando con carga parcial.
- V. Implementar la reducción de torque inicial en el arranque de los compresores por medio de las válvulas espiral y Sullicon para reducir el pico de corriente en el arranque.
- VI. Evaluar la posibilidad de instalar tanques de almacenamiento de aire cerca de los equipos de mayor consumo, con el objetivo de disminuir la presión de operación de los compresores.
- VII. Capacitar al personal encargado de operar y administrar los compresores para maximizar los recursos disponibles.
- VIII. Crear un historial de fallas y tiempos para evaluar y monitorear las condiciones del sistema de generación de aire comprimido.

X. BIBLIOGRAFÍA

- ABB. 2005. Estudio de criticidad de equipos. REPSOL YPF.
- Aerzener Maschinenfabrik. 2009. Aerzen Screw Compressors. Aerzen.
- Bloch, Heinz. 2006. A practical guide to compressor technology. Hoboken. EEUU, Wiley.
- Boehm, Christian. 2007. Flow Sensors White Paper. Festo.
- CAGI. 1998. Pressure Drop and Controlling System Pressure. Departamento de Energía, Eficiencia Energética y Energías Renovables de los EE.UU
- CAGI. 2003. Compressed Air Sourcebook. Lawrence Berkeley National Laboratory and Resource Dynamics Corporation. Departamento de Energía, Eficiencia Energética y Energías Renovables de los EE.UU. Publicación electrónica. www.compressedairchallenge.org
- CAGI. 2007. CAGI datasheets. Estados Unidos de América. Publicación electrónica. http://www.cagi.org/verification/ea_sheets.htm
- Carbon Trust. 2007. Compressed air Introducing energy saving opportunities for business. Inglaterra.
- Fleischer, Henry. 1995 Manual of pneumatic systems optimization. EEUU, McGraw-Hill.
- Godoy, Miguel; M. Ayala. 2008. ECA Guatemala: Estudio del sistema de generación de aire comprimido. Estudio de campo. Guatemala, Kaeser Compresores de Guatemala.
- Godoy, Miguel; M. Ayala. 2009. ECA Guatemala: Estudio del sistema de generación de aire comprimido. Estudio de campo. Guatemala, Kaeser Compresores de Guatemala.
- Huerta, Rosendo. 2006. Proceso de análisis integral de disponibilidad y confiabilidad como soporte para el mejoramiento continuo de las empresas. Reliability World.
- Majumdar, S. R. 1996. Pneumatic systems : principles and maintenance. EEUU, McGraw-Hill.
- McCulloch, David. 2007. Mixed Capacity Control Types. Compressed Air and Gas Institute, TAP #101.

- Mesa,Dario; Y.Ortiz. 2006.«La confiabilidad, la disponibilidad y la mantenibilidad, disciplinas modernas aplicadas al mantenimiento». Scientia et Technica, vol. I, no. 30, pp. 155-160.
- Montaña, Leonardo. 2006. Diseño de un sistema de mantenimiento con base en análisis de criticidad y análisis de modos y efectos de falla en la planta de coque de fabricación primaria en la empresa acerías paz del río S.A.Tesis Universidad Pedagógica y Tecnológica de Colombia Colombia.
- Myer, Kutz. 2006. *Mechanical Engineer's Handbook*. EEUU, Wiley.
- OMEGA Engineering. 2011. Pressure Transducers. Publicación electrónica.
<http://www.omega.com/prodinfo/pressuretransducers.html>
- OMEGA Engineering. 2011a. Resistance Temperature Detector. Publicación electrónica.
<http://www.omega.com/prodinfo/rtd.html>
- Seshaiah, N, et al. 2005. Mathematical Analysis of Oil Injected Twin Screw Compressor," National Institute of Technology, Rourkela, Orissa.
- Shafer, Gary. 2010. Rexam ECA Guatemala: Compressed Air Systems Audit Report. Estudio de campo. Guatemala, IZ Systems.
- Sullair Corporation. 2006. Manual de Instrucciones de todos los modelos SUPERVISOR CONTROLLER, Manual del fabricante. # ID 02250142-686 (S).
- Sullair Corporation. 2006a. Manual de Instrucciones y Lista de Piezas de Repuesto, Compresor de Aire Industrial de Tornillo Rotativo TS-32, Manual del fabricante. # ID 02250137-117(S).
- Sullair Corporation. 2006b. Manual de protocolo y control secuencial SUPERVISOR CONTROLLER, Manual del fabricante. # ID 02250154-125 (S).
- Sullair Corporation.2006c. Manual del Operador y Lista de Piezas Compresor Industrial de Aire SERIE 20/16, Manual del fabricante. # ID 02250059-865(S).
- Universal Flow Monitors. 2011 Thermal Flowmeters.Publicación electrónica
<http://www.flowmeters.com/ufm/index.cfm>

XI. APÉNDICE

A. Apéndice 1

1. **Cálculo de eficiencia de compresores.** El cálculo de la eficiencia en compresores se realizó utilizando información de las auditorías de aire realizadas al sistema de aire comprimido en años anteriores, ver Tabla 1, datos de los compresores de la C.A.G.I. y curvas de eficiencia de la C.A.C, presentadas en las Gráficas 1, 2 y 3 (CAGI, 2007).

a. Datos iniciales

Tabla 10: Valores iniciales para el cálculo de eficiencia

Descripción	Valor
Demanda promedio de la planta (SCFM)	2546
Altura sobre el nivel del mar (m)	1100
Presión atmosférica a nivel del mar (psi)	14.7
Presión atmosférica a 1100 metros sobre el nivel del mar (psi)	12.9
Costo (Q/kWh)	1.386
Tiempo operación anual (h)	8600

Tabla 11: Potencia de compresores

COMPRESOR	Consumo (kW) ⁷
350 HP	303.9
125 HP	113.2
100 HP	95.3

⁷ Potencia total del compresor a 100psi de presión y a capacidad máxima.

b. Compensación del caudal entregado por compresores. Los compresores de tornillo son máquinas de desplazamiento positivo, por lo tanto la densidad del aire afecta la cantidad de aire que entregan al sistema en la siguiente tabla se calcula la cantidad de SCFM entregados al sistema a una altura de 1100 metros sobre el nivel del mar. Para el cálculo se utiliza la siguiente ecuación, en donde 12.9 psia corresponde a la altura de operación y 14.7 psia a la presión a nivel del mar.

Ecuación 4: SCFM entregados a 12.9 psi

$$SCFM_{12.9psi} = SCFM_{nominal} \left(\frac{12.9 \text{ psi}}{14.7 \text{ psi}} \right)$$

Tabla 12: Caudales de compresores a 1100 msnm

Modelo del compresor	SCFM nominal	SCFM a 12.9 psi
350 HP	1875	1645
125 HP	680	597
100 HP	575	505

c. Cálculo de eficiencia de compresores. Para el cálculo del consumo de los compresores a distintos porcentajes de utilización se utilizaron las Gráficas 1,2 y 3. El porcentaje de utilización se obtuvo tomando como referencia la cantidad de aire entregada por los compresores a 1100 metros sobre el nivel del mar de acuerdo a la Tabla 14. Los consumos en kW se calcularon utilizando de referencia la capacidad al 100% especificada en la hoja de datos del compresor. Los resultados se presentan en las siguientes tablas.

Tabla 13: Consumo eléctrico de los compresores a plena carga

Modelo del compresor	350 HP	125 HP	100 HP
Utilización (SCFM)	1645	597	505
Utilización (%)	100%	100%	100%
Consumo (%)	100%	100%	100%
Consumo (kw)	303.9	113.2	95.3
Potencia específica (kW/SCFM)	0.185	0.190	0.189

Tabla 14: Consumo eléctrico de los compresores en carga-descarga

Modelo del compresor	350 HP	350 HP	125 HP	100 HP
Utilización (SCFM)	901	1444	396	304
Utilización (%)	55%	88%	66%	60%
Consumo (%)	90%	100%	95%	91%
Consumo (kw)	273.5	303.9	107.5	86.7
Potencia específica (kW/SCFM)	0.304	0.210	0.272	0.285

Tabla 15: Consumo eléctrico de los compresores en modulación con válvula Sullicon

Modelo del compresor	350 HP	350 HP	125 HP	100 HP
Utilización (SCFM)	901	1444	396	304
Utilización (%)	55%	88%	66%	60%
Consumo (%)	85%	98%	90%	88%
Consumo (kw)	258.3	297.8	101.9	83.9
Potencia específica (kW/SCFM)	0.287	0.206	0.257	0.276

Tabla 16: Consumo eléctrico de los compresores con válvula espiral

Modelo del compresor	350 HP	350 HP	125 HP	100 HP
Utilización (SCFM)	901	1444	396	304
Utilización (%)	55%	88%	66%	60%
Consumo (%)	65%	92%	75%	70%
Consumo (kw)	197.5	279.6	84.9	66.7
Potencia específica (kW/SCFM)	0.219	0.194	0.214	0.219

Con esta información se elaboró la Tabla 17. El consumo total corresponde a la suma de los consumos individuales de los compresores en operación. La potencia específica se calcula con la demanda de la planta de 2546 scfm.

Ecuación 5: Cálculo de la potencia específica

$$Potencia\ Específica = \frac{Consumo\ Total}{2546\ scfm}$$

Tabla 17: Consumos eléctricos totales para opciones de configuración

Opciones	Compresores a plena capacidad	Compresor a media carga	Modo de operación	Consumo total	Potencia específica (kw/scfm)
1	125 HP y 100 HP	350 HP (88%)	Carga- descarga	512.5	0.2013
2	350 HP y 100 HP	125 HP (66%)		506.8	0.1991
3	350 HP y 125 HP	100 HP (60%)		503.9	0.1979
4	125 HP y 100 HP	350 HP (88%)	Modulación	506.4	0.1989
5	350 HP y 100 HP	125 HP (66%)		501.2	0.1968
6	350 HP y 125 HP	100 HP (60%)		501.1	0.1968
7	125 HP y 100 HP	350 HP (88%)	Válvula Espiral	488.2	0.1917
8	350 HP y 100 HP	125 HP (66%)		484.2	0.1902
9	350 HP y 125 HP	100 HP (60%)		483.9	0.1901
10	350 HP	350 HP (55%)	Carga- descarga	577.5	0.2268
11	350 HP	350 HP (55%)	Modulación	562.3	0.2209
12	350 HP	350 HP (55%)	Válvula Espiral	501.5	0.1970

d. Cálculo de kW del sistema a diferentes presiones. Para el cálculo de los kW totales del sistema, presentados en la Gráfica 13, se realiza la suma individual los valores de corriente de la regresión lineal de los compresores, Gráfica 10,11 y 12. Luego se convierten los amperios consumidos a kW por medio de la siguiente ecuación. En donde el voltaje de alimentación es 480 V y el factor de potencia ϕ se asume igual a 0.9.

Ecuación 6: Conversión corriente a potencia

$$Potencia = \frac{I_{consumida} * V_{alimentación} * \sqrt{3}}{1000 * \phi}$$

2. **Cálculo de protecciones eléctricas.** El cálculo de las protecciones eléctricas se realiza con base en las normas NEC y a las recomendaciones del fabricante, estos valores se presentan en la Tabla 20. Para realizar el cálculo se utiliza la siguiente ecuación.

Ecuación 7: Consumo de corriente de diseño para interruptores termo-magnéticos

$$\text{Corriente de diseño} = \frac{\text{Consumo}_{total} * \% \text{ de corriente}_{norma}}{\% \text{ de corriente}_{40^{\circ}C}}$$

Tabla 18: Cálculo de interruptores termo-magnéticos

Sección que protege	CB#	Consumo Total (A)	% de corriente según norma	% de corriente @ 40°C	Corriente de diseño (A)
Transformador XF1 (2polos)	CB1	4.17	167%	80%	8.7
Carga 120 VAC	CB2	16.67	125%	80%	26
Fuente del PLC	CB3	0.83	N/A	N/A	15
Tomacorriente 120 VAC	CB23	1.67	125%	80%	2.6
Circuito CPRA	CB27	2.17	125%	80%	3.4
Circuito CPRB	CB28	2.17	125%	80%	3.4
Circuito CPRC	CB29	2.17	125%	80%	3.4
Circuito CPRD	CB30	2.17	125%	80%	3.4
Fuente de poder 24VDC	CB31	1.00	125%	80%	1.6
Panel View Plus 100 + cargas DC	CB31A	5.00	125%	80%	7.8

3. Cálculo de criticidad de fallas

a. Detalle de fallas. La calificación alta, media y baja se obtiene de los rangos definidos en la Tabla 7 y 8 en la sección de análisis de criticidad de fallas en la discusión. A continuación se presentan las tablas construidas junto con el personal operativo para ponderar cada una de las fallas en los aspectos de frecuencia de la falla, redundancia, tiempo medio para reparar, producción, medio ambiente y seguridad y costo de operación. En la Tabla 19 se presentan los resultados de la evaluación de las fallas con el sistema de control actual y en la Tabla 20 se obtiene los resultados con el sistema propuesto en este trabajo.

Tabla 19: Calificación individual de fallas con sistema de control actual

ID FALLA	Descripción	Frecuencia de la falla	Redundancia	Tiempo Medio para reparar	Producción	Medio Ambiente y Seguridad	Costo de Operación	Total
F1	Sobrecarga en motor principal o pérdida de tensión externa en panel	ALTA	MEDIA	BAJA	ALTA	BAJA	MEDIA	30.6
F2	Presión en descarga de los tornillo muy alta	BAJA	MEDIA	MEDIA	ALTA	BAJA	MEDIA	29.4
F3	Baja presión en salida de tornillos	BAJA	MEDIA	BAJA	ALTA	BAJA	MEDIA	23.8
F4	No acciona la válvula Espiral	ALTA	BAJA	MEDIA	MEDIA	BAJA	BAJA	19.2
F5	No acciona la válvula Sullicon	MEDIA	BAJA	MEDIA	ALTA	BAJA	ALTA	36.4
F6	Señales de algún sensor de temperatura no llega al controlador	BAJA	MEDIA	ALTA	MEDIA	BAJA	BAJA	23.8
F7	Temperatura de aceite elevada	ALTA	MEDIA	MEDIA	MEDIA	BAJA	BAJA	21.6
F8	Temperatura de aire comprimido elevada	ALTA	MEDIA	MEDIA	MEDIA	BAJA	BAJA	21.6
F9	Presión de aceite baja	MEDIA	MEDIA	MEDIA	MEDIA	BAJA	ALTA	33.6
F10	Filtro de aceite saturado	MEDIA	MEDIA	MEDIA	BAJA	BAJA	BAJA	12.8
F11	Filtro de aire saturado	MEDIA	BAJA	MEDIA	BAJA	BAJA	MEDIA	16.8
F12	Motores auxiliares disparados	ALTA	MEDIA	BAJA	MEDIA	BAJA	BAJA	14.4
F13	Botón de emergencia presionado	MEDIA	MEDIA	BAJA	ALTA	ALTA	MEDIA	41.6
F14	Presión en separador alta	MEDIA	BAJA	MEDIA	MEDIA	BAJA	BAJA	16.8
F15	Presión en agua de Chiller Baja	MEDIA	ALTA	MEDIA	ALTA	BAJA	MEDIA	37.8

Tabla 20: Calificación individual de fallas con sistema de control propuesto

ID FALLA	Descripción	Frecuencia de la falla	Redundancia	Tiempo Medio para reparar	Producción	Medio Ambiente y Seguridad	Costo de Operación	Total	Mejora
F1	Sobrecarga en motor principal o pérdida de tensión externa en panel	ALTA	BAJA	BAJA	ALTA	BAJA	MEDIA	27.2	13%
F2	Presión en descarga de los tornillo muy alta	BAJA	BAJA	MEDIA	ALTA	BAJA	MEDIA	25.2	17%
F3	Baja presión en salida de tornillos	BAJA	BAJA	BAJA	ALTA	BAJA	MEDIA	20.4	17%
F4	No acciona la válvula Espiral	BAJA	BAJA	MEDIA	MEDIA	BAJA	BAJA	14.4	33%
F5	No acciona la válvula Sullicon	BAJA	BAJA	MEDIA	MEDIA	BAJA	BAJA	14.4	153%
F6	Señales de algún sensor de temperatura no llega al controlador	BAJA	BAJA	ALTA	MEDIA	BAJA	BAJA	20.4	17%
F7	Temperatura de aceite elevada	ALTA	BAJA	MEDIA	MEDIA	BAJA	BAJA	19.2	13%
F8	Temperatura de aire comprimido elevada	ALTA	BAJA	MEDIA	MEDIA	BAJA	BAJA	19.2	13%
F9	Presión de aceite baja	MEDIA	BAJA	MEDIA	MEDIA	BAJA	ALTA	29.4	14%
F10	Filtro de aceite saturado	MEDIA	BAJA	MEDIA	BAJA	BAJA	BAJA	11.2	14%
F11	Filtro de aire saturado	MEDIA	BAJA	MEDIA	BAJA	BAJA	MEDIA	16.8	0%
F12	Motores auxiliares disparados	ALTA	BAJA	BAJA	MEDIA	BAJA	BAJA	12.8	13%
F13	Botón de emergencia presionado	MEDIA	BAJA	BAJA	ALTA	ALTA	MEDIA	36.4	14%
F14	Presión en separador alta	MEDIA	BAJA	MEDIA	MEDIA	BAJA	BAJA	16.8	0%
F15	Presión en agua de Chiller Baja	MEDIA	ALTA	MEDIA	ALTA	BAJA	MEDIA	37.8	0%

b. Resultados del análisis

Tabla 21: Comparación de criticidad de sistema actual y propuesto

ID FALLA	Descripción	Actual	Diseño propuesto	Mejora
F1	Sobrecarga en motor principal o pérdida de tensión externa en panel de cada compresor	30.6	27.2	13%
F2	Presión en descarga de los tornillo muy alta	29.4	25.2	17%
F3	Baja presión en salida de tornillos	23.8	20.4	17%
F4	No acciona la válvula Espiral	19.2	14.4	33%
F5	No acciona la válvula Sullicon	36.4	14.4	153%
F6	Señales de algún sensor de temperatura no llega al controlador	23.8	20.4	17%
F7	Temperatura de aceite elevada	21.6	19.2	13%
F8	Temperatura de aire comprimido elevada	21.6	19.2	13%
F9	Presión de aceite baja	33.6	29.4	14%
F10	Filtro de aceite saturado	12.8	11.2	14%
F11	Filtro de aire saturado	16.8	16.8	0%
F12	Motores auxiliares disparados	14.4	12.8	13%
F13	Botón de emergencia presionado	41.6	36.4	14%
F14	Presión en separador alta	16.8	16.8	0%
F15	Presión en agua de Chiller baja	37.8	37.8	0%
		PROMEDIO		22%

c. Ejemplo de cálculo de criticidad. Se realiza el cálculo de la criticidad para una falla. El cálculo para el resto es exactamente el mismo. La calificación para la falla F1 para el sistema de control actual tiene los siguientes resultados frecuencia de la falla: alta, redundancia: media, tiempo medio para reparar: baja, producción: alta, medio ambiente y seguridad: baja y costo de operación: media. Con base en estos resultados y con la Tabla 7 y 8 se obtienen los valores numéricos presentados a continuación.

ID FALLA	Descripción	Frecuencia de la falla	Redundancia	Tiempo medio para reparar	Producción	Medio Ambiente y Seguridad	Costo de Operación	Total
F1	Sobrecarga en motor principal o pérdida de tensión externa en panel de cada compresor	1	0.8	1	10	1	5	30.6

Utilizando la ecuación 3 se calcula la criticidad para la falla F1 con los valores anteriores y se obtiene un total de 30.6.

$$Criticidad_{F1} = (1 + .08) * (1 + 10 + 1 + 5) = 30.6$$

4. Consumo eléctrico de compresores

Tabla 22: Mediciones de consumo eléctrico en compresor de 350HP

	05-sep-11	06-sep-11	07-sep-11	08-sep-11	09-sep-11
Presión (PSI)	Corriente (A)	Corriente (A)	Corriente (A)	Corriente (A)	Corriente (A)
96	425	425	428	429	429
97	426	428	430	430	432
98	429	430	431	432	434
99	431	433	432	434	434
100	437	434	435	435	437
101	437	434	438	439	438
102	438	435	440	440	440
103	440	439	442	442	443
104	442	442	443	443	444
105	444	446	446	446	444
106	446	447	447	448	445

Tabla 23: Mediciones de consumo eléctrico en compresor de 125HP

	05-sep-11	06-sep-11	07-sep-11	08-sep-11	09-sep-11
Presión (PSI)	Corriente (A)	Corriente (A)	Corriente (A)	Corriente (A)	Corriente (A)
96	154	154	154	154	153
97	157	156	156	154	154
98	158	157	156	154	155
99	157	157	156	155	156
100	157	158	159	159	156
101	158	158	160	159	158
102	159	159	160	160	159
103	160	161	161	161	160
104	160	162	162	162	162
105	161	162	162	162	162
106	161	163	163	163	163

Tabla 24: Mediciones de consumo eléctrico en compresor de 100HP

	05-sep-11	06-sep-11	07-sep-11	08-sep-11	09-sep-11
Presión (PSI)	Corriente (A)	Corriente (A)	Corriente (A)	Corriente (A)	Corriente (A)
98	134.1	134.2	134.5	134.9	134.3
99	134.8	134.8	135.1	135.1	134.9
100	135.1	135.2	135.5	135.5	135.5
101	135.8	135.9	135.9	135.9	136
102	136.3	136.2	136.4	136.3	136.4
103	137.1	136.7	137	136.9	137
104	137.7	137.5	137.7	137.5	137.5
105	138.5	138.2	138.2	138.1	138.2
106	138.9	138.9	139	138.7	138.7
107	139.3	139.4	139.4	139.2	139.1

B. Apéndice 2

1. Especificaciones de equipo

Tabla 25: Especificaciones de módulo de comunicación del PLC



Diagrama	Fabricante	Cantidad	Número de parte	Característica	Especificaciones
	Allen Bradley	1	1756- ENBT	Medio	Conexión de cobre por medio de RJ45
				Tasa de comunicación	10/100 Mbps
				Conexiones TCP/IP	64

Tabla 26: Especificaciones de módulos de entradas y salidas

Diagrama	Fabricante	Cantidad	Número de parte	Característica	Especificaciones	
	Allen Bradley	2	1756-IA32	Generales	Temperatura de operación	0 a 60 °C
				Tipo	32 Entradas	
				Voltaje de entrada	120 VAC	
		Consumo de corriente a 24 V	2 mA			
		2	1756-OA16I	Tipo	16 salidas con alimentación independiente	
				Voltaje de salida	120 VAC	
				Corriente máxima por salida	2 A	

Continuación Tabla 26

Diagrama	Fabricante	Cantidad	Número de parte	Característica	Especificaciones
				Corriente máxima por módulo	5 A
				Consumo de corriente a 24 V	2.5 mA
		4	1756-OA8E	Tipo	8 salidas con fusible electrónico
				Voltaje de salida	120 VAC
				Corriente máxima por salida	2 A
				Corriente máxima por módulo	4 A
				Consumo de corriente a 24 V	250 mA
		2	1756-IF16I	Tipo	16 entradas analógicas 4-20 mA de un hilo
				Impedancia de entrada	249 Ω
				Resolución	0.34 μ A/bit
				Error	0.54% del rango
				Consumo de corriente a 24 V	100 mA

Continuación Tabla 26

Diagrama	Fabricante	Cantidad	Número de parte	Característica	Especificaciones
		1	1756-OF8	Tipo	8 salidas analógicas 4-20 mA de un hilo
				Impedancias de carga	0 a 750 Ω
				Resolución	650nA/bit
				Consumo de corriente a 24 V	210 mA

Tabla 27: Especificaciones de fuente de poder del PLC


Diagrama	Fabricante	Cantidad	Número de parte	Característica	Especificaciones
	Allen Bradley	1	1756-PA72/C	Voltaje de entrada	85 a 265 VAC
				Potencia Consumida	100 VA
				Potencia de salida	75 W
				Corriente máxima a 24 VDC	2.8 A
				Temperatura de operación	0 a 60 °C

Tabla 28: Especificaciones de controlador


Diagrama	Fabricante	Cantidad	Número de parte	Característica	Especificaciones
	Allen Bradley	1	1756- L61	Tipo	Controlador de 2 MB de memoria
				Máximo número de entradas y salidas digitales	128,000
				Máximo número de entradas y salidas Analógicas	4,000
				Máximo número de entradas y salidas	128,000
				Protocolos de comunicación	EtherNet/IP ControlNet DeviceNet Data Highway Plus Remote I/O SynchLink
				Temperatura de operación	0 a 60 °C
				Consumo de corriente a 24 V	14 mA

Tabla 29: Especificaciones de chasis de PLC


Diagrama	Fabricante	Cantidad	Número de parte	Característica	Especificaciones
	Allen Bradley	1	1756-A17	Espacios para módulos	17
				Temperatura de operación	-40 a 85° C
				Corriente máxima a 24 VDC	2.8 A
				Montaje	Tornillos

Tabla 30: Accesorios para el PLC






Diagrama	Fabricante	Cantidad	Número de parte	Característica	Especificaciones
	Allen Bradley	4	1756-N2	Descripción	Módulo para posición vacía en chasis de PLC
		11	1756-TBCH 1756-TBNH	Descripción	Conexiones para módulos de entradas y salidas

Tabla 31: Especificaciones de relevadores

Diagrama	Fabricante	Cantidad	Número de parte	Característica	Especificaciones
	Allen Bradley	4	700- HF32A1	Voltaje de bobina	120 VAC
				Potencia de bobina	2.4VA
				Corriente máxima en contactos	10A
				Contactos	2 N.A. y 2 N.C.
				Montaje	Base
				Temperatura de operación	0 a 55 °C
		4	700- HN116	Descripción	Base para relay 700-HF32A1
				Montaje	Riel DIN
		5	700- P400A1	Voltaje de bobina	120 VAC
				Potencia de bobina	19 VA
				Corriente máxima en contactos	10 ^a
				Contactos	4 N.A.
				Montaje	Riel DIN
				Temperatura de operación	-20 a 65 °C

Continuación Tabla 31


Diagrama	Fabricante	Cantidad	Número de parte	Característica	Especificaciones
		5	700S-P310A1	Voltaje de bobina	120 VAC
				Potencia de bobina	19VA
				Corriente máxima en contactos	10A
				Contactos	3 N.A. y 1 N.C.
				Montaje	Riel DIN
				Temperatura de operación	-20 a 65 °C

Tabla 32: Especificaciones de interfaz humano máquina


Diagrama	Fabricante	Cantidad	Número de parte	Característica	Especificaciones
	Allen Bradley	1	2711PC-T10C4D1	Voltaje de alimentación	24 VDC
				Potencia consumida	70 W
				Modo de operación	Panel táctil
				Temperatura de operación	0 a 55 °C
				Comunicación	Puerto serial RS-232 Puerto Ethernet 10/100Base T Puerto USB

Tabla 33: Especificaciones de botones










Diagrama	Fabricante	Cantidad	Número de parte	Característica	Especificaciones
	Allen Bradley	5	800T- A2D1	Contactos	1 N.A.
		5	800T- A6D2	Contactos	1 N.C.
		5	800T- FX6A5	Contactos	2 N.C.
		5	800T- QAH24A	Contactos	1 N.A. y 1 N.C


Tabla 34: Especificaciones de instrumentación

Diagrama	Fabricante	Cantidad	Número de parte	Característica	Especificaciones
	Allen Bradley	8	802T-AP	Contactos	1 N.A. y 1 N.C.
				Voltaje máximo en contactos	600 VDC/VAC
				Potencia máxima en contactos	720 VA
				Torque máximo para accionar	0.29 Nm
				Ángulo máximo para accionar contactos	13°
				Temperatura de operación	-18 a 110 °C
		8	802T-W12	Descripción	Manivela con seguidor de acero
		4	836-A1A	Presiones de operación	30 in de Hg (vacío) a 75 psi
	Contactos			1 N.A. y 1 N.C.	
	Temperatura de operación			-30 a 66 °C	

Continuación Tabla 34

Diagrama	Fabricante	Cantidad	Número de parte	Característica	Especificaciones
	INOR	16	70M-QL00003	Compatibilidad	Pt100, Pt1000, Ni100, Ni1000, Ni120, Cu10
				Rango	Programable por interfaz USB
				Exactitud	±0.15% del rango
				Voltaje de alimentación	8 a 24 VDC
				Salida	4-20 mA
				Temperatura de operación	-20 a 70 °C
		1	5400-U-DG	Descripción	Herramienta para instalar medidores de flujo

Continuación Tabla 34

Diagrama	Fabricante	Cantidad	Número de parte	Característica	Especificaciones
	CDI	2	5400-40S	Voltaje de alimentación	24 VDC
				Potencia	6 W
				Señal de salida	4-20 mA
				Impedancia máxima de la carga	400 Ω
				Diámetro de la tubería	4 in
				Rango de medición	15-1500 scfm
				Temperatura de operación	4.5 a 50 °C
				Presión máxima de la línea de aire comprimido	200 psig
				Exactitud	6% del rango
		1	5400-60S	Voltaje de alimentación	24 VDC
				Potencia	6 W
				Señal de salida	4-20 mA
				Impedancia máxima de la carga	400 Ω
				Diámetro de la tubería	6 in
Rango de medición	30-3000 scfm				

Continuación Tabla 34

Diagrama	Fabricante	Cantidad	Número de parte	Característica	Especificaciones
				Temperatura de operación	4.5 a 50 °C
				Presión máxima de la línea de aire comprimido	200 psig
				Exactitud	6% del rango

Tabla 35: Especificaciones de transductor I/P

Diagrama	Fabricante	Cantidad	Número de parte	Característica	Especificaciones
	Omega	8	IP210-X30	Señal de control	4-20 mA
				Impedancia máxima de entrada	300 Ω
				Exactitud	0.5% del rango
				Tiempo de respuesta	0.5 s
				Calidad del Aire	Filtrado a 25 μm , libre de aceite y agua
				Presión de aire de entrada	Mínimo 10 psi presión máxima de salida
				Presión de aire de salida	3 a 30 psi
				Temperatura de operación	-20 a 70 °C

Tabla 36: Especificaciones de indicadores luminosos y sonoros



Diagrama	Fabricante	Cantidad	Número de parte	Característica	Especificaciones
	Allen Bradley	4	855D- P00SC20B 10L3L8L4	Voltaje de alimentación	120 VAC
				Consumo a 120 VAC	22 mA por indicador
				Temperaturas de operación	-25 a 50 °C
	Allen Bradley	1	855H- BCA10ADR4	Voltaje de alimentación	120 VAC
				Consumo a 120 VAC	525 mA
				Temperatura de operación	-25 a 55 °C

Tabla 37: Especificaciones de fuente de poder 24 VDC


Diagrama	Fabricante	Cantidad	Número de parte	Característica	Especificaciones
	Allen Bradley	1	1606- XLE120E	Voltaje de entrada	100 a 240 VAC 110 a 300 VDC
				Voltaje de salida	24 a 28 VDC
				Potencia máxima de salida	120 W
				Temperatura de operación	-25 a 70 °C
				Montaje	Riel DIN

Tabla 38: Especificaciones de transformador eléctrico


Diagrama	Fabricante	Cantidad	Número de parte	Característica	Especificaciones
	Allen Bradley	1	1497-M- BASX-0-N	Voltaje de alimentación	240/480 VAC 60Hz
				Volta de salida	120 VAC
				Capacidad	2000 VA
				Montaje	Tornillos

Tabla 39: Especificaciones de interruptores termo- magnéticos


Diagrama	Fabricante	Cantidad	Número de parte	Característica	Especificaciones
	Allen Bradley	-	Generales	Voltaje máximo	415 VAC/ 48VDC
				Temperatura	-5 a 55° C
				Tamaño del cable	1 cable: 18 a 6 AWG 2 cables: 18 a 10 AWG
				Montaje	Riel DIN
		1	1489- A1C020	Corriente nominal	2 A
		1	1489- A1C030	Corriente nominal	3 A
		5	1489- A1C050	Corriente nominal	5 A
		1	1489- A1C250	Corriente nominal	25 A
		1	1489- A2C100	Corriente nominal	10 A-2 polos
		1	1492- CB1DF080	Corriente nominal	8 A

Tabla 40: Especificaciones de accesorios en panel




Diagrama	Fabricante	Cantidad	Número de parte	Característica	Especificaciones
	Allen Bradley	-	Generales	Voltaje máximo	600 V AC/DC
				Corriente Máxima	20 A
				Tamaño de cable	26-12 AWG
				Montaje	Riel DIN
		100	1492-LMJ3	Uso	Conexiones eléctricas de señales digitales
10	1492-LMJG3	Uso	Conexiones a tierra		
	Genérico	6	Riel DIN	Característica	Riel DIN tipo O de 35 mm. Medidas según estándar DIN 46277

Tabla 41: Especificaciones de gabinete eléctrico

Diagrama	Fabricante	Cantidad	Número de parte	Característica	Especificaciones
	Rittal	1	TS8084.500	Dimensiones (Ancho x Alto x Fondo)	1000mm x 1800mm x 400 mm

C. Apéndice 3

1. Entradas y salidas en PLC

Tabla 42: Entradas y salidas en el PLC

Equipo	Señal	Descripción	Nomenclatura en sistema	Dirección
VS-001	4-20mA	Temperatura de descarga de tornillos	TY1A	I:0/0
VS-001	4-20mA	Temperatura en tanque separador	TY2A	I:0/1
VS-001	4-20mA	Temperatura de aceite	TY3A	I:0/2
VS-001	4-20mA	Temperatura entre etapas de tornillos	TY4A	I:0/3
VS-002	4-20mA	Temperatura de descarga de tornillos	TY1B	I:0/4
VS-002	4-20mA	Temperatura en tanque separador	TY2B	I:0/5
VS-002	4-20mA	Temperatura de aceite	TY3B	I:0/6
VS-002	4-20mA	Temperatura entre etapas de tornillos	TY4B	I:0/7
VS-004	4-20mA	Temperatura de descarga de tornillos	TY1C	I:0/8
VS-004	4-20mA	Temperatura en tanque separador	TY2C	I:0/9
VS-004	4-20mA	Temperatura de aceite	TY3C	I:0/10
VS-004	4-20mA	Temperatura entre etapas de tornillos	TY4C	I:0/11
VS-005	4-20mA	Temperatura de descarga de tornillos	TY1D	I:0/12
VS-005	4-20mA	Temperatura en tanque separador	TY2D	I:0/13
VS-005	4-20mA	Temperatura de aceite	TY3D	I:0/14
VS-005	4-20mA	Temperatura entre etapas de tornillos	TY4D	I:0/15
VS-001	4-20mA	Presión en tanque separador	PY1A	I:1/0
VS-002	4-20mA	Presión en tanque separador	PY1B	I:1/1
VS-004	4-20mA	Presión en tanque separador	PY1C	I:1/2
VS-005	4-20mA	Presión en tanque separador	PY1D	I:1/3

Continuación Tabla 42

Equipo	Señal	Descripción	Nomenclatura en sistema	Dirección
VS-001	4-20mA	Presión después de filtro de aceite	PY3A	I:1/4
VS-002	4-20mA	Presión después de filtro de aceite	PY3B	I:1/5
VS-004	4-20mA	Presión después de filtro de aceite	PY3C	I:1/6
VS-005	4-20mA	Presión después de filtro de aceite	PY3D	I:1/7
VS-001	4-20mA	Presión antes de filtro de aceite	PY4A	I:1/8
VS-002	4-20mA	Presión antes de filtro de aceite	PY4B	I:1/9
VS-004	4-20mA	Presión antes de filtro de aceite	PY4C	I:1/10
VS-005	4-20mA	Presión antes de filtro de aceite	PY4D	I:1/11
PLC-Panel	4-20mA	Presión del sistema	PY2S	I:1/12
PLC-Panel	4-20mA	Caudal total del sistema	FT1S	I:1/13
-		Para futuras expansiones	-	I:1/14
-		Para futuras expansiones	-	I:1/15
VS-001	4-20mA	Transductor I/P válvula espiral	FY1A	O:2/0
VS-002	4-20mA	Transductor I/P válvula espiral	FY1B	O:2/1
VS-004	4-20mA	Transductor I/P válvula espiral	FY1C	O:2/2
VS-005	4-20mA	Transductor I/P válvula espiral	FY1D	O:2/3
VS-001	4-20mA	Transductor I/P válvula Sullicon	FY2A	O:2/4
VS-002	4-20mA	Transductor I/P válvula Sullicon	FY2B	O:2/5
VS-004	4-20mA	Transductor I/P válvula Sullicon	FY2C	O:2/6
VS-005	4-20mA	Transductor I/P válvula Sullicon	FY2D	O:2/7
VS-001	Digital 120AC	Contactador 1M motor principal	M1A1	O:6/0
VS-001	Digital 120AC	Contactador 2M motor principal	M1A2	O:6/1
VS-001	Digital 120AC	Contactador S motor principal	M1AS	O:6/2
VS-001	Digital 120AC	Contactador 3M motor de enfriamiento	M2A	O:6/3
VS-001	Digital 120AC	Válvula solenoide de válvula espiral	SOL1A	O:6/4
VS-001	Digital 120AC	Válvula solenoide de válvula Sullicon	SOL2A	O:6/5
VS-001	Digital 120AC	Válvula solenoide para descarga de sullicon y espiral	SOL3A	O:6/6

Continuación Tabla 42

Equipo	Señal	Descripción	Nomenclatura en sistema	Dirección
VS-001	Digital 120AC	Válvula solenoide válvula de descarga	SOL4A	O:6/7
VS-002	Digital 120AC	Contactador 1M motor principal	M1B1	O:7/0
VS-002	Digital 120AC	Contactador 2M motor principal	M1B2	O:7/1
VS-002	Digital 120AC	Contactador S motor principal	M1BS	O:7/2
VS-002	Digital 120AC	Contactador 3M motor de enfriamiento	M2B	O:7/3
VS-002	Digital 120AC	Válvula solenoide de válvula espiral	SOL1B	O:7/4
VS-002	Digital 120AC	Válvula solenoide de válvula Sullicon	SOL2B	O:7/5
VS-002	Digital 120AC	Válvula solenoide para descarga de sullicon y espiral	SOL3B	O:7/6
VS-002	Digital 120AC	Válvula solenoide válvula de descarga	SOL4B	O:7/7
VS-004	Digital 120AC	Contactador 1M motor principal	M1C1	O:8/0
VS-004	Digital 120AC	Contactador 2M motor principal	M1C2	O:8/1
VS-004	Digital 120AC	Contactador S motor principal	M1CS	O:8/2
VS-004	Digital 120AC	Contactador 3M motor de enfriamiento	M2C	O:8/3
VS-004	Digital 120AC	Válvula solenoide de válvula espiral	SOL1C	O:8/4
VS-004	Digital 120AC	Válvula solenoide de válvula Sullicon	SOL2C	O:8/5
VS-004	Digital 120AC	Válvula solenoide para descarga de sullicon y espiral	SOL3C	O:8/6
VS-004	Digital 120AC	Válvula solenoide válvula de descarga	SOL4C	O:8/7
VS-005	Digital 120AC	Contactador 1M motor principal	M1D1	O:9/0
VS-005	Digital 120AC	Contactador 2M motor principal	M1D2	O:9/1
VS-005	Digital 120AC	Contactador S motor principal	M1DS	O:9/2
VS-005	Digital 120AC	Contactador 3M motor de enfriamiento	M2D	O:9/3
VS-005	Digital 120AC	Válvula solenoide de válvula espiral	SOL1D	O:9/4
VS-005	Digital 120AC	Válvula solenoide de válvula Sullicon	SOL2D	O:9/5

Continuación Tabla 42

Equipo	Señal	Descripción	Nomenclatura en sistema	Dirección
VS-005	Digital 120AC	Válvula solenoide para descarga de sullicon y espiral	SOL3D	O:9/6
VS-005	Digital 120AC	Válvula solenoide válvula de descarga	SOL4D	O:9/7
VS-001	Digital 120AC	Válvula solenoide de tanque arranque	SOL5A	O:10/0
VS-001	Digital 120AC	Reset de monitor de voltaje	CR1A	O:10/1
-	Digital 120AC	Para futuras expansiones	-	O:10/2
-	Digital 120AC	Para futuras expansiones	-	O:10/3
VS-002	Digital 120AC	Válvula solenoide de tanque de arranque	SOL5B	O:10/4
VS-002	Digital 120AC	Reset de monitor de voltaje	CR1B	O:10/5
-	Digital 120AC	Para futuras expansiones	-	O:10/6
-	Digital 120AC	Para futuras expansiones	-	O:10/7
VS-004	Digital 120AC	Válvula solenoide de tanque de arranque	SOL5C	O:10/8
VS-004	Digital 120AC	Reset de monitor de voltaje	CR1C	O:10/9
-	Digital 120AC	Para futuras expansiones	-	O:10/10
-	Digital 120AC	Para futuras expansiones	-	O:10/11
VS-005	Digital 120AC	Válvula solenoide de tanque de arranque	SOL5D	O:10/12
VS-005	Digital 120AC	Reset de monitor de voltaje	CR1D	O:10/13
-	Digital 120AC	Para futuras expansiones	-	O:10/14
-	Digital 120AC	Para futuras expansiones	-	O:10/15
VS-001	Digital 120AC	Tamalera (Rojo)	LT2A	O:11/0
VS-001	Digital 120AC	Tamalera (Amarillo)	LT3A	O:11/1
VS-001	Digital 120AC	Tamalera (Verde)	LT4A	O:11/2
VS-002	Digital 120AC	Tamalera (Rojo)	LT2B	O:11/3

Continuación Tabla 42

Equipo	Señal	Descripción	Nomenclatura en sistema	Dirección
VS-002	Digital 120AC	Tamalera (Amarillo)	LT3B	O:11/4
VS-002	Digital 120AC	Tamalera (Verde)	LT4B	O:11/5
VS-004	Digital 120AC	Tamalera (Rojo)	LT2C	O:11/6
VS-004	Digital 120AC	Tamalera (Amarillo)	LT3C	O:11/7
VS-004	Digital 120AC	Tamalera (Verde)	LT4C	O:11/8
VS-005	Digital 120AC	Tamalera (Rojo)	LT2D	O:11/9
VS-005	Digital 120AC	Tamalera (Amarillo)	LT3D	O:11/10
VS-005	Digital 120AC	Tamalera (Verde)	LT4D	O:11/11
PLC-Panel	Digital 120AC	Sirena	CR1S	O:11/12
PLC-Panel	Digital 120AC	Para futuras expansiones	-	O:11/13
	Digital 120AC	Para futuras expansiones	-	O:11/14
	Digital 120AC	Para futuras expansiones	-	O:11/15
VS-001	Digital 120AC	Presión de agua en intercambiador	PS1A	I:13/0
VS-002	Digital 120AC	Presión de agua en intercambiador	PS1B	I:13/1
VS-004	Digital 120AC	Presión de agua en intercambiador	PS1C	I:13/2
VS-005	Digital 120AC	Presión de agua en intercambiador	PS1D	I:13/3
VS-001	Digital 120AC	Presión en succión de aire	PS2A	I:13/4
VS-002	Digital 120AC	Presión en succión de aire	PS2B	I:13/5
VS-004	Digital 120AC	Presión en succión de aire	PS2C	I:13/6
VS-005	Digital 120AC	Presión en succión de aire	PS2D	I:13/7
VS-001	Digital 120AC	Posición de válvula sullicon	LS1A	I:13/8
VS-002	Digital 120AC	Posición de válvula sullicon	LS1B	I:13/9
VS-004	Digital 120AC	Posición de válvula sullicon	LS1C	I:13/10
VS-005	Digital 120AC	Posición de válvula sullicon	LS1D	I:13/11
VS-001	Digital 120AC	Posición de válvula espiral	LS2A	I:13/12
VS-002	Digital 120AC	Posición de válvula espiral	LS2B	I:13/13
VS-004	Digital 120AC	Posición de válvula espiral	LS2C	I:13/14
VS-005	Digital 120AC	Posición de válvula espiral	LS2D	I:13/15

Continuación Tabla 42

Equipo	Señal	Descripción	Nomenclatura en sistema	Dirección
VS-001	Digital 120AC	Monitor de voltaje	VM1A	I:13/16
VS-002	Digital 120AC	Monitor de voltaje	VM1B	I:13/17
VS-004	Digital 120AC	Monitor de voltaje	VM1C	I:13/18
VS-005	Digital 120AC	Monitor de voltaje	VM1D	I:13/19
VS-001	Digital 120AC	Guardamotor motor principal	OL1A	I:13/20
VS-002	Digital 120AC	Guardamotor motor principal	OL1B	I:13/21
VS-004	Digital 120AC	Guardamotor motor principal	OL1C	I:13/22
VS-005	Digital 120AC	Guardamotor motor principal	OL1D	I:13/23
VS-001	Digital 120AC	Guardamotor motor de enfriamiento	OL2A	I:13/24
VS-002	Digital 120AC	Guardamotor motor de enfriamiento	OL2B	I:13/25
VS-004	Digital 120AC	Guardamotor motor de enfriamiento	OL2C	I:13/26
VS-005	Digital 120AC	Guardamotor motor de enfriamiento	OL2D	I:13/27
-	Digital 120AC	Para futuras expansiones	-	O:13/28
-	Digital 120AC	Para futuras expansiones	-	O:13/29
-	Digital 120AC	Para futuras expansiones	-	O:13/30
-	Digital 120AC	Para futuras expansiones	-	O:13/31
PLC-Panel	Digital 120AC	Control Power on	CPRS	I:14/0
VS-001	Digital 120AC	Control Power on	CPRA	I:14/1
VS-002	Digital 120AC	Control Power on	CPRB	I:14/2
VS-004	Digital 120AC	Control Power on	CPRC	I:14/3
VS-005	Digital 120AC	Control Power on	CPRD	I:14/4
PLC-Panel	Digital 120AC	Fault Reset	PB4X	I:14/5
VS-001	Digital 120AC	Control Power Off	PB3A	I:14/6
VS-002	Digital 120AC	Control Power Off	PB3B	I:14/7
VS-004	Digital 120AC	Control Power Off	PB3C	I:14/8
VS-005	Digital 120AC	Control Power Off	PB3D	I:14/9
PLC-Panel	Digital 120AC	Control Power Off	PB3S	I:14/10
VS-001	Digital 120AC	Paro de emergencia	ESRA	I:14/11

Continuación Tabla 42

Equipo	Señal	Descripción	Nomenclatura en sistema	Dirección
VS-002	Digital 120AC	Paro de emergencia	ESRB	I:14/12
VS-004	Digital 120AC	Paro de emergencia	ESRC	I:14/13
VS-005	Digital 120AC	Paro de emergencia	ESRD	I:14/14
PLC-Panel	Digital 120AC	Paro de emergencia	ESRS	I:14/15
-	Digital 120AC	Para futuras expansiones	-	I:14/16
-	Digital 120AC	Para futuras expansiones	-	I:14/17
-	Digital 120AC	Para futuras expansiones	-	I:14/18
-	Digital 120AC	Para futuras expansiones	-	I:14/19
-	Digital 120AC	Para futuras expansiones	-	I:14/20
-	Digital 120AC	Para futuras expansiones	-	I:14/21
-	Digital 120AC	Para futuras expansiones	-	I:14/22
-	Digital 120AC	Para futuras expansiones	-	I:14/23
-	Digital 120AC	Para futuras expansiones	-	I:14/24
-	Digital 120AC	Para futuras expansiones	-	I:14/25
-	Digital 120AC	Para futuras expansiones	-	I:14/26
-	Digital 120AC	Para futuras expansiones	-	I:14/27
-	Digital 120AC	Para futuras expansiones	-	I:14/28
-	Digital 120AC	Para futuras expansiones	-	I:14/29
-	Digital 120AC	Para futuras expansiones	-	I:14/30
-	Digital 120AC	Para futuras expansiones	-	I:14/31

2. Diseño la interfaz humano-máquina

Figura 7: Pantalla principal

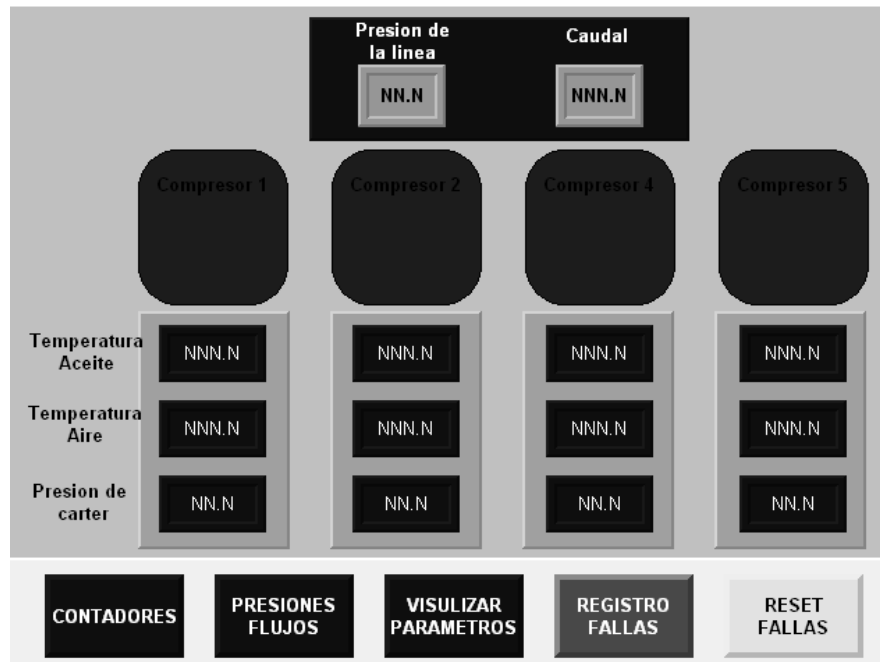


Figura 8: Pantalla de visualización de variables de compresor

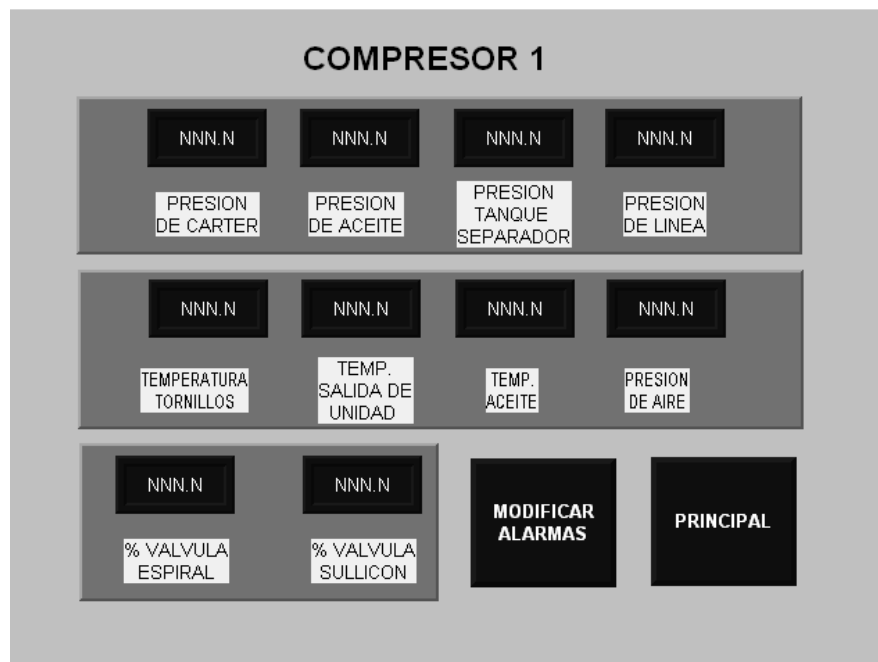


Figura 9: Pantalla de modificación de parámetros en compresor

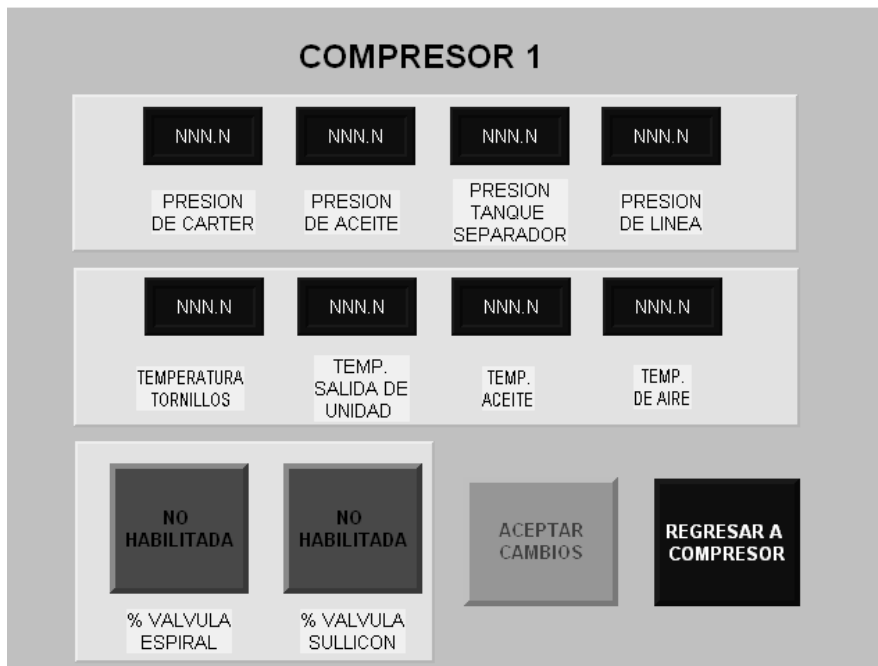


Figura 10: Pantalla de contadores

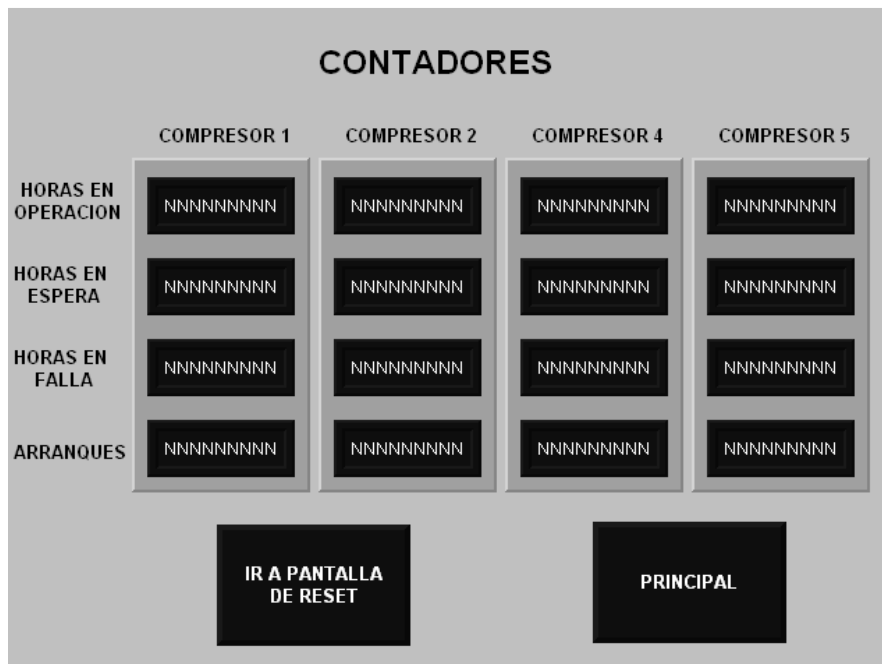


Figura 11: Pantalla para borrar contadores

CONTADORES

	RESET	RESET	RESET	RESET
	COMPRESOR 1	COMPRESOR 2	COMPRESOR 4	COMPRESOR 5
HORAS EN OPERACION	NNNNNNNNN	NNNNNNNNN	NNNNNNNNN	NNNNNNNNN
HORAS EN ESPERA	NNNNNNNNN	NNNNNNNNN	NNNNNNNNN	NNNNNNNNN
HORAS EN FALLA	NNNNNNNNN	NNNNNNNNN	NNNNNNNNN	NNNNNNNNN
ARRANQUES	NNNNNNNNN	NNNNNNNNN	NNNNNNNNN	NNNNNNNNN

REGRESAR

Figura 12: Pantalla para visualizar parámetros del sistema

PARAMETROS DEL SISTEMA

	COMPRESOR 1	COMPRESOR 2	COMPRESOR 4	COMPRESOR 5
SECUENCIA OPERACION	N	N	N	N
PRESION OPERACION	NNN	NNN	NNN	NNN

MODIFICAR PARAMETROS
PRINCIPAL

Figura 13: Pantalla para modificar parámetros del sistema

PARAMETROS DEL SISTEMA

	COMPRESOR 1	COMPRESOR 2	COMPRESOR 4	COMPRESOR 5
SECUENCIA OPERACION	N	N	N	N
PRESION OPERACION	NNN	NNN	NNN	NNN


















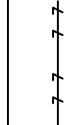








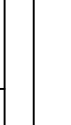
Figura 14: Pantalla para el monitoreo de caudales y presiones en la planta



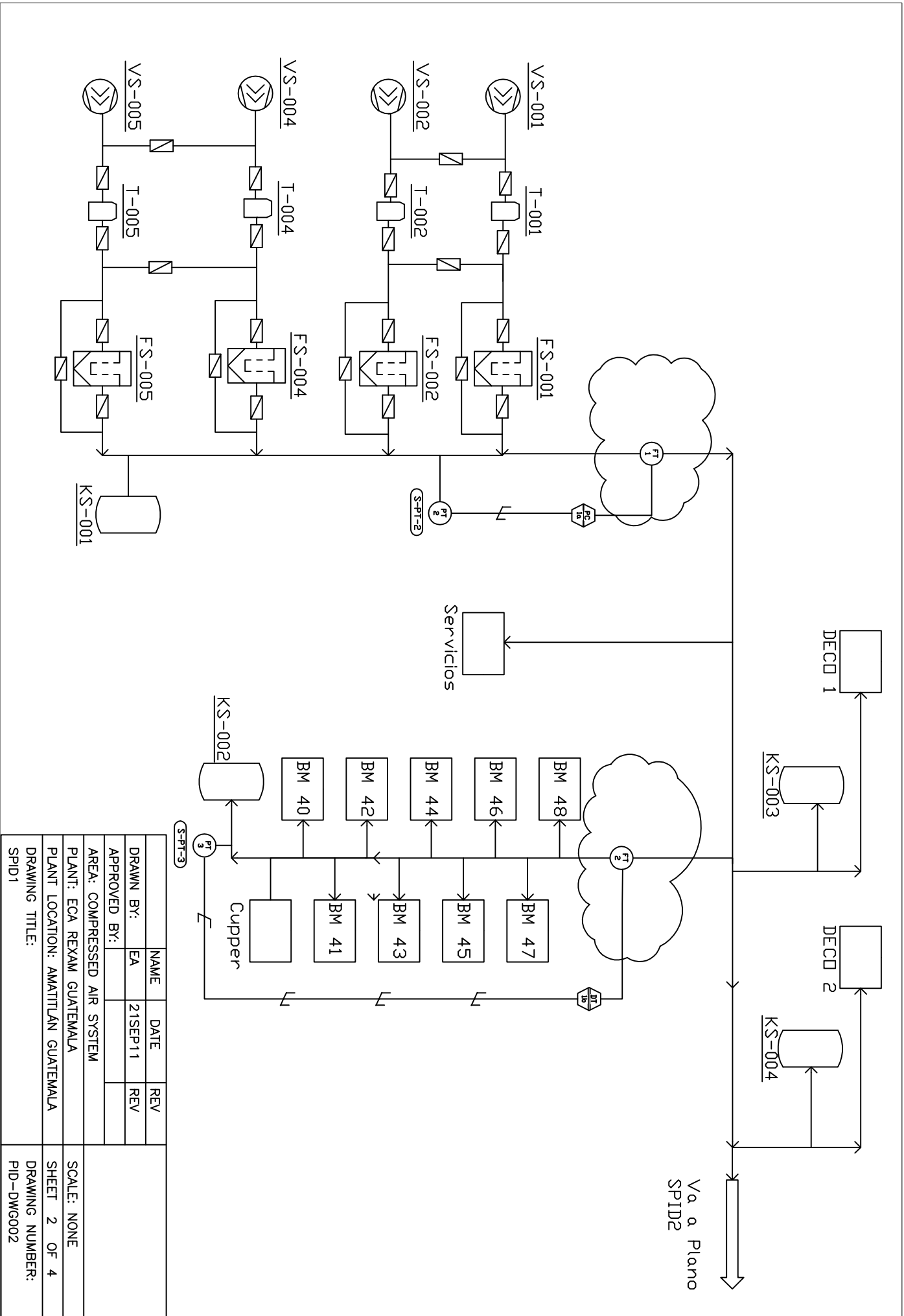
Figura 15: Pantalla para el registro de fallas



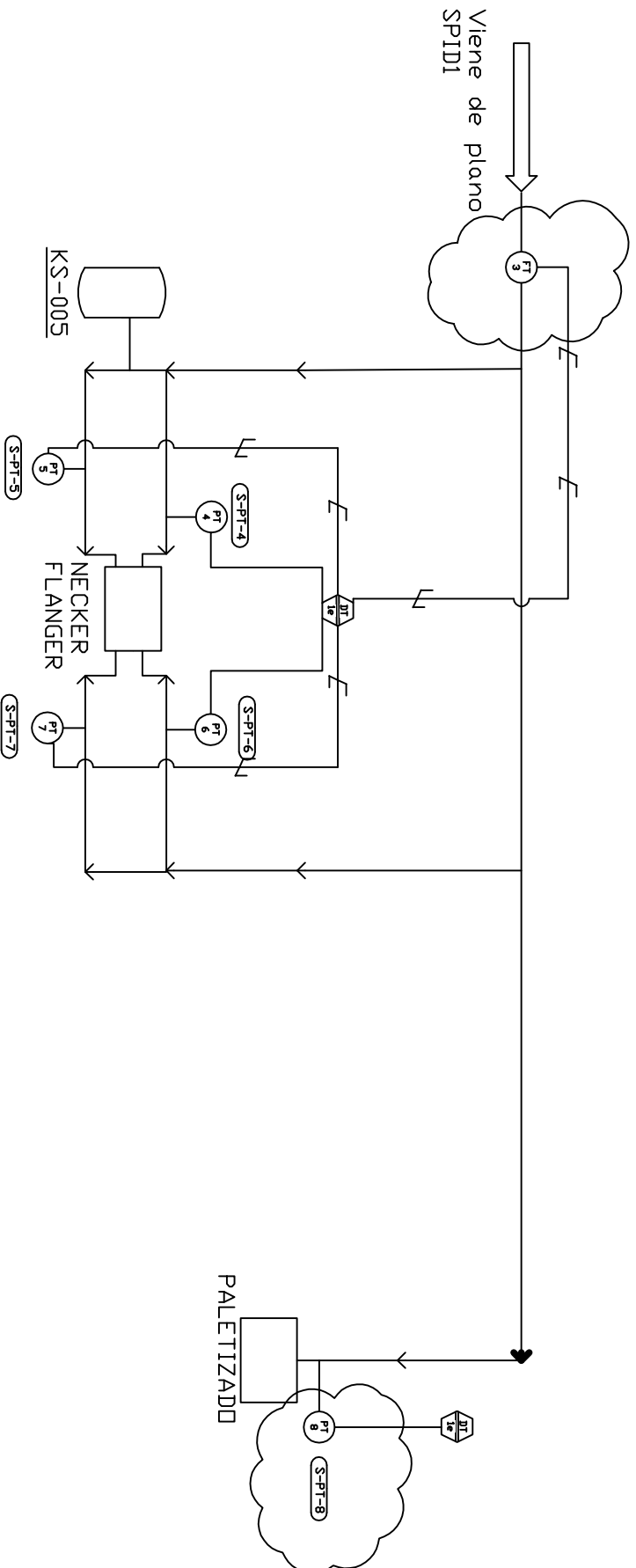
3. Diagrama PID del sistema

	Compresor de tornillo rotativo		Válvula Solenoide		Válvula de mariposa
	Intercambiador de calor		Válvula pilotada neumáticamente		
	Tanque de almacenamiento de aire comprimido		Válvula espiral		
	Filtro		Válvula Sullicon		
	Seprador de agua		Válvula cheque		Línea principal
	Separador de aceite		Válvula de doble mando		Línea de sensor
	Filtro de aire de cartucho		Válvula de seguridad		Línea de aceite
	Filtro de aceite de cartucho		Drificio		Línea de agua de chiller
	Motor eléctrico de tres fases		Válvula de 3 vías accionada térmicamente		Línea neumática de control
	Secador de aire		Válvula de bola		Señal Eléctrica

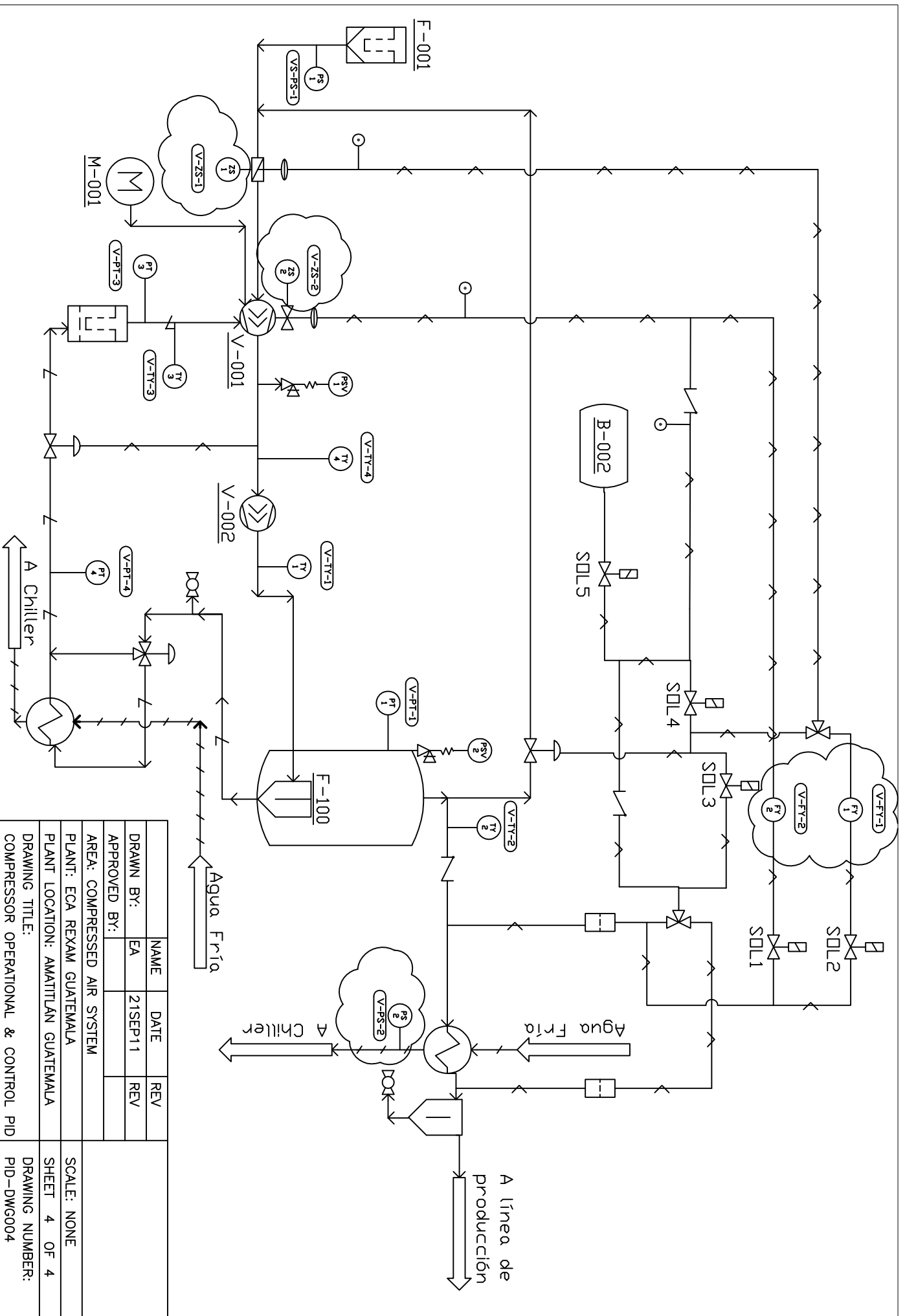
NAME	DATE	REV	
DRAWN BY: EA	21SEP11	REV	
APPROVED BY:			
AREA: COMPRESSED AIR SYSTEM			
PLANT: ECA REXAM GUATEMALA			
PLANT LOCATION: AMATITLÁN GUATEMALA			
DRAWING TITLE: SYMBOLS			
SCALE: NONE			
DRAWING NUMBER: PIEDW001			



NAME	DATE	REV
DRAWN BY: EA	21SEP11	REV
APPROVED BY:		
AREA: COMPRESSED AIR SYSTEM		
PLANT: ECA REXAM GUATEMALA		
PLANT LOCATION: AMATITLAN GUATEMALA		
DRAWING TITLE: SPID1		SCALE: NONE
		SHEET 2 OF 4
		DRAWING NUMBER: PID-DW002

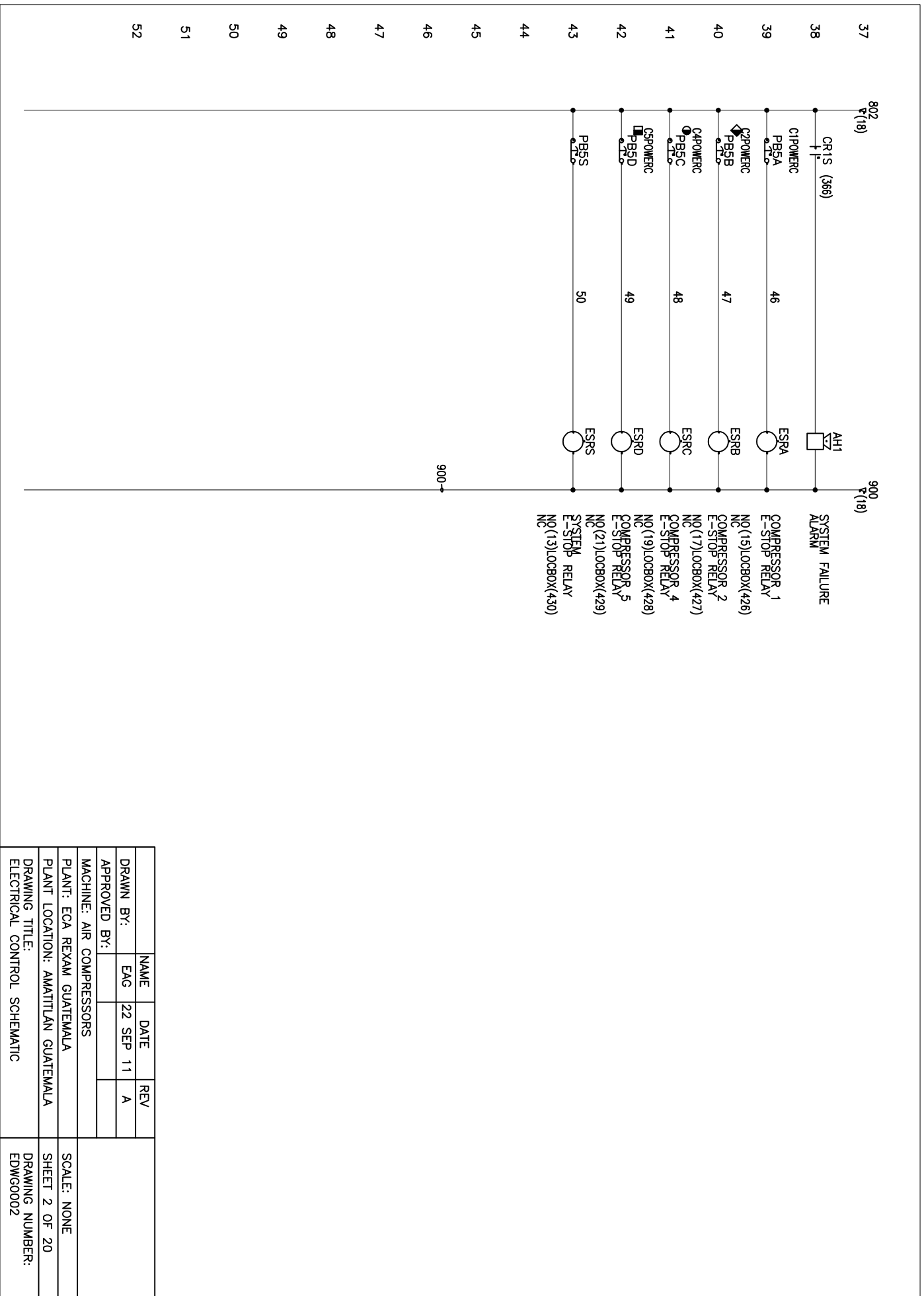


NAME	DATE	REV
DRAWN BY: EA	21SEP11	REV
APPROVED BY:		
AREA: COMPRESSED AIR SYSTEM		
PLANT: EGA REXAM GUATEMALA		
PLANT LOCATION: AMATITLAN GUATEMALA		
DRAWING TITLE: SPID2		
SCALE: NONE		SHEET 3 OF 4
DRAWING NUMBER: PID-DWG003		

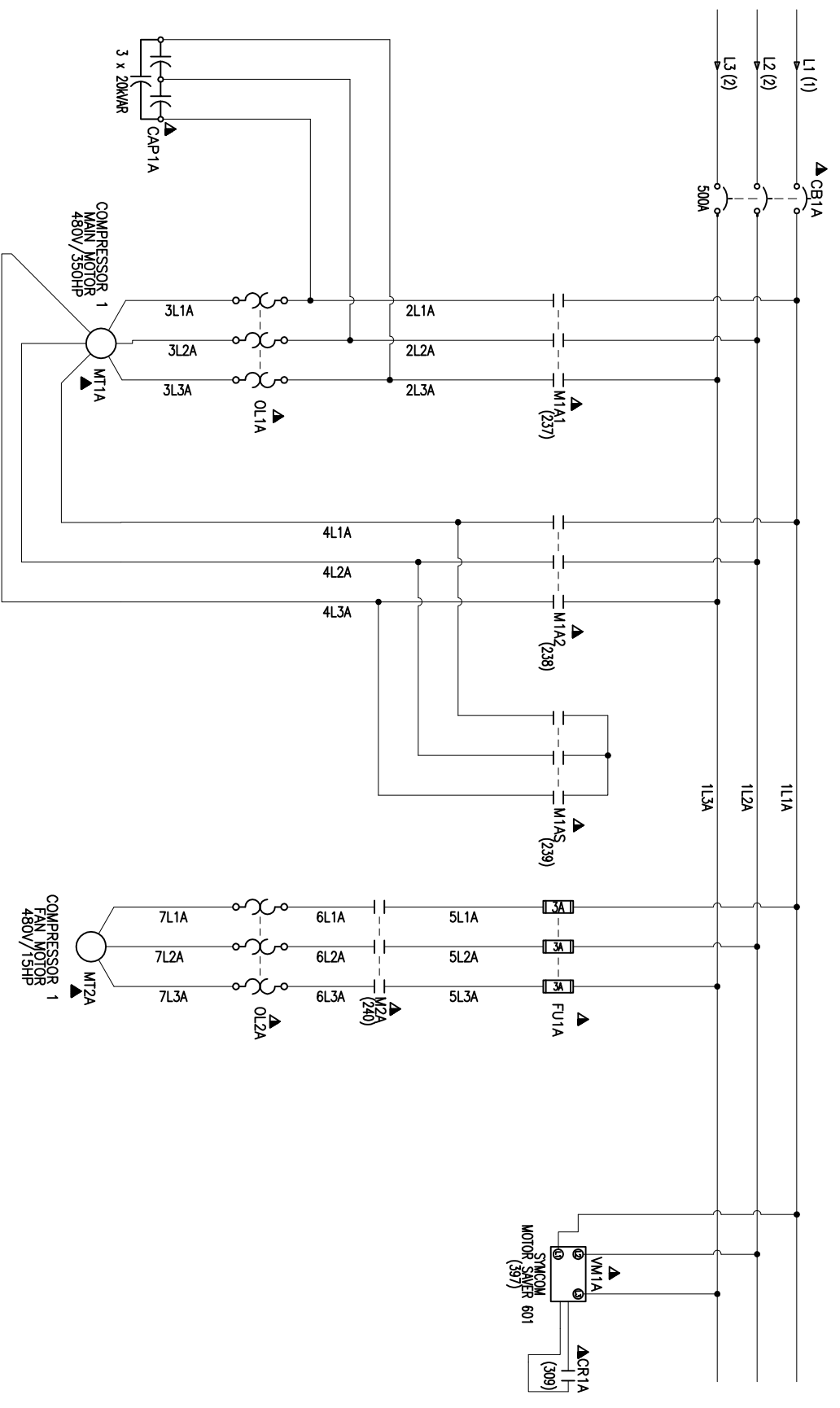


NAME	DATE	REV
DRAWN BY: EA	21SEP11	REV
APPROVED BY:		
AREA: COMPRESSED AIR SYSTEM		
PLANT: ECA REXAM GUATEMALA		
PLANT LOCATION: AMATITLAN GUATEMALA		
SCALE: NONE		
DRAWING TITLE: COMPRESSOR OPERATIONAL & CONTROL PID		DRAWING NUMBER: PID-DW6004

4. Diagrama eléctrico

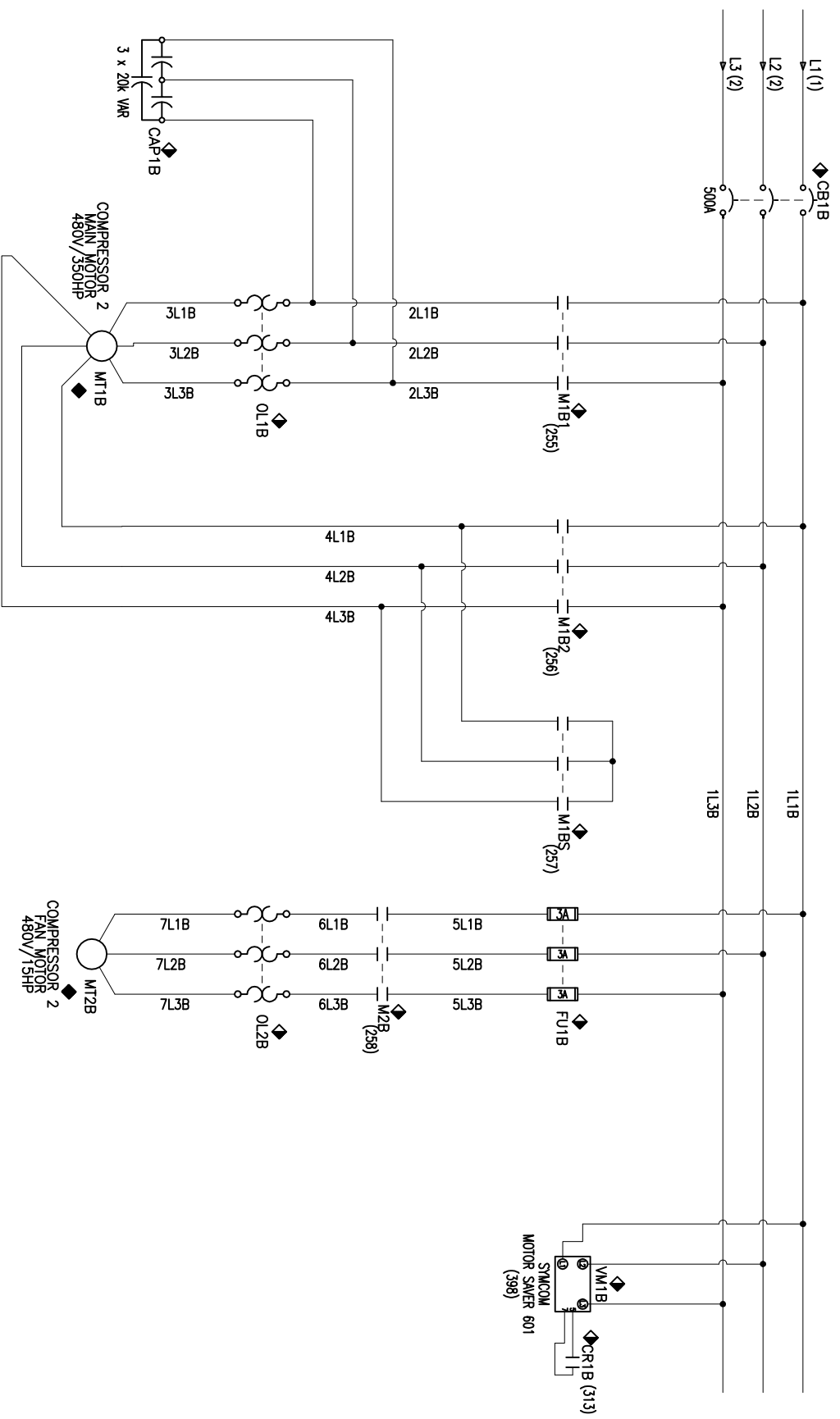


NAME	DATE	REV
DRAWN BY: FAG	22 SEP 11	A
APPROVED BY:		
MACHINE: AIR COMPRESSORS		
PLANT: ECA REXAM GUATEMALA		
PLANT LOCATION: AMATITLAN GUATEMALA		
DRAWING TITLE: ELECTRICAL CONTROL SCHEMATIC		
SCALE: NONE		
SHEET 2 OF 20		
DRAWING NUMBER: EDWG0002		



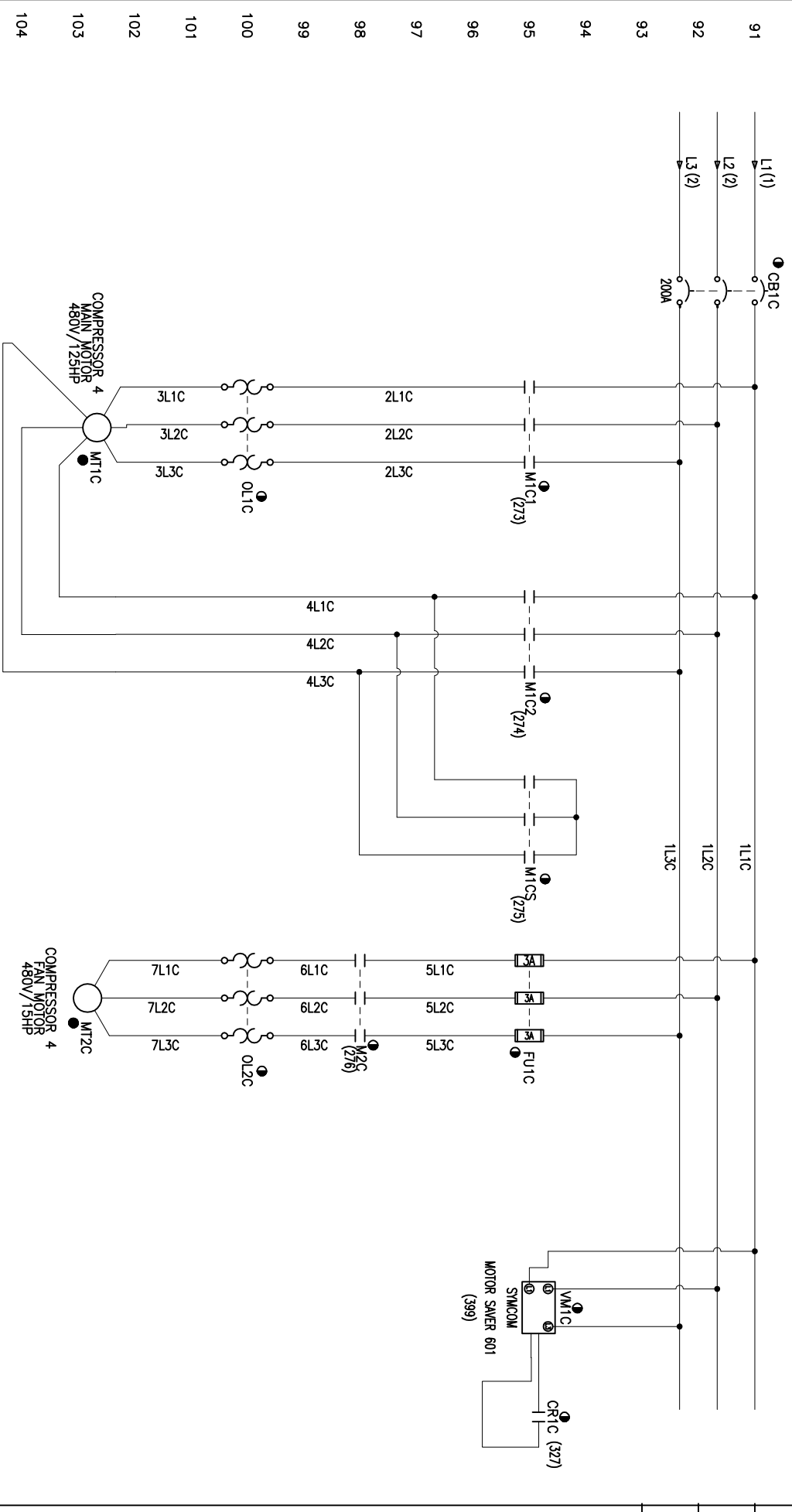
NAME	DATE	REV
DRAWN BY: EAG	22 SEP 11	A
APPROVED BY:		
MACHINE: AIR COMPRESSORS		
PLANT: EGA REXAM GUATEMALA		
PLANT LOCATION: AMATITLAN GUATEMALA		
DRAWING TITLE: COMPRESSOR VS-001 Electric Schematic		

SCALE: NONE
 SHEET 3 OF 20
 DRAWING NUMBER: EDWG0003



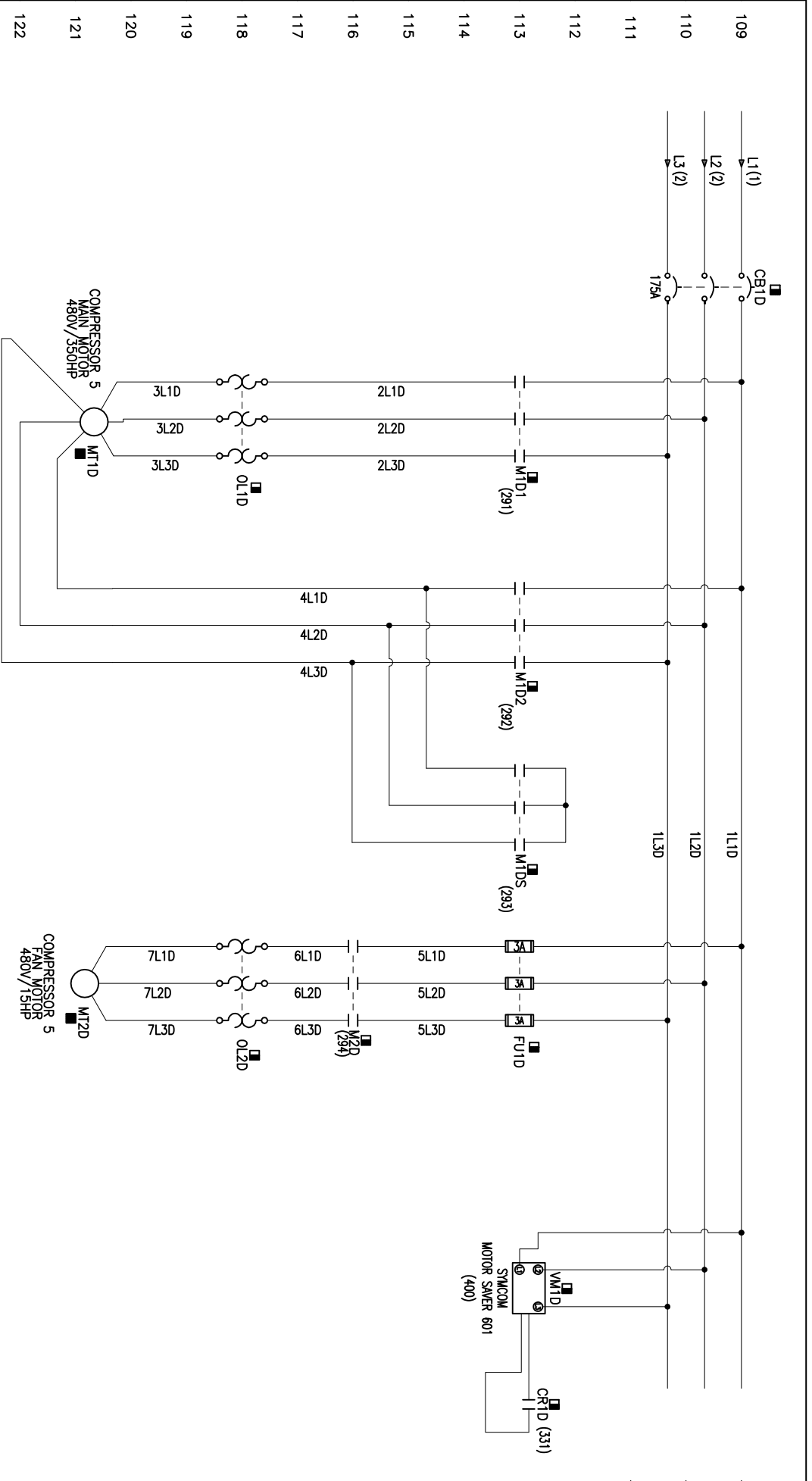
73
74
75
76
77
78
79
80
81
82
83
84
85
86
87
88
89
90

NAME	DATE	REV
DRAWN BY: EAG	22 SEP 11	A
APPROVED BY:		
MACHINE: AIR COMPRESSORS		
PLANT: EGA REXAM GUATEMALA		
PLANT LOCATION: AMATITLAN GUATEMALA		
DRAWING TITLE: COMPRESSOR VS-002 ELECTRIC SCHEMATIC		
	SCALE: NONE	
	SHEET 4 OF 20	
	DRAWING NUMBER: EDWG0004	



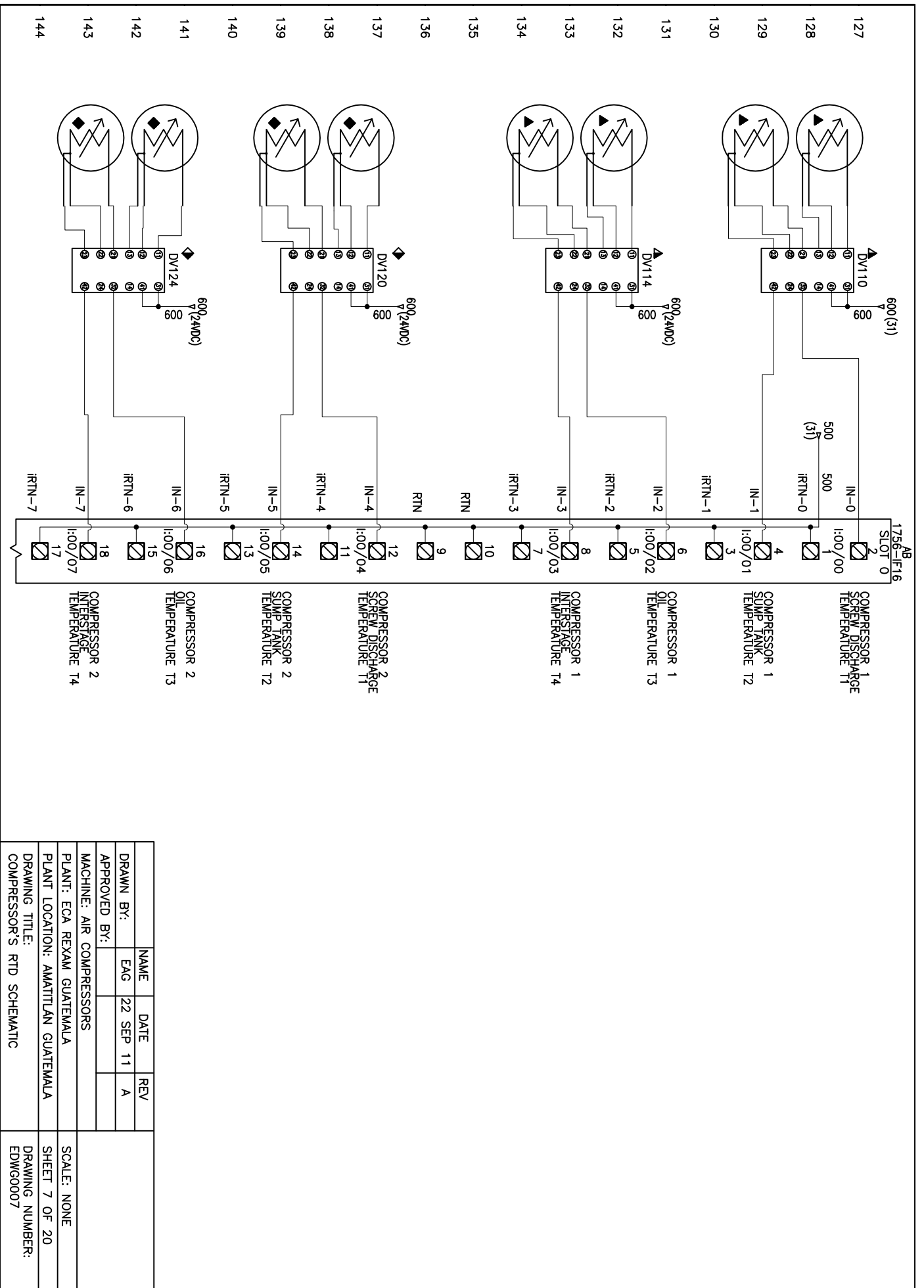
91	L1 (1)			
92	L2 (2)			
93	L3 (2)			
94				
95				
96				
97				
98				
99				
100				
101				
102				
103				
104				
105				
106				
107				
108				

NAME	DATE	REV
DRAWN BY: EAG	22 SEP 11	A
APPROVED BY:		
MACHINE: AIR COMPRESSORS		
PLANT: ECA REXAM GUATEMALA		
PLANT LOCATION: AMATITLAN GUATEMALA		
DRAWING TITLE: COMPRESSOR VS-004 ELECTRIC SCHEMATIC		
SCALE: NONE		
DRAWING NUMBER: EDW60005		

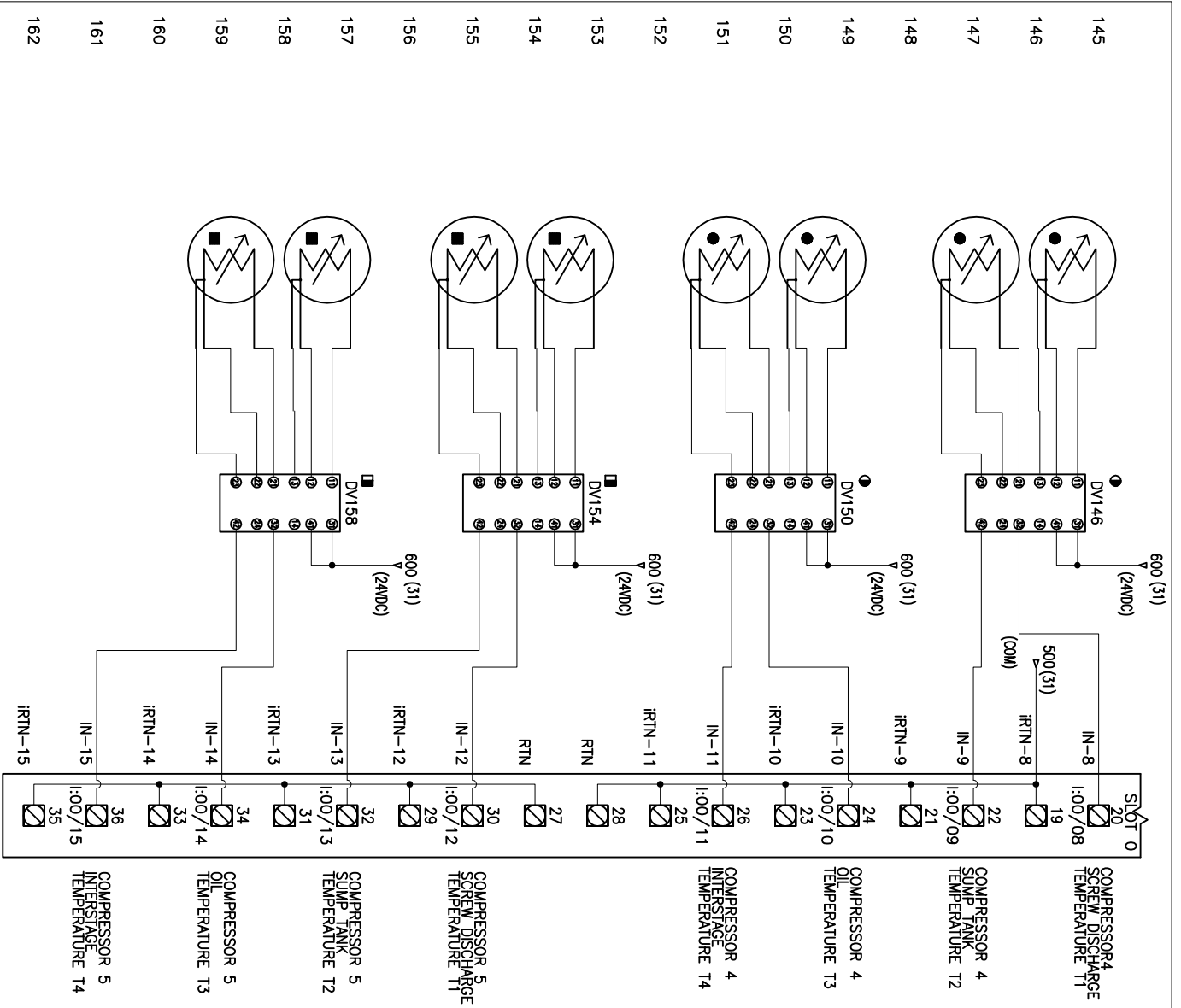


109	L1 (1)	CB1D	175A
110	L2 (2)		
111	L3 (2)		
112			
113			
114			
115			
116			
117			
118			
119			
120			
121			
122			
123			
124			
125			
126			

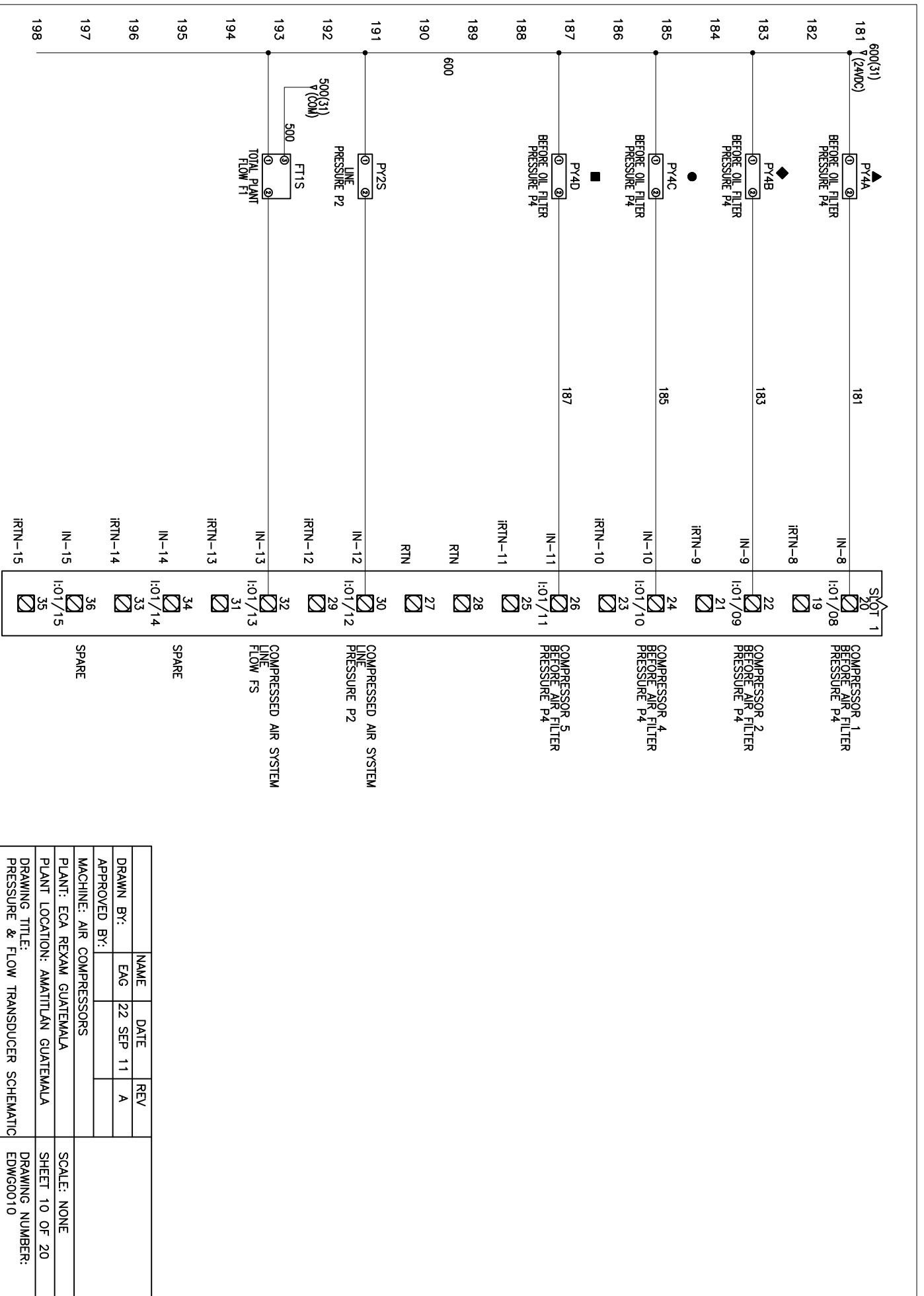
NAME	DATE	REV
DRAWN BY: EAG	22 SEP 11	A
APPROVED BY:		
MACHINE: AIR COMPRESSORS		
PLANT: EGA REXAM GUATEMALA		
PLANT LOCATION: AMATITLAN GUATEMALA		
DRAWING TITLE: COMPRESSOR VS-005 ELECTRIC SCHEMATIC		
SCALE: NONE		
SHEET 6 OF 20		
DRAWING NUMBER: EDWG0006		



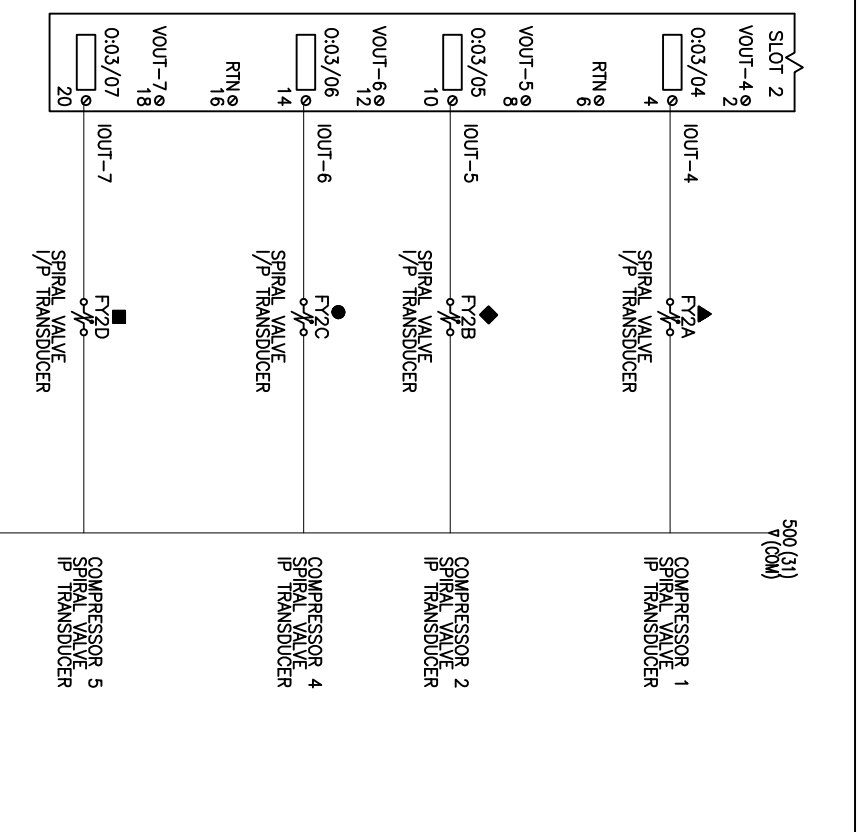
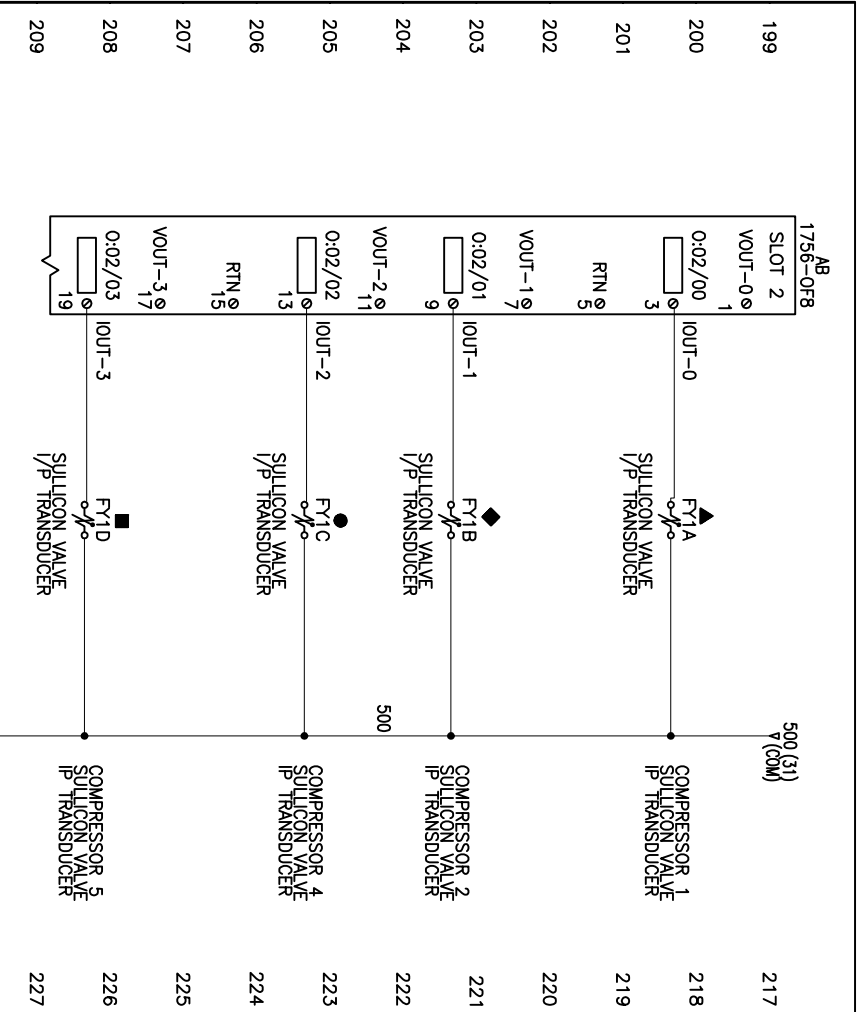
NAME	DATE	REV
DRAWN BY: FAG	22 SEP 11	A
APPROVED BY:		
MACHINE: AIR COMPRESSORS		
PLANT: ECA REXAM GUATEMALA		
PLANT LOCATION: AMATITLAN GUATEMALA		
DRAWING TITLE: COMPRESSOR'S RTD SCHEMATIC		SCALE: NONE
		SHEET 7 OF 20
		DRAWING NUMBER: EDWG0007



NAME	DATE	REV
DRAWN BY: EAG	22 SEP 11	A
APPROVED BY:		
MACHINE: AIR COMPRESSORS		
PLANT: ECA REXAM GUATEMALA		
PLANT LOCATION: AMATITLAN GUATEMALA		
DRAWING TITLE: COMPRESSOR'S RTD SCHEMATIC		SCALE: NONE
		SHEET 8 OF 20
		DRAWING NUMBER: EDWCG0008



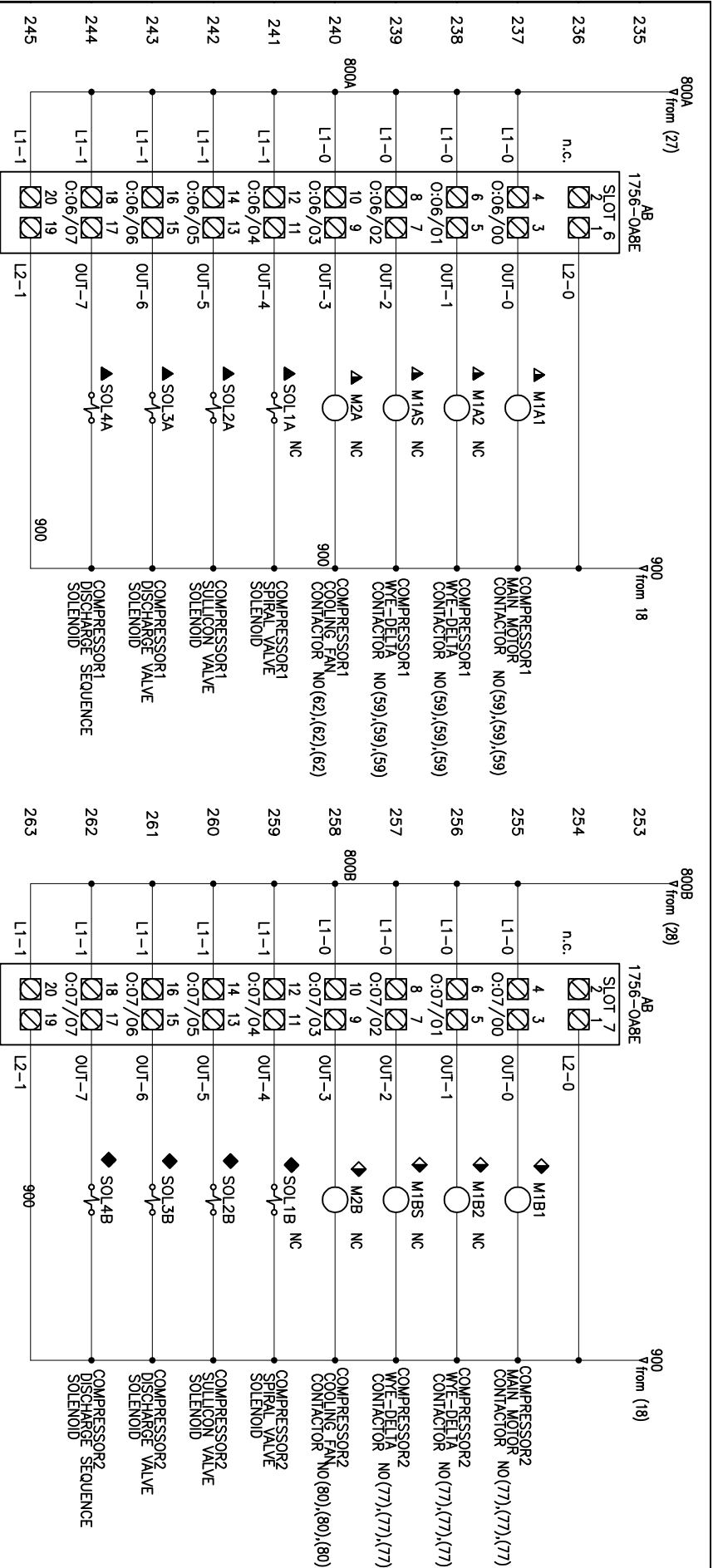
NAME	DATE	REV
DRAWN BY: EAG	22 SEP 11	A
APPROVED BY:		
MACHINE: AIR COMPRESSORS		
PLANT: ECA REXAM GUATEMALA		
PLANT LOCATION: AMATITLAN GUATEMALA		
DRAWING TITLE: PRESSURE & FLOW TRANSDUCER SCHEMATIC		SCALE: NONE
		SHEET 10 OF 20
		DRAWING NUMBER: EDWCG0010



199	1756-0FB	SLOT 2	1	IOUT-0	FY1A	COMPRESSOR 1 SULLICON VALVE I/P TRANSDUCER	217
200		VOUT-0	1				
		0:02/00	3				
201		RTN	5				
202		VOUT-1	7				
203		0:02/01	9	IOUT-1	FY1B	COMPRESSOR 2 SULLICON VALVE I/P TRANSDUCER	221
204		VOUT-2	11				
205		0:02/02	13	IOUT-2	FY1C	COMPRESSOR 4 SULLICON VALVE I/P TRANSDUCER	223
206		RTN	15				
207		VOUT-3	17				
208		0:02/03	19	IOUT-3	FY1D	COMPRESSOR 5 SULLICON VALVE I/P TRANSDUCER	226
209							
210							
211							
212							
213							
214							
215							
216							

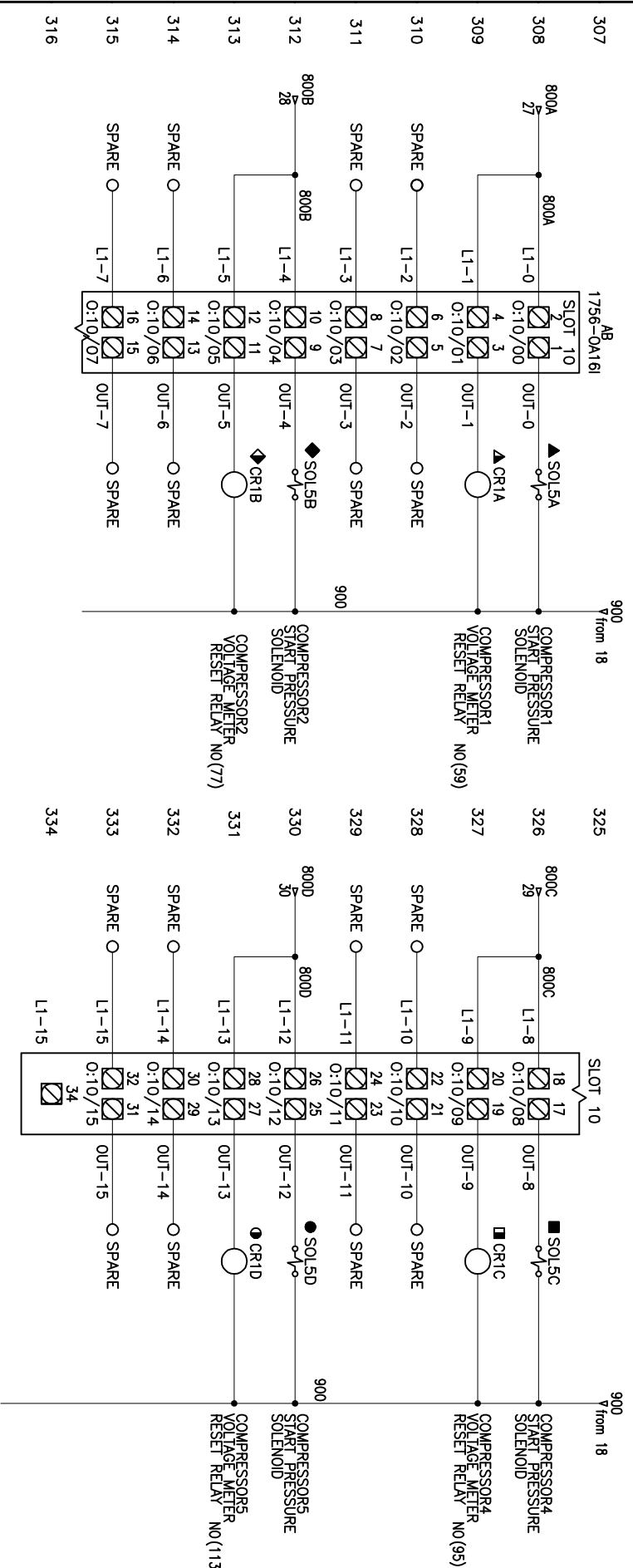
217		SLOT 2	2	IOUT-4	FY2A	COMPRESSOR 1 SPIRAL VALVE I/P TRANSDUCER	218
218		VOUT-4	2				
		0:03/04	4				
219		RTN	6				
220		VOUT-5	8				
221		0:03/05	10	IOUT-5	FY2B	COMPRESSOR 2 SPIRAL VALVE I/P TRANSDUCER	222
222		VOUT-6	12				
223		0:03/06	14	IOUT-6	FY2C	COMPRESSOR 4 SPIRAL VALVE I/P TRANSDUCER	224
224		RTN	16				
225		VOUT-7	18				
226		0:03/07	20	IOUT-7	FY2D	COMPRESSOR 5 SPIRAL VALVE I/P TRANSDUCER	227
227							
228							
229							
230							
231							
232							
233							
234							

NAME	DATE	REV	
DRAWN BY: FAG	22 SEP 11	A	
APPROVED BY:			
MACHINE: AIR COMPRESSORS			
PLANT: ECA REXAM GUATEMALA			SCALE: NONE
PLANT LOCATION: AMATITLAN GUATEMALA			SHEET 11 OF 20
DRAWING TITLE: SPIRAL & SULLICON CONTROL SCHEMATIC			DRAWING NUMBER: EDWG0011



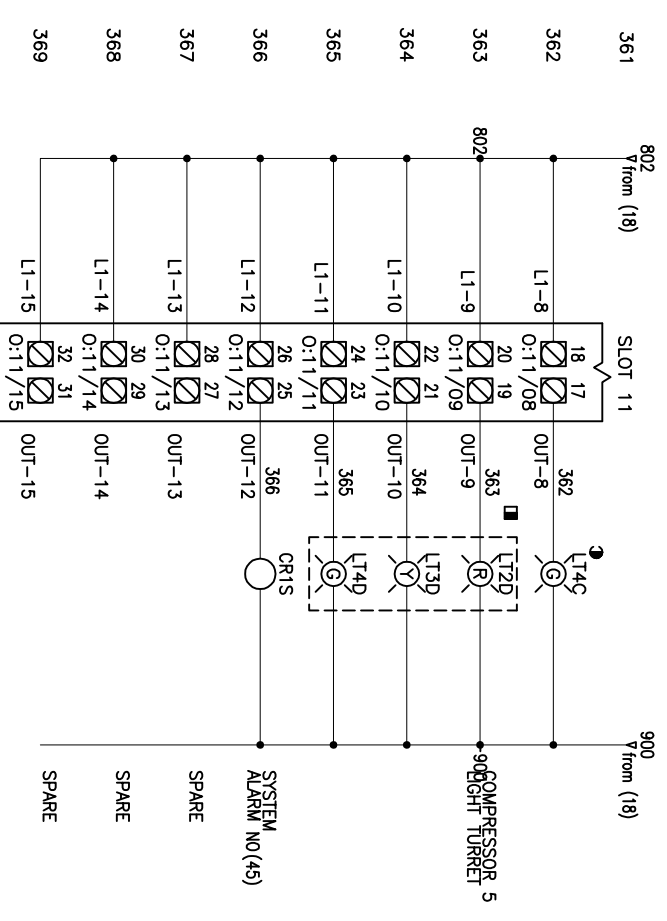
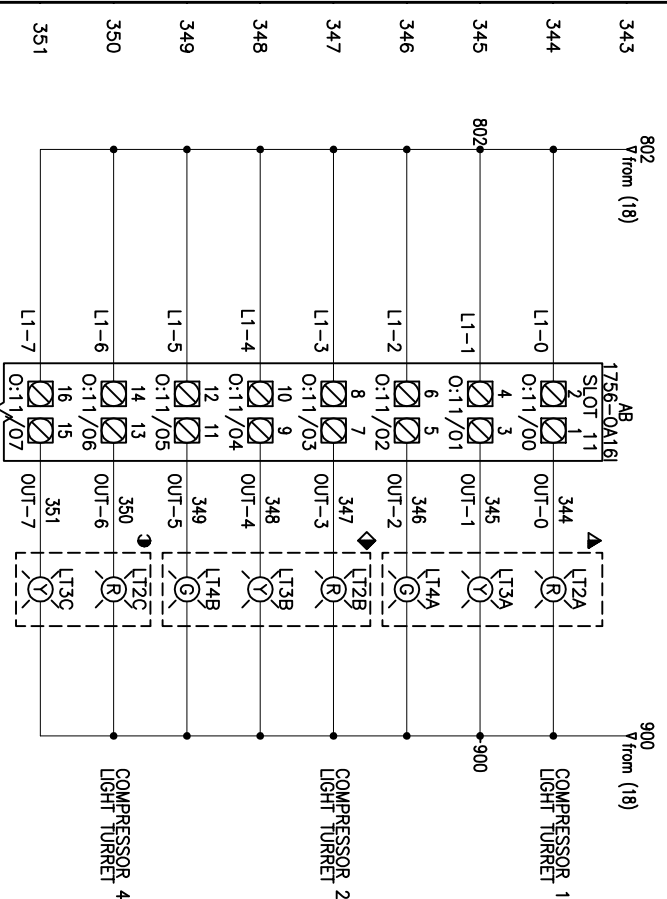
235	800A Yfrom (27)	AB 1756-0A8E	SLOT 6	1	L2-0	900	Yfrom 18	253
236	n.c.		2	L2-0				254
237	L1-0		3	OUT-0			COMPRESSOR1 MAIN MOTOR CONTACTOR NO(59),(59),(59)	255
238	L1-0		4	OUT-0			COMPRESSOR1 WYE-DELTA CONTACTOR NO(59),(59),(59)	256
239	L1-0		5	OUT-1			COMPRESSOR1 WYE-DELTA CONTACTOR NO(59),(59),(59)	257
240	L1-0		6	OUT-1			COMPRESSOR1 WYE-DELTA CONTACTOR NO(59),(59),(59)	258
241	L1-1		7	OUT-2			COMPRESSOR1 WYE-DELTA CONTACTOR NO(59),(59),(59)	259
242	L1-1		8	OUT-2			COMPRESSOR1 WYE-DELTA CONTACTOR NO(59),(59),(59)	260
243	L1-1		9	OUT-3			COMPRESSOR1 WYE-DELTA CONTACTOR NO(59),(59),(59)	261
244	L1-1		10	OUT-3			COMPRESSOR1 WYE-DELTA CONTACTOR NO(59),(59),(59)	262
245	L1-1		11	OUT-4			COMPRESSOR1 WYE-DELTA CONTACTOR NO(59),(59),(59)	263
246	L1-1		12	OUT-4			COMPRESSOR1 WYE-DELTA CONTACTOR NO(59),(59),(59)	264
247	L1-1		13	OUT-5			COMPRESSOR1 WYE-DELTA CONTACTOR NO(59),(59),(59)	265
248	L1-1		14	OUT-5			COMPRESSOR1 WYE-DELTA CONTACTOR NO(59),(59),(59)	266
249	L1-1		15	OUT-6			COMPRESSOR1 WYE-DELTA CONTACTOR NO(59),(59),(59)	267
250	L1-1		16	OUT-6			COMPRESSOR1 WYE-DELTA CONTACTOR NO(59),(59),(59)	268
251	L1-1		17	OUT-7			COMPRESSOR1 WYE-DELTA CONTACTOR NO(59),(59),(59)	269
252	L1-1		18	OUT-7			COMPRESSOR1 WYE-DELTA CONTACTOR NO(59),(59),(59)	270
			19	OUT-7			COMPRESSOR1 WYE-DELTA CONTACTOR NO(59),(59),(59)	
			20	OUT-7			COMPRESSOR1 WYE-DELTA CONTACTOR NO(59),(59),(59)	

NAME	DATE	REV
DRAWN BY: FAG	22 SEP 11	A
APPROVED BY:		
MACHINE: AIR COMPRESSORS		
PLANT: ECA REXAM GUATEMALA		
PLANT LOCATION: AMATITLAN GUATEMALA		
DRAWING TITLE: COMPRESSOR 1 & 2 OUTPUT SCHEMATIC		
SCALE: NONE		
SHEET 12 OF 20		
DRAWING NUMBER: EDWG0012		



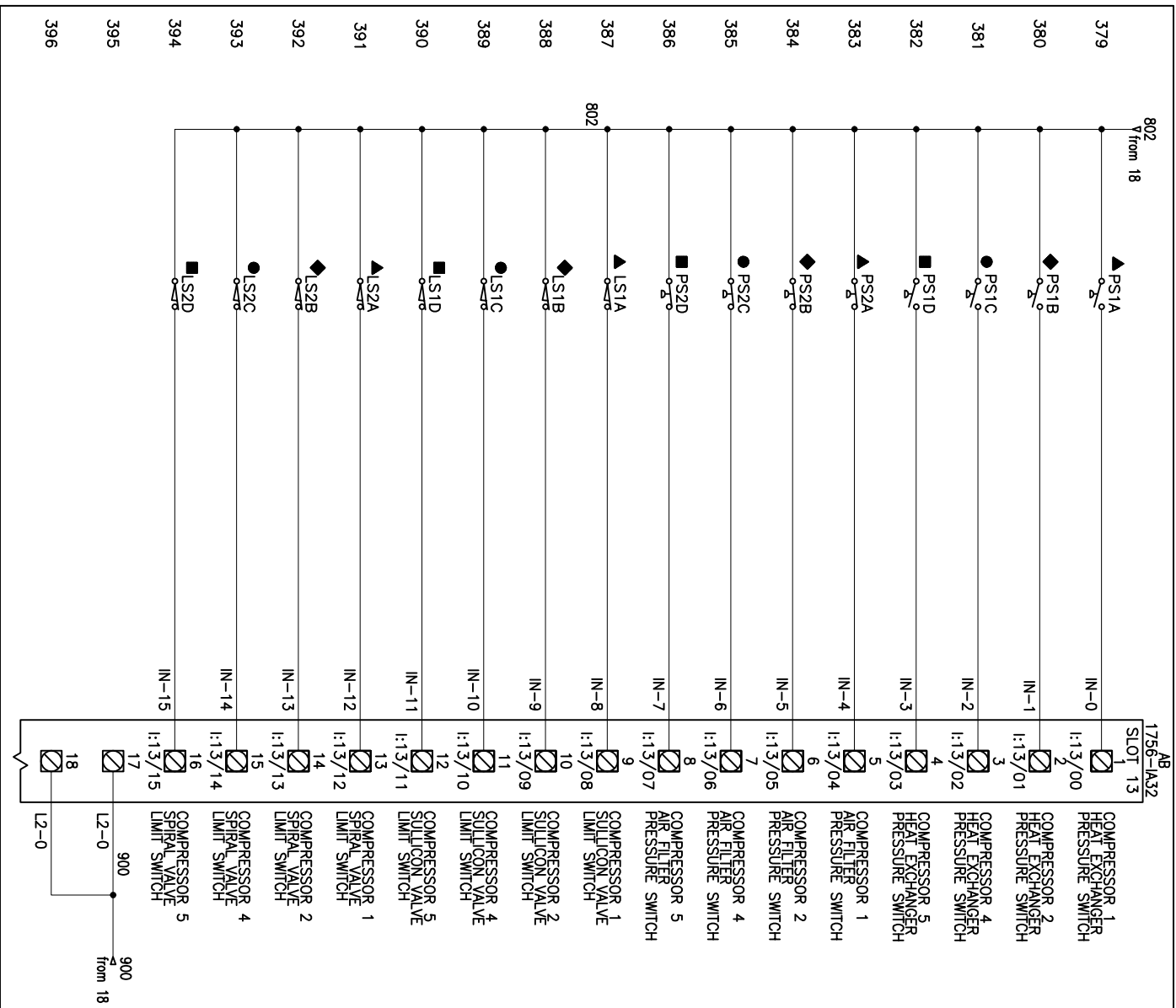
307	800A	27	800A	L1-0	1	OUT-0	COMPRESSOR1 START PRESSURE SOLENOID	326	800C	29	800C	L1-8	18	OUT-8	COMPRESSOR4 START PRESSURE SOLENOID
308	800A	27	800A	L1-0	2	OUT-0	COMPRESSOR1 START PRESSURE SOLENOID	326	800C	29	800C	L1-8	17	OUT-8	COMPRESSOR4 START PRESSURE SOLENOID
309	800A	27	800A	L1-0	3	OUT-0	COMPRESSOR1 START PRESSURE SOLENOID	326	800C	29	800C	L1-8	20	OUT-8	COMPRESSOR4 START PRESSURE SOLENOID
310	800A	27	800A	L1-0	4	OUT-0	COMPRESSOR1 START PRESSURE SOLENOID	326	800C	29	800C	L1-8	19	OUT-8	COMPRESSOR4 START PRESSURE SOLENOID
311	800A	27	800A	L1-0	5	OUT-0	COMPRESSOR1 START PRESSURE SOLENOID	326	800C	29	800C	L1-8	21	OUT-8	COMPRESSOR4 START PRESSURE SOLENOID
312	800B	28	800B	L1-1	6	OUT-1	COMPRESSOR1 VOLTAGE METER RESET RELAY NO(59)	327	800C	29	800C	L1-9	22	OUT-9	COMPRESSOR4 VOLTAGE METER RESET RELAY NO(95)
313	800B	28	800B	L1-1	7	OUT-1	COMPRESSOR1 VOLTAGE METER RESET RELAY NO(59)	327	800C	29	800C	L1-9	23	OUT-9	COMPRESSOR4 VOLTAGE METER RESET RELAY NO(95)
314	800B	28	800B	L1-1	8	OUT-1	COMPRESSOR1 VOLTAGE METER RESET RELAY NO(59)	327	800C	29	800C	L1-9	24	OUT-9	COMPRESSOR4 VOLTAGE METER RESET RELAY NO(95)
315	800B	28	800B	L1-1	9	OUT-1	COMPRESSOR1 VOLTAGE METER RESET RELAY NO(59)	327	800C	29	800C	L1-9	25	OUT-9	COMPRESSOR4 VOLTAGE METER RESET RELAY NO(95)
316	800B	28	800B	L1-1	10	OUT-1	COMPRESSOR1 VOLTAGE METER RESET RELAY NO(59)	327	800C	29	800C	L1-9	26	OUT-9	COMPRESSOR4 VOLTAGE METER RESET RELAY NO(95)
317	800B	28	800B	L1-1	11	OUT-1	COMPRESSOR1 VOLTAGE METER RESET RELAY NO(59)	327	800C	29	800C	L1-9	27	OUT-9	COMPRESSOR4 VOLTAGE METER RESET RELAY NO(95)
318	800B	28	800B	L1-1	12	OUT-1	COMPRESSOR1 VOLTAGE METER RESET RELAY NO(59)	327	800C	29	800C	L1-9	28	OUT-9	COMPRESSOR4 VOLTAGE METER RESET RELAY NO(95)
319	800B	28	800B	L1-1	13	OUT-1	COMPRESSOR1 VOLTAGE METER RESET RELAY NO(59)	327	800C	29	800C	L1-9	29	OUT-9	COMPRESSOR4 VOLTAGE METER RESET RELAY NO(95)
320	800B	28	800B	L1-1	14	OUT-1	COMPRESSOR1 VOLTAGE METER RESET RELAY NO(59)	327	800C	29	800C	L1-9	30	OUT-9	COMPRESSOR4 VOLTAGE METER RESET RELAY NO(95)
321	800B	28	800B	L1-1	15	OUT-1	COMPRESSOR1 VOLTAGE METER RESET RELAY NO(59)	327	800C	29	800C	L1-9	31	OUT-9	COMPRESSOR4 VOLTAGE METER RESET RELAY NO(95)
322	800B	28	800B	L1-1	16	OUT-1	COMPRESSOR1 VOLTAGE METER RESET RELAY NO(59)	327	800C	29	800C	L1-9	32	OUT-9	COMPRESSOR4 VOLTAGE METER RESET RELAY NO(95)
323	800B	28	800B	L1-1	17	OUT-1	COMPRESSOR1 VOLTAGE METER RESET RELAY NO(59)	327	800C	29	800C	L1-9	33	OUT-9	COMPRESSOR4 VOLTAGE METER RESET RELAY NO(95)
324	800B	28	800B	L1-1	18	OUT-1	COMPRESSOR1 VOLTAGE METER RESET RELAY NO(59)	327	800C	29	800C	L1-9	34	OUT-9	COMPRESSOR4 VOLTAGE METER RESET RELAY NO(95)

NAME	DATE	REV
DRAWN BY: FAG	22 SEP 11	A
APPROVED BY:		
MACHINE: AIR COMPRESSORS		
PLANT: ECA REXAM GUATEMALA		
PLANT LOCATION: AMATITLAN GUATEMALA		
DRAWING TITLE: COMPRESSORS 1,2,4&5 OUTPUT SCHEMATIC		
SCALE: NONE		
SHEET 14 OF 20		
DRAWING NUMBER: EDWG0014		

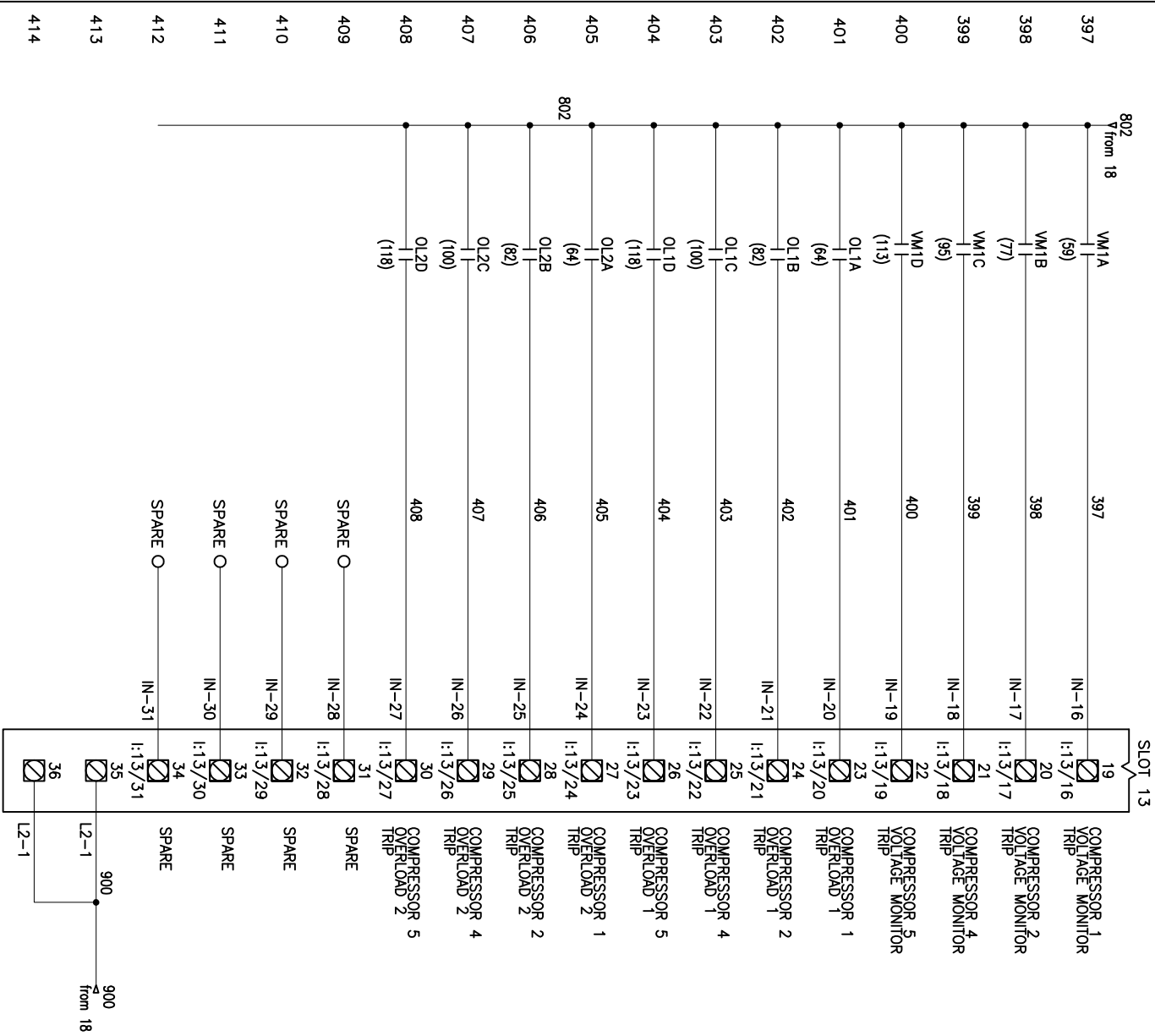


343	802 V from (18)	L1-0	344	900 V from (18)	COMPRESSOR 1	361
344	L1-1	345	900	COMPRESSOR 1	362	
345	L1-2	346	900	COMPRESSOR 1	363	
346	L1-3	347	900	COMPRESSOR 2	364	
347	L1-4	348	900	COMPRESSOR 2	365	
348	L1-5	349	900	COMPRESSOR 2	366	
349	L1-6	350	900	COMPRESSOR 2	367	
350	L1-7	351	900	COMPRESSOR 4	368	
351	L1-8	352	900	COMPRESSOR 4	369	
352	L1-9	353	900	COMPRESSOR 4	370	
353	L1-10	354	900	COMPRESSOR 4	371	
354	L1-11	355	900	COMPRESSOR 4	372	
355	L1-12	356	900	COMPRESSOR 4	373	
356	L1-13	357	900	COMPRESSOR 4	374	
357	L1-14	358	900	COMPRESSOR 4	375	
358	L1-15	359	900	COMPRESSOR 4	376	
359	L1-16	360	900	COMPRESSOR 4	377	
360	L1-17		900	COMPRESSOR 4	378	

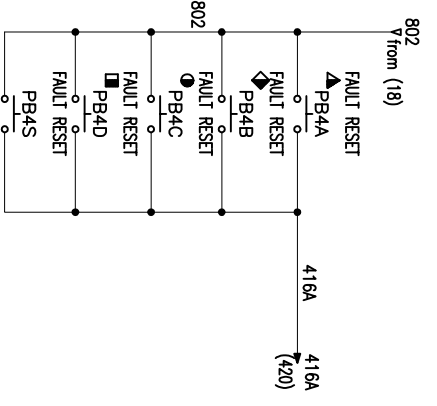
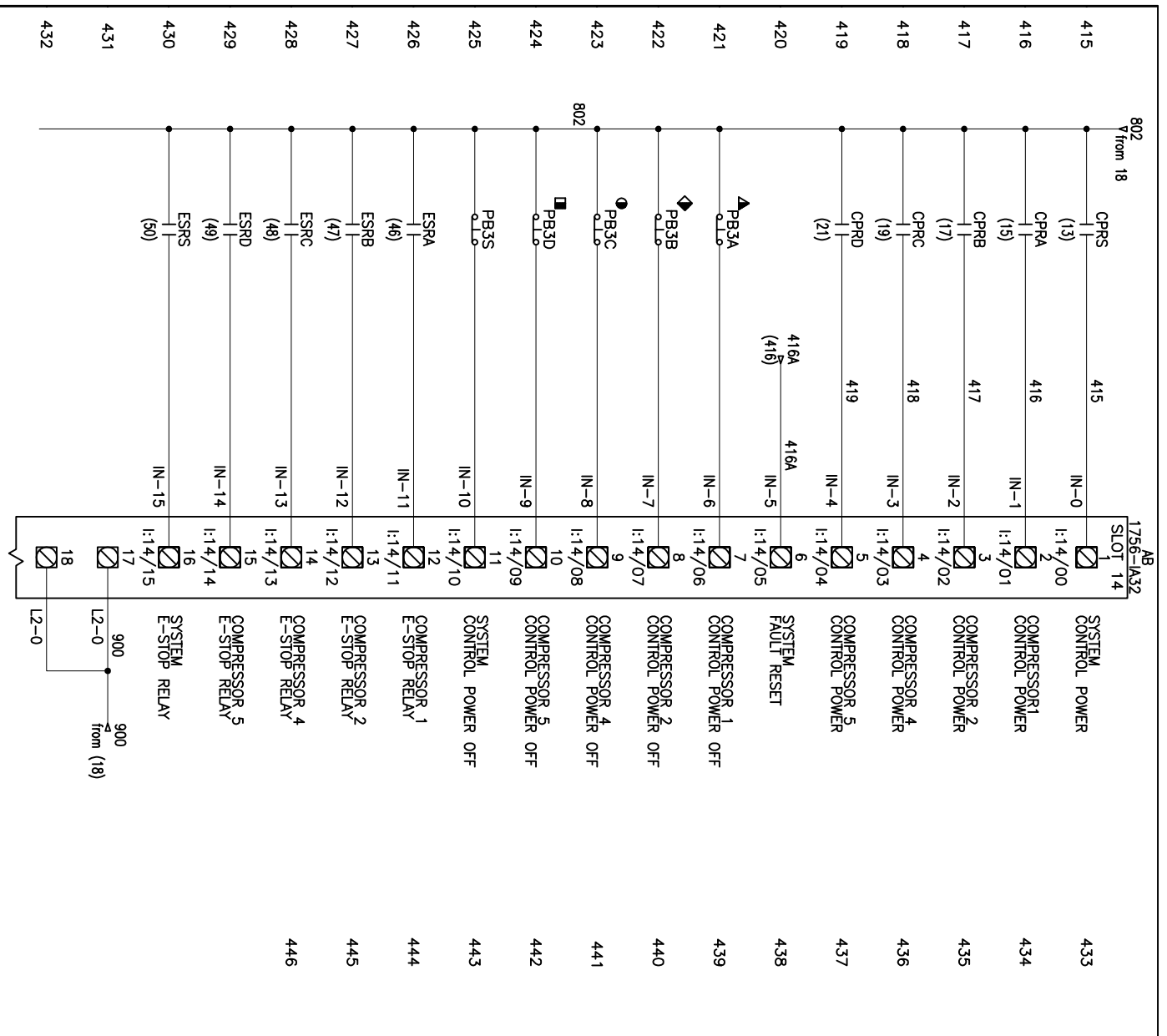
NAME	DATE	REV
DRAWN BY: FAG	22 SEP 11	A
APPROVED BY:		
MACHINE: AIR COMPRESSORS		
PLANT: ECA REXAM GUATEMALA		
PLANT LOCATION: AMATITLAN GUATEMALA		
DRAWING TITLE: COMPRESSOR & SYSTEM SIGNAL SCHEMATIC		
SCALE: NONE		
SHEET 15 OF 20		
DRAWING NUMBER: EDWCG0015		



NAME	DATE	REV
DRAWN BY: EAG	22 SEP 11	A
APPROVED BY:		
MACHINE: AIR COMPRESSORS		
PLANT: ECA REXAM GUATEMALA		
PLANT LOCATION: AMATITLAN GUATEMALA		
DRAWING TITLE: INPUT SIGNAL SCHEMATIC		SCALE: NONE
		SHEET 16 OF 20
		DRAWING NUMBER: EDWCG0016



NAME	DATE	REV
DRAWN BY: EAG	22 SEP 11	A
APPROVED BY:		
MACHINE: AIR COMPRESSORS		
PLANT: ECA REXAM GUATEMALA		
PLANT LOCATION: AMATITLAN GUATEMALA		
DRAWING TITLE: INPUT SIGNAL SCHEMATIC		SCALE: NONE
		SHEET 17 OF 20
		DRAWING NUMBER: EDWG0017



NAME	DATE	REV
DRAWN BY: EAG	22 SEP 11	A
APPROVED BY:		
MACHINE: AIR COMPRESSORS		
PLANT: ECA REXAM GUATEMALA		
PLANT LOCATION: AMATITLAN GUATEMALA		
DRAWING TITLE: INPUT SIGNAL SCHEMATIC		SCALE: NONE
		SHEET 18 OF 20
		DRAWING NUMBER: EDWCG0018

SLOT 14

447	IN-16	19	SPARE
448	IN-17	20	SPARE
449	IN-18	21	SPARE
450	IN-19	22	SPARE
451	IN-20	23	SPARE
452	IN-21	24	SPARE
453	IN-22	25	SPARE
454	IN-23	26	SPARE
455	IN-24	27	SPARE
456	IN-25	28	SPARE
457	IN-26	29	SPARE
458	IN-27	30	SPARE
459	IN-28	31	SPARE
460	IN-29	32	SPARE
461	IN-30	33	SPARE
462	IN-31	34	SPARE
463		35	
464		36	

L2-1
L2-1

NAME	DATE	REV
DRAWN BY: EAG	22 SEP 11	A
APPROVED BY:		
MACHINE: AIR COMPRESSORS		
PLANT: ECA REXAM GUATEMALA		
PLANT LOCATION: AMATITLAN GUATEMALA		
DRAWING TITLE: INPUT SIGNAL SCHEMATIC		SCALE: NONE
		SHEET 19 OF 20
		DRAWING NUMBER: EDWCG0019

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN
▲	MONTADO EN PANEL DE COMPRESOR 1
▼	MONTADO COMPRESOR 1
◊	MONTADO EN PANEL DE COMPRESOR 2
◆	MONTADO EN COMPRESOR 2
◐	MONTADO EN PANEL DE COMPRESOR 4
●	MONTADO EN COMPRESOR 4
◑	MONTADO EN PANEL DE COMPRESOR 5
■	MONTADO EN COMPRESOR 5

NAME	DATE	REV
DRAWN BY: EAG	22 SEP 11	A
APPROVED BY:		
MACHINE: AIR COMPRESSORS		
PLANT: ECA REXAM GUATEMALA		
PLANT LOCATION: AMATITLAN GUATEMALA		
DRAWING TITLE: MISCELLANEOUS		
SCALE: NONE		
DRAWING NUMBER: EDWG0020		
SHEET 20 OF 20		