

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

Facultad de Ingeniería



Diseño del módulo de cocción y preparación para una cocina móvil
orientada a la capacitación en prácticas alimentarias en comunidades
rurales

Trabajo de graduación presentado por Julio Roberto Ramos Hernández para optar al
grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica

Guatemala

2026

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA

Facultad de Ingeniería



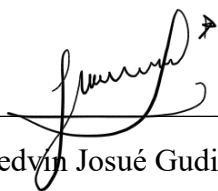
Diseño del módulo de cocción y preparación para una cocina móvil orientada a la capacitación en prácticas alimentarias en comunidades rurales.

Trabajo de graduación presentado por Julio Roberto Ramos Hernández para optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica

Guatemala

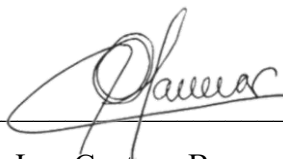
2026

Asesor:



Ing. Ledvin Josué Gudiel Vásquez

Vo. Bo. Director:



Ing. Gustavo Barrera

Ingeniería Mecánica

Fecha de aprobación: Guatemala, 05 de junio de 2026.

Expreso mi más sincero agradecimiento al ingeniero Josué Gudiel, asesor del presente trabajo de graduación, por su orientación, disposición y acompañamiento durante el desarrollo de este proyecto. Sus conocimientos, observaciones y recomendaciones fueron fundamentales para el cumplimiento de los objetivos planteados.

Asimismo, agradezco al ingeniero Rony Herrarte por la revisión realizada y por los valiosos aportes brindados, los cuales contribuyeron al fortalecimiento del presente trabajo.

De manera especial, agradezco a mi familia, en particular a mis padres, mi hermana y mis abuelos, por su apoyo incondicional, comprensión y constante motivación a lo largo de mi formación académica. Su confianza y respaldo fueron esenciales para alcanzar esta meta.

Finalmente, agradezco a todas las personas que, de una u otra forma, contribuyeron al desarrollo de este trabajo y me acompañaron durante este proceso académico y profesional.

Índice

Prefacio	V
Índice.....	VI
Lista de figuras.....	XII
Lista de cuadros	XVI
Resumen.....	XIX
Abstract.....	XX
1. Introducción	1
2. Justificación	4
3. Objetivos	6
3.1. Objetivo general	6
3.2. Objetivos específicos.....	6
4. Datos de campo para requisitos	8
5. Revisión del estado del arte	10
5.1. Ergonomía aplicada al diseño del módulo de cocción y preparación.....	10
5.2. Impacto de los materiales y las propiedades superficiales en la higiene y la limpieza de equipos de preparación de alimentos	11
5.3. Diseño higiénico de equipos y superficies para preparación de alimentos.....	12
5.4. Evaluación estructural de superficies de trabajo en sistemas móviles actuales.....	14

5.5.	Análisis de riesgos de vuelco y estabilidad en estructuras móviles de uso humano.....	14
5.6.	Estrategias de diseño modular y transporte en sistemas técnicos móviles	15
6.	Metodología	17
6.1.	Enfoque metodológico del diseño	17
6.2.	Requisitos	18
6.2.1.	Definición	18
6.2.2.	Criterios de selección.....	20
6.3.	Delimitación del espacio de diseño	21
6.3.1.	Caracterización geométrica de la caja de carga de transporte.....	21
6.3.2.	Evaluación de configuraciones de acomodo	22
6.3.3.	Incorporación del módulo coexistente	23
6.3.4.	Definición de las dimensiones límite en planta del módulo principal	23
6.4.	Configuración estructural del núcleo central.....	24
6.4.1.	Conceptualización del núcleo estructural	24
6.4.2.	Desarrollo del modelo estructural en CAD.....	25
6.5.	Sistema de soporte vertical telescópico	27
6.5.1.	Configuración geométrica telescópica y selección de perfiles	27
6.5.2.	Sistema de ajuste por perforaciones y bloqueo mediante doble pasador	30
6.5.3.	Posición de almacenamiento de la manga interior y retención de pasadores.....	32
6.6.	Configuración geométrica de los módulos laterales.....	34
6.6.1.	Dimensiones en planta y conformación de estructura	34
6.6.2.	Desplazamiento lateral.....	35
6.6.3.	Orientación de perforaciones en módulos laterales	35
6.6.4.	Ajuste de longitud de mangas exteriores en módulos laterales.....	36

6.7.	Integración de la superficie funcional.....	36
6.7.1.	Integración geométrica.....	36
6.7.2.	Área funcional desplegada.....	38
6.7.3.	Espesor de la lámina	39
6.7.4.	Acabado superficial de la mesada.....	39
6.8.	Sistema de expansión lateral.....	39
6.8.1.	Concepto de expansión lateral	39
6.8.2.	Evaluación de alternativas de articulación.....	40
6.8.3.	Compatibilidad dimensional e integración estructural.....	41
6.8.4.	Sistema de aseguramiento en configuración de transporte	42
6.8.5.	Verificación de accesibilidad y control de aberturas	43
6.9.	Determinación de la masa del sistema.....	43
6.9.1.	Expresiones utilizadas para el cálculo de masa	44
6.9.2.	Masa de los componentes del núcleo estructural	45
6.9.3.	Masa de los componentes de los módulos laterales	46
6.9.4.	Masa total del sistema.....	46
6.9.5.	Verificación de la masa del sistema en condiciones de manipulación.....	47
6.10.	Determinación del centro de gravedad del módulo	48
6.10.1.	Determinación del centro de gravedad de los componentes	48
6.10.2.	Centro de gravedad en configuración de uso	49
6.10.3.	Centro de gravedad en configuración de transporte.....	51
6.10.4.	Relación con la estabilidad del sistema en transporte.....	53
6.11.	Análisis de estabilidad frente al vuelco	54
6.11.1.	Evaluación ante fuerza humana	55

6.11.2. Evaluación ante frenado brusco durante el transporte	58
6.11.3. Comparación de casos críticos.....	60
6.12. Obtención de reacciones verticales.....	60
6.12.1. Análisis estático de los módulos laterales.....	63
6.12.2. Análisis estático de núcleo estructural.....	64
6.12.3. Reacción vertical en cada pata del núcleo	66
6.12.4. Caso crítico con carga puntual.....	66
6.13. Diseño y verificación de pasadores del sistema telescópico.....	66
6.13.1. Propiedades de los materiales	67
6.13.2. Factores de diseño.....	69
6.13.3. Verificación del pasador por cortante	70
6.13.4. Verificación por presión de contacto	71
6.13.5. Verificación por flexión del pasador.....	71
6.13.6. Determinación del diámetro de diseño.....	72
6.14. Verificación analítica de la deformación en la lámina	74
6.14.1. Modelo analítico empleado.....	74
6.14.2. Material de la lámina	75
6.14.3. Geometría y condiciones de carga	76
6.14.4. Determinación del coeficiente de placa	77
6.14.5. Cálculo y evaluación de la deformación máxima	77
6.14.6. Verificación del esfuerzo máximo en placa.....	78
6.15. Selección y verificación de bisagra tipo piano	79
6.15.1. Selección de la bisagra.....	79
6.15.2. Propiedades de los materiales	80

6.15.3. Verificación del pasador de la bisagra	81
6.15.4. Verificación de la hoja de la bisagra	83
6.15.5. Verificación de los tornillos de fijación.....	84
6.15.6. Evaluación del factor de seguridad	86
6.16. Verificación y selección de pernos en mesada	87
6.16.1. Obtención de las fuerzas actuantes sobre los pernos	87
6.16.2. Dimensionamiento preliminar del perno.....	90
6.16.3. Modelos de verificación del perno y de la unión	93
6.16.4. Evaluación de los resultados	96
6.17. Verificación de uniones soldadas del núcleo estructural	97
6.17.1. Procedimiento de evaluación	98
6.17.2. Evaluación de los elementos críticos	99
6.17.3. Selección del material de aporte	103
6.18. Verificación estructural bajo condiciones de transporte.....	104
6.18.1. Tubos centrales superiores.....	105
6.18.2. Tubos longitudinales superiores	106
6.18.3. Tubos transversales superiores	107
6.18.4. Patas estructurales.....	107
7. Resultados	109
7.1. Resumen de análisis realizados	109
7.2. Simulaciones.....	110
7.2.1. Análisis estático estructural de la mesada.....	110
7.2.2. Análisis estático estructural de los pernos de la mesada.....	111
7.2.3. Análisis estático estructural de las patas telescópicas.....	113

7.2.4. Análisis de vuelco por acción de fuerza humana	116
7.2.5. Análisis de vuelco por frenado brusco en configuración de transporte	119
7.2.6. Análisis modal en configuración de transporte	119
7.3. Diseño final	120
7.4. Verificación de requisitos	122
8. Discusión de resultados.....	124
8.1. Análisis de simulaciones estructurales y comportamiento mecánico	125
8.1.1. Comportamiento estructural de la mesada, los pernos y las patas telescópicas	125
8.1.2. Análisis de estabilidad frente a vuelco.....	127
8.1.3. Análisis modal en configuración de transporte.....	128
8.2. Decisiones de diseño y compromisos adoptados.....	129
8.3. Cumplimiento de requisitos.....	131
8.4. Limitaciones del modelo y consideraciones del análisis	132
8.5. Implicaciones del diseño y oportunidades de mejora	133
9. Conclusiones	135
10. Recomendaciones.....	137
11. Referencias.....	139
12. Anexos	143
12.1. Planos de construcción	156
12.2. Manual de fabricación	167
12.3. Manual de uso.....	187
12.4. Manual de mantenimiento	200

Lista de figuras

Figura 1. Contorno útil de la caja de carga con identificación de intrusiones por cavidades de llantas.	22
Figura 2. Configuraciones evaluadas para el acomodo del módulo coexistente dentro de la caja de carga.	22
Figura 3. Módulo coexistente integrado en la configuración seleccionada dentro de la caja de carga.	23
Figura 4. Dimensiones en planta adoptadas para el módulo principal en configuración de transporte.	24
Figura 5. Boceto conceptual del núcleo central con dimensiones límite en planta (1000 mm × 700 mm) y altura ajustable.	25
Figura 6. Modelo CAD del núcleo estructural del módulo.	26
Figura 7. Detalle ampliado de unión a inglete (45°) en el marco superior.	26
Figura 8. Detalle ampliado de unión entre marco inferior y manga exterior.	27
Figura 9. Modelo CAD del sistema telescópico: manga exterior (HSS 1½") y manga interior (HSS 1¼").	28
Figura 10. Dimensiones utilizadas en la verificación de holgura en el sistema telescópico.	28
Figura 11. Patrón de perforaciones en manga interior (6) y alineación con las perforaciones de la manga exterior (2) para doble pasador.	30
Figura 12. Dimensiones utilizadas en la verificación de las perforaciones en manga exterior.	31
Figura 13. Vista lateral de patas telescópicas.	34
Figura 14. Vista lateral de patas telescópicas con desfase (92.55 mm y 46.275 mm).	35
Figura 15. Integración de la mesada al núcleo estructural por medio de pestañas plegadas y pernos pasantes.	37
Figura 16. Integración de la mesada al módulo lateral por medio de pestañas plegadas y pernos pasantes.	37
Figura 17. Área funcional total del sistema en configuración desplegada.	38

Figura 18. Configuración retraída y desplegada del sistema lateral tipo <i>drop leaf</i>	40
Figura 19. Integración de bisagra continua tipo piano al perfil estructural HSS 1¼".....	41
Figura 20. Sistema de aseguramiento del módulo lateral en configuración de transporte por medio de mecanismo tipo <i>grab latch</i>	42
Figura 21. Verificación de accesibilidad en la franja perimetral de la superficie de preparación en configuración de transporte.....	43
Figura 22. Representación del centro de gravedad del módulo en el modelo CAD para la configuración de uso (parte I).	51
Figura 23. Representación del centro de gravedad del módulo en el modelo CAD para la configuración de uso (parte II).	53
Figura 24. Vista inferior del módulo en configuración de transporte con su centro de gravedad.	54
Figura 25. Esquema de las fuerzas consideradas y del eje de rotación para los casos evaluados en configuración de uso y fuerza humana.....	57
Figura 26. Esquema de las fuerzas consideradas y del eje de rotación para los casos evaluados en configuración de transporte y fuerza humana.	58
Figura 27. Esquema de las fuerzas consideradas y del eje de rotación para los casos evaluados en configuración de transporte y frenado brusco.	59
Figura 28. DCL general del sistema en configuración de uso, con pesos, fuerzas aplicadas y reacciones.....	61
Figura 29. <i>DCL del lateral del sistema en configuración de uso, con pesos, fuerzas aplicadas y reacciones</i>	63
Figura 30. DCL del núcleo del sistema en configuración de uso, con pesos, fuerzas aplicadas y reacciones.....	65
Figura 31. Dimensiones utilizadas en la determinación del diámetro del pasador.	73
Figura 32. Carga distribuida y apoyos.	76
Figura 33. Diagrama de cuerpo libre para obtención de reacciones verticales.	88
Figura 34. Diagrama de cuerpo libre para obtención de reacción horizontal.	89
Figura 35. Dimensiones de soldadura de filete paralela.	98
Figura 36. Diagrama de cuerpo libre de un tubo central superior.....	99
Figura 37. Diagrama de cuerpo libre de un tubo longitudinal superior.	101

Figura 38. Diagrama de cuerpo libre de un tubo transversal superior.	102
Figura 39. Trayectoria de carga del sistema estructural bajo condición de transporte.	104
Figura 40. Deformación total de la mesada bajo carga estática.	110
Figura 41. Esfuerzo equivalente (von Mises) en la mesada.	110
Figura 42. Factor de seguridad de la mesada.	111
Figura 43. Deformación total en los pernos de la mesada. (0.0001132 mm).	111
Figura 44. Esfuerzo equivalente (von Mises) en los pernos de la mesada. (0.050329 MPa).	112
Figura 45. Factor de seguridad en los pernos de la mesada. (15).	112
Figura 46. Deformación total en las patas telescópicas.	113
Figura 47. Detalle de la deformación máxima en la pata telescópica. (0.0088698 mm).	113
Figura 48. Detalle de la deformación mínima en la pata telescópica. (0.00017009 mm).	114
Figura 49. Deformación total en el pasador de la pata telescópica. (0.005592 mm).	114
Figura 50. Esfuerzo equivalente (von Mises) en la pata telescópica.	115
Figura 51. Esfuerzo equivalente (von Mises) en los pasadores de la pata telescópica. Máximo:13.549 MPA. Mínimo: (0.00000050834 MPa).	115
Figura 52. Factor de seguridad en la pata telescópica.	116
Figura 53. Configuración de carga y resultado del análisis de vuelco en el eje X bajo fuerza humana. (200 N).	116
Figura 54. Configuración de carga y resultado del análisis de vuelco en el eje Z bajo fuerza humana. (200 N).	117
Figura 55. Configuración de carga y resultado del análisis de vuelco en el eje Y bajo fuerza humana. (200 N).	117
Figura 56. Configuración de carga y resultado del análisis de vuelco en el eje X en configuración de transporte. (200 N).	118
Figura 57. Configuración de carga y resultado del análisis de vuelco en el eje Z en configuración de transporte. (200 N).	118
Figura 58. Configuración de carga y resultado del análisis de vuelco en el eje Y en configuración de transporte. (200 N).	118
Figura 59. Configuración de carga y resultado del análisis de vuelco por frenado en el eje X en configuración de transporte. (-6.87 m/s ²).	119

Figura 60. Configuración de carga y resultado del análisis de vuelco por frenado en el eje Z en configuración de transporte. (-6.87 m/s^2).....	119
Figura 61. Deformación total en primer modo de vibración del sistema en configuración de transporte (47.396 Hz).	119
Figura 62. Histograma de distribución de frecuencias naturales para los primeros seis modos de vibración del sistema en configuración de transporte.	120
Figura 63. Vista isométrica del núcleo estructural y explosión de componentes.....	120
Figura 64. Vista isométrica del módulo lateral y explosión de componentes.....	121
Figura 65. Vista isométrica del módulo de cocción y preparación en configuración de uso y de transporte.....	121

Lista de cuadros

Cuadro 1. Identificación de códigos	18
Cuadro 2. Transporte y movilidad	18
Cuadro 3. Ergonomía y uso humano.....	19
Cuadro 4. Función de cocción y preparación.....	19
Cuadro 5. Seguridad alimentaria y operativa.....	19
Cuadro 6. Estructura y resistencia mecánica.....	20
Cuadro 7. Clasificación de requisitos según criticidad metodológica	21
Cuadro 8. Valores nominales para la verificación de holgura en sistema telescópico.....	29
Cuadro 9. Resultados de holgura entre perfiles para sistema telescópico.....	29
Cuadro 10. Parámetros geométricos para verificación de perforaciones en manga exterior	31
Cuadro 11. Resumen de altura de agujeros en manga telescópica interior desde base inferior	33
Cuadro 12. Expresiones utilizadas para la determinación del volumen y la masa de los componentes estructurales	44
Cuadro 13. Valores de densidad para elementos del módulo.	45
Cuadro 14. Masa de los componentes estructurales del núcleo del módulo.	45
Cuadro 15. Masa de los componentes estructurales de un módulo lateral.....	46
Cuadro 16. Coordenadas del centro de gravedad global y masa por elemento del núcleo estructural en configuración de uso.	49
Cuadro 17. Coordenadas del centro de gravedad global y masa por elemento del módulo lateral izquierdo en configuración de uso.	50
Cuadro 18. Coordenadas del centro de gravedad global y masa por elemento del módulo lateral derecho en configuración de uso.....	50
Cuadro 19. Coordenadas del centro de gravedad global y masa por elemento del núcleo estructural en configuración de transporte.....	52
Cuadro 20. Coordenadas del centro de gravedad global y masa por elemento del módulo lateral izquierdo en configuración de transporte.....	52

Cuadro 21. Coordenadas del centro de gravedad global y masa por elemento del módulo lateral derecho en configuración de transporte.	53
Cuadro 22. Parámetros de evaluación ante fuerza humana.....	56
Cuadro 23. Condiciones de evaluación y factor de seguridad ante el vuelco en configuración de uso y fuerza humana.	56
Cuadro 24. Condiciones de evaluación y factor de seguridad ante el vuelco en configuración de transporte y fuerza humana.	57
Cuadro 25. Parámetros de evaluación ante frenado brusco en transporte.....	59
Cuadro 26. Condiciones de evaluación y factor de seguridad ante el vuelco en configuración de transporte y frenado brusco.....	59
Cuadro 27. Casos críticos de factores de seguridad ante vuelco.....	60
Cuadro 28. Parámetros utilizados para la obtención de las cargas verticales.	62
Cuadro 29. Valores límite de fluencia para elementos del sistema telescópico.....	67
Cuadro 30. Parámetros utilizados para la obtención del diámetro de diseño de los pasadores.....	73
Cuadro 31. Diámetro mínimo requerido de los pasadores.	73
Cuadro 32. Propiedades mecánicas del AISI 304.	75
Cuadro 33. Parámetros utilizados para la obtención de la deformación máxima en la placa.	76
Cuadro 34. Coeficientes tabulados para carga distribuida en placa.	77
Cuadro 35. Características geométricas de la bisagra tipo piano seleccionada.....	80
Cuadro 36. Propiedades mecánicas del AISI 304.	81
Cuadro 37. Resultados de esfuerzos para cada modo de falla en bisagra.	86
Cuadro 38. Resultados de factor de seguridad para cada modo de falla en bisagra.....	87
Cuadro 39. Características geométricas de la bisagra tipo piano seleccionada.....	90
Cuadro 40. Propiedades mecánicas de pernos SAE, Grado 2, tamaños ¼” a 1”.	92
Cuadro 41. Parámetros utilizados para la obtención de los esfuerzos por la unión pernada.....	96
Cuadro 42. Resultados de esfuerzos obtenidos y factor de seguridad obtenidos para cada modo de falla en pernos.	96
Cuadro 43. Propiedades mínimas del electrodo AWS E60xx.....	103
Cuadro 44. Resumen de análisis numéricos realizados	109
Cuadro 45. Desglose de costos aproximados para los materiales del diseño.....	122

Cuadro 46. Verificación de cumplimiento de requisitos..... 122

Este trabajo aborda el diseño de un módulo de cocción y preparación para una cocina móvil destinada a la capacitación alimentaria en comunidades rurales, donde las condiciones de infraestructura limitan su implementación. El objetivo del proyecto consistió en desarrollar una solución técnica funcional, transportable y adaptable a condiciones de campo, que integrara las funciones de preparación y cocción de alimentos.

Para ello, se definieron requisitos técnicos, funcionales y operativos a partir del análisis del contexto de uso, considerando aspectos como transporte en vehículo tipo *pick-up*, operación en terrenos irregulares y uso simultáneo por varios usuarios. El diseño fue desarrollado por medio de herramientas de modelado asistido por computadora y validado a través de simulaciones estructurales, análisis de estabilidad frente a vuelco y análisis modal.

Los resultados muestran que el sistema presenta alta rigidez estructural, con deformaciones mínimas y factores de seguridad elevados, así como estabilidad ante cargas representativas de uso y condiciones de transporte, lo que considera escenarios de frenado brusco. Asimismo, se desarrolló una propuesta completa que incluye planos de fabricación, manuales de uso, mantenimiento y fabricación, así como una estimación de costos del sistema.

Se concluye que el diseño propuesto cumple con los requisitos establecidos y constituye una solución viable para su implementación en contextos reales, con oportunidades de mejora orientadas a la optimización del peso y la validación experimental del sistema.

Palabras clave: cocina móvil, diseño mecánico, capacitación alimentaria, comunidades rurales, análisis estructural, diseño asistido por computadora (CAD), simulación por elementos finitos.

This thesis addresses the design of a cooking and food preparation module for a mobile kitchen intended to support food safety training in rural communities, where limited infrastructure constrains its implementation. The objective of the project was to develop a functional, transportable, and field-adaptable technical solution integrating food preparation and cooking operations.

To achieve this objective, technical, functional, and operational requirements were established based on an analysis of the intended operating environment, considering factors such as transportation in a pickup truck, operation on uneven terrain, and simultaneous use by multiple users. The design was developed using computer-aided design (CAD) tools and validated through structural simulations, stability analyses against overturning, and modal analysis.

The results demonstrate that the proposed system exhibits high structural stiffness, minimal deformation, and high safety factors, while maintaining stability under representative operating loads and transportation conditions, including emergency braking scenarios. In addition, a comprehensive engineering package was developed, including manufacturing drawings, operation, maintenance, and fabrication manuals, as well as a cost estimation for the system.

It is concluded that the proposed design satisfies the established requirements and represents a viable solution for implementation in real-world applications. Future improvements may focus on weight optimization and the experimental validation of the proposed system.

Keywords: mobile kitchen, mechanical design, food safety training, rural communities, structural analysis, computer-aided design (CAD), finite element analysis (FEA).

Introducción

La seguridad alimentaria y la adopción de prácticas adecuadas de manipulación de alimentos continúan representando un reto importante en Guatemala, en especial en comunidades rurales donde las limitaciones de infraestructura, el acceso a servicios básicos y las condiciones sanitarias complican la preparación segura de alimentos y la implementación de procesos de capacitación. En estos contextos, la inseguridad alimentaria, la malnutrición y las restricciones operativas del entorno incrementan la vulnerabilidad de la población y reducen la efectividad de las intervenciones educativas orientadas a mejorar hábitos de preparación, cocción y consumo de alimentos (FAO et al., 2024; World Food Programme [WFP], 2024; UNICEF, 2024). Aunque existen lineamientos técnicos para la manipulación segura de alimentos, su aplicación en entornos rurales requiere soluciones adaptadas a contextos con recursos limitados, infraestructura insuficiente y condiciones de operación variables (Batch et al., 2025; Corbin et al., 2021). Por ello, el presente trabajo aborda el diseño de un módulo de cocción y preparación como parte de una cocina móvil orientada a la capacitación alimentaria en comunidades rurales, con el fin de responder a una necesidad operativa concreta por medio de una solución de ingeniería mecánica.

El problema fue definido a partir de información de campo recopilada con la organización Guatemaltecos por la Nutrición, usuario directo del sistema propuesto. A partir de esto se identificó que las capacitaciones se realizan de forma recurrente en comunidades rurales, con grupos aproximados de quince a veinticinco personas y participación simultánea de tres a cinco usuarios en actividades de preparación y cocción. Asimismo, se determinó que la solución actual implica transportar mesas, bancos, hornillas, utensilios y alimentos en la palangana de un vehículo tipo *pick-up*, que conlleva múltiples ciclos de carga, descarga, montaje y desmontaje manual, con un esfuerzo físico considerable y desgaste del mobiliario debido al uso en terrenos irregulares y accesos de terracería. También, se estableció como restricción principal de transporte el uso de una Toyota Hilux doble cabina modelo 2023 en adelante, condición que delimita geométricamente el sistema y condiciona su configuración de transporte y despliegue. En consecuencia, el trabajo se limita al diseño del módulo de cocción y preparación, su validación teórica por medio de cálculos y

simulaciones, y el desarrollo de documentación técnica asociada, sin contemplar la fabricación ni validación experimental de un prototipo físico.

Desde el punto de vista ergonómico, la literatura destaca que la altura de trabajo, la organización espacial y la disposición de las superficies influyen en la seguridad, la comodidad y la eficiencia del usuario, en particular en tareas manuales realizadas de pie, donde un diseño inadecuado puede generar fatiga, sobreesfuerzo y disminución del desempeño (Ismail et al., 2021; Mihalache et al., 2022; BS EN ISO 14738:2008). En relación con la higiene, se reconoce que la selección de materiales y el acabado superficial son determinantes para la limpieza y la inocuidad. El acero inoxidable es una referencia aceptada en superficies de contacto alimentario por su resistencia a la corrosión, facilidad de limpieza y comportamiento favorable frente a procesos de sanitización (Waldhans et al., 2023; Zhang et al., 2023). De forma complementaria, el diseño higiénico de equipos exige controlar radios, aristas, uniones y geometrías que puedan dificultar la limpieza o favorecer la acumulación de residuos (Musari et al., 2024; Hanisch et al., 2024; Food Safety Equipment Design Task Force, 2021; EHEDG, 2022; USDA, 2022). En el plano estructural, la evaluación de superficies de trabajo y estructuras móviles requiere considerar no solo resistencia y deformación, sino también estabilidad global al vuelco y comportamiento frente a cargas horizontales y dinámicas, en particular en sistemas ligeros y portátiles donde la falla puede ocurrir por pérdida de equilibrio antes que por falla resistente del material (British Standards Institution, 2012; British Standards Institution, 2016; Džinčić et al., 2021; Lee et al., 2024; Ceylan et al., 2021). Por último, la modularidad y la transportabilidad se presentan como estrategias de diseño pertinentes para sistemas técnicos móviles, al permitir configuraciones replegables, adaptación a restricciones geométricas de transporte y facilidad de montaje y desmontaje en campo (Yim & Lee, 2015).

Con base en estos antecedentes, el presente trabajo buscó diseñar el módulo de cocción y preparación de una cocina móvil orientada a la capacitación en comunidades rurales, incluyendo planos y documentación técnica asociada. Para ello, se definieron requisitos técnicos, funcionales y operativos; se desarrolló el diseño conceptual y geométrico por medio de modelos CAD; se seleccionaron materiales y mecanismos en función de criterios de ergonomía, higiene, estabilidad, resistencia y transportabilidad; y se validó el comportamiento del sistema por medio de cálculos de esfuerzos, deformaciones, factores de seguridad, análisis estructural estático, evaluación de vuelco y análisis modal. Como resultado, el trabajo presenta una propuesta técnica integral que incluye el diseño final del módulo, la verificación de requisitos, la elaboración de planos de fabricación, manuales de uso, mantenimiento y fabricación, así como una estimación de costos. De esta manera,

la investigación no se limita a una exploración conceptual, sino que desarrolla una solución de ingeniería, orientada a cerrar la brecha entre una necesidad operativa identificada en campo y su posible implementación.

Justificación

Guatemala enfrenta desafíos significativos en materia de seguridad alimentaria y adopción de prácticas alimentarias seguras, en particular en comunidades rurales donde el acceso a infraestructura adecuada, servicios básicos y condiciones sanitarias apropiadas es limitado. En estos contextos, la pobreza, la inseguridad alimentaria y la malnutrición afectan de manera desproporcionada a poblaciones vulnerables, incrementando el riesgo de enfermedades asociadas tanto a la manipulación inadecuada de alimentos como a dietas poco nutritivas. La inseguridad alimentaria persiste como un problema estructural en zonas rurales, donde una parte importante de la población no logra acceder a alimentos suficientes, inocuos y nutritivos, lo que repercute de forma directa en su salud y bienestar (FAO et al., 2024; World Food Programme [WFP], 2024; UNICEF, 2024). A pesar de la existencia de lineamientos técnicos internacionales para la manipulación segura de alimentos, su aplicación en entornos rurales presenta limitaciones importantes, debido a factores como la falta de espacios adecuados para la preparación, acceso restringido a agua potable y carencia de equipamiento básico (Batch et al., 2025). Estas condiciones evidencian que el problema no radica de manera única en la falta de conocimiento, sino en la ausencia de soluciones prácticas adaptadas al contexto, que permitan implementar de manera efectiva las buenas prácticas alimentarias.

En este sentido, la capacitación en prácticas alimentarias seguras se reconoce como una estrategia fundamental para reducir riesgos sanitarios y fortalecer capacidades comunitarias; sin embargo, su efectividad depende en gran medida de la disponibilidad de condiciones físicas adecuadas para su desarrollo. Las iniciativas de formación práctica permiten mejorar la adopción de comportamientos seguros, siempre que estas se adapten a las condiciones sociales, culturales y de infraestructura de las comunidades objetivo (Khorram-Manesh et al., 2021). No obstante, la implementación de este tipo de capacitaciones en áreas rurales se ve limitada por la falta de infraestructura portátil, funcional y adaptable, lo cual dificulta la transferencia de conocimiento en escenarios reales de uso. Asimismo, el enfoque de promoción de la salud resalta la importancia de la participación comunitaria y de estrategias prácticas que faciliten la apropiación del conocimiento

por parte de la población beneficiaria (Corbin et al., 2021). Por lo tanto, el desarrollo de soluciones técnicas que integren funciones de preparación y cocción en una estructura transportable representa una oportunidad relevante para mejorar la calidad y alcance de estas intervenciones. Desde una perspectiva de ingeniería mecánica, este tipo de solución permite abordar el problema no solo desde el conocimiento teórico, sino desde la creación de herramientas concretas que faciliten su aplicación práctica.

El presente trabajo tiene como propósito desarrollar el diseño de un módulo de cocción y preparación que forme parte de una cocina móvil orientada a la capacitación alimentaria en comunidades rurales, abordando el problema desde un enfoque técnico y aplicado. El alcance del proyecto se centra en la definición de requisitos, el desarrollo conceptual y detallado del diseño, la selección de materiales y la validación por medio de análisis estructurales y simulaciones numéricas. Como resultado, se plantea una solución integral que no solo contempla la validación teórica del sistema, sino también su posible implementación, por medio de la elaboración de planos de fabricación, manuales de uso, mantenimiento y fabricación, así como una estimación de costos. De esta manera, el trabajo contribuye a cerrar la brecha entre el diseño técnico y su aplicación en campo, facilitando el desarrollo de capacitaciones más efectivas y adaptadas a las condiciones reales de las comunidades. En este sentido, la propuesta tiene el potencial de impactar positivamente en la mejora de prácticas alimentarias, fortaleciendo capacidades locales y aportando a la reducción de riesgos sanitarios en contextos vulnerables, en concordancia con estrategias orientadas al desarrollo social y comunitario (McEntire, 2011; United Nations, 2023).

3.1. Objetivo general

Diseñar el módulo de cocción y preparación de una cocina móvil orientada a la capacitación en prácticas alimentarias en comunidades rurales, desde un enfoque de ingeniería mecánica, generando un diseño técnico completo que incluya planos y documentación técnica asociada.

3.2. Objetivos específicos

- Definir los requisitos técnicos, funcionales y operativos del módulo de cocción y preparación de la cocina móvil, considerando las condiciones de uso en comunidades rurales, las necesidades del proceso de capacitación en prácticas alimentarias y las restricciones de transporte, despliegue y operación.
- Desarrollar el diseño conceptual y geométrico del módulo de cocción y preparación de la cocina móvil, por medio de la elaboración de modelos CAD que integren criterios de ergonomía, distribución de componentes, movilidad y funcionalidad.
- Validar el diseño del módulo de cocción y preparación por medio de cálculos de esfuerzos, deformaciones y factores de seguridad, complementados con simulación numérica por análisis estructural estático y análisis modal, que permitan evaluar su comportamiento estructural, condiciones de rigidez, respuesta dinámica básica y seguridad bajo las condiciones de operación previstas.
- Consolidar una propuesta técnica final del módulo de cocción y preparación de la cocina móvil, integrando los resultados del diseño y la validación realizada, por medio de la elaboración de planos técnicos, manuales de uso y mantenimiento como documentos anexos.

- Elaborar un presupuesto detallado de fabricación del módulo de cocción y preparación, basado en cotizaciones de materiales y procesos, orientado a verificar la viabilidad económica de la solución propuesta

Datos de campo para requisitos

La identificación de requisitos del presente trabajo de graduación se realizó por medio de la recopilación de información real proporcionada por la organización Guatemaltecos por la Nutrición, institución que desarrolla programas de capacitación en prácticas alimentarias en comunidades rurales de Guatemala y que constituye el usuario directo del sistema propuesto.

Como parte inicial del proceso, se gestionó la realización de entrevistas sincrónicas con representantes de la organización, con el objetivo de conocer las condiciones de uso, necesidades operativas y limitaciones asociadas a la implementación de una cocina móvil para capacitación en campo. Durante el mes de marzo de 2025 se programaron dos reuniones virtuales; sin embargo, estas no pudieron concretarse debido a inconvenientes de agenda.

Ante esta situación, se optó por una estrategia alternativa de recopilación de información por medio de un cuestionario estructurado por escrito. Las preguntas fueron elaboradas por los integrantes del proyecto y posterior aprobadas por el departamento de ingeniería mecánica, quienes brindaron retroalimentación académica para asegurar su claridad, pertinencia y alineación con los objetivos del trabajo de graduación. El cuestionario final fue enviado a la organización y las respuestas fueron recibidas de forma escrita.

La información fue proporcionada por Diego Monzón Fuentes, *Co-Chief Executive Officer* de Guatemaltecos por la Nutrición, en marzo de 2025, por medio de comunicación escrita, constituyendo la fuente principal para la identificación de los requisitos del sistema (comunicación personal, marzo de 2025).

El cuestionario se estructuró en dos bloques principales. El primero correspondió a preguntas generales, orientadas a comprender el contexto de uso de la cocina móvil, el perfil de los usuarios, la frecuencia de operación, las condiciones de acceso a las comunidades y las limitaciones logísticas actuales. A partir de estas respuestas, se identificó que la cocina móvil tiene como finalidad principal servir como infraestructura mínima para impartir talleres de cocina y capacitación alimentaria en comunidades rurales, donde el acceso a espacios adecuados y a infraestructura fija

es limitado. Se indicó que los usuarios directos del sistema son promotores nutricionales de la organización, quienes imparten los talleres a los habitantes de las comunidades.

Asimismo, se señaló que la cocina móvil se utilizará de forma recurrente, con una frecuencia aproximada de dos a tres días por semana, y que cada jornada de capacitación está dirigida a un grupo estimado de entre quince y veinticinco personas. Además, se indicó que durante las actividades de preparación y cocción de alimentos participan de manera simultánea entre tres y cinco personas, información relevante para la organización del espacio de trabajo.

El segundo bloque del cuestionario estuvo conformado por preguntas específicas relacionadas con el módulo de cocción y preparación, objeto del presente trabajo de graduación. En este bloque se abordaron aspectos vinculados al transporte, montaje y desmontaje del módulo, la ergonomía del área de trabajo, el número de personas requeridas para su manipulación y las condiciones generales de operación en campo. Se indicó que el módulo debe ser transportado y manipulado por un equipo de dos a tres personas. Asimismo, se mencionó que en la solución actual el proceso de carga, descarga, montaje y desmontaje implica un esfuerzo físico considerable y múltiples ciclos manuales, lo cual afecta la eficiencia operativa durante las jornadas de capacitación.

En cuanto a las condiciones de operación, se destacó que las capacitaciones se realizan solo en comunidades rurales, por lo general con accesos de terracería y terrenos irregulares, lo cual ha generado un desgaste considerable del mobiliario utilizado en la actualidad. La solución vigente consiste en el transporte de mesas, bancos, hornillas, utensilios y alimentos en la caja de carga de un vehículo tipo *pick-up*, lo que implica múltiples ciclos de carga y descarga manual por parte del personal.

Respecto a la preparación de alimentos, se indicó que los talleres buscan promover prácticas de cocina saludable utilizando alimentos accesibles en la región, tales como pastas, frijoles, ceviches y platillos tradicionales. Los utensilios esenciales incluyen sartenes, tablas para picar, cuchillos, cucharas, paletas y recipientes, los cuales se transportan en cajas plásticas desde la base de operaciones.

Por último, se indicó que el vehículo utilizado para el transporte del sistema es un Toyota Hilux doble cabina, modelo 2023 en adelante, y que no existe un presupuesto definido para la fabricación del sistema, ya que el diseño técnico resultante del presente trabajo servirá como base para una futura asignación de fondos.

5.1. Ergonomía aplicada al diseño del módulo de cocción y preparación

La ergonomía constituye un componente fundamental en el diseño de estaciones de trabajo destinadas a la preparación de alimentos, influye en la seguridad, comodidad y eficiencia con que los usuarios realizan sus tareas. En módulos de cocina, la correcta definición de dimensiones, alturas de trabajo y organización espacial resulta relevante para garantizar condiciones adecuadas durante la preparación y manipulación de alimentos.

El diseño de estaciones de trabajo destinadas a la preparación de alimentos requiere la incorporación de criterios ergonómicos que permitan minimizar la fatiga física, reducir el riesgo de lesiones musculoesqueléticas y favorecer un uso eficiente y seguro del espacio disponible. En el contexto de cocinas, un diseño ergonómico inadecuado ha sido asociado con posturas forzadas, movimientos repetitivos y sobreesfuerzos, lo que afecta tanto al bienestar de los usuarios como a la eficiencia de las actividades realizadas (Ismail et al., 2021).

Las actividades habituales en cocinas, tales como el corte de alimentos, la manipulación de utensilios y recipientes, así como el desplazamiento continuo entre áreas funcionales, implican demandas físicas significativas cuando las superficies de trabajo no se encuentran correctamente dimensionadas. En particular, alturas inadecuadas de las superficies de preparación y una disposición deficiente del área de trabajo incrementan la carga sobre la región lumbar, los hombros y las extremidades superiores, favoreciendo la aparición de fatiga y molestias durante tareas prolongadas realizadas de pie (Ismail et al., 2021).

Además de la altura de las superficies, la organización espacial del área de trabajo influye en la facilidad de uso y en el desempeño de las tareas. Estudios recientes han demostrado que la disposición de los elementos principales de la cocina y las distancias entre las zonas de preparación, lavado y cocción tienen un impacto significativo en la forma en que los usuarios interactúan con el

espacio. En particular, se ha observado que distancias excesivas entre superficies de trabajo y otros elementos funcionales incrementan los desplazamientos innecesarios y dificultan la realización eficiente de las actividades, afectando tanto la ergonomía como la seguridad durante la preparación de alimentos (Mihalache et al., 2022).

Desde una perspectiva de diseño ingenieril, la definición de la altura de la superficie de trabajo constituye uno de los aspectos ergonómicos más relevantes en estaciones de trabajo destinadas a actividades manuales realizadas de pie. La norma internacional ISO 14738 establece criterios antropométricos para el diseño de puestos de trabajo, indicando que la altura óptima de la superficie debe seleccionarse en función de la postura del usuario, el tipo de tarea y la necesidad de minimizar la carga sobre el cuello, los hombros y la espalda. De acuerdo con esta norma, para tareas manuales generales que implican movimientos activos de los brazos y manipulación de objetos de tamaño moderado, la superficie de trabajo debe ubicarse aproximadamente a la altura del codo del operador o ligeramente por debajo, permitiendo una postura natural y reduciendo el esfuerzo físico durante la ejecución de las tareas (BS EN ISO 14738:2008).

5.2. Impacto de los materiales y las propiedades superficiales en la higiene y la limpieza de equipos de preparación de alimentos

La selección de materiales para superficies en contacto directo con alimentos constituye un aspecto crítico en el diseño de equipos y estaciones de trabajo destinados a la preparación y manipulación de alimentos. La literatura especializada coincide en que los materiales empleados deben cumplir requisitos de inocuidad, resistencia a procesos de limpieza y desinfección, así como propiedades superficiales que minimicen la adhesión microbiana y la formación de biofilms (Zhang et al., 2023).

Los materiales utilizados en la industria alimentaria actúan como posibles vectores de contaminación cuando presentan características superficiales que favorecen la retención de residuos orgánicos y microorganismos. En este contexto, la facilidad de limpieza y la estabilidad del material frente a agentes químicos y mecánicos son factores determinantes para garantizar condiciones higiénicas adecuadas durante la operación (Waldhans et al., 2023).

Investigaciones experimentales comparativas sobre la limpiabilidad de diferentes superficies empleadas en la industria alimentaria han demostrado que existen diferencias significativas entre materiales metálicos y poliméricos. En particular, Waldhans et al. (2023) evaluaron la reducción bacteriana sobre superficies de acero inoxidable, polímeros termoplásticos y superficies aluminizadas, observando que los materiales metálicos presentan, en general, mayores tasas de reducción microbiana tras procesos de limpieza, en comparación con superficies poliméricas. Estos resultados refuerzan el uso extendido del acero inoxidable como material de referencia en equipos de contacto alimentario.

Asimismo, la limpiabilidad de una superficie no depende únicamente del tipo de material, sino también de sus características superficiales, tales como el acabado, la presencia de defectos y la rugosidad. Estudios reportan que superficies con menores valores de rugosidad promedio facilitan la remoción de microorganismos durante los procesos de limpieza, reduciendo el riesgo de contaminación cruzada. En este sentido, organismos especializados en diseño higiénico recomiendan valores máximos de rugosidad superficial para superficies en contacto con alimentos, con el fin de asegurar una adecuada higiene operacional (Waldhans et al., 2023).

Desde una perspectiva más amplia, revisiones recientes sobre materiales en contacto con alimentos señalan que, aunque se han desarrollado materiales con propiedades antibacterianas avanzadas, la industria continúa privilegiando el uso de materiales inertes y ampliamente normados, como el acero inoxidable y el aluminio, debido a su estabilidad, compatibilidad con alimentos y comportamiento predecible frente a procesos de limpieza y desinfección. Estas revisiones también subrayan que la introducción de materiales activos o recubrimientos antibacterianos plantea desafíos adicionales relacionados con la durabilidad, la migración de componentes y la seguridad alimentaria, aspectos que deben ser cuidadosamente evaluados antes de su aplicación (Zhang et al., 2023).

5.3. Diseño higiénico de equipos y superficies para preparación de alimentos

Musiari et al. (2024) proponen un enfoque sistemático para integrar los principios de diseño higiénico en el proceso de diseño de equipos por medio del uso de sistemas basados en conocimiento. Los autores recopilan y estructuran reglas de diseño higiénico provenientes de normas, guías técnicas y literatura especializada, traducéndolas en criterios verificables a nivel de

características geométricas de modelos CAD. Este enfoque permite identificar de forma temprana configuraciones no conformes, tales como cavidades, uniones inadecuadas o geometrías que dificultan el drenaje y la limpieza, reforzando la idea de que el cumplimiento de criterios higiénicos puede evaluarse desde las primeras etapas del diseño mecánico del equipo (Musari et al., 2024).

La relación entre la geometría de las superficies y su capacidad de limpieza ha sido analizada de forma cuantitativa en trabajos experimentales y numéricos recientes. Hanisch et al. (2024) estudian cómo modificaciones en la macrogeometría de superficies en contacto con alimentos influyen en la acumulación de residuos y en la eficacia de los procesos de limpieza. Aunque el análisis se centra en superficies internas de tuberías, los resultados son extrapolables a otros componentes de equipos alimentarios, ya que demuestran que transiciones geométricas suaves, ausencia de cavidades cerradas y control de la topografía superficial reducen la formación de zonas muertas y facilitan la remoción de contaminantes.

Desde una perspectiva aplicada, el Food Safety Equipment Design Task Force (2021) sintetiza principios ampliamente aceptados por la industria para el diseño de equipos higiénicos, presentados en forma de listas de verificación orientadas a la evaluación constructiva. Estos principios enfatizan aspectos como el uso de radios adecuados en esquinas internas, la eliminación de perfiles huecos, la accesibilidad total a superficies para inspección y limpieza, y el diseño de uniones permanentes que no generen rendijas ni espacios de retención. Aunque no constituyen una norma obligatoria, estas directrices reflejan prácticas consolidadas en el diseño de equipos industriales para la manipulación de alimentos.

A nivel internacional, la European Hygienic Engineering & Design Group (EHEDG) ha desempeñado un papel central en la formalización del concepto de diseño higiénico aplicado a equipos alimentarios. El EHEDG White Paper on GFSI Hygienic Design Scopes JI & JII (2022) sitúa el diseño higiénico como un requisito que debe integrarse de forma transversal a lo largo del ciclo de vida del equipo, subrayando que la mitigación de riesgos asociados a la contaminación debe lograrse prioritariamente por medio de soluciones de diseño antes que por controles operativos.

De manera complementaria, las USDA Guidelines for the Sanitary Design and Fabrication of Dairy Processing Equipment (2022) describen criterios técnicos aplicables al diseño y fabricación de equipos en contacto con alimentos, incluyendo requisitos relacionados con radios mínimos, drenaje, inspeccionabilidad y calidad de las uniones. Si bien están orientadas al sector lácteo, los principios constructivos que presentan son de aplicación general a equipos de preparación y

procesamiento de alimentos, y constituyen una referencia técnica relevante para el diseño higiénico de superficies funcionales.

5.4. Evaluación estructural de superficies de trabajo en sistemas móviles actuales

En el ámbito del diseño de mesas y superficies, las normas europeas establecen procedimientos estandarizados para la evaluación del comportamiento estructural por medio de la aplicación de cargas controladas. La norma EN 1730 define métodos de ensayo para la determinación de la resistencia, estabilidad y durabilidad de mesas, contemplando la aplicación de cargas estáticas verticales y horizontales, así como la medición de la deflexión de la superficie bajo carga. Estos ensayos permiten evaluar la respuesta estructural de la superficie y su capacidad para mantener la estabilidad y funcionalidad durante el uso previsto (British Standards Institution, 2012).

De manera complementaria, la norma EN 15372 establece los requisitos de resistencia, durabilidad y seguridad aplicables a mesas de uso no doméstico, las cuales están destinadas a entornos con un régimen de utilización más exigente y con la participación de múltiples usuarios. Esta norma define criterios de aceptación asociados a los ensayos descritos en la EN 1730, vinculando los resultados de las pruebas de carga y deflexión con niveles mínimos de desempeño estructural. En este contexto, se reconoce que las superficies de trabajo deben resistir las cargas de servicio sin presentar deformaciones que comprometan la estabilidad del conjunto o la seguridad de los usuarios (British Standards Institution, 2016).

Estudios sobre el comportamiento estructural de mesas y bastidores han señalado que la rigidez global de la estructura y la deflexión de la superficie constituyen parámetros críticos en la evaluación de su desempeño. Investigaciones experimentales y analíticas han demostrado que, aun cuando no se produzca un fallo estructural, deformaciones excesivas bajo carga pueden afectar la funcionalidad de la superficie y la percepción de seguridad durante su uso. (Džinčić et al., 2021).

5.5. Análisis de riesgos de vuelco y estabilidad en estructuras móviles de uso humano

La estabilidad al vuelco en estructuras portátiles se aborda por medio de enfoques normativos y analíticos. Lee et al. (2024) analizan el comportamiento frente al vuelco de una escalera portátil

con plataforma, empleando los procedimientos establecidos en las normas *ANSI A14.7* y *EN 131-7*. En este trabajo se evalúa la estabilidad por medio de la comparación entre el momento de vuelco generado por fuerzas horizontales aplicadas a diferentes alturas y el momento resistente proporcionado por el peso propio de la estructura y la geometría de la base de apoyo. Los autores destacan que la estabilidad depende de la altura de aplicación de la carga, del ancho efectivo de apoyo y de la incorporación de elementos estabilizadores, como extensiones laterales u *outriggers*.

En estructuras portátiles ligeras, el vuelco puede producirse aun sin fallo estructural de los componentes, cuando el momento de vuelco supera al momento resistente. Este enfoque pone de manifiesto que la estabilidad debe evaluarse como una condición límite independiente de la resistencia mecánica de los elementos, en especial en sistemas móviles destinados a ser montados, desplazados y utilizados en distintos entornos (Lee et al., 2024).

Desde una perspectiva más general del comportamiento mecánico del mobiliario, Chevalier et al. (2022) describen los muebles como sistemas estructurales sometidos a cargas estáticas y dinámicas que pueden provocar fallos globales o locales. Aunque su estudio se centra en mecanismos de fallo en uniones de mobiliario de madera, los autores señalan que los ensayos normativos aplican cargas en puntos críticos del sistema para evaluar su comportamiento global, lo que incluye condiciones que pueden inducir inestabilidad o pérdida de equilibrio del conjunto.

De manera complementaria, Ceylan et al. (2021) analizan el comportamiento estructural de sillas por medio de ensayos experimentales y simulaciones por el método de los elementos finitos, considerando cargas horizontales y cíclicas que representan condiciones reales de uso. Si bien el enfoque principal del estudio es la resistencia y rigidez de la estructura, los resultados evidencian que las cargas horizontales aplicadas a alturas representativas generan sollicitaciones globales que condicionan el desempeño del sistema completo, lo cual resulta relevante para la evaluación de estabilidad en estructuras de apoyo ligero.

5.6. Estrategias de diseño modular y transporte en sistemas técnicos móviles

Yim y Lee (2015) presentan un enfoque de diseño modular aplicado a sistemas de movilidad personal, en el cual se propone la creación de diferentes variantes de producto por medio de la combinación de módulos intercambiables sobre una plataforma compartida. Este enfoque permite

adaptar un mismo sistema base a distintos escenarios de uso, sin necesidad de desarrollar soluciones completamente independientes para cada caso.

Académicamente se distingue entre modularidad a nivel de arquitectura de producto y modularidad a nivel de portafolio, señalando que la división funcional del sistema en módulos facilita tanto la reconfiguración física del producto como la generación de variantes orientadas a distintos usuarios o contextos. La modularidad en la arquitectura del producto se logra por medio de la asignación de funciones específicas a módulos claramente definidos, conectados a través de interfaces estandarizadas, lo que permite la sustitución o modificación de módulos sin alterar la estructura principal del sistema (Yim & Lee, 2015).

Asimismo, Yim y Lee (2015) describen la aplicación de estrategias de modularidad tanto en dirección vertical como horizontal, permitiendo variar componentes superiores o subdividir la plataforma en secciones funcionales independientes. Esta organización modular facilita el transporte, el montaje y el desmontaje del sistema, ya que los módulos pueden manipularse de manera individual y ensamblarse en el sitio de uso según la configuración requerida. Los autores destacan que este tipo de arquitectura resulta adecuada para sistemas móviles de tamaño reducido, debido a su menor complejidad estructural y a la posibilidad de separar grupos funcionales de componentes.

El estudio también resalta que la adopción de un diseño modular contribuye a mejorar la flexibilidad del sistema frente a restricciones de transporte y almacenamiento, al permitir que el producto sea dividido en subconjuntos más manejables. De esta forma, la modularidad se presenta como una estrategia de diseño que favorece la adaptabilidad del sistema a diferentes condiciones operativas, sin comprometer la integridad estructural ni la funcionalidad global del conjunto (Yim & Lee, 2015).

6.1. Enfoque metodológico del diseño

El diseño del módulo de cocción y preparación propuesto en el presente proyecto se aborda como el desarrollo de un sistema técnico, compuesto por subsistemas interrelacionados cuya configuración final depende de un conjunto definido de restricciones y requisitos específicos del contexto de uso. En consecuencia, el proceso de diseño no se concibe como una secuencia lineal, sino como un procedimiento estructurado en etapas, en el que cada decisión adoptada condiciona las siguientes y debe ser verificada frente a los requisitos establecidos para dicho módulo.

La metodología aplicada se fundamenta en una lógica de diseño iterativa, en la cual los requisitos técnicos y funcionales del módulo de cocción y preparación actúan como límites del espacio de diseño. A partir de estos límites, se generan propuestas de configuración del módulo que son evaluadas por medio de modelos geométricos y criterios de análisis estructural, con el fin de verificar su coherencia con los requisitos definidos. Cuando una propuesta no cumple con los criterios establecidos, el diseño del módulo se ajusta de forma controlada; si dicho ajuste modifica parámetros relevantes del sistema, se revisan las hipótesis de diseño y los criterios adoptados, mientras que los requisitos fundamentales continúan actuando como condiciones de aceptación del sistema. Esta lógica garantiza coherencia entre las decisiones de diseño del módulo y los criterios de verificación aplicados.

Dentro de este enfoque, el proceso de diseño del módulo de cocción y preparación se estructura de manera progresiva. En una primera instancia, se consolidan los requisitos del sistema como marco de referencia para todas las decisiones posteriores, considerando las necesidades específicas del usuario y las condiciones de operación del módulo. Posteriormente, se identifican las restricciones dominantes que gobiernan la arquitectura general del módulo, tales como dimensiones, seguridad, accesibilidad y desempeño funcional, a partir de las cuales se define el concepto de sistema y su organización funcional. Sobre esta base, se desarrollan configuraciones

preliminares del módulo que permiten avanzar hacia un diseño geométrico susceptible de ser analizado y validado.

La validación del diseño del módulo de cocción y preparación se integra al proceso como un mecanismo de retroalimentación, no como una etapa aislada. Los resultados obtenidos a partir de los cálculos y simulaciones informan las decisiones de ajuste del sistema, permitiendo definir la geometría, los mecanismos y los elementos estructurales del módulo hasta alcanzar un diseño coherente con los requisitos definidos. De esta forma, el proceso metodológico asegura trazabilidad entre requisitos, decisiones de diseño y resultados de validación, evitando la adopción de soluciones arbitrarias o desconectadas del contexto específico del proyecto.

6.2. Requisitos

6.2.1. Definición

Cuadro 1. Identificación de códigos

Código	Significado
TRN	Transporte y movilidad
ERG	Ergonomía y uso humano
FUN	Función de cocción y preparación
SEG	Seguridad alimentaria y operativa
STR	Estructura y resistencia mecánica

Nota. Elaboración propia.

Para efectos de los requisitos de transporte y movilidad, se entenderá por configuración de transporte aquella condición del módulo en la que todos sus elementos estructurales y funcionales se encuentran replegados y asegurados por medio de mecanismos mecánicos de bloqueo, adoptando su geometría compacta para su traslado.

Cuadro 2. Transporte y movilidad

Código	Requisito
TRN-01	El módulo de cocción y preparación deberá poder transportarse dentro de la caja de carga de una Toyota Hilux doble cabina modelo 2023, en configuración de transporte, ajustándose a las dimensiones de su caja de carga (ancho máximo: 1520 mm, largo máximo: 1525 mm).
TRN-02	La masa total de los módulos no debe exceder los 110 kg, incluyendo todos los componentes necesarios para su operación.
TRN-03	El diseño del módulo deberá contar con máximo 3 piezas no unidas estructuralmente en transporte.

Cuadro 2. Continúa de la página anterior.

Código	Requisito
TRN-04	En la configuración de transporte, la proyección vertical del centro de masa de la cocina deberá permanecer completamente dentro del polígono de apoyo definido por las ruedas o patas, considerando la cocina en posición vertical.
TRN-05	Todas las fijaciones roscadas críticas deberán incluir al menos un método de aseguramiento contra aflojamiento por vibración.
TRN-06	El montaje, desmontaje y sujeción del módulo deberá poder realizarse con herramientas manuales: martillo, desarmadores, alicates, llaves.
Nota. Elaboración propia.	

Cuadro 3. Ergonomía y uso humano

Código	Requisito
ERG-01	El módulo de cocción y preparación deberá proporcionar, en configuración desplegada, una superficie horizontal total mínima de 2.0 m ² , medida como el área proyectada en planta de la mesada o superficies de trabajo desplegadas.
ERG-02	Las superficies de los módulos deberán ubicarse a una altura comprendida entre 850 mm y 950 mm respecto al nivel del suelo.
Nota. Elaboración propia.	

Cuadro 4. Función de cocción y preparación

Código	Requisito
FUN-01	El módulo deberá disponer de una superficie útil mínima de preparación de alimentos de 1.20 m ² , continua o distribuida en superficies adyacentes.
FUN-02	El módulo deberá permitir la cocción simultánea de al menos dos recipientes de cocción (ollas o sartenes) con diámetro comprendido entre 240 mm y 300 mm.
FUN-03	Las superficies de preparación y cocción deberán diseñarse para soportar una carga distribuida mínima de 50 kg/m ² , sin deformaciones permanentes.
FUN-04	La superficie de preparación deberá incluir al menos un área continua (sin interrupciones por equipos fijos) de 600 mm × 400 mm como mínimo.
Nota. Elaboración propia.	

Cuadro 5. Seguridad alimentaria y operativa

Código	Requisito
SEG-01	Las superficies de preparación de alimentos deberán ser de material apto para contacto con alimentos, conforme a normativa reconocida.
SEG-02	La superficie de preparación deberá presentar un acabado liso y no poroso, con rugosidad superficial $R_a \leq 0.8 \mu\text{m}$ en las áreas en contacto directo con alimentos.
SEG-03	Las esquinas internas de la superficie de preparación deberán incluir un radio mínimo $R \geq 3 \text{ mm}$.

Cuadro 5. Continúa de la página anterior.

Código	Requisito
SEG-04	Las aristas accesibles al usuario deberán estar redondeadas o biseladas, con un radio mínimo $R \geq 2$ mm o un chaflán mínimo $2 \times 45^\circ$.
SEG-05	En la superficie de preparación y en una franja de 100 mm alrededor de esta, cualquier espacio abierto deberá contar con una abertura libre mínima de 50 mm.
Nota. Elaboración propia.	

Cuadro 6. Estructura y resistencia mecánica

Código	Requisito
STR-01	Bajo las condiciones de carga de operación y transporte definidas para el análisis, los componentes estructurales deberán contar con un factor de seguridad mínimo de 2.0.
STR-02	El módulo deberá cumplir un factor de seguridad frente a vuelco ≥ 1.5 bajo un caso crítico de carga operativa y fuerza horizontal.
STR-03	Las uniones (atornilladas, pasadores, bisagras o soldadas, según aplique) deberán diseñarse con factor de seguridad mínimo de 2.0 frente a falla por corte, tracción o aplastamiento en los puntos críticos.
STR-04	El módulo deberá mantener apoyo estable en terreno irregular, permitiendo compensar desniveles de al menos ± 25 mm en los puntos de apoyo.
STR-05	En la condición de transporte, la estructura del módulo deberá evaluarse por medio de análisis estructural bajo una carga vertical equivalente a dos veces su peso propio.
Nota. Elaboración propia.	

6.2.2. Criterios de selección

Los requisitos del módulo no condicionan el proceso de diseño de la misma manera ni en el mismo momento. Por esta razón, se clasifican según su criticidad metodológica, entendida como el grado en que cada requisito restringe las decisiones de diseño a lo largo del desarrollo del sistema. Esta clasificación se basa en el momento del proceso en que el requisito debe ser considerado y en el tipo de decisión que condiciona, y no en su importancia funcional aislada.

A partir de este criterio, se identifican requisitos de criticidad alta, los cuales actúan como límites iniciales del diseño y definen el espacio de diseño disponible, condicionando la arquitectura general del módulo desde las primeras etapas. En un segundo nivel se agrupan requisitos de criticidad media, que no modifican dichos límites, pero sí condicionan el desarrollo del concepto, la configuración en uso y el dimensionamiento preliminar del sistema. Finalmente, se reconocen requisitos de criticidad baja, cuya aplicación se concentra en etapas posteriores y está asociada principalmente a la verificación del diseño y al ajuste de detalles constructivos.

Cuadro 7. Clasificación de requisitos según criticidad metodológica

Criticidad alta	Criticidad Media	Criticidad baja
TRN-01	TRN-02	TRN-05
ERG-01	TRN-03	FUN-04
ERG-02	TRN-04	SEG-02
FUN-01	TRN-06	SEG-03
STR-02	FUN-02	SEG-04
STR-04	FUN-03	STR-01
	SEG-01	STR-05
	SEG-05	
	STR-03	

Nota. Elaboración propia.

6.3. Delimitación del espacio de diseño

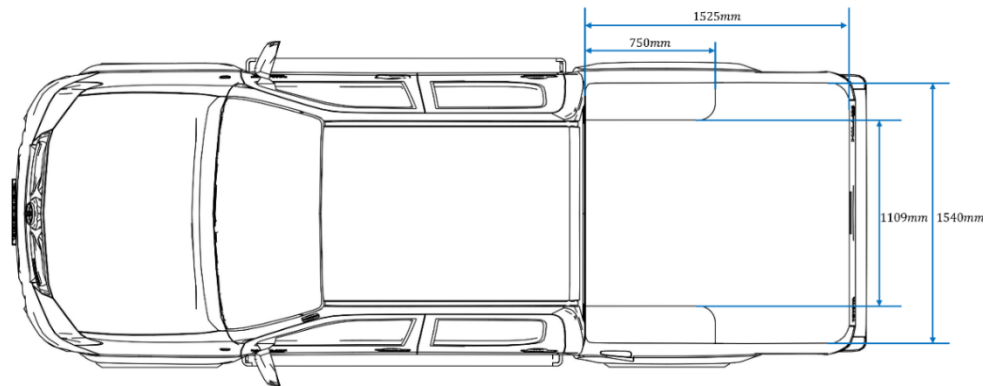
6.3.1. Caracterización geométrica de la caja de carga de transporte

El diseño del módulo se inició a partir de la delimitación del espacio físico real disponible para su transporte. Conforme a los requisitos de criticidad alta asociados al transporte y coexistencia con otros elementos, se estableció que el módulo será trasladado en la caja de carga de un vehículo tipo *pick-up* Toyota Hilux doble cabina, modelo 2023.

Se procedió a caracterizar geométricamente la caja de carga en vista en planta, identificando sus dimensiones internas útiles y las zonas no utilizables derivadas de la intrusión de las cavidades correspondientes al alojamiento de las llantas traseras. Estas elevaciones reducen el contorno rectangular ideal y generan restricciones laterales que deben considerarse para cualquier configuración de acomodo.

A partir de esta información se definió un contorno útil real en planta, el cual constituye la frontera geométrica máxima dentro de la cual puede configurarse el módulo en su estado de transporte.

Figura 1. Contorno útil de la caja de carga con identificación de intrusiones por cavidades de llantas.



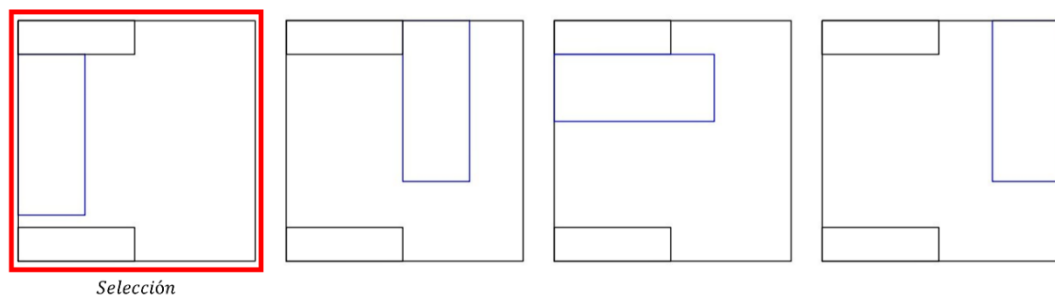
Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc. (2026)

6.3.2. Evaluación de configuraciones de acomodo

Con el contorno útil de la caja de carga previamente definido, se generaron cuatro configuraciones alternativas de acomodo del módulo complementario dentro de dicho espacio. El criterio de evaluación se centró en maximizar la continuidad y regularidad del área libre remanente en planta, evitando zonas fragmentadas o afectadas por las cavidades de llantas.

Las configuraciones fueron comparadas considerando la facilidad de carga y descarga, la simplicidad geométrica del espacio disponible resultante y la compatibilidad con una futura extracción del módulo principal como unidad compacta. Como resultado del análisis, se seleccionó una disposición en la cual el módulo complementario se ubica próximo a la cabina y entre las cavidades de llantas, liberando un área libre continua de mayor regularidad geométrica para el diseño del módulo principal.

Figura 2. Configuraciones evaluadas para el acomodo del módulo coexistente dentro de la caja de carga.



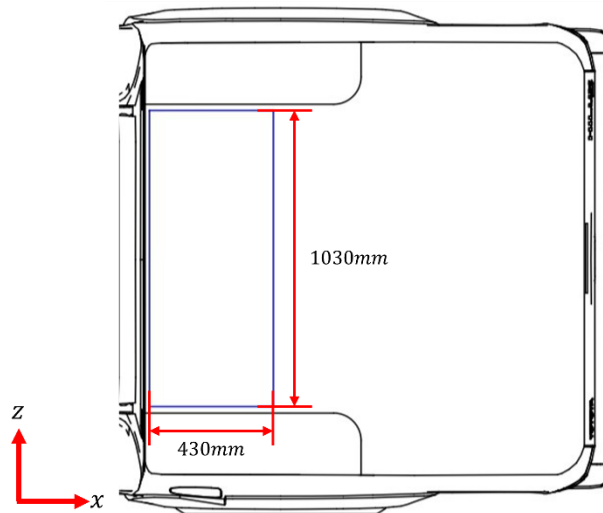
Nota. Elaboración propia.

6.3.3. Incorporación del módulo coexistente

De acuerdo con los requisitos de coexistencia y operación conjunta, se estableció que el vehículo transportará adicionalmente un módulo complementario desarrollado en paralelo. Para efectos del análisis espacial, dicho módulo fue representado como un bloque rígido en vista en planta con dimensiones de 1030 mm $\times$ 430 mm.

Este bloque se integró al modelo geométrico de la caja de carga en la configuración seleccionada, actuando como elemento fijo de ocupación. Su incorporación permitió determinar de manera objetiva el espacio restante disponible para el diseño del módulo principal, evitando asumir disponibilidad total de la caja de carga y asegurando que el diseño partiera de restricciones reales de ocupación compartida.

Figura 3. Módulo coexistente integrado en la configuración seleccionada dentro de la caja de carga.



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc. (2026)

6.3.4. Definición de las dimensiones límite en planta del módulo principal

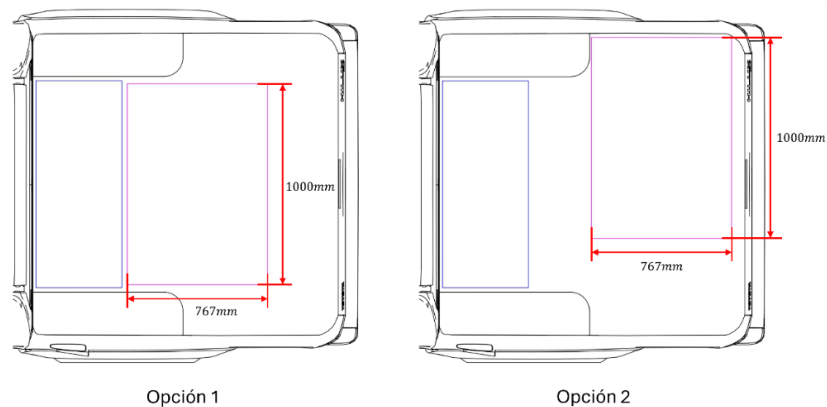
La configuración seleccionada permitió establecer un área libre continua que sirvió como base para el diseño del módulo principal. En vista en planta, dicha área adoptó dimensiones aproximadas de 770 mm en el eje horizontal (eje x) y 1000 mm en el eje perpendicular (eje z).

Estas dimensiones constituyen el límite geométrico en configuración de transporte y definieron el rectángulo de referencia para iniciar el modelado paramétrico del núcleo estructural. A partir de

este punto, cualquier incremento de superficie en configuración de uso deberá resolverse por medio de mecanismos desplegables, sin exceder las dimensiones compactas establecidas para transporte.

Las dimensiones límite adoptadas permiten dos posibles orientaciones en configuración de transporte, ambas compatibles con el espacio disponible en la caja de carga (Figura 4). La selección definitiva de la disposición de transporte se analiza en la sección 6.11, considerando criterios de estabilidad y distribución del centro de masa.

Figura 4. Dimensiones en planta adoptadas para el módulo principal en configuración de transporte.



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc. (2026)

6.4. Configuración estructural del núcleo central

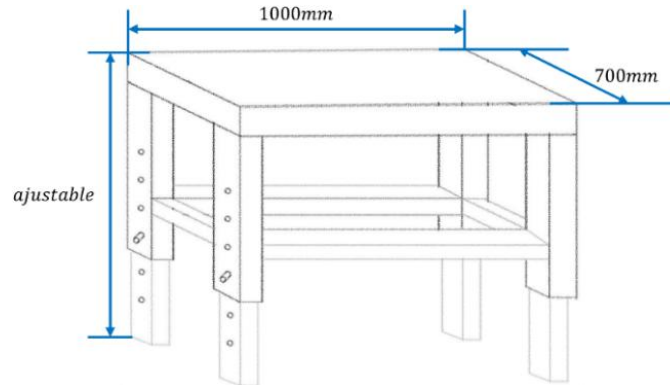
6.4.1. Conceptualización del núcleo estructural

Con base en las dimensiones límite en planta definidas en la fase anterior, se elaboró un boceto conceptual del núcleo central como estructura portante primaria del módulo. En dicho boceto se estableció una geometría rectangular con dimensiones exteriores de 1000 mm × 700 mm en vista en planta, incorporando un marco superior rígido como elemento principal de referencia geométrica y de soporte para la integración posterior de la superficie funcional.

Desde esta etapa conceptual se definió que el sistema incorporaría patas telescópicas, por lo cual la altura del conjunto se planteó como ajustable, sin fijarse un valor único en el boceto. El objetivo de esta decisión fue permitir la adaptación del módulo a la altura de operación requerida, manteniendo al mismo tiempo una configuración compacta en transporte. Asimismo, el boceto

integra un marco inferior de rigidización y elementos intermedios de refuerzo, con el fin de asegurar estabilidad geométrica del conjunto y controlar deformaciones globales del núcleo durante operación.

Figura 5. Boceto conceptual del núcleo central con dimensiones límite en planta (1000 mm × 700 mm) y altura ajustable.



Nota. Elaboración propia.

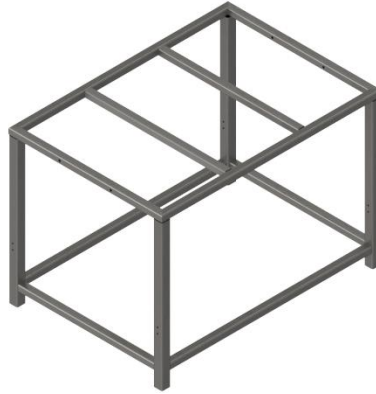
6.4.2. Desarrollo del modelo estructural en CAD

A partir del boceto conceptual del núcleo central, se desarrolló el modelo CAD del sistema estructural con el objetivo de definir con precisión la geometría y la integración entre elementos. El modelado se ejecutó considerando una configuración completamente soldada, empleando perfiles tubulares cuadrados (*HSS*) de acero conforme a ASTM A500.

Se adoptó una sección base *HSS* 1 1/4" × 1 1/4" × 1/8" para el marco superior y el marco inferior de rigidización, y una sección *HSS* 1 5/8" × 1 5/8" × 1/8" para las mangas exteriores del sistema telescópico, permitiendo el alojamiento geométrico del perfil interior correspondiente.

La selección de estas secciones estructurales responde principalmente a criterios de disponibilidad comercial y viabilidad constructiva. En particular, los perfiles tubulares cuadrados utilizados corresponden a las dimensiones mínimas comúnmente disponibles en el mercado para este tipo de secciones, lo cual condiciona el rango de diseño posible. En este sentido, la adopción de perfiles *HSS* de 1 1/4" × 1 1/4" × 1/8" para los marcos estructurales y de 1 5/8" × 1 5/8" × 1/8" para las mangas exteriores del sistema telescópico permite trabajar con elementos estandarizados, evitando la necesidad de manufactura especial o procesos de reducción de sección, y asegurando compatibilidad con prácticas constructivas convencionales.

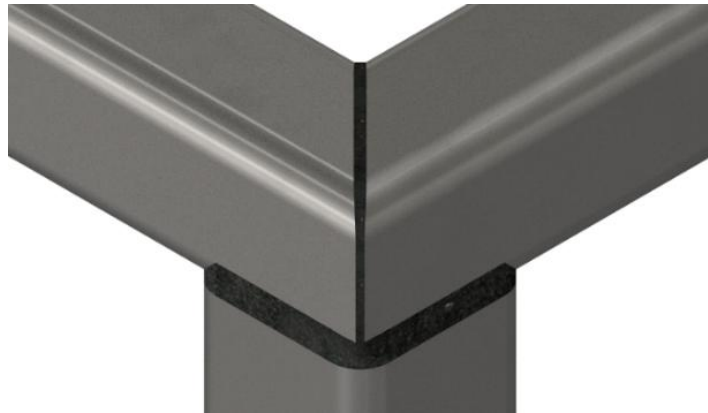
Figura 6. Modelo CAD del núcleo estructural del módulo.



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc. (2026)

El marco superior del núcleo se modeló como un rectángulo de 1000 mm $\times$ 700 mm en vista en planta, incorporando uniones a inglete a 45° en sus cuatro esquinas para representar el ensamble soldado adoptado en el diseño.

Figura 7. Detalle ampliado de unión a inglete (45°) en el marco superior.



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc. (2026)

En cada esquina del marco superior se integraron las mangas exteriores del sistema telescópico, alineando dos de sus caras con el contorno externo del marco. Esta disposición permite mantener continuidad geométrica en planta y establecer nodos estructurales rígidos para la transmisión de cargas hacia el sistema de soporte vertical.

Posteriormente, se incorporó un marco inferior de rigidización por medio de perfiles *HSS* 1¼" $\times$ 1¼" $\times$ ⅛", los cuales se sueldan a las caras de las mangas exteriores. En esta configuración, los elementos perimetrales del marco inferior no se intersectan entre sí en las

esquinas, sino que descargan en los nodos definidos por las mangas, consolidando un comportamiento estructural monolítico del conjunto.

Figura 8. Detalle ampliado de unión entre marco inferior y manga exterior.



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc. (2026)

Durante el modelado se definió preliminarmente la longitud de la manga exterior en función de las restricciones geométricas impuestas por el repliegue de los elementos laterales. El valor modelado de 660 mm responde a criterios de interferencia y compatibilidad geométrica; su consolidación dimensional definitiva será abordada en la sección correspondiente al desarrollo formal del sistema telescópico.

6.5. Sistema de soporte vertical telescópico

El núcleo central incorpora un sistema de soporte vertical telescópico para cumplir el requisito de altura de operación comprendida entre 850 mm y 950 mm. Este intervalo define el recorrido mínimo que el mecanismo debe permitir entre una condición baja y una condición alta de trabajo, sin requerir modificaciones estructurales en el núcleo.

6.5.1. Configuración geométrica telescópica y selección de perfiles

El mecanismo telescópico consiste en dos perfiles tubulares cuadrados de acero: una manga exterior portante y una manga interior deslizante. La manga interior se definió como *HSS* 1¼" × 1¼" × ⅛", mientras que la manga exterior se definió como *HSS* 1⅝" × 1⅝" × ⅛", de forma que la sección exterior permita el alojamiento de la sección interior y la ejecución del ajuste vertical.

Figura 9. Modelo CAD del sistema telescópico: manga exterior (HSS 1½") y manga interior (HSS 1¼").



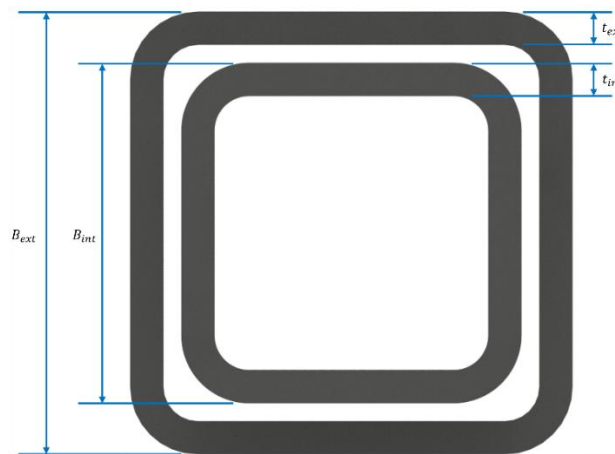
Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc. (2026)

La manga exterior se definió con una longitud de 660 mm y la interior con 600 mm, en función del recorrido requerido, la integración con el núcleo y la compatibilidad geométrica con el repliegue de los elementos laterales.

Verificación geométrica de holgura

Con el fin de garantizar que la manga interior $HSS\ 1\frac{1}{4}" \times 1\frac{1}{4}" \times \frac{1}{8}"$ pueda deslizarse dentro de la manga exterior $HSS\ 1\frac{3}{8}" \times 1\frac{3}{8}" \times \frac{1}{8}"$, se realizó una verificación geométrica considerando tanto dimensiones nominales como tolerancias permisibles establecidas por la norma ASTM A500/A500M–23.

Figura 10. Dimensiones utilizadas en la verificación de holgura en el sistema telescópico.



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc. (2026)

Cuadro 8. Valores nominales para la verificación de holgura en sistema telescópico

Parámetro	Manga exterior (in)	Manga interior (in)
Dimensión exterior cara a cara [B]	1.625	1.250
Espesor [t]	0.125	0.125

Nota. Elaboración propia.

La dimensión interna nominal del perfil exterior se determinó por medio de la ecuación:

$$B_{ID,nom} = B_o - 2t_o$$

La holgura nominal total por medio de la ecuación:

$$C_{nom} = B_{ID,nom} - B_i$$

Posteriormente se evaluó la condición más desfavorable de interferencia conforme a la norma, considerando para el perfil exterior su dimensión mínima permisible y su espesor máximo permisible, y para el perfil interior su dimensión máxima permisible.

Las expresiones empleadas fueron:

$$B_{ID,min} = (B_o - \Delta B) - 2(t_o + 0.10t_o)$$

$$B_{OD,max} = B_i + \Delta B$$

$$C_{min} = B_{ID,min} - B_{OD,max}$$

$\Delta B = \pm 0.020''$ y la variación de espesor es $\pm 10\%$ del valor nominal, conforme ASTM A500/A500M-23. (ASTM International, 2023).

Cuadro 9. Resultados de holgura entre perfiles para sistema telescópico

Condición	Holgura total (mm)	Holgura por lado (mm)
Nominal	3.175	1.588
Peor caso	1.524	0.762

Nota. Elaboración propia.

Se observa que la holgura permanece positiva incluso en la condición conservadora de peor caso, obteniéndose aproximadamente 0.76 mm por lado. Este valor resulta suficiente para permitir el deslizamiento funcional del sistema sin necesidad de mecanizado adicional ni reducción de espesor en los perfiles seleccionados.

6.5.2. Sistema de ajuste por perforaciones y bloqueo mediante doble pasador

El ajuste de altura se implementó por medio de un sistema de perforaciones alineadas y fijación con pasadores. Se adoptó una separación uniforme de 25 mm entre niveles consecutivos dentro del rango 850–950 mm, resultando en cinco posiciones de altura. Para reducir el juego del conjunto en operación, se definió un bloqueo por doble pasador en cada posición.

Para limitar debilitamientos en el elemento portante, la manga exterior incorpora únicamente dos perforaciones (correspondientes al doble pasador). El patrón completo de ajuste se concentró en la manga interior, la cual incorpora seis perforaciones distribuidas cada 25 mm, permitiendo obtener cinco posiciones manteniendo doble aseguramiento en todo el rango (incluida la posición inferior).

Figura 11. Patrón de perforaciones en manga interior (6) y alineación con las perforaciones de la manga exterior (2) para doble pasador.



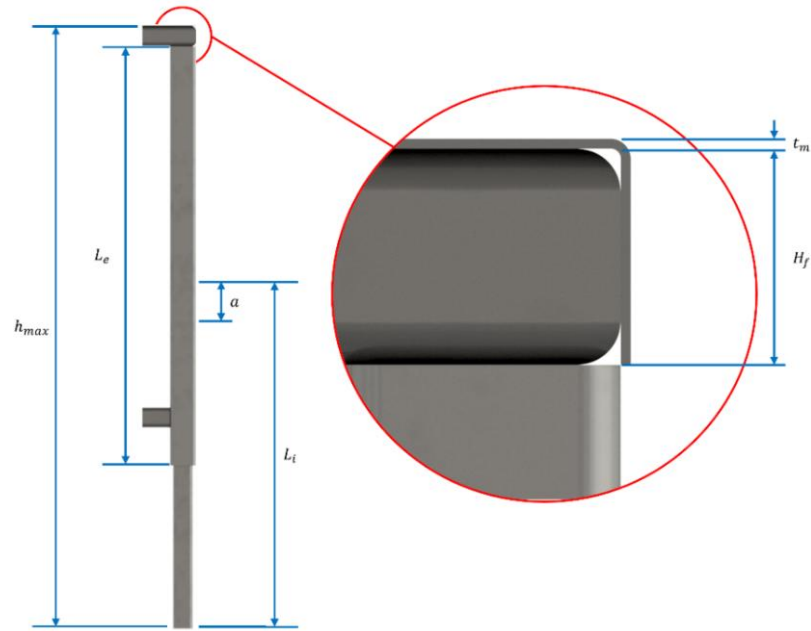
Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc. (2026)

Las perforaciones se modelaron atravesando ambas caras de cada perfil, con el fin de asegurar el bloqueo completo del conjunto una vez insertados los pasadores.

Con el fin de garantizar que el sistema telescópico permita alcanzar la altura máxima de trabajo $h_{max} = 950$ mm, se determinó la posición geométrica del primer agujero en la manga exterior, tomando como referencia el patrón previamente definido en la manga interior.

Los parámetros geométricos utilizados fueron:

Figura 12. Dimensiones utilizadas en la verificación de las perforaciones en manga exterior.



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc. (2026)

Cuadro 10. Parámetros geométricos para verificación de perforaciones en manga exterior

Parámetro	Valor	Unidad
Longitud manga exterior [L_e]	660	mm
Longitud manga interior [L_i]	600	mm
Altura del marco superior [H_f]	31.75	mm
Espesor de mesada [t_m]	1.5	mm
Distancia del primer agujero desde borde superior de manga interior [a]	100	mm
Altura máxima de trabajo [h_{max}]	950	mm

Nota. Elaboración propia.

La altura fija aportada por los elementos superiores se expresa como:

$$H = H_f + t_m$$

La altura del conjunto cuando la manga interior se encuentra completamente retraída es la siguiente:

$$H_{retraída} = L_e + H$$

Para alcanzar la altura máxima de trabajo, la manga interior debe extenderse una distancia:

$$E = h_{max} - H_{retraída}$$

La longitud insertada de la manga interior dentro de la exterior resulta:

$$I = L_i - E$$

El borde superior de la manga interior, medido desde la base inferior de la manga exterior, se ubica en:

$$y_{top} = L_e - I$$

Finalmente, considerando que el primer agujero de la manga interior se localiza a una distancia a desde su borde superior, la posición correspondiente del primer agujero en la manga exterior se determina de la siguiente manera:

$$y_{ext} = y_{top} + a$$

Esto da como resultado:

$$y_{ext} = 416.75 \text{ mm}$$

Este valor corresponde a la distancia medida desde la base superior de la manga exterior hasta el eje del primer agujero que debe alinearse con el patrón de la manga interior para garantizar la altura máxima de 950 mm.

El resto del patrón de perforaciones se genera con un espaciamiento uniforme de 25 mm, asegurando las cinco posiciones de ajuste previamente definidas. El dimensionamiento del sistema de fijación (tipo y diámetro de pasador) será establecido en la sección 6.13.

6.5.3. Posición de almacenamiento de la manga interior y retención de pasadores

Además de las posiciones de operación, se incorporó una condición de almacenamiento en la cual la manga interior puede retraerse dentro de la manga exterior y fijarse por medio de pasadores, con el objetivo de evitar la pérdida de componentes durante movilización y mantener los elementos de bloqueo integrados al sistema.

En configuración de transporte, la manga interior se retrae completamente dentro de la manga exterior y se fija por medio de los mismos agujeros existentes en la manga exterior. Con el fin de evitar que los extremos inferiores queden a ras y permitir tolerancia de montaje, se definió una separación inferior:

$$g = 38.25 \text{ mm}$$

Esto implica que, en condición retraída, el borde inferior de la manga interior se ubica 10 mm por encima del borde inferior de la manga exterior.

Sea d_e la distancia del agujero existente en la manga exterior medida desde su borde inferior (valor obtenido en el cálculo anterior), y d_i la distancia correspondiente del agujero en la manga interior medida desde su borde inferior. La condición geométrica de alineación en transporte se expresa de la siguiente manera:

$$d_e = d_i + g$$

$$d_i = d_e - g$$

Se sustituye el valor previamente determinado para $d_e = 218.25 \text{ mm}$:

$$d_i = 218.25 - 38.25 = 180 \text{ mm}$$

Por lo tanto, el primer agujero de transporte en la manga interior se ubica a:

$$180 \text{ mm}$$

Medidos desde su borde inferior.

Para mantener el mismo espaciamiento uniforme adoptado en el sistema de ajuste de altura, el segundo agujero de transporte se ubica 25 mm por encima.

Cuadro 11. Resumen de altura de agujeros en manga telescópica interior desde base inferior

Parámetro	Valor	Unidad
Primer agujero	180	mm
Segundo agujero	205	mm
Tercer agujero	375	mm
Cuarto agujero	400	mm
Quinto agujero	425	mm
Sexto agujero	450	mm
Séptimo agujero	475	mm
Octavo agujero	500	mm

Nota. Elaboración propia.

Con ello se garantiza la alineación con los agujeros de la manga exterior y la correcta fijación por medio de doble pasador en configuración de transporte.

Las perforaciones de transporte en la manga interior se mantienen en la misma cara que las perforaciones del sistema de ajuste de altura, con el fin de conservar coherencia de manufactura y simplificar el ensamble.

6.6. Configuración geométrica de los módulos laterales

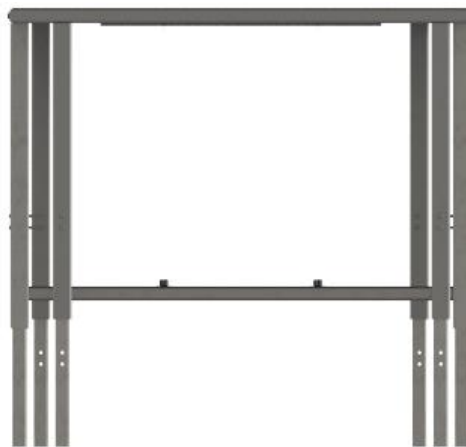
6.6.1. Dimensiones en planta y conformación de estructura

Los módulos laterales se definieron como subsistemas abatibles destinados a ampliar el área útil de trabajo en configuración de uso. Constructivamente conservan la misma lógica estructural del núcleo central, incorporando un marco superior, una mesada y un sistema de soporte vertical telescópico.

No obstante, su geometría en planta difiere del núcleo central. Cada módulo lateral adopta dimensiones de 1000 mm × 650 mm, en contraste con los 1000 mm × 700 mm del núcleo. La reducción de 50 mm en el ancho responde al espacio requerido para la articulación y a las holguras necesarias para permitir el repliegue completo sin interferencias en configuración de transporte.

Cada módulo lateral incorpora únicamente dos patas telescópicas. A diferencia del núcleo central, estas no se ubican alineadas en las esquinas del marco superior, sino que se desplazan hacia el interior, conforme se describe en el apartado siguiente.

Figura 13. Vista lateral de patas telescópicas



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc. (2026)

6.6.2. Desplazamiento lateral

El desplazamiento lateral de las patas se definió a partir de un análisis geométrico orientado a evitar colisiones entre las mangas exteriores durante el repliegue. La condición crítica ocurre cuando el módulo lateral se retrae y su manga exterior debe pasar próxima a la manga exterior del núcleo central o del módulo lateral opuesto.

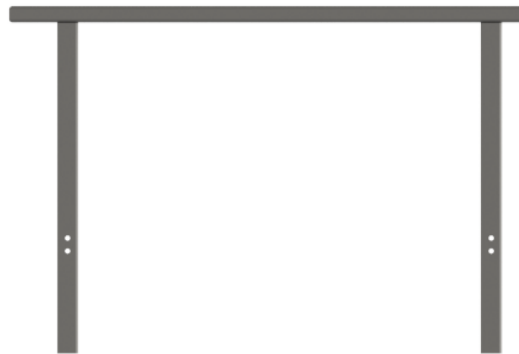
Se adoptó una holgura funcional de 5 mm medida entre caras exteriores de mangas exteriores. A partir de la dimensión exterior efectiva de la manga exterior seleccionada en el modelo, se definieron dos niveles de desfase.

El primer desfase corresponde a la condición en la que una manga lateral pasa próxima a la manga del núcleo central. Este valor se obtuvo sumando la dimensión exterior efectiva de la manga y la holgura establecida, resultando un desplazamiento de 46.275 mm.

El segundo desfase corresponde a la condición en la que ambos módulos laterales se repliegan simultáneamente. En este caso se consideran dos mangas exteriores y dos holguras funcionales, obteniéndose un desplazamiento total de 92.55 mm.

Esta configuración permite que los módulos laterales, siendo geoméricamente equivalentes pero reflejados, se alojen sin interferencia durante el cierre del sistema.

Figura 14. Vista lateral de patas telescópicas con desfase (92.55 mm y 46.275 mm).



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc. (2026)

6.6.3. Orientación de perforaciones en módulos laterales

La orientación de las perforaciones para los pasadores de ajuste vertical se modificó respecto al núcleo central. En el módulo lateral izquierdo, los orificios se disponen en la cara externa izquierda, mientras que en el módulo lateral derecho se ubican en la cara externa derecha.

Esta decisión evita que los extremos de los pasadores interfieran durante el repliegue, ya que las caras internas quedan libres de elementos sobresalientes. La medida responde exclusivamente a criterios geométricos y de compatibilidad espacial en configuración de transporte.

6.6.4. Ajuste de longitud de mangas exteriores en módulos laterales

Fue necesario modificar la longitud de la manga exterior en los módulos laterales respecto al núcleo central. Mientras que en el núcleo la manga exterior tiene una longitud de 660 mm, en los módulos laterales se redujo a 640 mm.

Esta reducción de 20 mm responde a la condición geométrica que se genera durante el repliegue cuando el sistema se encuentra en la altura máxima operativa de 950 mm. Debido a la articulación, el conjunto ala-pata adopta una configuración tipo escuadra durante el cierre. La disminución de longitud evita interferencias sin alterar la lógica del sistema de ajuste vertical, ya que las posiciones de perforación continúan referenciadas desde la misma cara superior de integración al marco.

6.7. Integración de la superficie funcional

La superficie funcional corresponde a la mesada principal sobre la cual se realizarán las actividades de preparación de alimentos. Para su definición se priorizaron criterios de higiene, facilidad de limpieza, resistencia a la corrosión y manufactura local.

Se seleccionó acero inoxidable AISI 304 debido a que puede utilizarse en contacto con alimentos sin requerir tratamientos superficiales adicionales y mantiene estabilidad frente a agentes químicos de limpieza comúnmente utilizados en procesos de sanitización.

La mesada se definió como una lámina lisa de acero inoxidable con dimensiones de 700 mm × 1000 mm, coincidentes con el marco superior del núcleo estructural.

6.7.1. Integración geométrica

La lámina se dispone sobrepuesta al marco superior del núcleo. Para evitar soldadura en acero inoxidable, se incorporaron pestañas plegadas en los laterales correspondientes a la dimensión de 700 mm. Los lados de 1000 mm se reservaron para la futura integración de los módulos laterales, evitando interferencias con mecanismos de articulación.

Las pestañas permiten la fijación mecánica por medio de pernos pasantes que atraviesan tanto la lámina como el marco superior. Esta solución evita procesos de soldadura en acero inoxidable, reduce complejidad de fabricación y permite desmontaje en caso de mantenimiento o reemplazo.

Figura 15. Integración de la mesada al núcleo estructural por medio de pestañas plegadas y pernos pasantes.



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc. (2026)

La distribución de los puntos de fijación se definió de manera simétrica a lo largo de la longitud total de 700 mm. Para ello, se establecieron dos puntos de anclaje que dividen dicha longitud en tres segmentos iguales, ubicados aproximadamente a 233 mm y 467 mm desde uno de los extremos

En los módulos laterales la disposición de la lámina es la misma que la del núcleo, con la diferencia que las pestañas plegadas en los laterales corresponden a la dimensión de 650 mm.

Figura 16. Integración de la mesada al módulo lateral por medio de pestañas plegadas y pernos pasantes.



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc. (2026)

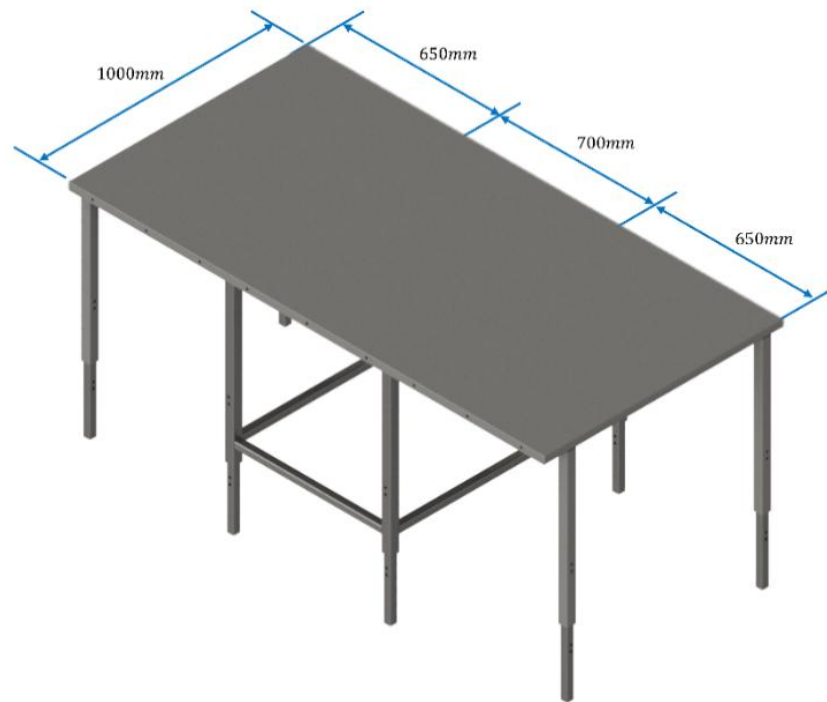
En los laterales se aplica el mismo criterio de distribución, considerando una longitud total de 650 mm, la cual también se divide en tres segmentos iguales, ubicándose los puntos de anclaje aproximadamente a 217 mm y 433 mm desde uno de los extremos.

6.7.2. Área funcional desplegada

Una vez definidas las dimensiones de la mesada central y de los módulos laterales, es posible determinar el área funcional disponible cuando el sistema se encuentra completamente desplegado en configuración de uso.

La superficie funcional está compuesta por tres elementos: la mesada central y dos mesadas laterales abatibles. La mesada central posee dimensiones de 700 mm × 1000 mm, mientras que cada módulo lateral incorpora una superficie de trabajo de 650 mm × 1000 mm.

Figura 17. Área funcional total del sistema en configuración desplegada.



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc. (2026)

De esta forma, el ancho total del sistema desplegado corresponde a la suma de las tres superficies:

$$B_{total} = 700mm + 650mm + 650mm = 2,000mm$$

Considerando que la profundidad de trabajo se mantiene constante en 1000 mm para los tres módulos, el área funcional total desplegada se obtiene como:

$$A_{total} = B_{total} * 1,000mm$$

$$A_{total} = 2,000mm * 1,000mm = 2,000,000mm^2$$

Expresando este valor en unidades del Sistema Internacional:

$$A_{total} = 2.0m^2$$

Por lo tanto, cuando el sistema se encuentra completamente desplegado, la cocina móvil proporciona una superficie funcional total de 2 m², distribuida entre la mesada central y los dos módulos laterales.

6.7.3. Espesor de la lámina

Se adoptó un espesor de 1.5 mm, considerando criterios de rigidez básica, peso y facilidad de doblado para la formación de pestañas. Este espesor se verifica en la sección 6.14.

La mesada central es independiente del sistema de expansión lateral; las articulaciones de los módulos laterales se vinculan al marco estructural y no a la lámina superficial.

6.7.4. Acabado superficial de la mesada

Para cumplir con el requisito de rugosidad superficial planteado, se establece que la mesada se fabricará en acero inoxidable AISI 304 con acabado tipo 2B o superior. Este acabado presenta valores típicos de rugosidad en el orden de $Ra = 0.3$ a $0.6 \mu m$ (Euro Inox, 2013), por lo que se adopta como la especificación base del diseño. En caso de disponibilidad, podrán emplearse acabados comerciales de mayor calidad superficial sin afectar el cumplimiento del requisito.

6.8. Sistema de expansión lateral

6.8.1. Concepto de expansión lateral

Con el fin de transformar el sistema desde la configuración de transporte hacia la configuración de uso, se incorporó un mecanismo de expansión lateral por medio de alas abatibles. El concepto

adoptado corresponde al principio tipo *drop leaf*, comúnmente utilizado en mesas extensibles, en el cual superficies laterales permanecen retraídas durante transporte y se despliegan hasta posición horizontal para ampliar el área útil de trabajo.

En configuración de transporte, las alas permanecen en posición vertical, adyacentes al núcleo central. En configuración de uso, rotan aproximadamente 90° hasta alcanzar alineación horizontal con la mesada principal, incrementando el área funcional disponible.

Figura 18. Configuración retraída y desplegada del sistema lateral tipo *drop leaf*.



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc. (2026)

6.8.2. Evaluación de alternativas de articulación

Para materializar el movimiento de rotación se evaluaron distintos tipos de bisagras, considerando su compatibilidad dimensional con el perfil estructural *HSS 1¼"*, la posibilidad de soldadura directa al tubo, la seguridad en operación horizontal y la forma en que distribuyen los esfuerzos a lo largo del elemento estructural.

En una primera aproximación se consideraron bisagras tipo *heavy duty* soldables. Estas fueron descartadas debido a su tamaño excesivo respecto al perfil estructural, interferencias geométricas y sobredimensionamiento para la aplicación prevista.

Posteriormente se analizaron bisagras tipo *bullet*. Sin embargo, las opciones disponibles correspondían principalmente a versiones tipo *lift-off*, diseñadas para trabajar en posición vertical. Al instalarse en orientación horizontal, existe riesgo de separación ante fuerzas normales, por lo que esta alternativa se consideró inadecuada desde el punto de vista de seguridad operativa.

Finalmente se seleccionaron bisagras continuas tipo piano. Esta alternativa permite distribuir los esfuerzos a lo largo de toda su longitud, reduce concentraciones de carga en puntos aislados y facilita una alineación uniforme durante el movimiento de apertura y cierre.

6.8.3. Compatibilidad dimensional e integración estructural

Se seleccionó una bisagra continua tipo piano con espesor de hoja de 0.040", diámetro de pasador de 5/64", ancho total de 1.00" y longitud de 2'.

El ancho total de 1.00" permite su integración directa sobre el perfil estructural HSS de 1¼", asegurando un área de contacto adecuada para la fijación por medio de tornillos sin exceder la cara útil del tubo, considerando además los radios de curvatura en las esquinas del perfil. La longitud de 2' resulta compatible con la dimensión disponible en el elemento estructural destinado a la articulación, dejando una pequeña holgura en los extremos que evita interferencias geométricas y facilita el montaje del sistema.

Cada ala incorpora una bisagra continua fijada mecánicamente al perfil estructural del núcleo por medio de tornillos distribuidos a lo largo de su longitud. Esta solución se adopta con el fin de simplificar el proceso constructivo, reducir costos de fabricación y permitir un montaje más accesible, manteniendo al mismo tiempo una adecuada transmisión de cargas a lo largo del elemento. La capacidad estructural de esta configuración será verificada en secciones posteriores.

Figura 19. Integración de bisagra continua tipo piano al perfil estructural HSS 1¼".



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc. (2026)

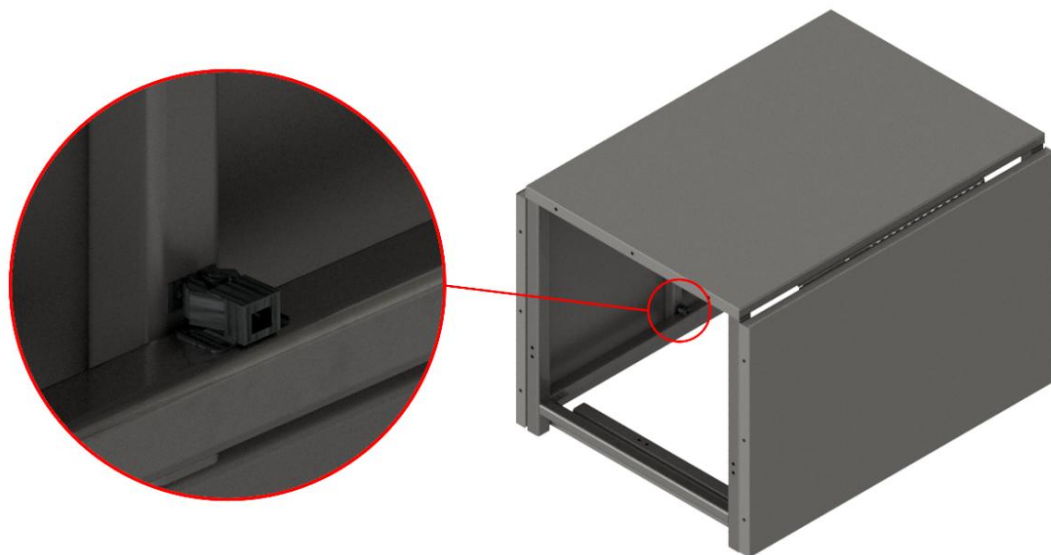
6.8.4. Sistema de aseguramiento en configuración de transporte

Para mantener los módulos laterales en posición durante la configuración de transporte, se incorporó un mecanismo de aseguramiento basado en un sistema de enganche mecánico tipo *grab latch*. Este mecanismo permite retener las alas laterales cuando se encuentran abatidas hacia abajo respecto al núcleo central, evitando aperturas accidentales provocadas por vibraciones o movimientos durante el traslado del equipo.

El sistema consiste en un acoplamiento macho-hembra compuesto por una carcasa receptora con elementos elásticos internos y una placa de impacto. La pieza receptora se instala por medio de fijaciones mecánicas sobre la cara lateral del perfil tubular que conforma el marco inferior del núcleo central, mientras que la placa de impacto se fija al perfil tubular transversal ubicado en la zona central del marco superior del módulo lateral.

Cuando el módulo lateral se abate hacia su posición de transporte, la placa de impacto entra en la cavidad del mecanismo receptor, produciendo el acoplamiento automático entre ambas piezas y reteniendo el módulo en posición. La función de este mecanismo es únicamente asegurar el módulo lateral durante el transporte, mientras que la estabilidad principal del sistema en esta configuración se mantiene por la propia orientación del conjunto.

Figura 20. Sistema de aseguramiento del módulo lateral en configuración de transporte por medio de mecanismo tipo *grab latch*.



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc. (2026)

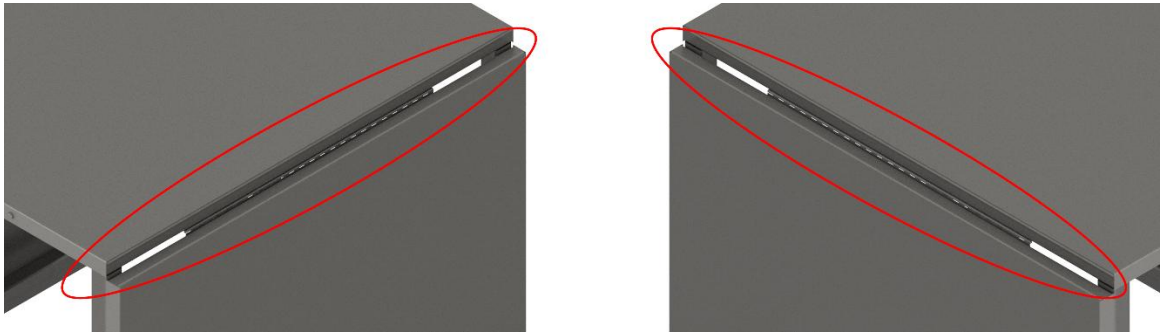
6.8.5. Verificación de accesibilidad y control de aberturas

Como parte de los criterios de diseño asociados a la superficie de preparación, se evaluó la configuración del sistema en condición de transporte, con el objetivo de verificar que no se generen espacios confinados o de difícil acceso en la franja perimetral de la mesada.

A partir del modelo CAD, se observa que la superficie corresponde a una lámina continua sin interrupciones, y que la disposición de los elementos estructurales y del sistema de articulación no genera cavidades cerradas ni zonas atrapadas. Las separaciones presentes entre componentes corresponden a aberturas abiertas que permiten el acceso directo para limpieza e inspección.

Esta condición se verifica por medio de inspección geométrica del modelo, evidenciando que la configuración adoptada evita la formación de espacios reducidos en la zona evaluada, cumpliendo así con el criterio de abertura mínima establecido en los requisitos de diseño.

Figura 21. Verificación de accesibilidad en la franja perimetral de la superficie de preparación en configuración de transporte.



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc. (2026)

6.9. Determinación de la masa del sistema

Para el desarrollo de los análisis de estabilidad y de las verificaciones frente a condiciones de transporte fue necesario estimar la masa total del módulo de cocina. Este valor constituye un parámetro de entrada para los cálculos de fuerzas, momentos y condiciones de equilibrio del sistema, particularmente en los análisis relacionados con estabilidad frente al vuelco y cargas operativas.

La estimación de la masa se realizó a partir de la determinación individual de la masa de los principales componentes estructurales del sistema. Para ello se calcularon los volúmenes geométricos de cada elemento y posteriormente se multiplicaron por la densidad del material correspondiente. Las masas individuales obtenidas se sumaron para determinar la masa total del conjunto.

Los elementos considerados en la estimación corresponden principalmente a dos tipos de componentes: láminas planas que conforman las superficies de trabajo y perfiles tubulares estructurales utilizados en el armazón del sistema.

6.9.1. Expresiones utilizadas para el cálculo de masa

Para mantener el desarrollo del cálculo compacto, las expresiones empleadas para la determinación de los volúmenes y masas se presentan de forma resumida en el Cuadro 12.

Cuadro 12. Expresiones utilizadas para la determinación del volumen y la masa de los componentes estructurales

Expresión	Ecuación	Variables
Masa de láminas	$m = \rho \cdot l \cdot a \cdot t$	$\rho = \text{densidad AISI 304}$ $l = \text{largo}$ $a = \text{ancho}$ $t = \text{espesor}$
Masa de tubos estructurales cuadrados huecos	$m = \rho \cdot [b^2 - (b - 2t)^2] \cdot l$	$\rho = \text{densidad ASTM A500 Gr. B}$ $b = \text{lado exterior}$ $t = \text{espesor}$ $l = \text{largo}$

Nota. Elaboración propia.

En el caso de las láminas, el volumen se obtiene a partir del producto de sus dimensiones geométricas y su espesor. Para los perfiles estructurales tubulares se determina primero el área transversal efectiva del perfil, considerando la geometría hueca del tubo cuadrado. Posteriormente, el volumen del elemento se obtiene multiplicando dicha área por la longitud del perfil.

Una vez determinado el volumen de cada componente, la masa se calcula multiplicando el volumen por la densidad del material correspondiente.

Cuadro 13. Valores de densidad para elementos del módulo.

Material	Valor	Unidad
AISI 304	8.00	g/cm^3
ASTM A500 Gr. B	7.80	g/cm^3

Nota. Adaptada de MatWeb (s.f.-a), MatWeb (s.f.-b)

6.9.2. Masa de los componentes del núcleo estructural

Aplicando las expresiones descritas anteriormente, se determinaron las masas individuales de los elementos que conforman el núcleo estructural del módulo de cocina. Estos componentes incluyen la mesada central, los perfiles tubulares del marco superior e inferior, así como las mangas telescópicas del sistema de soporte vertical.

Los resultados del cálculo se presentan en el Cuadro 14.

Cuadro 14. Masa de los componentes estructurales del núcleo del módulo.

Elemento	Longitud (mm)	Base (mm)	Espesor (mm)	Masa individual (kg)	Cantidad	Masa total (kg)
Mesada	1064.29	700.00	1.50	8.94	1	8.94
Tubo transversal superior	668.25	31.75	3.18	1.83	2	3.66
Tubo longitudinal superior	968.25	31.75	3.18	2.74	2	5.48
Tubo central superior	636.50	31.75	3.18	1.80	2	3.60
Tubo transversal inferior	917.45	31.75	3.18	2.60	2	5.20
Tubo longitudinal inferior	617.75	31.75	3.18	1.75	2	3.50
Manga exterior telescópica	660.00	41.275	3.18	2.49	4	9.96
Manga interior telescópica	600.00	31.75	3.18	1.70	4	6.80

Nota. Elaboración propia.

A partir de la suma de las contribuciones individuales de cada componente se obtuvo una masa total para el núcleo estructural:

$$m_{\text{núcleo}} = 47.14 \text{ kg}$$

6.9.3. Masa de los componentes de los módulos laterales

De forma análoga se estimó la masa de los módulos laterales del sistema. Cada módulo lateral incorpora una mesada, elementos del marco superior y el sistema telescópico de soporte vertical, por lo que el procedimiento de cálculo es equivalente al utilizado para el núcleo.

Los resultados correspondientes a un módulo lateral se presentan en el Cuadro 15.

Cuadro 15. Masa de los componentes estructurales de un módulo lateral.

Elemento	Longitud (mm)	Base (mm)	Espesor (mm)	Masa individual (kg)	Cantidad	Masa total (kg)
Mesada	1064.29	650.00	1.50	8.30	1	8.30
Tubo transversal superior	618.26	31.75	3.18	1.75	2	3.50
Tubo longitudinal superior	968.25	31.75	3.18	2.74	2	5.48
Tubo central superior	586.51	31.75	3.18	1.66	2	3.32
Manga exterior telescópica	640.00	41.275	3.18	2.42	2	4.84
Manga interior telescópica	600.00	31.75	3.18	1.70	2	3.40

Nota. Elaboración propia.

La suma de las masas individuales da como resultado una masa estimada para cada módulo lateral:

$$m_{lateral} = 28.84 \text{ kg}$$

6.9.4. Masa total del sistema

El sistema completo está compuesto por un núcleo central y dos módulos laterales. Por lo tanto, la masa total estimada del módulo de cocina se obtiene a partir de la suma de la masa del núcleo y el doble de la masa de un módulo lateral.

Con los valores obtenidos anteriormente:

$$m_{total} = 47.14 + 2(28.84) = 104.82 \text{ kg}$$

Por lo tanto, la masa total estimada del módulo de cocina es aproximadamente 104.82 kg, considerando únicamente los componentes estructurales principales del sistema.

6.9.5. Verificación de la masa del sistema en condiciones de manipulación

Como parte de la verificación del requisito asociado a la masa del sistema, se evaluó la compatibilidad del peso total del módulo con su manipulación manual en condiciones de uso.

El requisito de diseño establece una masa máxima de referencia de 110 kg. A partir del cálculo de masas desarrollado previamente, se obtiene que la masa total del sistema es inferior a este valor, por lo que se adopta el caso límite de 110 kg para efectos de verificación.

Dado que el sistema no está concebido para ser manipulado por una sola persona, se define como condición mínima de operación la participación de tres operadores, obteniéndose la carga individual equivalente:

$$F_{persona} = \frac{110}{3} = 36.67 \text{ kg}$$

Este valor representa la carga teórica máxima por operador bajo una distribución uniforme del peso. En condiciones reales, la manipulación se realiza por medio de múltiples puntos de agarre distribuidos a lo largo de la estructura, lo cual favorece una transferencia más estable de la carga y reduce concentraciones locales de esfuerzo.

Adicionalmente, el módulo ha sido diseñado para una superficie funcional total de 2.0 m², lo cual permite la operación simultánea de hasta cuatro personas. En este contexto, la presencia de múltiples operadores durante el uso del sistema implica que su manipulación no se limita a un número reducido de personas, sino que puede ser realizada de forma conjunta por los mismos usuarios del equipo, favoreciendo una distribución aún más adecuada de la carga durante su transporte.

Es importante destacar que la masa del sistema responde a decisiones de diseño orientadas a garantizar funcionalidad, durabilidad y condiciones adecuadas de uso. En particular, la selección de acero inoxidable como material de la mesada, junto con el uso de perfiles estructurales comerciales mínimos disponibles, establece un límite práctico en la reducción de peso sin comprometer la integridad estructural o la manufacturabilidad del sistema.

Finalmente, considerando que la masa real del sistema es inferior a la condición límite evaluada, se concluye que la manipulación del módulo es viable bajo la participación de tres o

más operadores, cumpliendo con el requisito de masa establecido dentro del contexto de uso previsto.

6.10. Determinación del centro de gravedad del módulo

Una vez estimada la masa de los componentes estructurales del sistema, se procedió a determinar la posición del centro de gravedad del módulo. Este cálculo se realizó utilizando la distribución de masas del conjunto estructural y el sistema de coordenadas global definido en el modelo CAD del ensamble.

Debido a que el sistema incorpora módulos laterales móviles, la posición del centro de gravedad del conjunto varía dependiendo de la configuración del módulo. Por esta razón, el cálculo se realizó para dos configuraciones del sistema: la configuración de uso, en la cual los módulos laterales se encuentran desplegados, y la configuración de transporte, en la cual dichos módulos se encuentran abatidos sobre el núcleo para reducir el volumen ocupado durante el traslado.

6.10.1. Determinación del centro de gravedad de los componentes

El cálculo del centro de gravedad global se realizó considerando cada componente estructural del módulo como un elemento individual dentro del sistema. Para cada uno de estos elementos se conocía su masa, previamente determinada en la sección anterior, y la posición de su centro de gravedad dentro del sistema de coordenadas global del ensamble.

La mayor parte de los elementos estructurales del sistema corresponden a perfiles tubulares de sección constante. Bajo esta condición, el centro de gravedad de cada elemento coincide con el punto medio de su eje longitudinal. Para determinar esta posición se identificaron las coordenadas globales de los extremos del elemento dentro del modelo CAD, definidos como el punto inicial $A(x_A, y_A, z_A)$ y el punto final $B(x_B, y_B, z_B)$.

A partir de estas coordenadas, el centro de gravedad del componente se obtiene calculando el punto medio entre ambos extremos en cada eje del sistema de referencia por medio:

$$x_i = \frac{x_A + x_B}{2} \quad y_i = \frac{y_A + y_B}{2} \quad z_i = \frac{z_A + z_B}{2}$$

En estas expresiones, x_i, y_i, z_i representan las coordenadas del centro de gravedad del componente i dentro del sistema de referencia global.

Este procedimiento se aplicó a todos los elementos estructurales del módulo. Durante este proceso se despreciaron detalles geométricos menores, como perforaciones o pequeñas características de manufactura, ya que su influencia sobre la masa total y sobre la posición global del centro de gravedad es despreciable en comparación con el volumen total del sistema y su simetría.

6.10.2. Centro de gravedad en configuración de uso

Para determinar el centro de gravedad del módulo en su configuración de uso se registraron las coordenadas de los centros de gravedad y las masas de los principales componentes estructurales del sistema.

Los componentes fueron agrupados según los subconjuntos principales del sistema: núcleo estructural, módulo lateral izquierdo y módulo lateral derecho.

Cuadro 16. Coordenadas del centro de gravedad global y masa por elemento del núcleo estructural en configuración de uso.

Elemento	x_i (mm)	y_i (mm)	z_i (mm)	m_i (kg)
Mesada	0.00	-0.23	0.00	8.86
Tubo transversal superior 1	0.00	-15.88	484.13	1.83
Tubo transversal superior 2	0.00	-15.88	-484.13	1.83
Tubo longitudinal superior 1	-334.13	-15.88	0.00	2.74
Tubo longitudinal superior 2	334.13	-15.88	0.00	2.74
Tubo central superior 1	0.00	-15.88	166.67	1.80
Tubo central superior 2	0.00	-15.88	-166.67	1.80
Tubo transversal inferior 1	330.95	-615.88	0.00	2.60
Tubo transversal inferior 2	-330.95	-615.88	0.00	2.60
Tubo longitudinal inferior 1	0.00	-615.88	480.95	1.75
Tubo longitudinal inferior 2	0.00	-615.88	-480.95	1.75
Manga exterior telescópica 1	-329.36	-361.75	479.36	2.49
Manga exterior telescópica 2	329.36	-361.75	479.36	2.49
Manga exterior telescópica 3	-329.36	-361.75	-479.36	2.49
Manga exterior telescópica 4	329.36	-361.75	-479.36	2.49
Manga interior telescópica 1	-329.36	-648.50	479.36	1.70
Manga interior telescópica 2	329.36	-648.50	479.36	1.70
Manga interior telescópica 3	-329.36	-648.50	-479.36	1.70
Manga interior telescópica 4	329.36	-648.50	-479.36	1.70

Nota. Elaboración propia.

Cuadro 17. Coordenadas del centro de gravedad global y masa por elemento del módulo lateral izquierdo en configuración de uso.

Elemento	x_i (mm)	y_i (mm)	z_i (mm)	m_i (kg)
Mesada	-675.00	-0.23	0.00	8.23
Tubo transversal superior 1	-984.13	-15.88	0.00	1.75
Tubo transversal superior 2	-365.88	-15.88	0.00	1.75
Tubo longitudinal superior 1	-675.00	-15.88	484.13	2.74
Tubo longitudinal superior 2	-675.00	-15.88	-484.13	2.74
Tubo central superior 1	-675.00	-15.88	166.67	1.66
Mesada	-675.00	-0.23	0.00	8.23
Tubo transversal superior 1	-984.13	-15.88	0.00	1.75
Tubo transversal superior 2	-365.88	-15.88	0.00	1.75
Tubo longitudinal superior 1	-675.00	-15.88	484.13	2.74
Tubo longitudinal superior 2	-675.00	-15.88	-484.13	2.74
Tubo central superior 1	-675.00	-15.88	166.67	1.66
Tubo central superior 2	-675.00	-15.88	-166.67	1.66
Manga exterior telescópica 1	-979.36	-351.75	-386.81	2.42
Manga exterior telescópica 2	-979.36	-351.75	433.09	2.42
Manga interior telescópica 1	-979.36	-648.50	-386.81	1.70
Manga interior telescópica 2	-979.36	-648.50	433.09	1.70

Nota. Elaboración propia.

Cuadro 18. Coordenadas del centro de gravedad global y masa por elemento del módulo lateral derecho en configuración de uso.

Elemento	x_i (mm)	y_i (mm)	z_i (mm)	m_i (kg)
Mesada	675.00	-0.23	0.00	8.23
Tubo transversal superior 1	984.13	-15.88	0.00	1.75
Tubo transversal superior 2	365.88	-15.88	0.00	1.75
Tubo longitudinal superior 1	675.00	-15.88	484.13	2.74
Tubo longitudinal superior 2	675.00	-15.88	-484.13	2.74
Tubo central superior 1	675.00	-15.88	166.67	1.66
Tubo central superior 2	675.00	-15.88	-166.67	1.66
Manga exterior telescópica 1	979.36	-351.75	-386.81	2.42
Manga exterior telescópica 2	979.36	-351.75	433.09	2.42
Manga interior telescópica 1	979.36	-648.50	-386.81	1.70
Manga interior telescópica 2	979.36	-648.50	433.09	1.70

Nota. Elaboración propia.

Una vez registradas las masas individuales y las coordenadas de los centros de gravedad de cada componente, se procedió a calcular la posición del centro de gravedad global del sistema utilizando el método de promedio ponderado por masa.

Para ello se emplearon las siguientes expresiones:

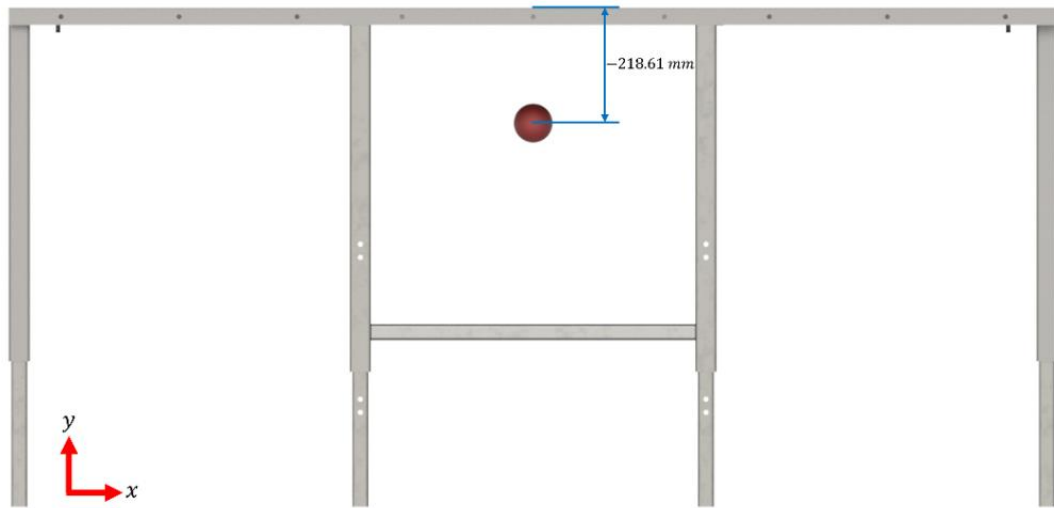
$$x_g = \frac{\Sigma(m_i x_i)}{\Sigma m_i} \quad y_g = \frac{\Sigma(m_i y_i)}{\Sigma m_i} \quad z_g = \frac{\Sigma(m_i z_i)}{\Sigma m_i}$$

En estas expresiones m_i representa la masa de cada componente del sistema, x_i, y_i, z_i corresponden a las coordenadas de su centro de gravedad, y Σm_i representa la masa total del módulo.

Se sustituyen los valores obtenidos en las tablas anteriores para determinar la posición del centro de gravedad del módulo en configuración de uso.

$$x = 0mm \quad y = -208.26mm \quad z = 0mm$$

Figura 22. Representación del centro de gravedad del módulo en el modelo CAD para la configuración de uso (parte I).



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc. (2026)

6.10.3. Centro de gravedad en configuración de transporte

El mismo procedimiento descrito anteriormente se aplicó para determinar la posición del centro de gravedad del módulo cuando los módulos laterales se encuentran abatidos en la configuración de transporte.

Para esta configuración se obtuvieron las coordenadas de los centros de gravedad de los componentes y sus respectivas masas a partir del modelo CAD del sistema.

Cuadro 19. Coordenadas del centro de gravedad global y masa por elemento del núcleo estructural en configuración de transporte.

Elemento	x_i (mm)	y_i (mm)	z_i (mm)	m_i (kg)
Mesada	0.00	-0.23	0.00	8.86
Tubo transversal superior 1	0.00	-15.88	484.13	1.83
Tubo transversal superior 2	0.00	-15.88	-484.13	1.83
Tubo longitudinal superior 1	-334.13	-15.88	0.00	2.74
Tubo longitudinal superior 2	334.13	-15.88	0.00	2.74
Tubo central superior 1	0.00	-15.88	166.67	1.80
Tubo central superior 2	0.00	-15.88	-166.67	1.80
Tubo transversal inferior 1	330.95	-615.88	0.00	2.60
Tubo transversal inferior 2	-330.95	-615.88	0.00	2.60
Tubo longitudinal inferior 1	0.00	-615.88	480.95	1.75
Tubo longitudinal inferior 2	0.00	-615.88	-480.95	1.75
Manga exterior telescópica 1	-329.36	-361.75	479.36	2.49
Manga exterior telescópica 2	329.36	-361.75	479.36	2.49
Manga exterior telescópica 3	-329.36	-361.75	-479.36	2.49
Manga exterior telescópica 4	329.36	-361.75	-479.36	2.49
Manga interior telescópica 1	-329.36	-353.50	479.36	1.70
Manga interior telescópica 2	329.36	-353.50	479.36	1.70
Manga interior telescópica 3	-329.36	-353.50	-479.36	1.70
Manga interior telescópica 4	329.36	-353.50	-479.36	1.70

Nota. Elaboración propia.

Cuadro 20. Coordenadas del centro de gravedad global y masa por elemento del módulo lateral izquierdo en configuración de transporte.

Elemento	x_i (mm)	y_i (mm)	z_i (mm)	m_i (kg)
Mesada	-381.53	-362.46	0.00	8.23
Tubo transversal superior 1	-365.88	-362.47	0.00	1.75
Tubo transversal superior 2	-365.88	-362.47	0.00	1.75
Tubo longitudinal superior 1	-365.88	-53.34	0.00	2.74
Tubo longitudinal superior 2	-365.88	-671.59	0.00	2.74
Tubo central superior 1	-365.88	-362.47	166.67	1.66
Tubo central superior 2	-365.88	-362.47	-166.67	1.66
Manga exterior telescópica 1	-30.00	-666.83	433.09	2.42
Manga exterior telescópica 2	-30.00	-666.83	-386.81	2.42
Manga interior telescópica 1	-28.25	-666.83	433.09	1.70
Manga interior telescópica 2	-28.25	-666.83	-386.81	1.70

Nota. Elaboración propia.

Cuadro 21. Coordenadas del centro de gravedad global y masa por elemento del módulo lateral derecho en configuración de transporte.

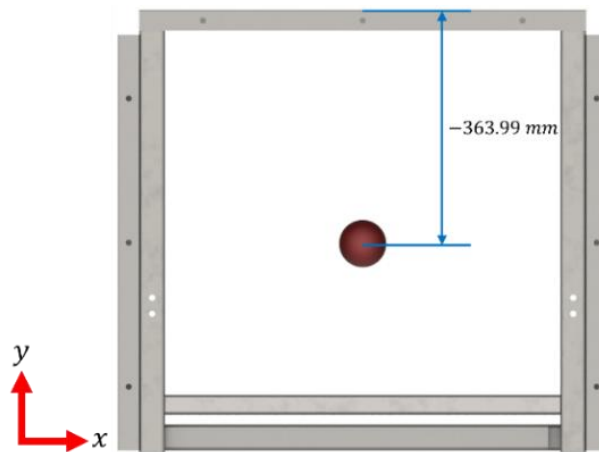
Elemento	x_i (mm)	y_i (mm)	z_i (mm)	m_i (kg)
Mesada	381.53	-362.46	0.00	8.23
Tubo transversal superior 1	365.88	-362.47	0.00	1.75
Tubo transversal superior 2	365.88	-362.47	0.00	1.75
Tubo longitudinal superior 1	365.88	-53.34	0.00	2.74
Tubo longitudinal superior 2	365.88	-671.59	0.00	2.74
Tubo central superior 1	365.88	-362.47	-166.67	1.66
Tubo central superior 2	365.88	-362.47	166.67	1.66
Manga exterior telescópica 1	30.00	-666.83	-433.09	2.42
Manga exterior telescópica 2	30.00	-666.83	386.81	2.42
Manga interior telescópica 1	28.25	-666.83	-433.09	1.70
Manga interior telescópica 2	28.25	-666.83	386.81	1.70

Nota. Elaboración propia.

Con estos valores se aplicaron las ecuaciones del promedio ponderado por masa para determinar el centro de gravedad global del sistema.

$$x = 0mm \quad y = -357.95mm \quad z = 0mm$$

Figura 23. Representación del centro de gravedad del módulo en el modelo CAD para la configuración de uso (parte II).



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc

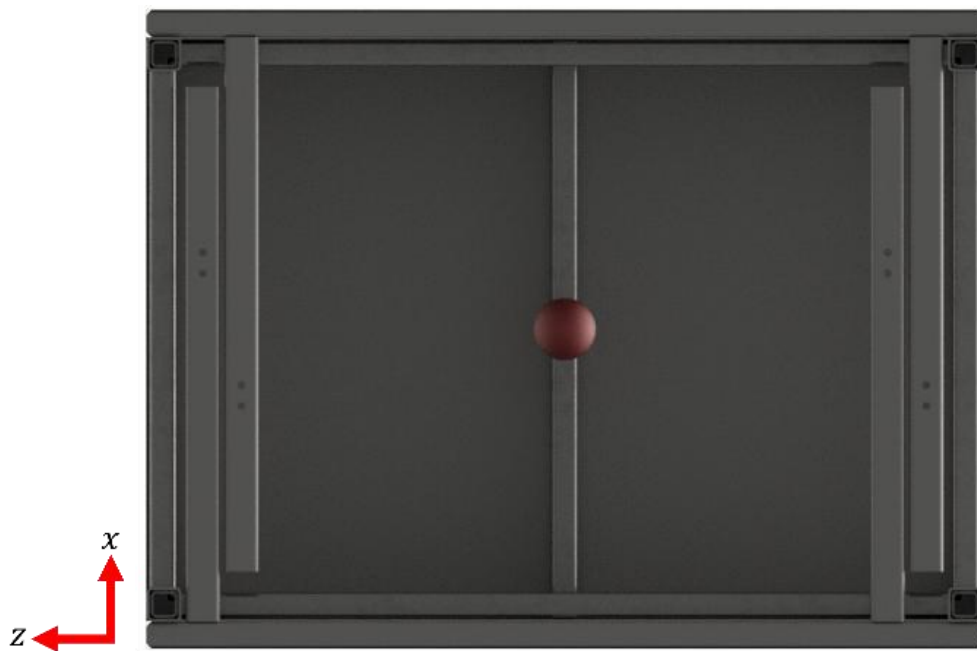
6.10.4. Relación con la estabilidad del sistema en transporte

La posición obtenida para el centro de gravedad en la configuración de transporte permite verificar su relación con el polígono de apoyo definido por las patas del módulo. Debido a la

disposición simétrica de los elementos estructurales respecto al eje longitudinal del sistema, el centro de gravedad permanece alineado con el eje central del módulo en planta.

En este contexto, cabe señalar que, para sistemas de escala reducida sometidos a un campo gravitacional uniforme, el centro de masa y el centro de gravedad coinciden, por lo que ambos términos pueden considerarse equivalentes para el análisis desarrollado. En consecuencia, la proyección vertical del centro de masa se mantiene dentro del área delimitada por los puntos de apoyo del sistema cuando el módulo se encuentra en posición vertical, condición necesaria para garantizar la estabilidad del módulo durante su manipulación y transporte.

Figura 24. Vista inferior del módulo en configuración de transporte con su centro de gravedad.



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc

6.11. Análisis de estabilidad frente al vuelco

Con el fin de verificar la estabilidad del módulo frente a posibles condiciones de vuelco, se realizó un análisis del factor de seguridad del sistema considerando distintas configuraciones geométricas y condiciones de carga. El módulo se modeló como un cuerpo rígido apoyado sobre el polígono definido por los puntos de contacto de sus patas con la superficie.

Cuando sobre el sistema actúa una fuerza externa, puede generarse una tendencia de rotación alrededor de alguno de los bordes de dicho polígono de apoyo. Ese borde se considera como eje potencial de vuelco para el caso analizado. La estabilidad del sistema se evalúa comparando los momentos que favorecen la rotación con aquellos que se oponen a ella, expresados por medio del factor de seguridad frente al vuelco.

$$FS = \frac{\Sigma M_e}{\Sigma M_v}$$

En esta expresión, los momentos estabilizantes corresponden principalmente al efecto del peso propio del módulo, mientras que los momentos volcadores se originan por las fuerzas externas aplicadas sobre el sistema.

El factor de seguridad frente al vuelco representa la relación entre la capacidad del sistema para resistir la rotación y la tendencia a volcar generada por las acciones externas. Cuando el valor es mayor que 1, los momentos estabilizantes superan a los momentos volcadores, lo que indica que el sistema se mantiene en equilibrio estable frente a la condición evaluada.

Por el contrario, un valor menor que 1 implica que los momentos volcadores predominan sobre los estabilizantes, lo que conduce a la pérdida de estabilidad y al inicio del vuelco del módulo alrededor del eje considerado. En este caso, el sistema no sería capaz de resistir la acción aplicada, produciéndose una rotación no controlada que compromete su seguridad durante la operación o el transporte.

6.11.1. Evaluación ante fuerza humana

Para analizar la estabilidad del módulo ante acciones externas durante su operación o manipulación, se consideró la aplicación de una fuerza ejercida por el usuario. El momento generado por cualquier fuerza respecto al eje de rotación se determinó a partir de la magnitud de la fuerza y la distancia perpendicular entre su línea de acción y el eje de vuelco correspondiente.

El principal momento estabilizante del sistema está dado por el peso propio del módulo. La línea de acción de este peso pasa por el centro de gravedad previamente determinado para cada configuración del sistema. El momento estabilizante se obtiene multiplicando dicho peso por la distancia perpendicular entre la proyección del centro de gravedad y el eje de vuelco correspondiente.

El momento volcador asociado a la acción del usuario se obtiene multiplicando la fuerza aplicada por la distancia perpendicular entre su línea de acción y el eje de rotación considerado.

Para representar esta condición se adoptó una fuerza de 200 N, valor representativo de empuje manual basado en guías de evaluación ergonómica de empuje y tracción utilizadas en análisis de seguridad ocupacional. Este valor se adoptó como una condición representativa y conservadora para evaluar la estabilidad del sistema ante acciones manuales. (Health and Safety Executive, 2016).

Cuadro 22. Parámetros de evaluación ante fuerza humana.

Parámetro	Valor	Unidad
Masa total del módulo [m_{total}]	104.82	kg
Gravedad [g]	9.81	m/s^2
Peso total del módulo [w_{total}]	1028.28	N
Fuerza volcadora [F_p]	200.00	N

Nota. Elaboración propia.

Bajo estas condiciones se evaluaron dos configuraciones del sistema: la configuración de uso, en la cual los módulos laterales se encuentran desplegados, y la configuración de transporte, en la cual dichos módulos se encuentran plegados.

En ambos casos se evaluó la aplicación de la fuerza humana en los tres ejes principales del sistema: X , Y y Z . Para cada escenario se identificó el eje potencial de vuelco correspondiente, se determinaron los brazos de momento asociados al peso del sistema y a la fuerza aplicada, y se calculó el factor de seguridad frente al vuelco.

Configuración de uso

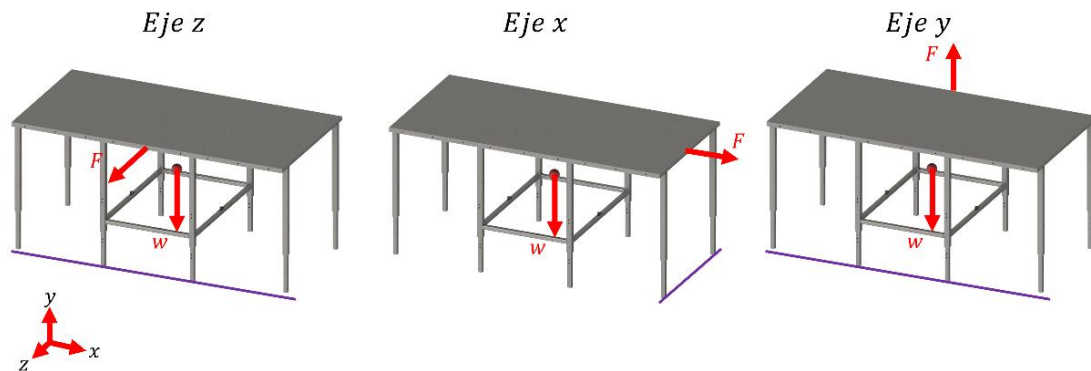
Cuadro 23. Condiciones de evaluación y factor de seguridad ante el vuelco en configuración de uso y fuerza humana.

Aplicación de la fuerza	Brazo estabilizante (mm)	Momento estabilizante (N·m)	Brazo volcador (mm)	Momento volcador (N·m)	Factor de seguridad
Eje Z	500.00	514.14	693.25	138.65	3.71
Eje X	995.24	1023.39	693.25	138.65	7.38
Eje Y	995.24	1023.39	1995.24	399.05	2.56

Nota. Elaboración propia.

La representación de los casos evaluados y de los ejes de rotación considerados se muestra en la figura siguiente.

Figura 25. Esquema de las fuerzas consideradas y del eje de rotación para los casos evaluados en configuración de uso y fuerza humana.



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc

El caso más crítico obtenido en esta evaluación corresponde al caso de aplicación de la fuerza en el eje Y, con factor de seguridad:

$$FS_v = 2.56$$

El valor crítico obtenido evidencia que el sistema mantiene un margen adecuado de estabilidad, superando el factor de seguridad mínimo establecido en los requisitos de diseño para la condición de uso.

Configuración de transporte

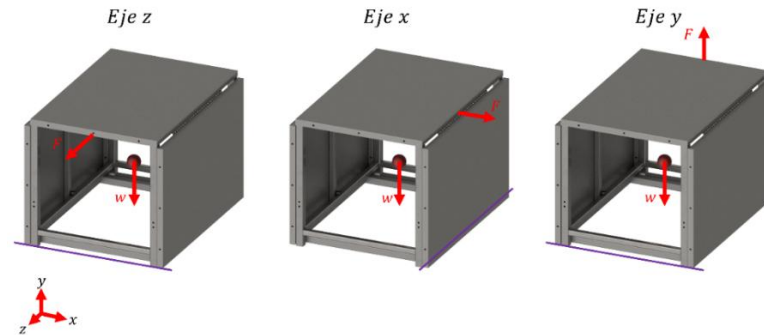
Cuadro 24. Condiciones de evaluación y factor de seguridad ante el vuelco en configuración de transporte y fuerza humana.

Aplicación de la fuerza	Brazo estabilizante (mm)	Momento estabilizante (N·m)	Brazo volcador (mm)	Momento volcador (N·m)	Factor de seguridad
Eje Z	500.00	514.14	693.25	138.65	3.71
Eje X	350.00	359.90	693.25	138.65	2.60
Eje Y	500.00	514.14	1000.00	200.00	2.57

Nota. Elaboración propia.

La representación de los casos evaluados y de los ejes de rotación considerados se muestra en la figura siguiente.

Figura 26. Esquema de las fuerzas consideradas y del eje de rotación para los casos evaluados en configuración de transporte y fuerza humana.



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc

El caso más crítico obtenido en esta evaluación corresponde al caso de aplicación de la fuerza en el eje Y, con factor de seguridad:

$$FS_y = 2.57$$

A partir del valor crítico de $FS = 2.57$, se confirma que la condición evaluada presenta un nivel de estabilidad suficiente, al exceder el umbral mínimo definido en los criterios de diseño.

6.11.2. Evaluación ante frenado brusco durante el transporte

Además de las acciones manuales, se evaluó la estabilidad del módulo durante su transporte ante una desaceleración brusca del vehículo. En este escenario la acción externa se modeló como una fuerza inercial equivalente generada por la desaceleración del sistema.

La magnitud de esta fuerza se determinó a partir de la masa total del módulo y de la desaceleración considerada. Para representar una condición representativa de frenado severo se adoptó como referencia una desaceleración de $0.7g$, valor representativo de una condición severa de frenado vehicular, consistente con valores utilizados en análisis técnicos de desempeño de sistemas de frenado automotriz. (National Highway Traffic Safety Administration, 2023).

En este caso la fuerza inercial actúa sobre el centro de gravedad del módulo, ya que representa la respuesta dinámica de la masa del sistema frente a la desaceleración impuesta por

el vehículo. El momento volcador correspondiente se obtiene multiplicando esta fuerza por la distancia perpendicular entre la posición del centro de gravedad y el eje de vuelco considerado.

Debido a que esta condición corresponde a una desaceleración horizontal del vehículo, únicamente se evaluaron las direcciones X y Z , que representan las direcciones relevantes de aceleración durante el transporte.

Cuadro 25. Parámetros de evaluación ante frenado brusco en transporte.

Parámetro	Valor	Unidad
Masa total del módulo [m_{total}]	104.82	kg
Gravedad [g]	9.81	m/s^2
Peso total del módulo [w_{total}]	1028.28	N
Desaceleración [G]	6.87	m/s^2
Fuerza volcadora [F_v]	719.80	N

Nota. Elaboración propia.

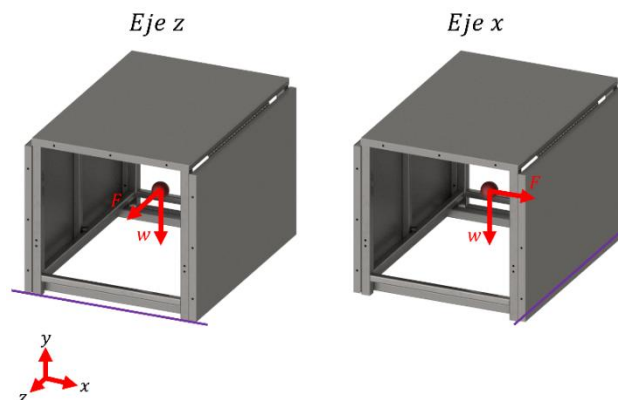
Cuadro 26. Condiciones de evaluación y factor de seguridad ante el vuelto en configuración de transporte y frenado brusco.

Aplicación de la fuerza	Brazo estabilizante (mm)	Momento estabilizante (N·m)	Brazo volcador (mm)	Momento volcador (N·m)	Factor de seguridad
Eje Z	500.00	514.14	333.80	240.27	2.14
Eje X	350.00	359.90	333.80	240.27	1.50

Nota. Elaboración propia.

La representación de los casos evaluados y de los ejes de rotación considerados se muestra en la figura siguiente.

Figura 27. Esquema de las fuerzas consideradas y del eje de rotación para los casos evaluados en configuración de transporte y frenado brusco.



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc

El caso más crítico obtenido en esta evaluación corresponde al caso de aplicación de la fuerza en el eje X , con factor de seguridad:

$$FS_v = 1.50$$

Los resultados obtenidos indican que, incluso bajo condiciones de desaceleración, el sistema conserva un factor de seguridad mayor al requerido, garantizando así el cumplimiento del criterio de estabilidad establecido.

6.11.3. Comparación de casos críticos

A partir de los resultados obtenidos en las evaluaciones anteriores se identificaron los factores de seguridad más críticos correspondientes a cada tipo de análisis realizado.

Cuadro 27. Casos críticos de factores de seguridad ante vuelco.

Configuración	Fuerza volcadora	Factor de seguridad ante vuelco
Uso	Humana	2.56
Transporte	Humana	2.57
Transporte	Inercial ante freno	1.50

Nota. Elaboración propia.

El resultado ante frenado brusco corresponde al escenario más exigente para la estabilidad del sistema. En todos los casos evaluados, los factores de seguridad obtenidos permanecen por encima del valor de referencia de 1.5 adoptado como criterio de estabilidad frente al vuelco.

6.12. Obtención de reacciones verticales

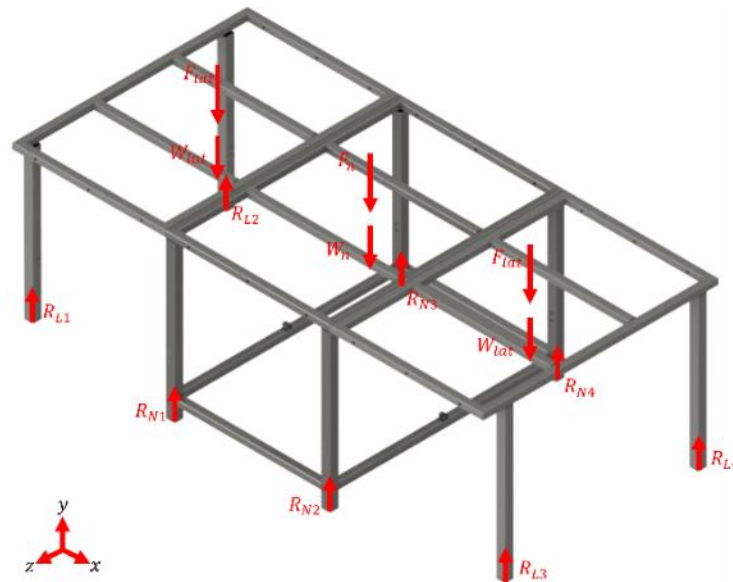
Para determinar la carga transmitida hacia las patas del núcleo del módulo en configuración de uso, se realizó un análisis estático considerando únicamente las acciones verticales que actúan sobre las superficies de trabajo y el peso propio de la estructura.

La idealización estructural adoptada considera al sistema como un conjunto continuo en el que los elementos del marco superior se encuentran unidos por medio de soldadura. Esta condición implica que las cargas verticales aplicadas sobre las mesadas no se transmiten de forma aislada a un único punto, sino que se redistribuyen a través de los miembros estructurales hasta alcanzar los apoyos. En consecuencia, el módulo se analiza como un sistema integrado compuesto por un núcleo

central y dos laterales articulados, donde cada lateral transmite una parte de su carga al núcleo por medio de la línea de unión, y el núcleo finalmente descarga la resultante total en sus cuatro patas.

La distribución general de fuerzas considerada en este análisis se muestra en la figura correspondiente al diagrama de cuerpo libre del sistema. En ella se identifican el peso propio del núcleo, el peso propio de cada lateral, la carga equivalente aplicada sobre el núcleo y la carga equivalente aplicada sobre cada lateral, así como los puntos de apoyo y la geometría general de transferencia de carga.

Figura 28. DCL general del sistema en configuración de uso, con pesos, fuerzas aplicadas y reacciones.



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc

Tras establecer la distribución general de fuerzas mostrada en la figura anterior, es necesario definir la magnitud de la carga aplicada sobre las superficies de trabajo. En el presente análisis se adopta una carga superficial de diseño de 50 kg/m^2 , valor definido a partir del requisito funcional asociado a la capacidad de carga de las mesadas del módulo. Este requisito establece la carga que debe poder soportar cada superficie durante las actividades de preparación y manipulación de alimentos.

Para incorporar esta carga en el análisis estático, la carga superficial se convierte en una masa equivalente aplicada sobre cada superficie por medio de la multiplicación por el área correspondiente. Las áreas utilizadas para esta conversión corresponden a las áreas desplegadas

del núcleo y de los módulos laterales, previamente definidas en la sección: 6.7.2. Área funcional desplegada, donde se describen las superficies de trabajo del sistema

En el caso del núcleo, con un área de 0.70 m^2 y una carga superficial de diseño de 50 kg/m^2 , se obtiene una masa:

$$m_{req,núcleo} = q \cdot A_n = 50 \cdot 0.70 = 35 \text{ kg}$$

De manera análoga, para cada módulo lateral, con un área de 0.65 m^2 , se obtiene:

$$m_{req,lateral} = q \cdot A_{lat} = 50 \cdot 0.65 = 32.5 \text{ kg}$$

Estas masas equivalentes se convierten en fuerzas verticales por medio de la aceleración de la gravedad, obteniéndose:

$$F_n = m_{req,núcleo} \cdot g = 35 \cdot 9.81 = 343.35 \text{ N}$$

$$F_{lat} = m_{req,lateral} \cdot g = 32.5 \cdot 9.81 = 318.83 \text{ N}$$

Estos valores corresponden a las fuerzas superficiales de diseño aplicadas sobre el núcleo y cada módulo lateral, respectivamente, y son los utilizados en el análisis estático del sistema.

Con el fin de evitar repetir estos valores a lo largo del desarrollo del análisis, en el Cuadro 28 se resumen los parámetros utilizados para determinar las fuerzas verticales aplicadas sobre el sistema.

Cuadro 28. Parámetros utilizados para la obtención de las cargas verticales.

Parámetro	Valor	Unidad
Masa del núcleo estructural $[m_n]$	47.14	kg
Peso del núcleo estructural $[w_n]$	462.44	N
Área de mesada del núcleo $[A_n]$	0.70	m^2
Masa de cada lateral $[m_{lat}]$	28.84	kg
Peso de cada lateral $[w_{lat}]$	282.92	N
Área de mesada de cada lateral $[A_{lat}]$	0.65	m^2
Carga superficial de diseño $[q]$	50	kg/m^2
Fuerza superficial de diseño en núcleo $[F_n]$	343.35	N
Fuerza superficial de diseño en lateral $[F_{lat}]$	318.83	N

Nota. Elaboración propia.

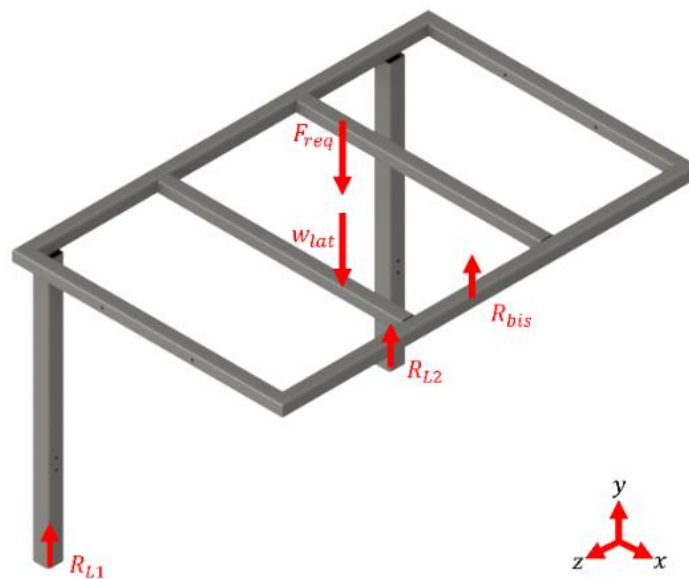
Con estos valores definidos, el análisis se desarrolló en dos etapas. Primero se estudió cada lateral de forma independiente para determinar la fracción de carga vertical que se transmite al núcleo. Posteriormente se analizó el núcleo considerando tanto su propia carga como la contribución proveniente de los módulos laterales.

6.12.1. Análisis estático de los módulos laterales

Cada módulo lateral se idealizó como un sistema simplemente apoyado entre la línea de unión con el núcleo y sus patas externas. La carga total actuante sobre cada lateral corresponde a la suma de su peso propio y de la carga superficial aplicada sobre su mesada. Debido a que esta carga actúa de manera centrada y la geometría del lateral es simétrica respecto a su eje longitudinal, la reacción vertical se divide en dos partes iguales: una parte se transmite hacia las patas externas del lateral y la otra parte se transmite hacia la línea de unión con el núcleo.

A partir de la sumatoria de fuerzas verticales se obtiene la reacción transmitida en la unión con el núcleo. Como esta reacción llega a un lado del núcleo que está soportado por dos patas, dicha contribución se reparte entre ambas, por lo que la carga transmitida desde cada lateral hacia cada pata del núcleo corresponde a la cuarta parte de la carga total actuante sobre ese lateral.

Figura 29. DCL del lateral del sistema en configuración de uso, con pesos, fuerzas aplicadas y reacciones.



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc. (2026)

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_{bisagra} + R_{L1} + R_{L2} - w_{lat} - F_{lat} = 0$$

Por simetría:

$$R_{bisagra} = R_{L1} + R_{L2}$$

Entonces:

$$2R_{bis} - w_{lat} - F_{lat} = 0$$

$$R_{bis} = \frac{w_{lat} + F_{lat}}{2}$$

$$R_{bis} = \frac{601.75}{2} = 300.87 \text{ N}$$

Como esta reacción llega al lado correspondiente del núcleo y dicho lado está soportado por dos patas, la carga se distribuye entre ambas:

$$R_{lat \rightarrow pata} = \frac{R_{bis}}{2}$$

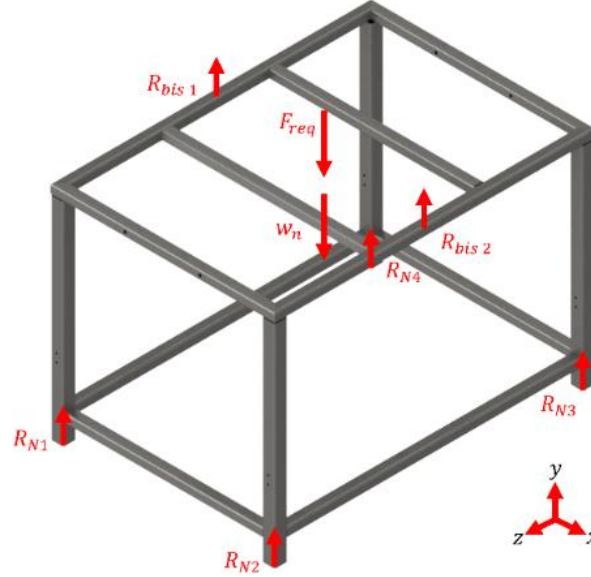
$$R_{lat \rightarrow pata} = \frac{300.87}{2} = 150.44 \text{ N}$$

6.12.2. Análisis estático de núcleo estructural

Una vez determinada la carga transferida por los laterales, se procedió al análisis del núcleo central. Sobre este subconjunto actúan dos contribuciones: la carga aplicada sobre el núcleo, formada por su peso propio y la carga superficial de su mesada, y las reacciones transmitidas por los laterales a través de la línea de unión.

Debido a la simetría geométrica del núcleo y a la distribución centrada de la carga vertical sobre su superficie, la contribución propia del núcleo se reparte uniformemente entre sus cuatro patas. A esta contribución base debe sumarse, en cada lado, la fracción de carga proveniente del lateral correspondiente.

Figura 30. DCL del núcleo del sistema en configuración de uso, con pesos, fuerzas aplicadas y reacciones.



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpresa por cortesía de Autodesk, Inc. (2026)

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{N1} + R_{N2} + R_{N3} + R_{N4} - w_n - F_n = 0$$

Por simetría:

$$R_{N1} = R_{N2} = R_{N3} = R_{N4}$$

Entonces:

$$4R_{N1} - w_n - F_n = 0$$

$$R_{N1} = \frac{w_n + F_n}{4}$$

$$R_{N1} = \frac{805.79}{4} = 201.45 \text{ N}$$

De esta manera se obtiene la reacción vertical total en cada pata del núcleo para la configuración de uso, considerando simultáneamente el peso propio del sistema y la carga superficial aplicada sobre las tres superficies de trabajo.

6.12.3. Reacción vertical en cada pata del núcleo

La reacción final en cada pata del núcleo resulta de sumar la contribución del núcleo central y la contribución transferida por el lateral correspondiente. Este valor representa la carga vertical de diseño que se transmite al apoyo en la condición de uso analizada.

$$R_{N1} = 201.45 + 150.44 = 351.88 \text{ N}$$

6.12.4. Caso crítico con carga puntual

Además del caso de carga distribuida, se evaluó una condición crítica asociada a la aplicación de una carga puntual de 50 kg sobre una de las esquinas del sistema. Esta idealización representa un escenario extremo de concentración de carga en una sola pata del núcleo.

En este caso, la reacción crítica se obtiene sumando la carga puntual equivalente a la reacción vertical previamente calculada para el caso distribuido.

$$R_{crítico} = R_{N1} + F_p$$

$$R_{crítico} = 351.88 \text{ N} + 50 \text{ kg} (9.81 \text{ m/s}^2) = 842.38 \text{ N}$$

Este valor se adopta como referencia para el dimensionamiento de los elementos estructurales, considerando que la verificación del factor de seguridad de la pata se realiza bajo esta condición crítica en la Sección 6.18.4.

6.13. Diseño y verificación de pasadores del sistema telescópico

El sistema de expansión lateral del módulo incorpora patas telescópicas que permiten transferir la carga estructural hacia el suelo durante la operación del sistema. La posición de trabajo de cada pata se asegura por medio de pasadores transversales que atraviesan tanto el tubo interior como la manga exterior de la pata telescópica.

Estos pasadores constituyen elementos críticos del sistema, ya que son responsables de transmitir las cargas verticales entre los elementos estructurales del mecanismo. Por esta razón, el

diseño de los pasadores debe garantizar que estos resistan adecuadamente las sollicitaciones mecánicas a las que estarán sometidos durante la operación del sistema.

Desde el punto de vista mecánico, el pasador se encuentra sometido principalmente a tres modos de falla: esfuerzo por cortante en el cuerpo del pasador, presión de contacto entre el pasador y las paredes de los tubos y esfuerzo de flexión del pasador debido a la excentricidad entre los puntos de contacto de las fuerzas. Por lo tanto, el dimensionamiento del diámetro del pasador se realiza verificando su resistencia ante estos tres modos de falla potencial.

6.13.1. Propiedades de los materiales

Los elementos estructurales de la pata telescópica se fabrican en acero estructural ASTM A500, mientras que el pasador está fabricado en acero al carbono de bajo contenido. AISI 1018.

Los valores de los límites a la fluencia relevantes para el análisis se presentan en el siguiente cuadro.

Cuadro 29. Valores límite de fluencia para elementos del sistema telescópico.

Material	Valor	Unidad
ASTM A500 Gr. B	315	MPa
AISI 1018	370	MPa

Nota. Adaptada de MatWeb (s.f.-a), MatWeb (s.f.-c)

Presión de contacto

En el análisis de uniones con pasadores es necesario evaluar la presión de contacto entre el pasador y el material que rodea el agujero. Este esfuerzo representa el aplastamiento local del material alrededor del pasador.

La presión de contacto se define como:

$$p = \frac{F}{A_{proy}}$$

A_{proy} es el área proyectada de contacto entre el pasador y el material.

La presión admisible del material no suele encontrarse tabulada en bases de datos de materiales, ya que depende de la geometría de la unión. Por esta razón, es común estimarla a partir del límite de fluencia del material.

En este trabajo se adopta el criterio:

$$p_{adm} = \frac{S_y}{FS}$$

S_y es el límite de fluencia del material y FS es el factor de seguridad adoptado.

Este criterio garantiza que el material no alcance la fluencia bajo la presión generada por el pasador.

Esfuerzos permisibles en pasador

Para la verificación mecánica del pasador es necesario definir valores admisibles de esfuerzo que permitan comparar el modo de fallo calculado con la capacidad resistente del material. El parámetro más relevante para el dimensionamiento es el límite de fluencia, ya que este representa el nivel de esfuerzo a partir del cual el material comienza a deformarse plásticamente.

En el caso del esfuerzo de flexión, el pasador está sometido a un esfuerzo normal, por lo que el criterio adoptado consiste en tomar como referencia directa el límite de fluencia del material. En consecuencia, el esfuerzo admisible en flexión se define como el límite de fluencia dividido entre el factor de seguridad adoptado para el diseño, según la expresión:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{FS}$$

Por otra parte, para la verificación por cortante se requiere estimar un esfuerzo admisible asociado a fluencia en cortante. Debido a que esta propiedad no suele aparecer reportada en tablas de materiales, se emplea una aproximación basada en el criterio de *von Mises* para materiales dúctiles, según el cual el esfuerzo de fluencia en cortante puede estimarse como:

$$\tau = 0.577S_y$$

A partir de este valor, el esfuerzo admisible en cortante se obtiene aplicando el factor de seguridad:

$$\tau_{adm} = \frac{S_y}{FS}$$

6.13.2. Factores de diseño

Factor de seguridad

El factor de seguridad se utiliza para considerar incertidumbres asociadas a variaciones en las propiedades del material, simplificaciones del modelo mecánico, posibles concentraciones de esfuerzos, condiciones reales de operación.

El valor adoptado en este diseño es

$$FS = 1.5$$

Factor de servicio

Las ecuaciones fundamentales de resistencia de materiales describen condiciones ideales de carga. Sin embargo, en aplicaciones reales pueden existir efectos adicionales como cargas variables, vibraciones o impactos.

Para considerar estas condiciones se introduce un factor de servicio, el cual modifica el esfuerzo admisible efectivo del material.

El esfuerzo admisible ajustado se define como:

$$\tau_{adm,aj} = \frac{\sigma_{adm} K_s}{FS} \quad \sigma_{adm,aj} = \frac{\sigma_{adm} K_s}{FS} \quad p_{adm,aj} = \frac{\sigma_{adm} K_s}{FS}$$

K_s es el factor de servicio.

Factor de distribución de carga

La carga total aplicada sobre el sistema se distribuye entre varios pasadores. Sin embargo, debido a tolerancias de fabricación, deformaciones elásticas y posibles holguras entre los componentes, la distribución de carga entre los pasadores no necesariamente es uniforme.

Para considerar este efecto se introduce un factor de distribución de carga K_L , que corrige la carga teórica por pasador.

Si la carga total transmitida por el sistema es F , la carga efectiva sobre cada pasador se expresa como:

$$F_{pin} = \frac{F}{i K_L}$$

Expresión en la cual i es el número de pasadores que comparten la carga y K_L es el factor de distribución de carga.

6.13.3. Verificación del pasador por cortante

El esfuerzo cortante promedio en el pasador se obtiene a partir de la ecuación fundamental de resistencia de materiales:

$$\tau = \frac{V}{A}$$

En el sistema analizado el pasador trabaja en doble cortante, por lo que el área resistente es la siguiente:

$$A = 2 \left(\frac{\pi d^2}{4} \right)$$

$$A = \frac{\pi d^2}{2}$$

Se sustituye la carga efectiva por pasador:

$$\tau = \frac{2F}{iK_L\pi d^2}$$

Para evitar la falla por cortante se impone la condición:

$$\tau \leq \tau_{adm,aj}$$

Por último, se despeja el diámetro del pasador:

$$d_{cortante} = \sqrt{\frac{2F}{iK_L\pi\tau_{adm,aj}}}$$

6.13.4. Verificación por presión de contacto

La presión de contacto entre el pasador y las paredes del tubo se calcula de la siguiente manera:

$$p = \frac{F}{A_{proj}}$$

En un tubo cuadrado perforado, el pasador entra en contacto con dos paredes opuestas del tubo.

El área proyectada de contacto es la siguiente:

$$A_{proj} = 2dt$$

t es el espesor de la pared del tubo.

Al sustituir la carga efectiva por pasador:

$$p = \frac{F}{2iK_L dt}$$

Luego, se impone la condición de diseño:

$$p \leq p_{adm}$$

Por último, se despeja el diámetro:

$$d_{presión} = \frac{F}{2iK_L t p_{adm}}$$

En el presente caso, tanto el tubo interior como el exterior poseen el mismo material y espesor, por lo que el resultado obtenido para ambos casos es idéntico.

6.13.5. Verificación por flexión del pasador

Debido a que las fuerzas transmitidas por el tubo interior y las reacciones de la manga exterior no actúan exactamente sobre la misma línea de acción, el pasador experimenta un momento flector.

El pasador se modela como una viga simplemente apoyada sometida a dos cargas interiores simétricas.

El momento máximo se expresa como:

$$M_{max} = \frac{F_{pin}e}{2}$$

e es la distancia entre las líneas de acción de la reacción exterior y la carga interior.

Se sustituye la carga efectiva:

$$M_{max} = \frac{Fe}{2iK_L}$$

El esfuerzo de flexión en una sección circular se calcula por medio de la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{M}{W}$$

El módulo de secciones el siguiente:

$$W = \frac{\pi d^3}{32}$$

Se sustituye:

$$\sigma = \frac{16Fe}{iK_L\pi d^3}$$

Imponiendo la condición: $\sigma \leq \sigma_{adm,aj}$

Se obtiene el diámetro mínimo por flexión:

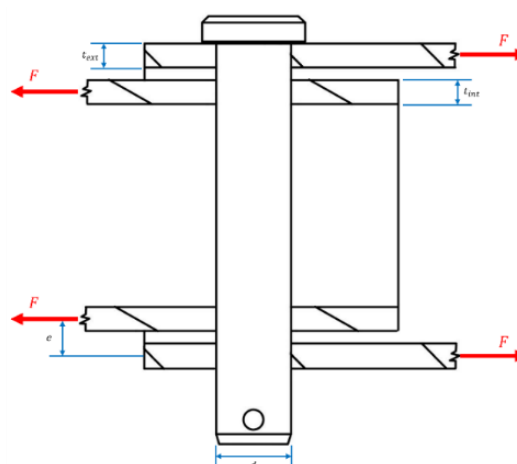
$$d_{flex} = \left(\frac{16Fe}{iK_L\pi\sigma_{adm,aj}} \right)^{1/3}$$

6.13.6. Determinación del diámetro de diseño

Una vez establecidos los modelos mecánicos y las ecuaciones de verificación correspondientes, se procede a determinar el diámetro requerido del pasador por medio de la evaluación de los distintos modos de falla identificados previamente.

Para realizar estas verificaciones se utilizan los parámetros geométricos del sistema, las propiedades mecánicas de los materiales involucrados y los factores de diseño adoptados. Estos valores se presentan en el cuadro siguientes.

Figura 31. Dimensiones utilizadas en la determinación del diámetro del pasador.



Nota. Elaboración propia.

Cuadro 30. Parámetros utilizados para la obtención del diámetro de diseño de los pasadores.

Parámetro	Valor	Unidad
Fuerza [F]	833.90	N
Espesor de tubo [t]	3.175	mm
Número de pasadores [i]	2	—
Factor de distribución de carga [K_L]	0.75	—
Factor de Seguridad [FS]	2.0	—
Factor de servicio [K_s]	0.75	—
Distancia entre líneas de acción [e]	6.35	mm
Esfuerzo admitido en flexión AISI 1018 [σ_{adm}]	246.67	MPa
Esfuerzo admitido en corte AISI 1018 [τ_{adm}]	142.33	MPa
Presión admitida ASTM A500 Gr. B [p_{adm}]	210	MPa

Nota. Elaboración propia.

A partir de estos parámetros se obtuvo el diámetro mínimo requerido del pasador en cada uno de los modos de falla analizados.

Cuadro 31. Diámetro mínimo requerido de los pasadores.

Modo de falla	Valor	Unidad
Cortante en el pasador	2.6	mm
Presión de contacto	1.5	mm
Flexión en el pasador	5.8	mm

Nota. Elaboración propia.

Como se observa en el cuadro anterior, el mayor diámetro requerido corresponde al caso de flexión en el pasador, con un valor de 5.8 mm. En consecuencia, se adopta este valor como el diámetro mínimo de diseño del pasador.

Finalmente, para efectos de fabricación y selección de elementos comerciales, se consideran diámetros normalizados en función del sistema de unidades disponible en el mercado. En el sistema métrico, el diámetro comercial inmediato superior corresponde a 6 mm, mientras que en el sistema imperial corresponde a 1/4 in.

Dado que el diámetro de 1/4 in presenta mayor disponibilidad y menor costo en el contexto de adquisición de componentes, se selecciona este valor como diámetro final del pasador para el diseño.

Por último, dado a la medida de la manga exterior, el largo del pasador se establece como 50 mm.

6.14. Verificación analítica de la deformación en la lámina

Con el objetivo de estimar el comportamiento estructural de la superficie de trabajo de la mesa, se realizó una verificación analítica de la deformación máxima que experimenta la lámina bajo la carga de servicio especificada. Este análisis permite obtener una estimación teórica preliminar del desplazamiento transversal de la placa, la cual posteriormente puede ser contrastada con los resultados obtenidos por medio de análisis numérico por el método de elementos finitos.

Para la estimación de la deformación máxima se emplea el modelo analítico para placas planas de espesor constante sometidas a cargas distribuidas. Las expresiones utilizadas corresponden a las formulaciones compiladas para placas planas en *Roark's Formulas for Stress and Strain* (Budynas & Sadegh, 2020).

6.14.1. Modelo analítico empleado

El comportamiento de la lámina se modela como una placa rectangular de espesor constante con bordes simplemente apoyados y sometida a una carga uniformemente distribuida sobre toda su superficie.

El modelo utilizado permite estimar la deflexión máxima de la placa a partir de la relación:

$$y_{max} = \alpha \frac{qb^4}{Et^3}$$

En esta expresión, y_{max} representa la deformación máxima de la placa; q corresponde a la carga distribuida aplicada sobre la superficie; b es la dimensión menor de la placa; E es el módulo de elasticidad del material; t corresponde al espesor de la placa; y α es un coeficiente adimensional que depende de la relación geométrica entre las dimensiones de la placa.

Los valores del coeficiente α se obtienen a partir de las tablas proporcionadas por Roark, las cuales dependen de la relación entre las dimensiones a/b de la placa.

Las expresiones empleadas se derivan bajo una serie de hipótesis que permiten simplificar el comportamiento de la placa y obtener soluciones analíticas cerradas. De acuerdo con Roark, las formulaciones utilizadas para placas planas se basan en considerar que la placa es inicialmente plana, posee espesor uniforme y está fabricada con un material homogéneo e isotrópico. Asimismo, se asume que el comportamiento del material se mantiene dentro del régimen elástico lineal y que las cargas aplicadas actúan perpendicularmente al plano de la placa. Finalmente, se considera que las dimensiones en planta de la placa son significativamente mayores que su espesor y que la deformación máxima permanece del mismo orden o inferior al espesor de la lámina, condición que permite utilizar la teoría clásica de placas delgadas.

6.14.2. Material de la lámina

En puntos anteriores se estableció que la superficie de la mesa se fabrica utilizando acero inoxidable AISI 304. Este material presenta un comportamiento mecánico compatible con las hipótesis del modelo analítico utilizado, particularmente en lo referente al comportamiento elástico lineal en el rango de esfuerzos considerado, la homogeneidad del material y su isotropía mecánica a escala macroscópica.

Las propiedades mecánicas relevantes utilizadas en el análisis se presentan en el siguiente cuadro:

Cuadro 32. Propiedades mecánicas del AISI 304.

Propiedad	Valor	Unidad
Módulo de elasticidad $[E]$	193	GPa
Límite de fluencia $[S_y]$	215	MPa

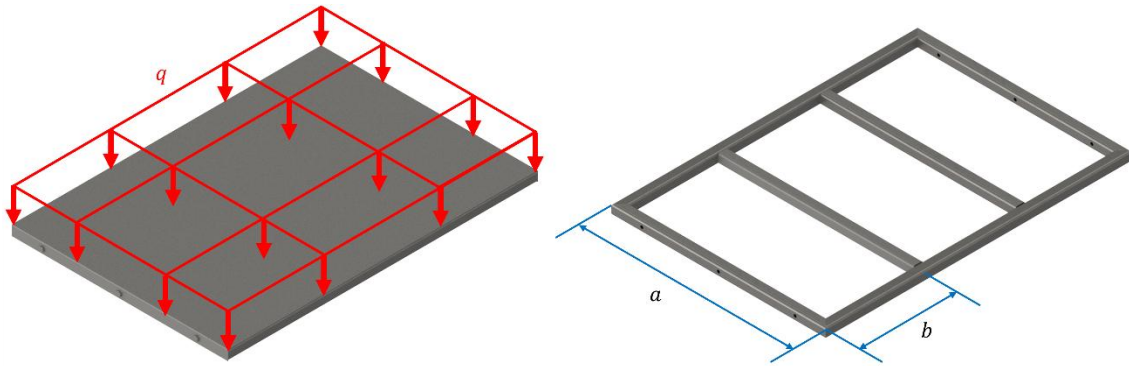
Nota. Adaptada de MatWeb (s.f.-b)

6.14.3. Geometría y condiciones de carga

La lámina que conforma la superficie de la mesa se encuentra apoyada sobre una estructura de soporte que divide la superficie en regiones rectangulares. Cada una de estas regiones se modela como una placa rectangular simplemente apoyada.

La placa analizada posee las dimensiones mostradas en la Figura 32, donde se representa la distribución de apoyos y la aplicación de la carga superficial uniforme.

Figura 32. Carga distribuida y apoyos.



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc

La dimensión $b = 333.33$ mm permanece constante en el núcleo estructural y en los elementos laterales. Sin embargo, la dimensión mayor presenta variación conforme a la geometría, con $a_{\text{núcleo}} = 700$ mm y $a_{\text{lateral}} = 650$ mm.

La carga requerida sobre la superficie de la mesa corresponde a una capacidad de 50 kg/m^2 , la cual se transforma en una carga superficial equivalente

Cuadro 33. Parámetros utilizados para la obtención de la deformación máxima en la placa.

Parámetro	Valor	Unidad
Lado mayor núcleo [$a_{\text{núcleo}}$]	700.00	mm
Lado mayor lateral [a_{lateral}]	650.00	mm
Carga superficial [q]	490.50	N/m^2
Espesor de la placa [t]	1.50	mm

Nota. Elaboración propia.

6.14.4. Determinación del coeficiente de placa

El coeficiente α depende exclusivamente de la relación geométrica entre las dimensiones de la placa.

$$\frac{a_{nucleo}}{b} = \frac{0.7}{0.333} = 2.10$$

$$\frac{a_{lateral}}{b} = \frac{0.65}{0.333} = 1.95$$

A partir de esta relación se consultan los coeficientes correspondientes en el cuadro de Roark para placas rectangulares simplemente apoyadas.

Cuadro 34. Coeficientes tabulados para carga distribuida en placa.

a/b	1.4	1.6	1.8	2.0	3.0
β	0.4530	0.5172	0.5688	0.6102	0.7134
α	0.0770	0.0906	0.1017	0.1110	0.1335

Nota. Adaptada de Budynas & Sadegh, 2020

Dado que los valores exactos de las relaciones geométricas no aparecen en el cuadro, se realizó una interpolación lineal entre los valores tabulados para obtener el coeficiente correspondiente, obteniéndose finalmente:

Los valores resultantes son:

$$\alpha_{nucleo} = 0.11325 \quad \beta_{nucleo} = 0.62052$$

$$\alpha_{lateral} = 0.108675 \quad \beta_{lateral} = 0.59985$$

6.14.5. Cálculo y evaluación de la deformación máxima

Se sustituyen los valores obtenidos y los parámetros en la ecuación de deflexión máxima:

$$y_{max,nucleo} = -1.05 \text{ mm}$$

$$y_{max,lateral} = -1.01 \text{ mm}$$

Para verificar la consistencia del resultado con los supuestos del modelo de placas delgadas se compara la deformación máxima obtenida con el espesor de la lámina:

$$\frac{y_{max,nucleo}}{t} = \frac{1.05}{1.5} = 0.70$$

$$\frac{y_{max,lateral}}{t} = \frac{1.01}{1.5} = 0.67$$

Este resultado indica que la deformación máxima es inferior al espesor de la placa, por lo que el modelo analítico empleado resulta adecuado como estimación del comportamiento estructural de la lámina bajo las condiciones de carga consideradas.

6.14.6. Verificación del esfuerzo máximo en placa

El modelo analítico propuesto por Roark también permite estimar el esfuerzo normal máximo inducido en la placa como consecuencia de la flexión. Aprovechando que los parámetros geométricos y de carga ya han sido definidos previamente, resulta conveniente realizar una verificación adicional del esfuerzo máximo y compararlo con el límite de fluencia del material utilizado. De esta manera se confirma que, además de presentar una deformación compatible con el comportamiento esperado, la lámina también trabaja dentro del rango elástico del material.

En el caso de placas rectangulares simplemente apoyadas sometidas a carga uniformemente distribuida, Roark presenta una expresión simplificada para la estimación del esfuerzo normal máximo de flexión. Dicha expresión puede escribirse como:

$$\sigma_{max} = \beta \frac{qb^2}{t^2}$$

En esta ecuación, σ_{max} representa el esfuerzo normal máximo que se desarrolla en la lámina como consecuencia de la flexión inducida por la carga distribuida. El coeficiente β es un parámetro adimensional obtenido a partir de las tablas presentadas por Roark.

Se sustituyen los valores obtenidos y los parámetros en la ecuación de esfuerzo normal máximo de flexión:

$$\sigma_{max,núcleo} = 15.03 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{max,lateral} = 14.53 \text{ MPa}$$

Una vez estimados los esfuerzos máximos en la lámina, estos se comparan con el límite de fluencia del AISI 304 que se presentó anteriormente. Al comparar este valor con los esfuerzos obtenidos por medio del modelo analítico se observa que los esfuerzos calculados son significativamente menores que el límite de fluencia del material. Esta comparación indica que

la lámina trabaja ampliamente dentro del rango elástico del acero inoxidable AISI 304 bajo las condiciones de carga consideradas.

6.15. Selección y verificación de bisagra tipo piano

El módulo de cocción incorpora superficies laterales abatibles que permiten ampliar el área útil de trabajo durante la operación del sistema. Estas superficies se conectan al cuerpo principal del módulo por medio de una bisagra continua tipo piano, instalada en la parte inferior de la superficie de la mesa.

Durante la operación del sistema, la bisagra cumple una función estructural fundamental, ya que transmite parte de las cargas verticales provenientes del ala abatible hacia el cuerpo principal del módulo. Por esta razón, es necesario verificar que la bisagra seleccionada posea la capacidad mecánica suficiente para resistir las solicitaciones a las que estará sometida tanto durante el uso del sistema como durante su transporte.

Las fuerzas transmitidas hacia la bisagra se determinan a partir del análisis estático del módulo presentado en la sección 6.12. Obtención de reacciones verticales. En el estado de operación del sistema, la reacción vertical transmitida hacia la bisagra corresponde a la fracción de carga que no es soportada por las patas telescópicas laterales. Por otra parte, en la condición de transporte del sistema, la fuerza relevante corresponde al peso propio del ala abatible, cuyo valor se presenta en la sección 6.9. Determinación de la masa del sistema.

Desde el punto de vista mecánico, los principales modos de falla que deben evaluarse en la bisagra son el esfuerzo cortante en el pasador, la presión de contacto entre el pasador y las hojas de la bisagra, la flexión local del pasador, la flexión de la hoja de la bisagra y los esfuerzos transmitidos hacia los tornillos de fijación. En consecuencia, la verificación mecánica de la bisagra se realiza considerando estos modos de falla potenciales.

6.15.1. Selección de la bisagra

Debido a que el ala lateral del módulo se extiende a lo largo de una longitud considerable, se optó por emplear una bisagra continua tipo piano en lugar de bisagras individuales. Este tipo de bisagra permite distribuir la carga a lo largo de toda la longitud de la unión, lo que reduce la concentración de esfuerzos y mejora la estabilidad estructural del sistema abatible.

El espacio disponible para la instalación del mecanismo de articulación es ligeramente menor a tres pies. Por esta razón, se seleccionó una bisagra comercial de dos pies de longitud, la cual permite garantizar una distribución adecuada a lo largo del borde del ala sin interferir con los elementos estructurales adyacentes.

La bisagra se fija al módulo por medio de tornillos distribuidos a lo largo de ambas hojas. Los tornillos se colocan cada dos pulgadas, iniciando a una pulgada de cada extremo, lo que resulta en un total de doce tornillos por hoja.

El ancho de cada hoja de la bisagra se seleccionó considerando la geometría del perfil estructural al cual se fija el sistema. El módulo utiliza tubos estructurales cuadrados de 1 ¼ " de lado. Debido a los radios de curvatura presentes en las esquinas del perfil, el área efectiva de contacto es menor que la dimensión nominal del tubo, por lo que una hoja de aproximadamente media pulgada por lado proporciona una superficie de fijación adecuada para la instalación de los tornillos.

Las características geométricas de la bisagra seleccionada se presentan en el siguiente cuadro.

Cuadro 35. Características geométricas de la bisagra tipo piano seleccionada.

Parámetro	Valor	Unidad
Longitud de bisagra [L]	24.00	<i>in</i>
Espesor de hoja [t]	0.040	<i>in</i>
Diámetro del pasador [d]	5/64	<i>in</i>
Longitud de cada tramo del pasador [l_k]	0.50	<i>in</i>
Diámetro nominal del tornillo [d_t]	4	<i>mm</i>
Número de tornillos por hoja [n_s]	12	—

Nota. Elaboración propia.

6.15.2. Propiedades de los materiales

El material de la bisagra se considera como acero inoxidable, seleccionado en función de su disponibilidad comercial en el mercado local, donde este tipo de herrajes se distribuye comúnmente en Guatemala bajo esta denominación general. Por esta razón, se adopta este material como referencia para la verificación mecánica del componente.

Para la verificación por cortante se requiere estimar el esfuerzo de fluencia en cortante. Como se detalló en la sección 6.13. Diseño y verificación de pasadores del sistema telescópico, debido a que este valor no suele encontrarse tabulado en bases de datos de materiales, se emplea una aproximación basada en el criterio de *von Mises* para materiales dúctiles.

El acero inoxidable AISI 304 presenta un comportamiento dúctil, lo cual se verifica a partir de sus propiedades mecánicas. En particular, este material presenta una deformación a la rotura del orden de 70 %, valor significativamente superior al umbral de 0.05 comúnmente utilizado para clasificar materiales como dúctiles. Asimismo, presenta un esfuerzo de fluencia de 215 MPa, con comportamiento similar en condiciones de carga a tracción y compresión, lo que respalda la aplicación de criterios de fluencia isotrópicos. (MatWeb, s. f. -b).

En consecuencia, se considera válido el uso del criterio de von Mises para la estimación del esfuerzo cortante en el presente análisis

Las propiedades mecánicas empleadas en el análisis se presentan en el siguiente cuadro.

Cuadro 36. Propiedades mecánicas del AISI 304.

Parámetro	Valor	Unidad
Límite de fluencia [S_y]	215	<i>MPa</i>
Esfuerzo de fluencia en cortante [τ]	124.1	<i>MPa</i>

Nota. Adaptada de MatWeb (s.f.-b).

6.15.3. Verificación del pasador de la bisagra

El pasador de la bisagra constituye el elemento que permite la rotación relativa entre las hojas y transmite las fuerzas entre ambas partes del sistema. Debido a que la bisagra es del tipo continuo, la carga transmitida no se concentra en un único punto, sino que se distribuye entre los distintos tramos del pasador a lo largo de la bisagra.

La fuerza total transmitida hacia la bisagra durante la condición de uso del sistema corresponde a la reacción vertical obtenida en el análisis estático presentado en la sección 6.12.1. Análisis estático de los módulos laterales En dicho análisis se obtuvo un valor:

$$F = 300.87 \text{ N}$$

El pasador de la bisagra está dividido en segmentos alternados a lo largo de toda la longitud de la bisagra. Si la longitud de la bisagra se define como L y la longitud de cada tramo del pasador se define como l_k , el número total de tramos se obtiene por medio de la siguiente ecuación:

$$n = \frac{L}{l_k} = \frac{24 \text{ in}}{0.5 \text{ in}} = 48$$

Debido a que los tramos se alternan entre ambas hojas el número de tramos que transmiten la carga hacia la hoja fija corresponde a:

$$n_h = \frac{n}{2} = \frac{48}{2} = 24$$

La fuerza transmitida por cada tramo del pasador se expresa como:

$$F_t = \frac{F}{n_h} = \frac{300.87 \text{ N}}{24} = 12.54 \text{ N}$$

Cortante en el pasador

El esfuerzo cortante promedio en cada sección del pasador se calcula por medio de la ecuación fundamental de resistencia de materiales:

$$\tau = \frac{F_t}{A}$$

El área transversal del pasador está dada por:

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

Al sustituir el área transversal en la expresión anterior, se obtiene:

$$\tau = \frac{4F_t}{\pi d^2} = \frac{4(12.54 \text{ N})}{\pi (1.98 \text{ mm})^2} = 4.05 \text{ MPa}$$

Presión de contacto entre pasador y hoja

La presión de contacto representa el aplastamiento local entre el pasador y el material de la hoja de la bisagra.

El área proyectada de contacto entre el pasador y la hoja está dada por:

$$A_{proj} = d \cdot t$$

t corresponde al espesor de la hoja de la bisagra.

Al sustituir el área proyectada en la expresión de presión de contacto, se obtiene:

$$p = \frac{F_t}{d \cdot t} = \frac{12.54 \text{ N}}{1.98 \text{ mm} \cdot 1.016 \text{ mm}} = 6.22 \text{ MPa}$$

p representa la presión de contacto, d es el diámetro del pasador, t el espesor de la hoja y F_t la fuerza transmitida por cada tramo.

Flexión en el pasador

Debido a que las fuerzas transmitidas por las hojas de la bisagra no actúan exactamente sobre la misma línea de acción, el pasador experimenta un momento flector local entre los puntos de contacto de las hojas.

Si se define l_k como la distancia entre las líneas de acción de las fuerzas transmitidas por las hojas, el momento flector máximo puede expresarse como:

$$M = \frac{F_t l_k}{2}$$

El esfuerzo de flexión correspondiente se calcula por medio de la ecuación siguiente:

$$\sigma = \frac{M}{W}$$

W es el módulo de sección de una sección circular:

$$W = \frac{\pi d^3}{32}$$

Al sustituir el módulo de sección en la ecuación anterior, se obtiene:

$$\sigma = \frac{16F_t l_k}{\pi d^3} = \frac{16(12.54 \text{ N})(12.7 \text{ mm})}{\pi(1.98 \text{ mm})^3} = 103.77 \text{ MPa}$$

6.15.4. Verificación de la hoja de la bisagra

Además de las sollicitaciones sobre el pasador, es necesario verificar que la hoja de la bisagra posea suficiente rigidez y resistencia para transmitir las cargas hacia los tornillos de fijación.

Cada tramo de la hoja puede modelarse como una pequeña placa rectangular sometida a una carga puntual transmitida por el pasador. Esta carga genera un momento flector en la sección de la hoja ubicada entre el eje del pasador y la línea de los tornillos.

Si se define l_k como la distancia entre el eje del pasador y la línea de los tornillos de fijación, el momento flector generado en la hoja se expresa como:

$$M = F_t l_k$$

El esfuerzo de flexión en la sección rectangular de la hoja se calcula por medio de la ecuación:

$$\sigma = \frac{6M}{l_k t^2}$$

l_k representa el ancho del tramo de hoja asociado a cada segmento del pasador, t el espesor de la hoja, M el momento flector aplicado.

Al sustituir el momento flector en la ecuación anterior, se obtiene:

$$\sigma = \frac{6F_t}{t^2} = \frac{6(12.54 \text{ N})}{(1.016 \text{ mm})^2} = 72.87 \text{ MPa}$$

Esta expresión permite evaluar la resistencia de la hoja de la bisagra frente a deformación plástica por flexión.

6.15.5. Verificación de los tornillos de fijación

Las hojas de la bisagra se fijan al sistema estructural por medio de tornillos distribuidos a lo largo de la longitud de la bisagra. El comportamiento de estos tornillos depende del estado de operación del sistema.

Durante la condición de uso, la reacción transmitida por el ala genera un esfuerzo axial en los tornillos de la hoja fija. Si n_s representa el número de tornillos que comparten la carga, la fuerza transmitida por cada tornillo se expresa como:

$$F_s = \frac{F}{n_s} = \frac{300.87 \text{ N}}{12} = 25.07 \text{ N}$$

Tornillos a tensión en configuración de uso

El esfuerzo axial en cada tornillo se calcula como:

$$\sigma = \frac{F_s}{A_s} = \frac{F_s}{\frac{\pi d_t^2}{4}} = \frac{25.07 \text{ N}}{\frac{\pi(4 \text{ mm})^2}{4}} = 1.99 \text{ MPa}$$

A_s es el área transversal del tornillo.

Cortante en configuración de transporte

En la condición de transporte, el ala abatible se encuentra plegada y el peso propio del ala genera una fuerza cortante en los tornillos ubicados en la hoja móvil.

El peso del ala obtenido en la sección 6.9.3. Masa de los componentes de los módulos laterales corresponde a:

$$F_p = 282.92 \text{ N}$$

Si la carga es transmitida por n_s tornillos, la fuerza cortante en cada uno se expresa como:

$$V = \frac{F_p}{n_s} = \frac{282.92 \text{ N}}{12} = 23.58 \text{ N}$$

El esfuerzo cortante en el tornillo se calcula por medio de la siguiente ecuación:

$$\tau = \frac{V}{A_s} = \frac{V}{\frac{\pi d_t^2}{4}} = \frac{23.58 \text{ N}}{\frac{\pi (4 \text{ mm})^2}{4}} = 1.88 \text{ MPa}$$

A_s es el área transversal del tornillo.

Presión de contacto entre tornillos, hoja de bisagra y tubo estructural

Adicionalmente, la fuerza transmitida por cada tornillo genera una presión de contacto local entre el cuerpo del tornillo y la hoja de la bisagra, así como entre el tornillo y la pared del tubo estructural. Estas presiones de contacto representan el posible aplastamiento local del material alrededor del agujero.

En la hoja de la bisagra, el área proyectada de contacto se expresa como:

$$A_{proj,h} = d_t t$$

d_t es el diámetro del tornillo y t el espesor de la hoja de la bisagra.

Por lo tanto, la presión de contacto en la hoja de la bisagra se obtiene por medio de la ecuación:

$$p_h = \frac{V}{d_t t} = \frac{23.58 \text{ N}}{(4 \text{ mm})(1.016 \text{ mm})} = 5.80 \text{ MPa}$$

De forma análoga, en la pared del tubo estructural, el área proyectada de contacto se define como:

$$A_{proj,h} = d_t t_t$$

t_t es el espesor del tubo estructural definido anteriormente como como $\frac{1}{8}$ ".

En consecuencia, la presión de contacto en la pared del tubo se expresa como:

$$p_t = \frac{V}{d_t t_t} = \frac{23.58 \text{ N}}{(4 \text{ mm})(3.175 \text{ mm})} = 1.86 \text{ MPA}$$

6.15.6. Evaluación del factor de seguridad

A partir de lo presentado anteriormente se determinaron los esfuerzos correspondientes a cada modo de falla:

Cuadro 37. Resultados de esfuerzos para cada modo de falla en bisagra.

Modo de falla	Valor (MPa)
Cortante en el pasador	4.05
Presión de contacto entre pasador y hoja	6.22
Flexión en el pasador	103.77
Flexión de la hoja	72.87
Tornillos a tensión en configuración de uso	1.99
Tornillos a cortante en condición de transporte	1.88
Presión de contacto en hoja por tornillos en configuración de transporte	5.80
Presión de contacto en tubo por tornillos en configuración de transporte	1.86

Nota. Elaboración propia.

Una vez determinados los esfuerzos asociados a cada modo de falla, se procede a evaluar el factor de seguridad correspondiente.

El factor de seguridad se define como la relación entre la capacidad resistente del material y el esfuerzo aplicado:

$$FS = \frac{\text{Esfuerzo admisible}}{\text{Esfuerzo resultante}}$$

Para la evaluación de esfuerzos normales se utiliza como esfuerzo admisible el límite de fluencia del material S_y , mientras que para esfuerzos cortantes se emplea el esfuerzo de fluencia en cortante estimado por medio del criterio de *von Mises*.

El requisito de diseño establecido para las uniones del sistema indica que las bisagras, tornillos y pasadores deben operar con un factor de seguridad mínimo:

$$FS = 2.0$$

Los resultados obtenidos se presentan en el siguiente cuadro:

Cuadro 38. Resultados de factor de seguridad para cada modo de falla en bisagra.

Modo de falla	Valor
Cortante en el pasador	30.60
Presión de contacto entre pasador y hoja	34.58
Flexión en el pasador	2.07
Flexión de la hoja	2.95
Tornillos a tensión en configuración de uso	107.76
Tornillos a cortante en condición de transporte	66.12
Presión de contacto en hoja por tornillos en configuración de transporte	37.06
Presión de contacto en tubo por tornillos en configuración de transporte	115.81

Nota. Elaboración propia.

El modo de falla más crítico corresponde a la flexión en el pasador, con un factor de seguridad de 2.07. Este valor supera el requisito mínimo establecido para las uniones del sistema, por lo que se concluye que la bisagra seleccionada posee la capacidad estructural suficiente para resistir las cargas previstas durante la operación y transporte del módulo.

6.16. Verificación y selección de pernos en mesada

6.16.1. Obtención de las fuerzas actuantes sobre los pernos

Con el fin de realizar la verificación de las uniones pernadas que fijan la mesada del módulo de cocina a la estructura portante, se determina primero la magnitud de las fuerzas que actúan sobre los pernos en la condición más crítica de operación. Como se mencionó previamente en los requisitos, el diseño considera una carga distribuida de 50 kg/m² aplicada sobre la superficie de trabajo.

El sistema presenta dos configuraciones de operación: configuración de uso y configuración de transporte. En la configuración de transporte, los pernos únicamente deben resistir el peso propio de la lámina correspondiente al sistema plegado. Sin embargo, en la configuración de uso la mesada se encuentra desplegada y sometida a la carga distribuida establecida en los requisitos de diseño. Debido a que esta condición genera una fuerza resultante mayor, se adopta como caso crítico para el dimensionamiento de las uniones pernadas.

La mesada del núcleo presenta dimensiones de 700 mm × 1000 mm, por lo que su área es la siguiente:

$$A = 0.7 \text{ m}^2$$

La carga distribuida se reemplaza por una fuerza resultante equivalente aplicada en el centro geométrico de la placa. Considerando además el peso propio de la mesada, previamente determinado como 8.86 kg, la fuerza resultante total se calcula por medio de la ecuación:

$$F_R = (qA + m_m)g$$

q corresponde a la carga distribuida establecida en los requisitos de diseño, A es el área de la mesada, m_m es la masa de la placa y g es la aceleración de la gravedad.

Se sustituyen los valores correspondientes:

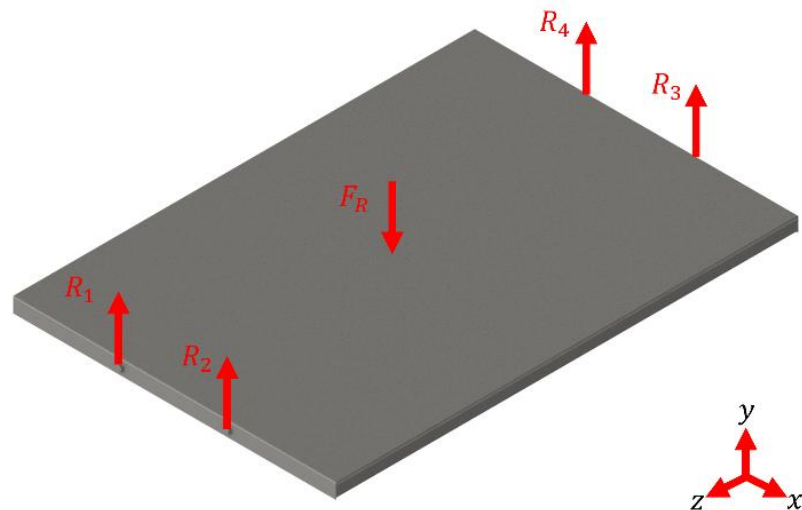
$$F_R = (50 \cdot 0.7 + 8.86) \cdot 9.81 = 430.27 \text{ N}$$

Obtención de la reacción vertical

La mesada se fija a la estructura por medio de cuatro pernos distribuidos simétricamente respecto a los ejes longitudinal y transversal de la placa. Bajo esta condición de simetría, la fuerza resultante se distribuye uniformemente entre los cuatro puntos de fijación.

La figura 32 muestra el diagrama de cuerpo libre utilizado para el análisis de las reacciones verticales.

Figura 33. Diagrama de cuerpo libre para obtención de reacciones verticales.



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc

A partir del equilibrio vertical del sistema:

$$\sum F_y = 0$$

Se obtiene:

$$4R_y - F_R = 0$$

La reacción vertical que actúa en cada perno es la siguiente:

$$R_y = \frac{F_R}{4}$$

Se sustituye el valor previamente calculado para la fuerza resultante:

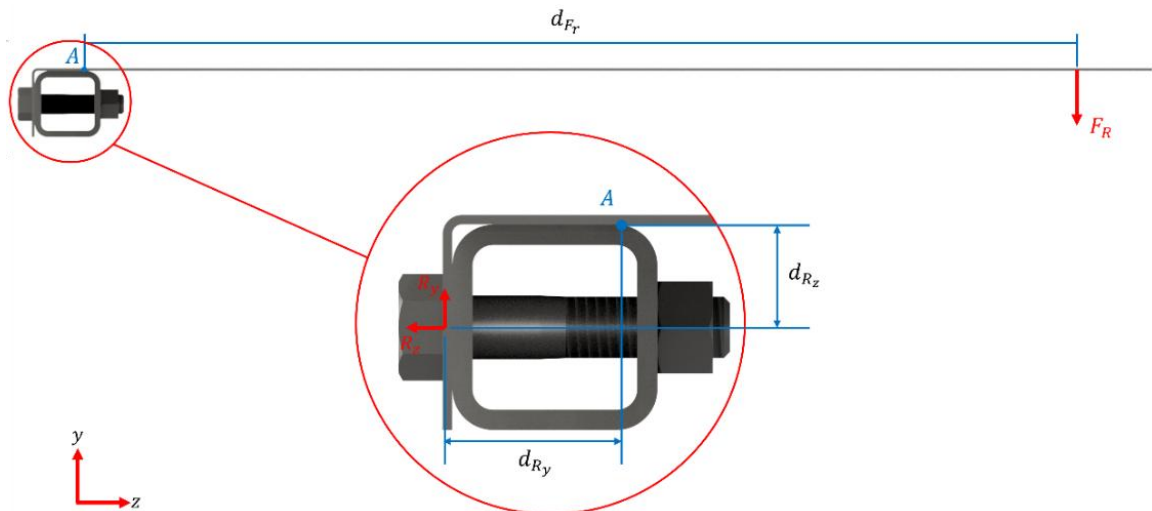
$$R_y = \frac{430.27}{4} = 107.57 \text{ N}$$

Este valor corresponde a la fuerza cortante vertical transmitida a cada perno en la condición de uso.

Obtención de la reacción horizontal

Además de la reacción vertical, el sistema de fijación debe resistir la rotación local de la lámina en el punto de unión con la estructura. Para estimar la fuerza horizontal que tensiona el perno, se plantea el modelo mostrado en la siguiente figura, en el cual el punto *A* se considera como eje de rotación del conjunto.

Figura 34. Diagrama de cuerpo libre para obtención de reacción horizontal.



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc

Las variables geométricas y de fuerza empleadas en el modelo se resumen en el siguiente cuadro.

Cuadro 39. Características geométricas de la bisagra tipo piano seleccionada.

Parámetro	Valor	Unidad
Fuerza resultante $[F_r]$	430.27	N
Reacción vertical en cada perno $[R_y]$	107.57	N
Brazo de palanca de F_r $[d_{F_r}]$	474.60	mm
Brazo de palanca de R_y $[d_{R_y}]$	26.14	mm
Brazo de palanca de R_z $[d_{R_z}]$	15.875	mm

Nota. Elaboración propia.

El equilibrio de momentos respecto al punto A se expresa como:

$$\sum M_A = 0 = -\left(\frac{F_R}{4}\right)d_{FR} - R_y d_{Ry} + R_z d_{Rz}$$

Al despejar la reacción horizontal se obtiene:

$$R_z = \frac{\left(\frac{F_R}{4}\right)d_{FR} + R_y d_{Ry}}{d_{Rz}}$$

Se sustituyen los valores correspondientes:

$$R_z = \frac{(107.57)(0.4746) + (107.57)(0.026138)}{0.015875} = 3.39 \text{ kN}$$

Este valor representa la fuerza de tensión generada por el momento local en la unión.

6.16.2. Dimensionamiento preliminar del perno

Una vez determinadas las fuerzas que actúan sobre cada punto de fijación, se procede al dimensionamiento preliminar del perno encargado de unir la pestaña de la mesada con el tubo estructural de soporte. De acuerdo con el análisis desarrollado en la sección anterior, cada perno se encuentra sometido simultáneamente a una fuerza cortante vertical R_y y a una fuerza axial de tensión R_z . En consecuencia, el perno debe verificarse para un estado combinado de esfuerzos de tensión y cortante.

Modelo mecánico adoptado

El sistema de unión consiste en un perno pasante que atraviesa la pestaña de la lámina de la mesada y las dos paredes del tubo estructural. En esta configuración la fuerza vertical R_y produce un esfuerzo cortante directo en el vástago del perno, mientras que la reacción horizontal R_z genera una fuerza de tracción axial en el mismo.

Debido a que el perno está fabricado en acero y el material presenta comportamiento dúctil, el estado combinado de esfuerzos se evalúa por medio del criterio de energía de distorsión (*von Mises*).

El esfuerzo equivalente de *von Mises* para un estado plano de esfuerzos compuesto por una tensión normal σ_y un esfuerzo cortante τ puede expresarse como:

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

Este esfuerzo equivalente se compara con la resistencia de fluencia del material del perno considerando el factor de seguridad establecido en el diseño.

La condición de diseño segura se expresa como:

$$\sigma_{vm} \leq \frac{S_y}{n}$$

S_y corresponde al límite de fluencia del material y n es el factor de seguridad adoptado.

Predimensionamiento del diámetro del perno

Para el predimensionamiento inicial se asume una sección circular maciza equivalente para el perno, de modo que el área resistente se aproxima por medio de la siguiente ecuación:

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

El esfuerzo normal generado por la fuerza de tracción se expresa como:

$$\sigma = \frac{R_z}{A}$$

Mientras que el esfuerzo cortante producido por la reacción vertical se calcula como:

$$\tau = \frac{R_y}{A}$$

Se sustituyen estas expresiones en la ecuación de *von Mises*:

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\left(\frac{4R_z}{\pi d^2}\right)^2 + 3\left(\frac{4R_y}{\pi d^2}\right)^2}$$

Lo que puede reorganizarse como:

$$\sigma_{vm} = \frac{4}{\pi d^2} \sqrt{R_z^2 + 3R_y^2}$$

Imponiendo la condición de diseño se obtiene una expresión para el diámetro mínimo requerido:

$$d \geq \sqrt{\frac{4n}{\pi S_y} \sqrt{R_z^2 + 3R_y^2}} \geq \sqrt{\frac{4(2)}{\pi(393.015 \text{ MPa})} \sqrt{(3390 \text{ N})^2 + 3(107.57)^2}} \geq 4.7 \text{ mm}$$

Tomando en consideración que las propiedades mecánicas dependen de la selección del perno, se establece que se usarán pernos de acero SAE grado 2.

Cuadro 40. Propiedades mecánicas de pernos SAE, Grado 2, tamaños 1/4" a 1".

Parámetro	Valor	Unidad
Resistencia de prueba mínima	55	ksi
Resistencia mínima a la tensión	74	ksi
Resistencia mínima a la fluencia	57	ksi

Nota. Adaptada de Budynas & Nisbett. (2018, p. 405).

Se sustituyen las fuerzas obtenidas previamente y considerando un factor de seguridad $n = 2$, junto con una resistencia de fluencia para pernos de acero SAE grado 2 en unidades métricas:

$$d_{min} \approx 4.7 \text{ mm}$$

Este valor corresponde al diámetro mínimo teórico requerido para resistir el estado combinado de esfuerzos.

Selección de un perno comercial

Dado que el resultado anterior corresponde a un valor continuo idealizado y no considera la reducción de área en la zona roscada, se selecciona un diámetro comercial superior para realizar la verificación final del perno.

Considerando la disponibilidad comercial y las condiciones de montaje del sistema, se adopta un perno de 1/4-20 UNC de acero SAE grado 2, cuyo diámetro nominal es el siguiente:

$$d_{min} = 6.35 \text{ mm}$$

Este diámetro proporciona un margen adecuado respecto al valor mínimo calculado y permite garantizar una unión mecánica robusta para la aplicación considerada.

6.16.3. Modelos de verificación del perno y de la unión

Una vez seleccionado el perno que conformará la unión entre la pestaña de la mesada y el tubo estructural, se procede a verificar su comportamiento frente a los modos de falla más relevantes. En esta etapa se evalúan tanto los esfuerzos que actúan sobre el perno como aquellos que se generan en los elementos estructurales que conforman la unión.

El análisis considera los siguientes modos de verificación: tensión axial en el perno, cortante en el perno, esfuerzo equivalente por carga combinada, aplastamiento en la pestaña, aplastamiento en la pared del tubo y rasgado por borde de la pestaña.

Tensión axial en el perno

La fuerza horizontal obtenida en el análisis estático genera una tensión axial en el perno. Este esfuerzo se calcula como la fuerza aplicada dividida entre el área resistente a tensión del perno roscado. La expresión utilizada es la siguiente:

$$\sigma_t = \frac{R_z}{A_t} = \frac{3390 \text{ N}}{20.52 \text{ mm}^2} = 165.20 \text{ MPa}$$

σ_t representa el esfuerzo de tensión axial en el perno, R_z corresponde a la fuerza de tensión aplicada y A_t es el área de esfuerzo a tensión de la rosca del perno. Esta expresión asume que la fuerza se distribuye uniformemente sobre el área resistente de la rosca.

Cortante en el perno

La reacción vertical obtenida del análisis estático produce un esfuerzo cortante en el perno. Este esfuerzo se determina dividiendo la fuerza cortante entre el área resistente del vástago del perno, la cual se aproxima por medio del área de una sección circular cuyo diámetro corresponde al diámetro nominal del perno.

La ecuación empleada es la siguiente:

$$\tau = \frac{R_y}{A_s} = \frac{107.57 \text{ N}}{31.67 \text{ mm}^2} = 3.40 \text{ MPa}$$

τ es el esfuerzo cortante que actúa sobre el perno, R_y representa la fuerza cortante transmitida por la unión y A_s es el área resistente a cortante del vástago del perno. Esta área se obtiene por medio de la expresión $A_s = \frac{\pi d^2}{4}$, siendo d el diámetro nominal del perno.

Esfuerzo equivalente en el perno

Dado que el perno se encuentra sometido simultáneamente a tensión axial y a cortante, es necesario evaluar el estado combinado de esfuerzos por medio de un criterio de falla adecuado para materiales dúctiles. En este trabajo se utiliza el criterio de energía de distorsión o criterio de *von Mises*.

El esfuerzo equivalente se calcula por medio de la ecuación siguiente:

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau^2} = \sqrt{(165.20 \text{ MPa})^2 + 3(3.40 \text{ MPa})^2} = 165.31 \text{ MPa}$$

σ_{vm} corresponde al esfuerzo equivalente de *von Mises*, mientras que σ_t y τ representan respectivamente el esfuerzo de tensión axial y el esfuerzo cortante en el perno.

Aplastamiento en la pestaña

La fuerza cortante transmitida por el perno produce una presión de contacto entre la superficie del perno y el material que conforma el agujero en la pestaña de la mesada.

El esfuerzo promedio de aplastamiento se calcula dividiendo la fuerza transmitida entre el área proyectada de contacto, la cual se aproxima por medio del producto entre el espesor de la pestaña y el diámetro del perno. La ecuación utilizada es la siguiente:

$$\sigma_{b,p} = \frac{R_y}{t_p d} = \frac{107.57 \text{ N}}{(1.5 \text{ mm})(6.35 \text{ mm})} = 11.29 \text{ MPa}$$

$\sigma_{b,p}$ representa el esfuerzo de aplastamiento en la pestaña, R_y es la fuerza transmitida por el perno, t_p corresponde al espesor de la pestaña y d es el diámetro del perno.

Aplastamiento en la pared del tubo

De manera análoga al caso anterior, el contacto entre el perno y la pared del tubo estructural genera un esfuerzo de aplastamiento en el material del tubo. La evaluación se realiza utilizando el mismo modelo de presión de contacto promedio, considerando en este caso el espesor de la pared del tubo.

La expresión utilizada es la siguiente:

$$\sigma_{b,t} = \frac{R_y}{t_t d} = \frac{107.57 \text{ N}}{(3.175 \text{ mm})(6.35 \text{ mm})} = 5.34 \text{ MPa}$$

$\sigma_{b,t}$ representa el esfuerzo de aplastamiento en la pared del tubo, R_y corresponde a la fuerza transmitida por el perno, t_t es el espesor de la pared del tubo y d es el diámetro del perno.

Rasgado por borde de la pestaña

Cuando el agujero se encuentra próximo al borde libre de la pestaña, la carga transmitida por el perno puede producir una falla por rasgado del material entre el agujero y el borde. Este modo de falla se modela considerando que el ligamento de material restante se encuentra sometido a esfuerzos cortantes en dos planos paralelos.

El área resistente total asociada a estos planos de corte se expresa como:

$$A_{res} = 2et_p$$

e corresponde a la distancia desde el centro del agujero hasta el borde libre de la pestaña y t_p es el espesor de la pestaña. Al dividir la fuerza cortante transmitida por el perno entre esta área resistente se obtiene el esfuerzo cortante promedio asociado al rasgado por borde:

$$\tau_{rb} = \frac{R_y}{2et_p} = \frac{107.57 \text{ N}}{2(15.875 \text{ mm})(1.5 \text{ mm})} = 2.26 \text{ MPa}$$

En esta expresión τ_{rb} representa el esfuerzo cortante asociado al rasgado por borde, mientras que R_y , e y t_p corresponden respectivamente a la fuerza transmitida por el perno, la distancia desde el centro del agujero al borde libre y el espesor de la pestaña.

6.16.4. Evaluación de los resultados

Una vez definidos los modelos de verificación, se procede a evaluar las ecuaciones anteriores utilizando los valores obtenidos en el análisis del sistema y las propiedades del perno seleccionado.

Los datos utilizados en los cálculos se resumen en el siguiente cuadro.

Cuadro 41. Parámetros utilizados para la obtención de los esfuerzos por la unión pernada.

Parámetro	Valor	Unidad
Fuerza de tensión en el perno [R_z]	3390	N
Fuerza de cortante en el perno [R_y]	107.57	N
Diámetro nominal del perno [d]	6.35	mm
Área de esfuerzo a tensión [A_t]	20.52	mm ²
Área resistente a cortante [A_s]	31.67	mm ²
Espesor de la pestaña [t_p]	1.5	mm
Espesor de la pared del tubo [t_t]	3.175	mm
Distancia centro-borde [e]	15.875	mm

Nota. Adaptada de Budynas & Nisbett. (2018, p. 387)

Para evaluar los esfuerzos obtenidos se emplea como criterio de referencia el límite de fluencia del material del perno, del AISI 304 y del ASTM A500 Gr.B, estos dos últimos siendo presentados en el cuadro 30 y 27 respectivamente. En el caso de esfuerzos cortantes se utiliza la resistencia cortante de fluencia aproximada, la cual se obtiene por medio de la siguiente ecuación:

$$S_{sy} = 0.577S_y$$

El diseño establece un factor de seguridad mínimo de 2.0, por lo que cada uno de los esfuerzos calculados debe cumplir con esta condición.

Los resultados obtenidos para cada modo de verificación se presentan en el cuadro siguiente.

Cuadro 42. Resultados de esfuerzos obtenidos y factor de seguridad obtenidos para cada modo de falla en pernos.

Modo de falla	Esfuerzo (MPa)	Factor de seguridad
Tensión axial en perno	165.20	2.38
Cortante en perno	3.40	66.76
Esfuerzo equivalente	165.31	2.38
Aplastamiento en pestaña AISI 304	11.29	19.04
Aplastamiento en tubo ASTM A500 Gr. B	5.34	59.04
Rasgado por borde en pestaña	2.26	54.92

Nota. Elaboración propia.

A partir de los resultados obtenidos se observa que los esfuerzos desarrollados en el perno son significativamente menores que los valores admisibles asociados al material, obteniéndose factores de seguridad superiores al mínimo requerido de 2.0 incluso en el modo de falla crítico, que en este caso es el esfuerzo equivalente. En consecuencia, el perno seleccionado cumple adecuadamente con las condiciones de diseño para las cargas consideradas.

Adicionalmente, en cumplimiento del requisito de diseño asociado al aseguramiento de uniones roscadas frente a vibración, se incorporó un criterio constructivo complementario en el sistema. En este sentido, las uniones empleadas para la fijación de la mesada al marco estructural, las cuales constituyen las únicas uniones roscadas por medio de pernos en el diseño, incluyen arandelas de presión como mecanismo de aseguramiento contra aflojamiento.

La utilización de este tipo de arandela es suficiente para el nivel de sollicitación esperado en estas uniones, siendo compatible con el tipo de pernos empleados y permitiendo mantener la integridad del ensamble bajo condiciones de transporte. Este criterio se encuentra reflejado en la selección de componentes incluida en la cotización del sistema y en las especificaciones consideradas en los manuales de fabricación.

6.17. Verificación de uniones soldadas del núcleo estructural

En este apartado se evalúan las uniones soldadas correspondientes al núcleo estructural, debido a que este concentra las mayores sollicitaciones del sistema tanto en condición de servicio como durante el transporte. La mayor área tributaria de la mesada central implica que los elementos del núcleo reciben las cargas más altas, por lo que sus uniones gobiernan el diseño.

El análisis se basa en la trayectoria de carga desde la superficie de trabajo hacia los elementos estructurales. Para cada miembro se determina la fuerza transmitida a partir de su equilibrio estático. Debido a que los elementos analizados se modelan con dos apoyos, las reacciones en los extremos son únicamente verticales, por lo que las uniones soldadas se consideran sometidas a esfuerzo cortante, sin participación de momentos en la transferencia de carga.

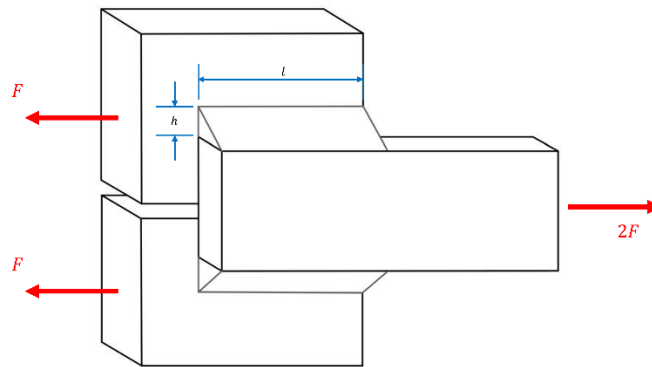
Las uniones del marco perimetral, incluyendo las esquinas a inglete, no se consideran críticas para el dimensionamiento, ya que no constituyen el camino principal de transmisión de carga. Por

lo tanto, el análisis se enfoca en las uniones donde se introducen las fuerzas provenientes de los elementos cargados.

6.17.1. Procedimiento de evaluación

Para cada elemento se construye su diagrama de cuerpo libre y se determinan las reacciones en los apoyos a partir de equilibrio estático. La fuerza transmitida a cada unión corresponde a la reacción en el extremo del miembro, la cual se distribuye entre los cordones de soldadura según su configuración geométrica.

Figura 35. Dimensiones de soldadura de filete paralela.



Nota. Elaboración propia

El esfuerzo cortante en la soldadura se calcula por medio de la siguiente expresión:

$$\tau = \frac{F}{0.707hl} = \frac{1.414F}{hl}$$

Esta relación considera que la fuerza total transmitida por la unión produce un esfuerzo cortante sobre el área mínima de la garganta efectiva del cordón de soldadura. En el caso de soldaduras de filete paralelas a la carga, cada cordón transmite una fracción de la fuerza total, manteniéndose la misma formulación para el cálculo del esfuerzo en la garganta.

En la expresión anterior, F representa la fuerza transmitida a la soldadura obtenida a partir del equilibrio del elemento estructural, h corresponde al tamaño del filete de soldadura y l es la longitud efectiva del cordón. La garganta efectiva se define como 0.707 veces el tamaño del filete, lo cual permite relacionar la geometría del cordón con su capacidad resistente.

6.17.2. Evaluación de los elementos críticos

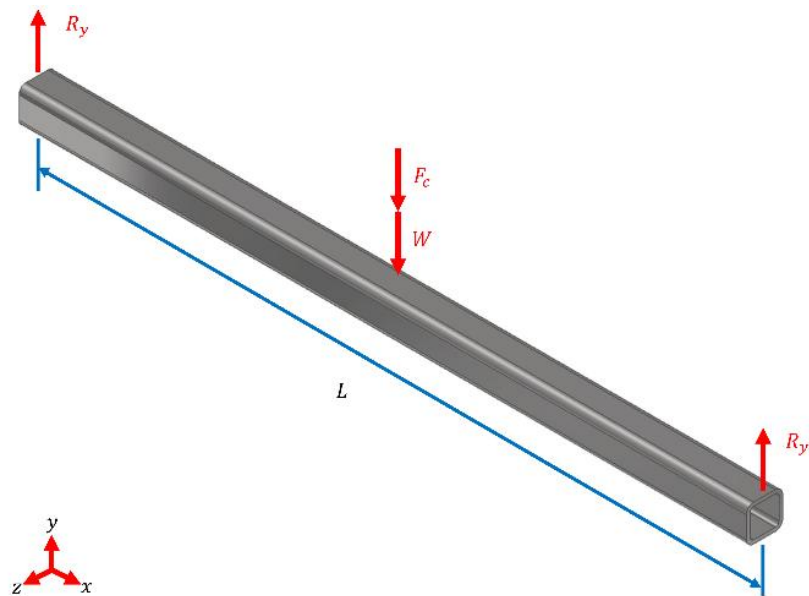
En este apartado se evalúan las uniones soldadas correspondientes a los elementos críticos del sistema estructural. Estos elementos se identifican como aquellos que forman parte directa del camino de carga y que, por lo tanto, están sometidos a las mayores solicitaciones tanto en condición de uso como durante la manipulación del módulo.

Se incluyen en este análisis los tubos centrales superiores, los tubos longitudinales y los tubos transversales superiores, ya que en estos se concentra la transferencia de cargas provenientes de la mesada y del peso total del sistema. Los demás elementos, como el marco inferior o miembros equivalentes en configuración inferior, no se consideran críticos debido a su función de rigidización o a que presentan estados de carga iguales o menores a los ya evaluados.

Para cada caso se determina la fuerza que llega a la unión a partir del equilibrio del elemento y posteriormente se calcula el esfuerzo cortante en la garganta efectiva de la soldadura.

Tubos centrales superiores

Figura 36. Diagrama de cuerpo libre de un tubo central superior.



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc

Para el análisis de los tubos centrales superiores se adopta un criterio conservador, suponiendo que toda la carga superficial aplicada sobre la mesada y el propio peso de esta es soportada únicamente por estos dos elementos. La carga superficial considerada es de 50 kg/m^2 y actúa sobre

un área de $700 \text{ mm} \times 1000 \text{ mm}$, equivalente a 0.7 m^2 . Por lo tanto, la masa total aplicada sobre la superficie es de 35 kg , cuyo peso corresponde a 343.35 N . Mientras que el peso de la mesada equivale a 86.92 N .

Al considerar que esta carga se distribuye entre los dos tubos centrales, cada elemento recibe una fuerza de 215.14 N . A esta carga se adiciona el peso propio del tubo, igual a 1.8 kg , equivalente a 17.66 N . En consecuencia, la fuerza total aplicada sobre cada miembro es la siguiente:

$$F_R = 215.14 + 17.66 = 232.80 \text{ N}$$

Este valor corresponde a la carga total aplicada sobre un tubo central superior. Debido a que el elemento se modela como una viga simplemente apoyada, la carga se transmite a través de dos apoyos, por lo que la reacción en cada extremo es la siguiente:

$$R = \frac{232.80}{2} = 116.40 \text{ N}$$

En cada extremo del tubo, la unión soldada está conformada por dos cordones de soldadura que comparten la carga transmitida por el apoyo. Por lo tanto, la fuerza efectiva que actúa sobre cada cordón corresponde a:

$$F = \frac{116.40}{2} = 58.20 \text{ N}$$

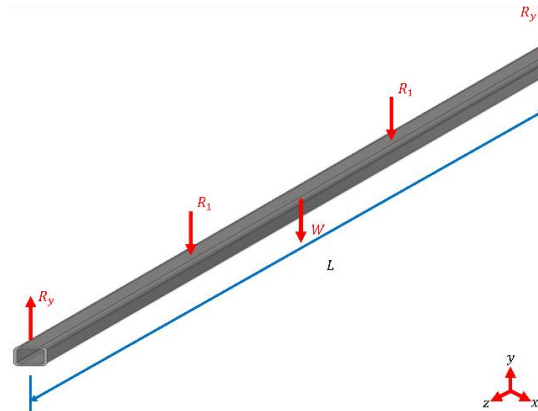
El esfuerzo cortante en la garganta efectiva de la soldadura se determina por medio de los 19 mm disponibles para longitud efectiva y el tamaño del filete de 6 mm :

$$\tau = \frac{1.414(58.20)}{(6)(19)} = 0.72 \text{ MPa}$$

Este valor corresponde al esfuerzo cortante actuante en cada cordón de soldadura de los tubos centrales superiores y será comparado con el esfuerzo admisible para seleccionar el material más conveniente.

Tubos longitudinales superiores

Figura 37. Diagrama de cuerpo libre de un tubo longitudinal superior.



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc

Para los tubos longitudinales superiores se considera la carga transmitida por los dos tubos centrales superiores, además de la carga proveniente del módulo lateral en configuración de uso y el peso propio del elemento. Cada tubo central transmite una reacción de 116.40 N al tubo longitudinal, por lo que la contribución total de ambos es de 232.80 N. A esta se suma la carga proveniente del módulo lateral, igual a 300.87 N, y el peso propio del elemento, correspondiente a 26.88 N. En consecuencia, la fuerza total aplicada sobre el miembro es la siguiente:

$$F_R = 232.80 + 300.87 + 26.88 = 560.55 \text{ N}$$

Debido a que el elemento se modela con dos apoyos y todo el elemento y aplicación de fuerzas es simétrico, la reacción en cada extremo es la siguiente:

$$R = \frac{560.55}{2} = 280.28 \text{ N}$$

En cada extremo, la conexión está conformada por más de un cordón de soldadura con distintas orientaciones. Sin embargo, dado que la carga transmitida es vertical y no se consideran efectos de momento en la unión, la transferencia de carga se modela como un esfuerzo cortante directo distribuido sobre el área efectiva total de garganta disponible. Bajo esta consideración, los cordones presentes en la unión contribuyen de manera conjunta a resistir la carga, por lo que el área resistente se obtiene como la suma de las longitudes efectivas de los cordones.

El esfuerzo cortante en la garganta efectiva se determina por medio de la siguiente ecuación:

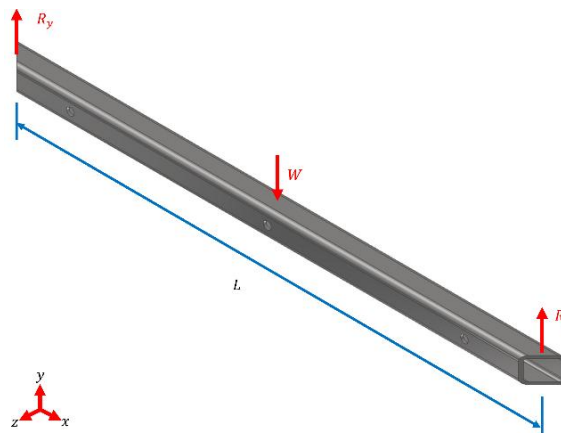
$$\tau = \frac{R}{0.707h(l_1 + l_2)}$$

R es la reacción en el extremo del elemento, h es el tamaño del filete que se mantiene en 6 mm, y l_1 y l_2 corresponden a las longitudes efectivas de los cordones de soldadura presentes en la unión con 19 mm cada una:

$$\tau = \frac{280.28}{0.707(6)(19 + 19)} = 1.74 \text{ MPa}$$

Tubos transversales superiores

Figura 38. Diagrama de cuerpo libre de un tubo transversal superior.



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc

Para los tubos transversales superiores se considera la condición de carga del módulo durante la maniobra de izado o carga del sistema, ya que en esta situación dichos elementos funcionan como puntos de apoyo y reciben el peso total del módulo. Se toma como carga total una masa de 104.82 kg, equivalente a un peso de 1028.28 N.

Conociendo que esta carga se distribuye entre los dos tubos transversales superiores, cada uno recibe una fuerza de 514.14 N. Debido a que cada elemento se modela con dos apoyos, la reacción en cada extremo es la siguiente:

$$R = \frac{514.14}{2} = 257.07 \text{ N}$$

En cada extremo, la fuerza se transmite a través del conjunto de cordones de soldadura presentes en la unión. Al igual que en el caso anterior, la carga se modela como un esfuerzo cortante directo distribuido sobre el área efectiva total de garganta disponible. Para este caso los parámetros de tamaño de filete y longitud efectiva se mantienen:

$$\tau = \frac{257.07}{0.707(6)(19 + 19)} = 1.59 \text{ MPa}$$

6.17.3. Selección del material de aporte

El material base utilizado en la estructura corresponde a acero estructural ASTM A500 Grado B, el cual presenta buena soldabilidad y no requiere consideraciones especiales para su unión por medio de procesos convencionales de soldadura por arco.

Debido a que las uniones evaluadas están sometidas a esfuerzos relativamente bajos en comparación con la capacidad resistente de los materiales de aporte disponibles, la selección del electrodo se realiza considerando criterios de compatibilidad, disponibilidad y facilidad de ejecución en condiciones de fabricación local.

En este sentido, se selecciona el electrodo tipo E6013, el cual es ampliamente utilizado en aplicaciones de acero estructural liviano, presenta buena estabilidad de arco, permite una adecuada ejecución en diferentes posiciones y es adecuado para espesores moderados como los utilizados en los perfiles del sistema. Adicionalmente, este tipo de electrodo no requiere condiciones especiales de almacenamiento, lo que facilita su uso en entornos de fabricación convencionales.

La resistencia mecánica del material de aporte es suficiente para los niveles de esfuerzo obtenidos en las uniones analizadas, por lo que su selección resulta adecuada tanto desde el punto de vista técnico como económico

Cuadro 43. Propiedades mínimas del electrodo AWS E60xx

Propiedad	Valor
Resistencia a la tensión (MPa)	427
Resistencia a la fluencia (MPa)	345
Elongación porcentual	17 – 25

Nota. Adaptada de Budynas & Nisbett. (2018, p. 459)

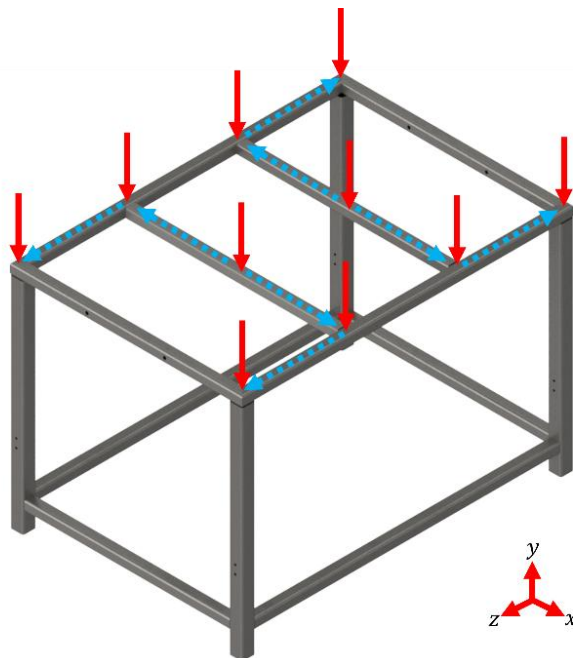
6.18. Verificación estructural bajo condiciones de transporte

La verificación del comportamiento estructural del sistema bajo la condición de transporte se realiza considerando una carga vertical equivalente a dos veces el peso total del módulo. Esta condición se adopta como una aproximación conservadora para representar los efectos dinámicos asociados al transporte, particularmente las aceleraciones verticales generadas por irregularidades del terreno, frenado o vibraciones, las cuales pueden alcanzar valores del orden de $2g$. En este sentido, el incremento de carga se modela como el efecto de una aceleración vertical adicional aplicada al sistema, equivalente aproximadamente al doble de la aceleración de la gravedad.

Para la evaluación de los esfuerzos obtenidos, se utiliza como referencia el límite de fluencia del acero ASTM A500 Grado B, el cual se presenta en el Cuadro 27 con un valor de 315 MPa.

El análisis se desarrolla a partir de la trayectoria de carga dentro del sistema, distribuyendo la carga global entre los elementos estructurales principales. En la figura 38 se ilustra de manera esquemática la transferencia de carga desde la zona superior del módulo hacia los elementos portantes, iniciando en los tubos centrales, continuando hacia los miembros longitudinales y finalmente transmitiéndose hacia las patas estructurales.

Figura 39. Trayectoria de carga del sistema estructural bajo condición de transporte.



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc

6.18.1. Tubos centrales superiores

Los tubos centrales superiores se modelan como vigas simplemente apoyadas sometidas a una carga concentrada en el centro. La carga total de transporte se determina como:

$$F_T = 2w = 2(104.82 \cdot 9.81) = 2056.56 \text{ N}$$

Debido a que esta carga se distribuye entre los dos tubos centrales, la carga aplicada sobre cada elemento es la siguiente:

$$F = \frac{2056.56}{2} = 1028.28 \text{ N}$$

La sección del tubo corresponde a un perfil cuadrado de lado exterior $b = 31.75\text{mm}$, equivalente a 1.25 in, y espesor $t = 3.175\text{mm}$, equivalente a $\frac{1}{8}$ in. Por lo tanto, el lado interior del perfil es el siguiente:

$$b_i = b - 2t = 31.75 - 2(3.175) = 25.40 \text{ mm}$$

La longitud del elemento obtenida a partir del dibujo es la siguiente:

$$L = 25.06 \text{ in} = 636.52 \text{ mm}$$

El momento de inercia de la sección cuadrada hueca se calcula:

$$I = \frac{b^4 - b_i^4}{12} = \frac{31.75^4 - 25.40^4}{12} = 70283 \text{ mm}^4$$

La distancia desde el eje neutro hasta la fibra extrema es la siguiente:

$$c = \frac{b}{2} = \frac{31.75}{2} = 15.875 \text{ mm}$$

El momento máximo para una viga apoyada con carga puntual central es el siguiente:

$$M_{max} = \frac{FL}{4} = \frac{1028.28 \cdot 636.52}{4} = 163650 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

El esfuerzo máximo a flexión se determina por medio de la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{163650 \cdot 15.875}{70283} = 36.95 \text{ MPa}$$

Se cuenta con un factor de seguridad a partir del límite de fluencia:

$$FS = \frac{315}{36.95} = 8.53$$

6.18.2. Tubos longitudinales superiores

Los tubos longitudinales superiores se modelan como vigas apoyadas, sometidas a dos cargas puntuales distribuidas simétricamente. La sección del perfil es la misma utilizada en los tubos centrales. En consecuencia, el momento de inercia de la sección y la distancia desde el eje neutro hasta la fibra extrema son los mismos:

$$I = 70283 \text{ mm}^4 \quad c = 15.875 \text{ mm}$$

La longitud del elemento medida en el dibujo es la siguiente:

$$L = 1000 \text{ mm}$$

Cada tubo longitudinal recibe dos cargas provenientes de las reacciones de los tubos centrales.

$$F = \frac{1028.28}{2} = 514.14 \text{ N}$$

Estas fuerzas se aplican a una distancia desde cada extremo:

$$a = 333.33 \text{ mm}$$

Para esta configuración, el momento máximo se determina por medio de la siguiente ecuación:

$$M_{max} = R \cdot a$$

R corresponde a la reacción en el apoyo. Debido a la simetría del sistema, esta reacción es igual a 514.14 N:

$$M_{max} = 514.14 \cdot 333.33 = 171378 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

El esfuerzo máximo a flexión es el siguiente:

$$\sigma = \frac{171378 \cdot 15.875}{70283} = 38.72 \text{ MPa}$$

Esto da un resultado para el factor de seguridad:

$$FS = \frac{315}{38.72} = 8.14$$

6.18.3. Tubos transversales superiores

Los tubos transversales superiores no forman parte de la ruta principal de carga bajo la condición de transporte. Su función corresponde principalmente a la transferencia local de cargas y soporte durante la manipulación del sistema. Estas solicitaciones fueron evaluadas previamente en el análisis de uniones soldadas, donde se determinó que no representan una condición crítica para el diseño estructural global.

6.18.4. Patas estructurales

Las patas estructurales se modelan como elementos sometidos a compresión axial. Adicionalmente, se verifica su estabilidad por medio del criterio de pandeo de Euler. La sección corresponde a un tubo cuadrado de lado exterior $b = 41.275 \text{ mm}$, equivalente a $1.625''$, y espesor $t = 3.175 \text{ mm}$, equivalente a $\frac{1}{8}''$. El lado interior del perfil es el siguiente:

$$b_i = b - 2t = 41.275 - 2(3.175) = 34.925 \text{ mm}$$

El área transversal se obtiene por medio de la ecuación:

$$A = b^2 - b_i^2 = 41.275^2 - 34.925^2 = 483.90 \text{ mm}^2$$

Tomando en cuenta, que la fuerza se aplica únicamente a $\frac{3}{4}$ del área, el área efectiva para el cálculo del esfuerzo es la siguiente:

$$A_e = 0.75A = 0.75(483.90) = 362.93 \text{ mm}^2$$

El momento de inercia se calcula como:

$$I = \frac{41.275^4 - 34.925^4}{12} = 120400 \text{ mm}^4$$

La longitud de la pata, obtenida del dibujo, es la siguiente:

$$L = 660 \text{ mm}$$

La carga axial aplicada en cada pata se detalla en la sección 6.12.4:

$$P = 842.38 \text{ N}$$

El esfuerzo normal a compresión se determina de la siguiente forma:

$$\sigma = \frac{P}{A_e} = \frac{842.38}{362.93} = 2.32 \text{ MPa}$$

Este valor es considerablemente menor que el límite de fluencia del material:

$$FS = \frac{315}{2.32} = 135.78$$

Para la verificación de pandeo, se considera que el extremo superior se encuentra soldado al marco estructural, mientras que el extremo inferior se apoya sobre el suelo sin restricción de momento. Esta condición se modela como una columna con un extremo empotrado y el otro articulado. Para fines conservadores se adopta un factor de longitud efectiva:

$$K = 1$$

La carga crítica de pandeo se calcula por medio de la ecuación de Euler:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2}$$

E es el módulo de elasticidad del acero estructural. Tomando:

$$E = 200000 \text{ MPa}$$

Se obtiene:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 (200000)(120400)}{(1 \cdot 660)^2} = 545592.46 \text{ N}$$

El factor de seguridad al pandeo es el siguiente:

$$n = \frac{P_{cr}}{P} = \frac{545592.46}{842.38} = 647.68$$

Dado que la carga crítica es ampliamente superior a la carga aplicada, no existe riesgo de inestabilidad en las patas.

Resultados

7.1. Resumen de análisis realizados

Cuadro 44. Resumen de análisis numéricos realizados

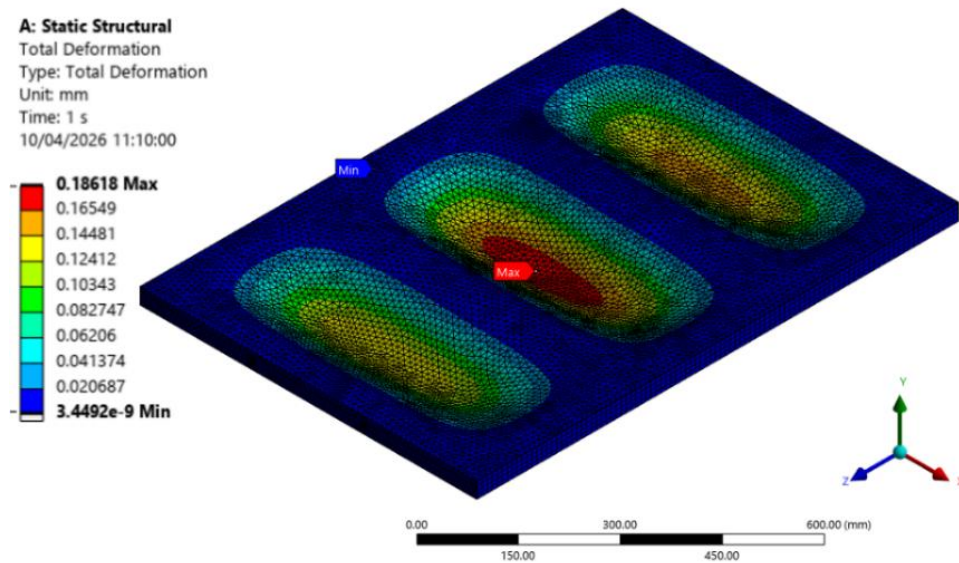
Análisis	Config.	Supuestos	Cargas aplicadas	Condiciones de frontera	Objetivo
Análisis estático de la mesada	Uso	- Modelo lineal - Uniones bonded - Carga uniforme	- Gravedad - 50 kg/m ²	- 8 patas - Frictionless	Deformación, esfuerzos, FS
Análisis de pernos de la mesada	Uso	- Carga derivada del caso anterior - Contacto simplificado	- Gravedad - Carga transmitida	- Bonded (sujeción) - Frictionless (contacto)	Esfuerzos en pernos, FS
Análisis de patas telescópicas	Uso	- Modelo simplificado - Carga equivalente por pata	- Gravedad - 50 kg/pata	- Base frictionless - Restricción lateral	Deformación, esfuerzos, FS
Vuelco por fuerza humana	- Uso - Transporte	- Sistema rígido - Sin deslizamiento	- Gravedad - 200 N lateral	- Eje: Fixed - Resto: Displacement	Tendencia al vuelco
Vuelco por frenado brusco	Transporte	- Carga inercial - Sistema rígido	- Gravedad - Aceleración longitudinal	- Eje: Fixed - Resto: Displacement	Estabilidad en transporte
Análisis modal	Transporte	- Modelo lineal - Sin amortiguamiento	- Sin cargas	- Apoyos fijos	Frecuencias y modos

Nota. Elaboración propia.

7.2. Simulaciones

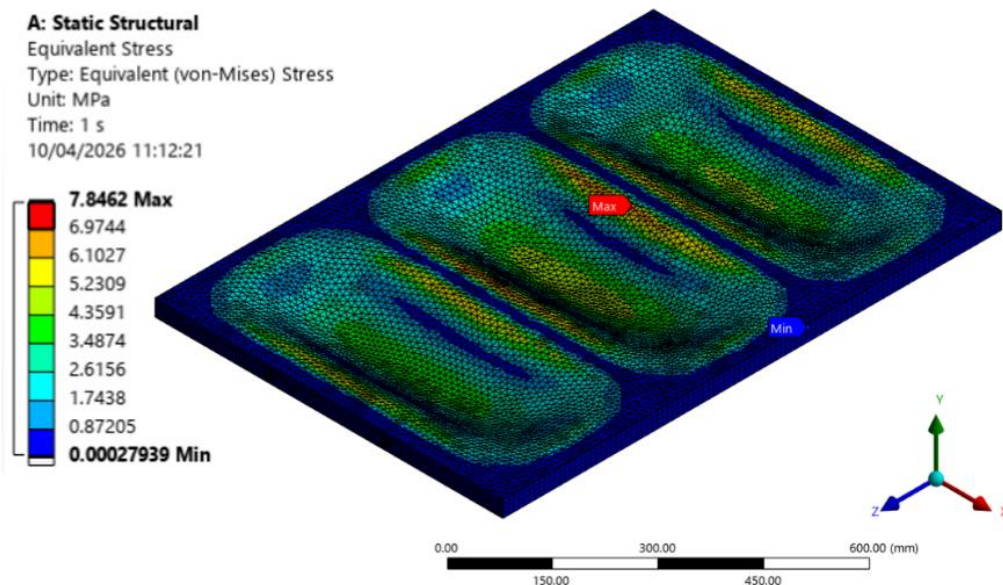
7.2.1. Análisis estático estructural de la mesada

Figura 40. Deformación total de la mesada bajo carga estática.



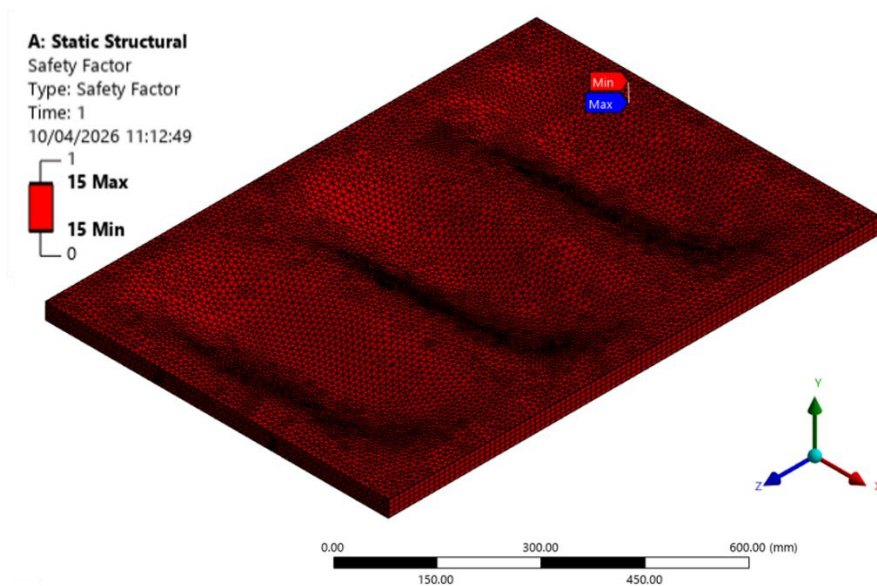
Nota. Elaboración propia. Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc. (2026) (2026)

Figura 41. Esfuerzo equivalente (von Mises) en la mesada.



Nota. Elaboración propia. Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc. (2026) (2026)

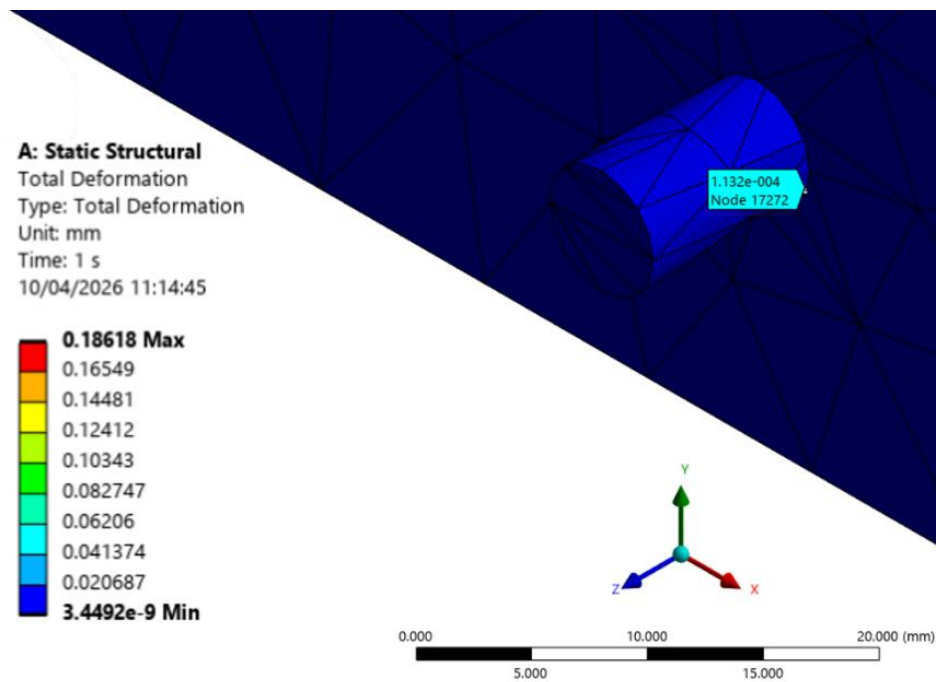
Figura 42. Factor de seguridad de la mesada.



Nota. Elaboración propia. Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc. (2026) (2026)

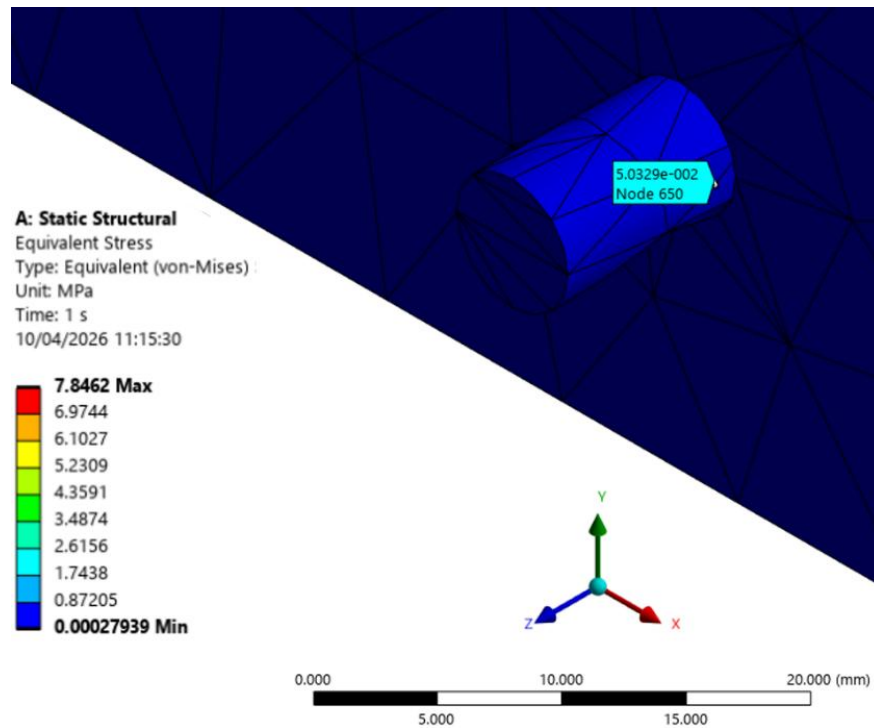
7.2.2. Análisis estático estructural de los pernos de la mesada

Figura 43. Deformación total en los pernos de la mesada. (0.0001132 mm).



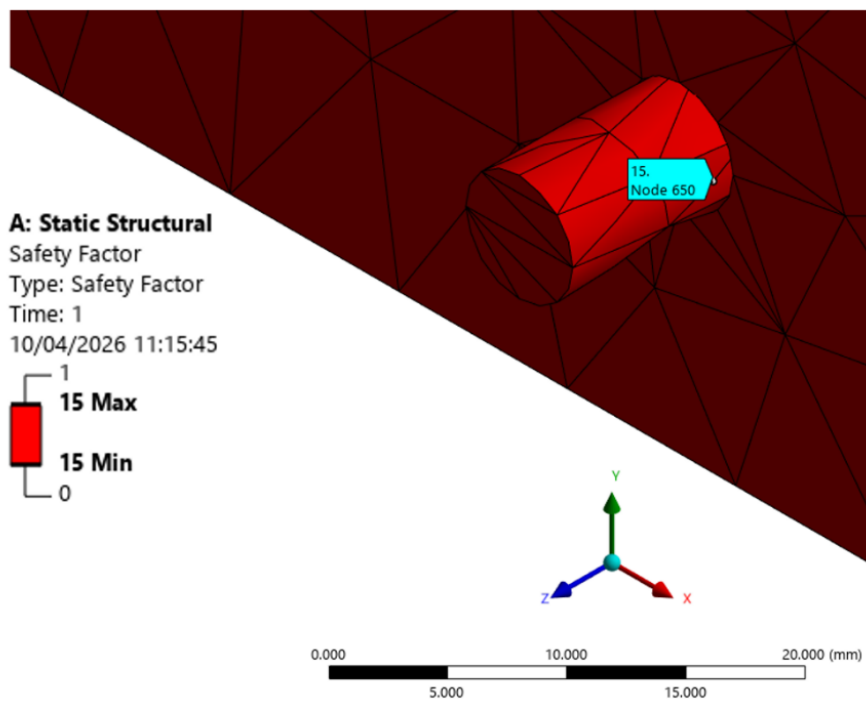
Nota. Elaboración propia. Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc. (2026) (2026)

Figura 44. Esfuerzo equivalente (von Mises) en los pernos de la mesada. (0.050329 MPa).



Nota. Elaboración propia. Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc. (2026) (2026)

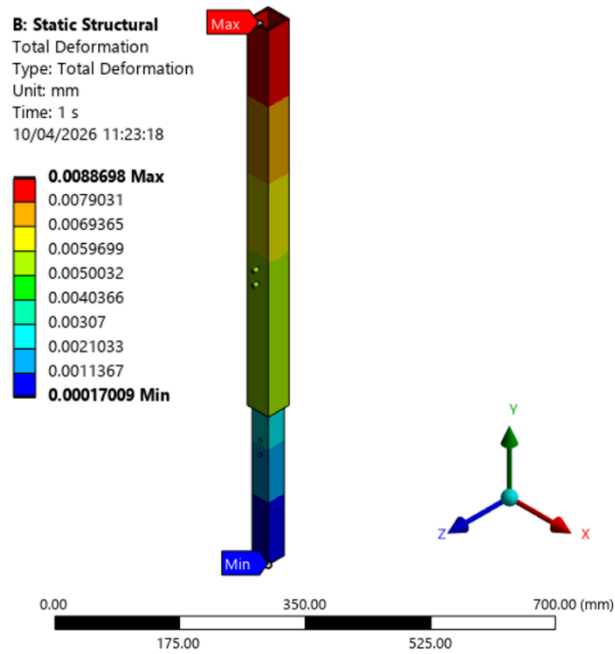
Figura 45. Factor de seguridad en los pernos de la mesada. (15).



Nota. Elaboración propia. Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc. (2026) (2026)

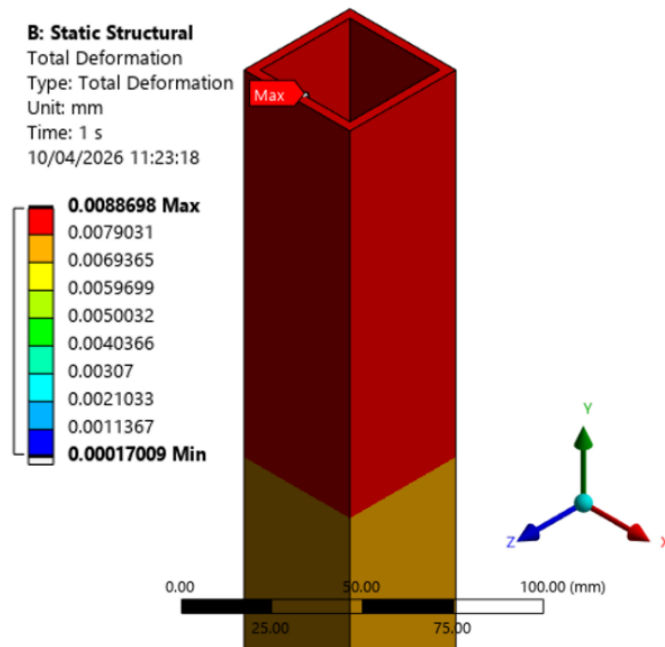
7.2.3. Análisis estático estructural de las patas telescópicas

Figura 46. Deformación total en las patas telescópicas.



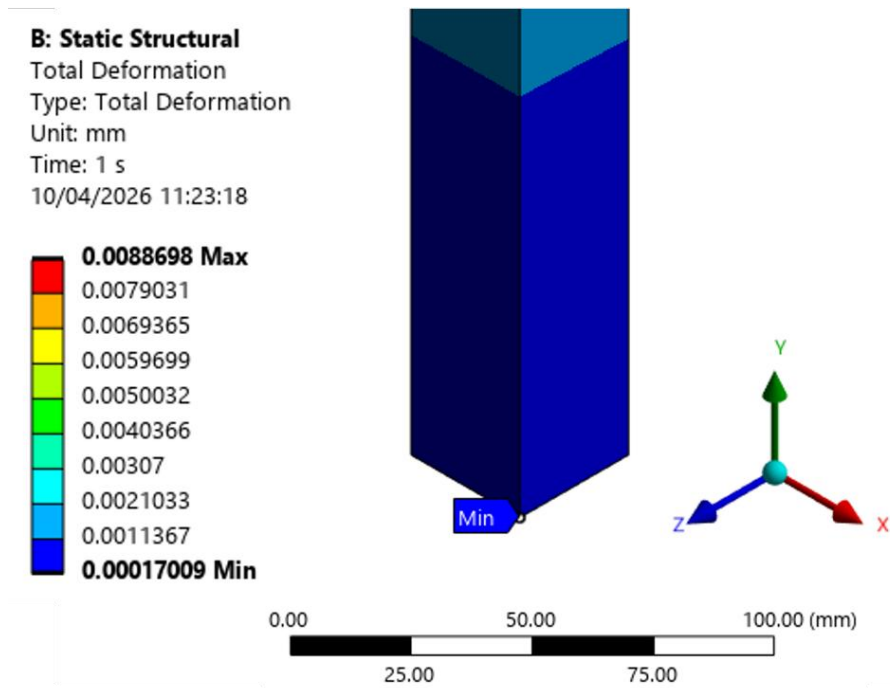
Nota. Elaboración propia. Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc. (2026) (2026)

Figura 47. Detalle de la deformación máxima en la pata telescópica. (0.0088698 mm).



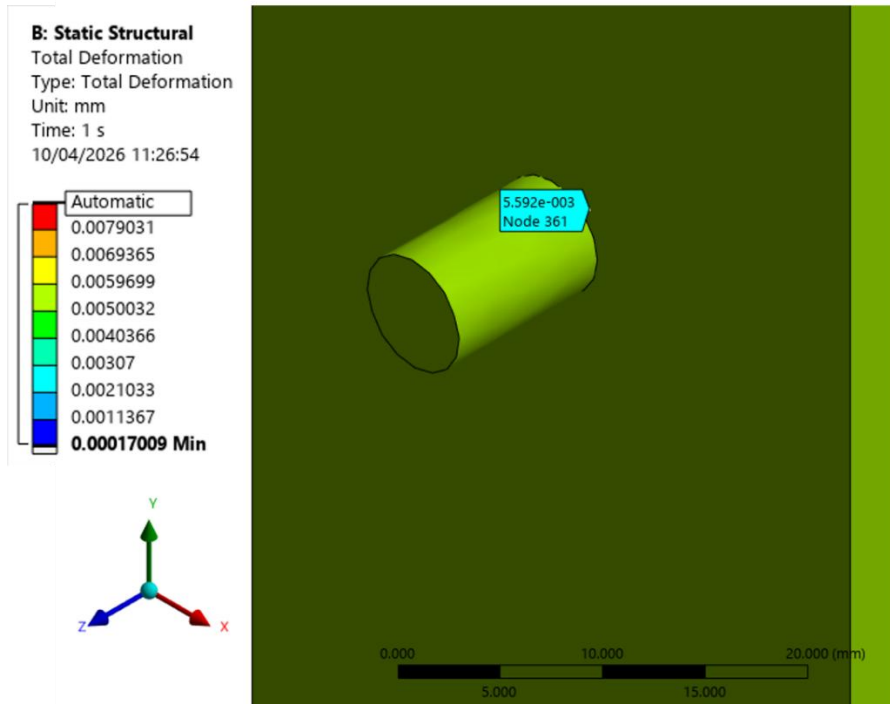
Nota. Elaboración propia. Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc. (2026) (2026)

Figura 48. Detalle de la deformación mínima en la pata telescópica. (0.00017009 mm).



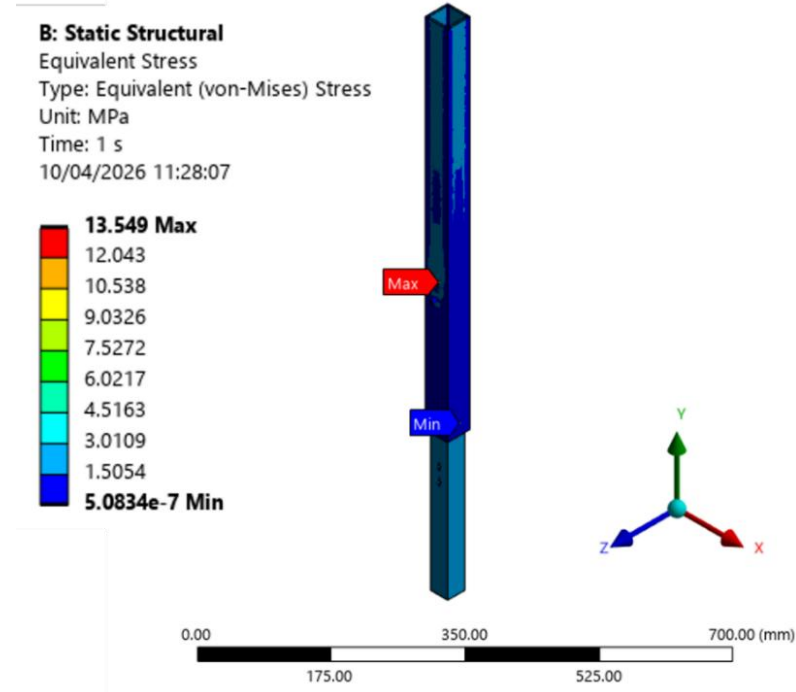
Nota. Elaboración propia. Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc. (2026)

Figura 49. Deformación total en el pasador de la pata telescópica. (0.005592 mm).



Nota. Elaboración propia. Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc. (2026)

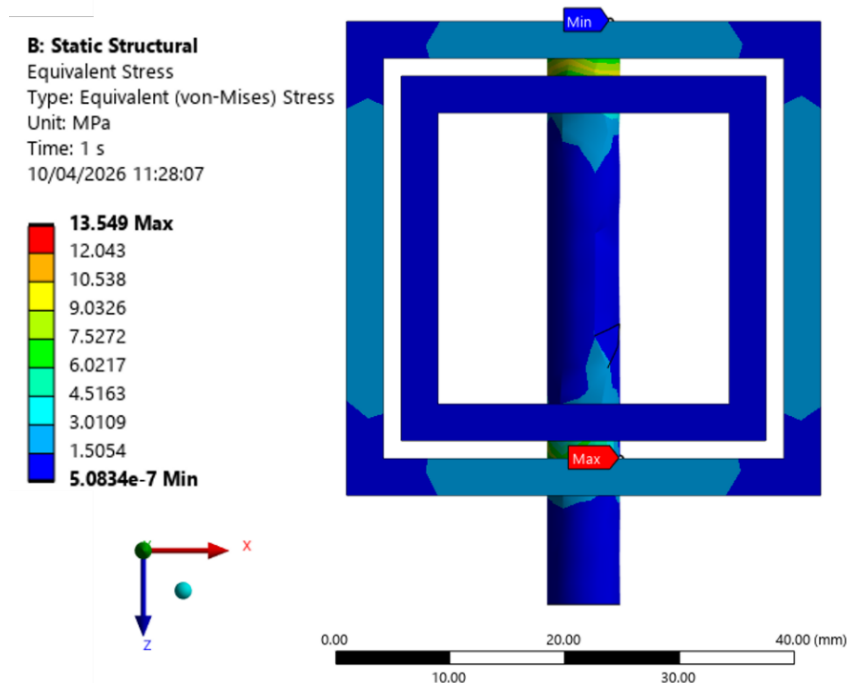
Figura 50. Esfuerzo equivalente (von Mises) en la pata telescópica.



Nota. Elaboración propia. Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc. (2026)

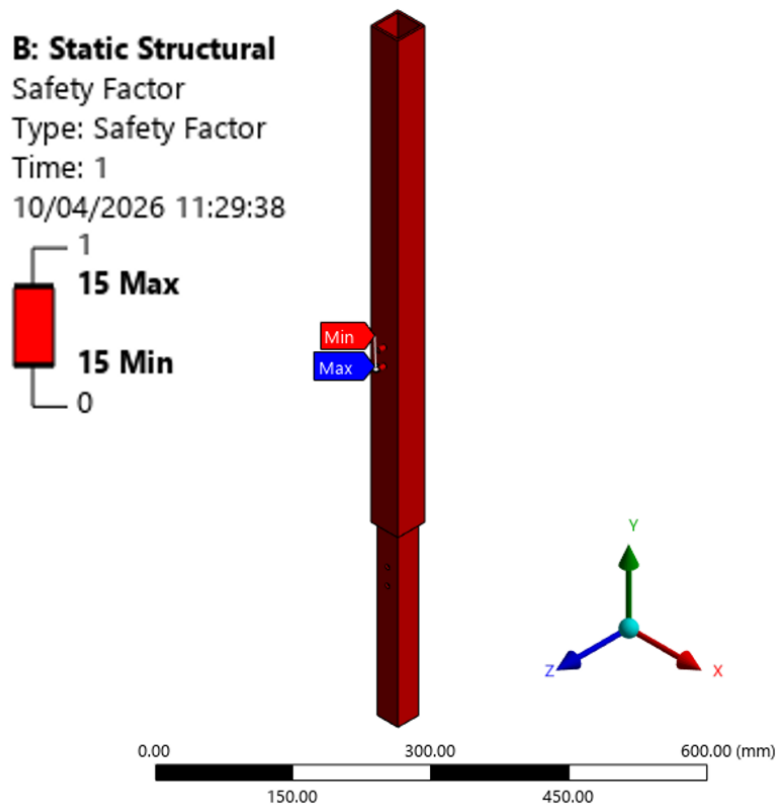
Figura 51. Esfuerzo equivalente (von Mises) en los pasadores de la pata telescópica.

Máximo:13.549 MPa. Mínimo: (0.00000050834 MPa).



Nota. Elaboración propia. Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc. (2026)

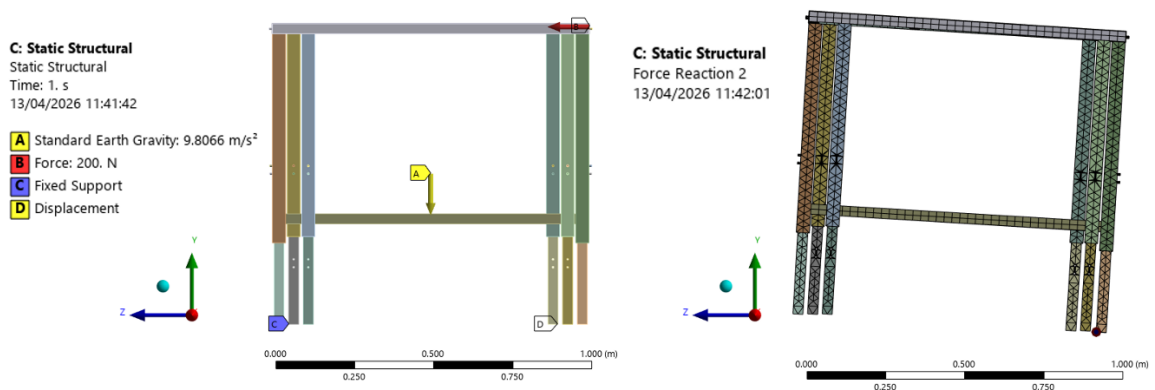
Figura 52. Factor de seguridad en la pata telescópica.



Nota. Elaboración propia. Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc. (2026)

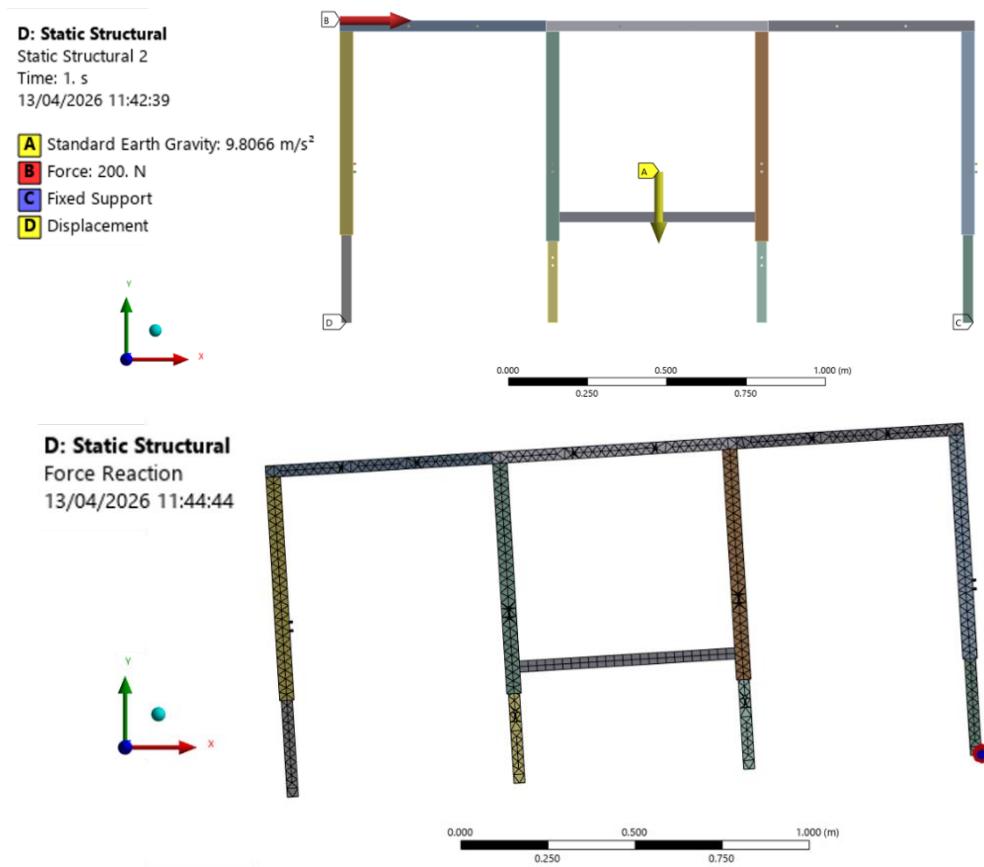
7.2.4. Análisis de vuelco por acción de fuerza humana

Figura 53. Configuración de carga y resultado del análisis de vuelco en el eje X bajo fuerza humana. (200 N).



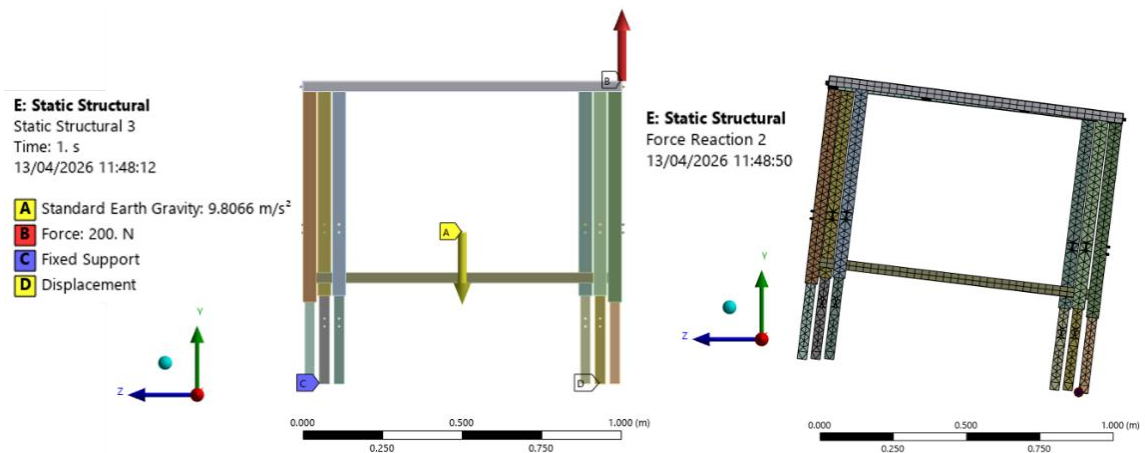
Nota. Elaboración propia. Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc. (2026)

Figura 54. Configuración de carga y resultado del análisis de vuelco en el eje Z bajo fuerza humana. (200 N).



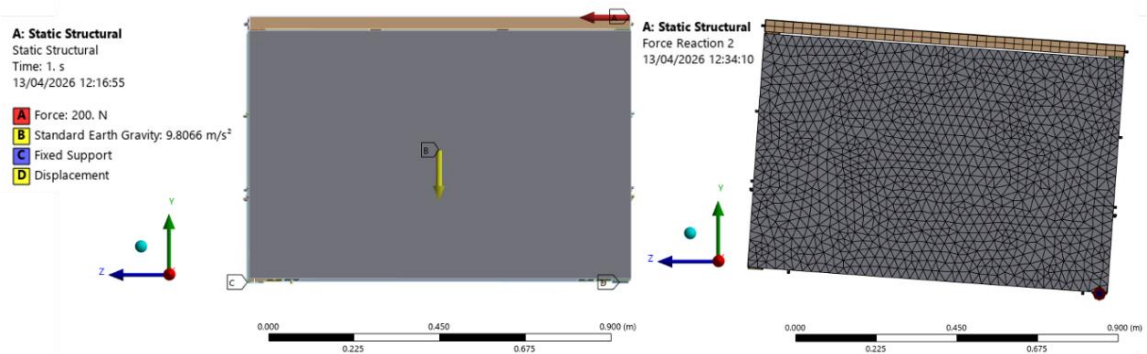
Nota. Elaboración propia. Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc. (2026)

Figura 55. Configuración de carga y resultado del análisis de vuelco en el eje Y bajo fuerza humana. (200 N).



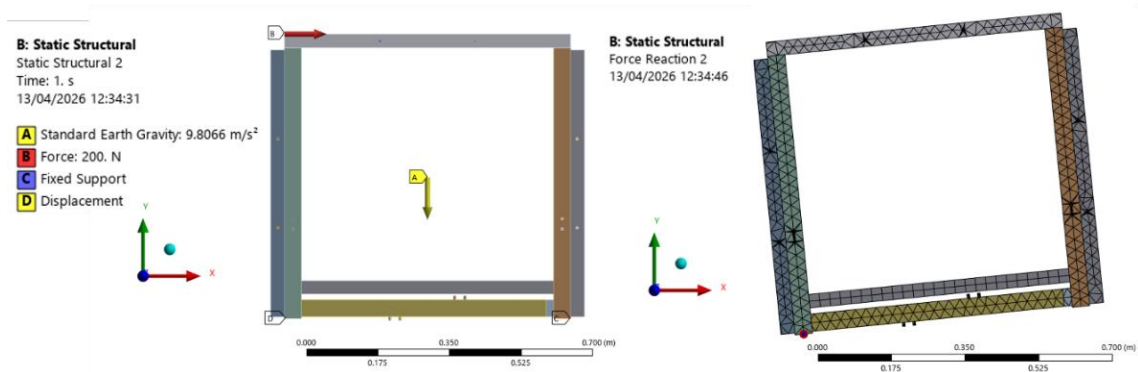
Nota. Elaboración propia. Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc. (2026)

Figura 56. Configuración de carga y resultado del análisis de vuelco en el eje X en configuración de transporte. (200 N).



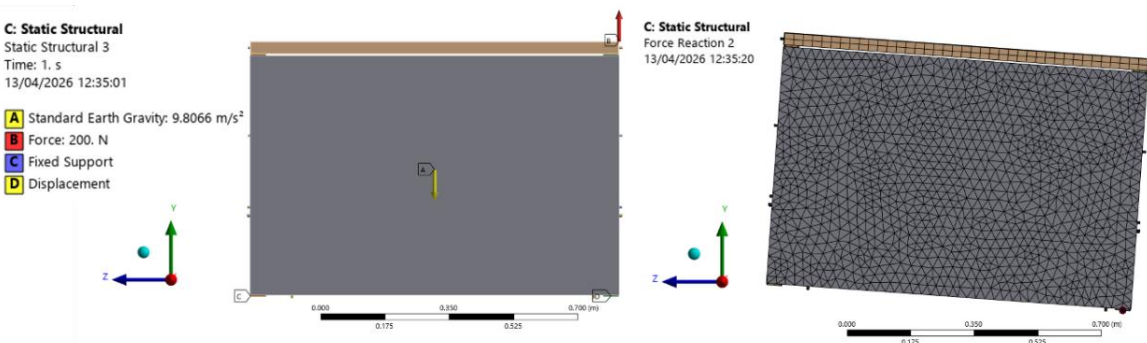
Nota. Elaboración propia. Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc. (2026)

Figura 57. Configuración de carga y resultado del análisis de vuelco en el eje Z en configuración de transporte. (200 N).



Nota. Elaboración propia. Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc. (2026)

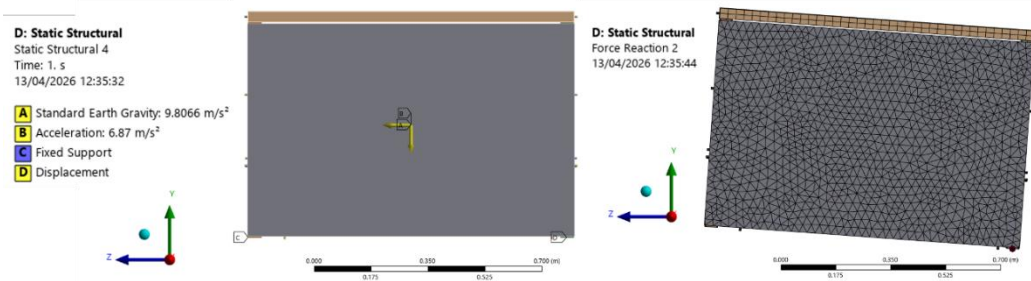
Figura 58. Configuración de carga y resultado del análisis de vuelco en el eje Y en configuración de transporte. (200 N).



Nota. Elaboración propia. Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc. (2026)

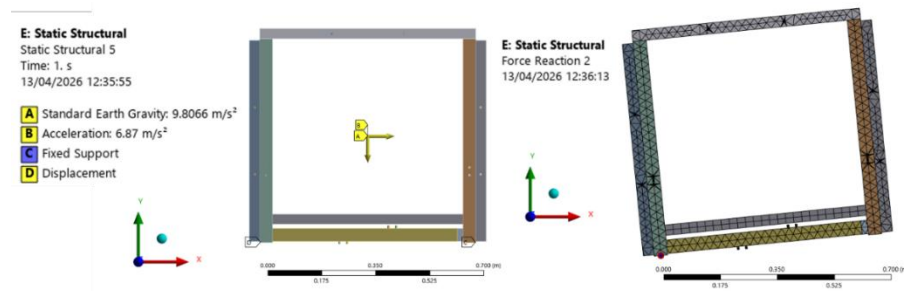
7.2.5. Análisis de vuelco por frenado brusco en configuración de transporte

Figura 59. Configuración de carga y resultado del análisis de vuelco por frenado en el eje X en configuración de transporte. (-6.87 m/s^2).



Nota. Elaboración propia. Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc. (2026)

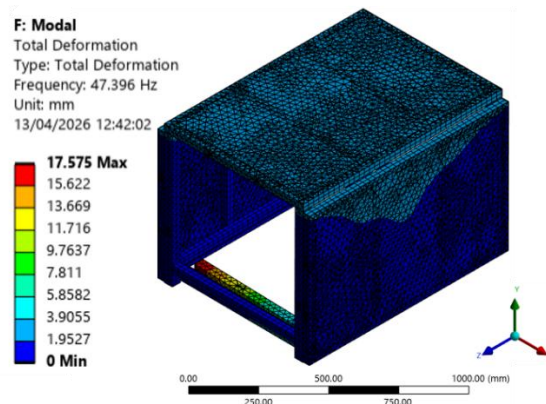
Figura 60. Configuración de carga y resultado del análisis de vuelco por frenado en el eje Z en configuración de transporte. (-6.87 m/s^2).



Nota. Elaboración propia. Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc. (2026)

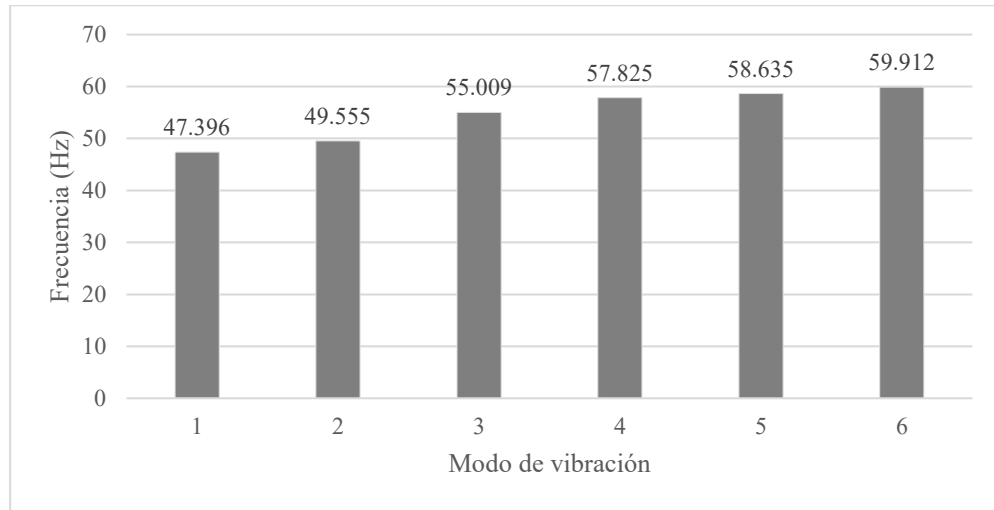
7.2.6. Análisis modal en configuración de transporte

Figura 61. Deformación total en primer modo de vibración del sistema en configuración de transporte (47.396 Hz).



Nota. Elaboración propia. Imagen utilizada por cortesía de ANSYS, Inc. (2026)

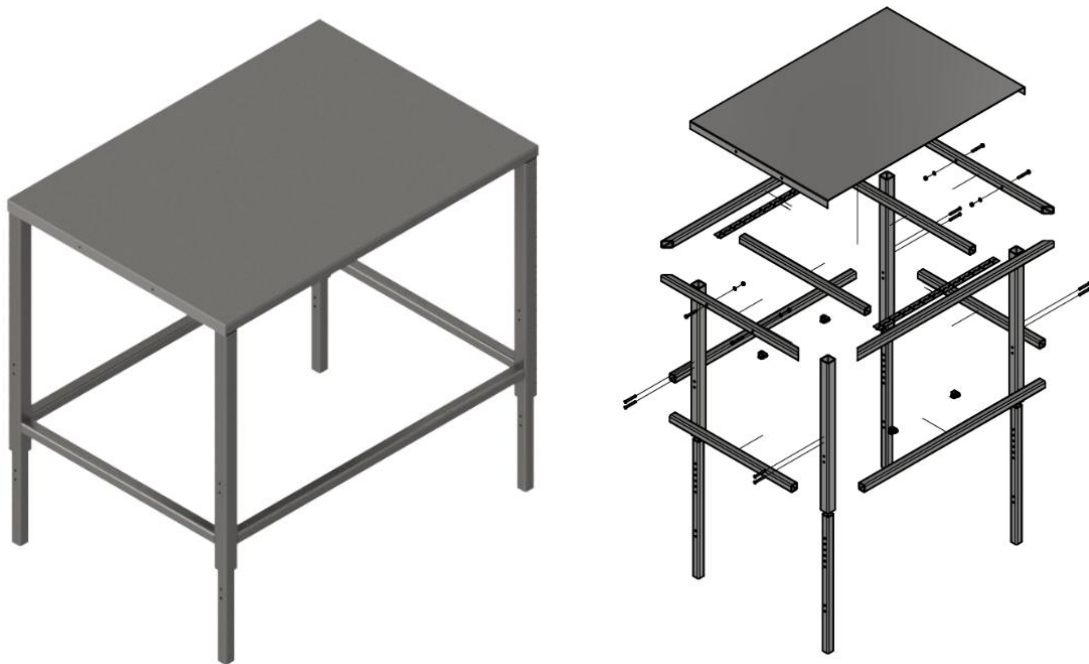
Figura 62. Histograma de distribución de frecuencias naturales para los primeros seis modos de vibración del sistema en configuración de transporte.



Nota. Elaboración propia

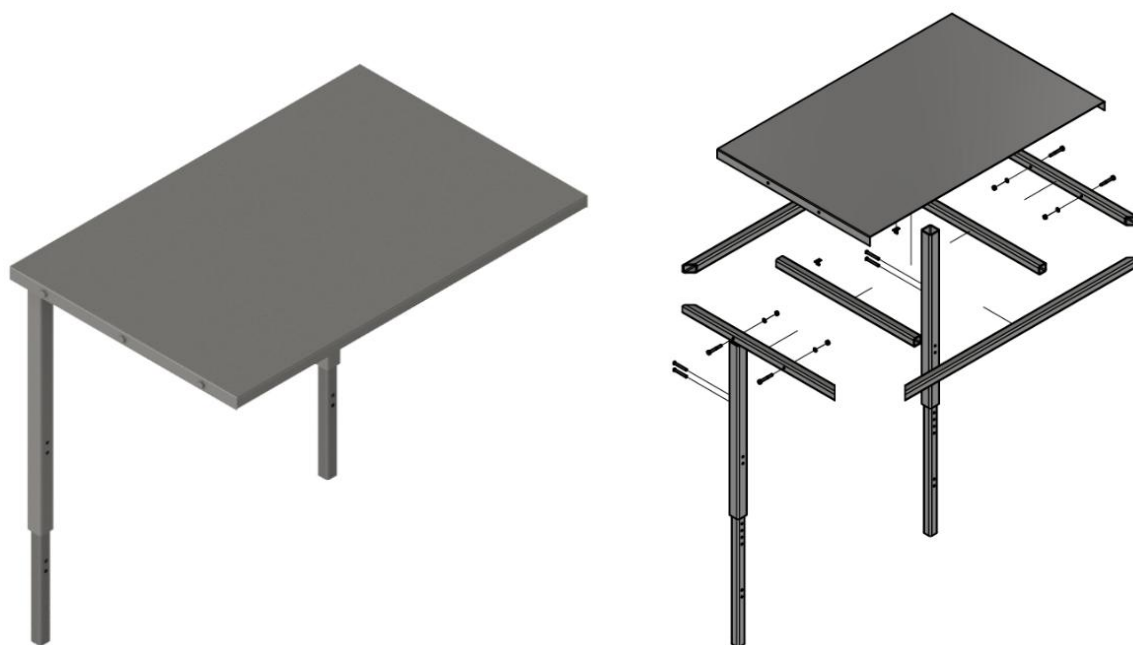
7.3. Diseño final

Figura 63. Vista isométrica del núcleo estructural y explosión de componentes.



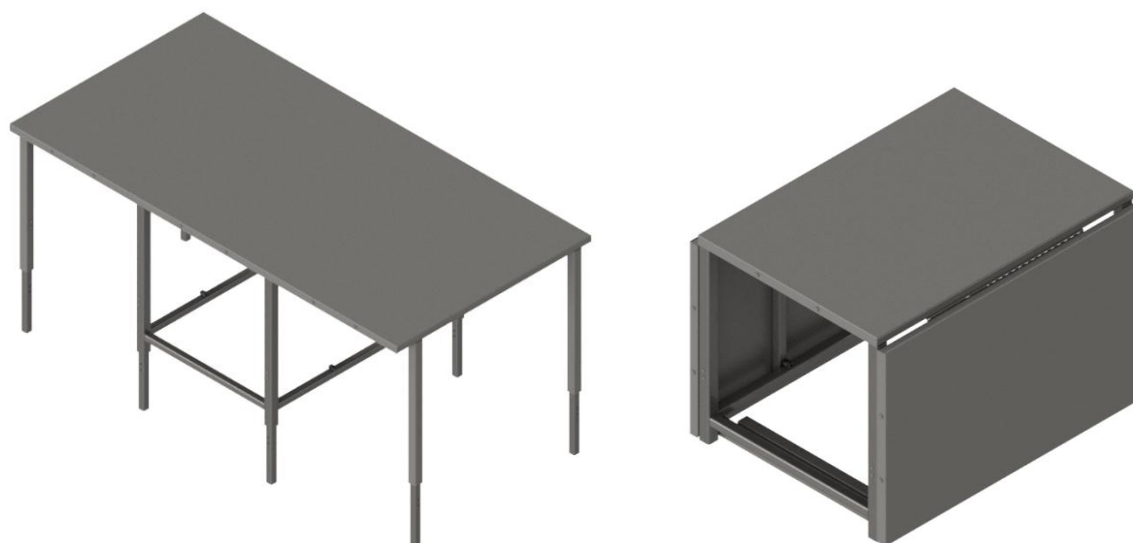
Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc. (2026)

Figura 64. Vista isométrica del módulo lateral y explosión de componentes.



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc. (2026)

Figura 65. Vista isométrica del módulo de cocción y preparación en configuración de uso y de transporte.



Nota. Elaboración propia en Autodesk reimpressa por cortesía de Autodesk, Inc. (2026)

Cuadro 45. Desglose de costos aproximados para los materiales del diseño

Ítem	Elemento de referencia	Costo unitario (Q)	Unidades	Subtotal (Q)
1	Lámina AISI 304, 1.5 mm, 4×8 pies	897.00	1	897.00
2	Bisagra tipo piano inoxidable	34.37	2	68.73
3	Trabador tipo <i>latch</i>	5.00	4	20.00
4	Tornillo 1/4" × 2" (libra)	9.94	1	9.94
5	Tuerca 1/4"	0.08	12	0.96
6	Arandela de presión 1/4"	0.07	12	0.84
7	Pasadores 1/4" × 2" (paquete de 10 unidades)	179.00	2	358.00
8	Tubo estructural 1 1/4" × 1 1/4" × 1/8" (perfil comercial de 6 m)	105.00	3	315.00
9	Tubo estructural 1 5/8" × 1 5/8" × 1/8" (perfil comercial de 6 m)	140.00	1	140.00
10	Fabricación y soldadura	2120.00	1	2120.00
			Subtotal	Q 3930.47
			Envío	Q 128.02
			Total	Q 4058.49

Nota. Elaboración propia.

Costos aproximados, asumiendo envío del 30% en ítems 2 y 7.

La longitud total de tubo estructural considerada es de 18 m para el perfil 1 1/4 " × 1 1/4" × 1/8" y 6 m para el perfil 1 5/8" × 1 5/8" × 1/8", según perfiles comerciales de 6 m.

7.4. Verificación de requisitos

Cuadro 46. Verificación de cumplimiento de requisitos.

Código	Requisito	Cumple
TRN-01	El módulo de cocción y preparación deberá poder transportarse dentro de la caja de carga de una Toyota Hilux doble cabina modelo 2023, en configuración de transporte, ajustándose a las dimensiones de su caja de carga (ancho máximo: 1520 mm, largo máximo: 1525 mm).	Sí
TRN-02	La masa total de los módulos no debe exceder los 110 kg, incluyendo todos los componentes necesarios para su operación.	Sí
TRN-03	El diseño del módulo deberá contar con máximo 3 piezas no unidas estructuralmente en transporte.	Sí
TRN-04	En la configuración de transporte, la proyección vertical del centro de masa de la cocina deberá permanecer completamente dentro del polígono de apoyo definido por las ruedas o patas, considerando la cocina en posición vertical.	Sí
TRN-05	Todas las fijaciones roscadas críticas deberán incluir al menos un método de aseguramiento contra aflojamiento por vibración.	Sí
TRN-06	El montaje, desmontaje y sujeción del módulo deberá poder realizarse con herramientas manuales: martillo, desarmadores, alicates, llaves.	Sí

Código	Requisito	Cumple
ERG-01	El módulo de cocción y preparación deberá proporcionar, en configuración desplegada, una superficie horizontal total mínima de 2.0 m ² , medida como el área proyectada en planta de la mesada o superficies de trabajo desplegadas.	Sí
ERG-02	Las superficies de los módulos deberán ubicarse a una altura comprendida entre 850 mm y 950 mm respecto al nivel del suelo.	Sí
FUN-01	El módulo deberá disponer de una superficie útil mínima de preparación de alimentos de 1.20 m ² , continua o distribuida en superficies adyacentes.	Sí
FUN-02	El módulo deberá permitir la cocción simultánea de al menos dos recipientes de cocción (ollas o sartenes) con diámetro comprendido entre 240 mm y 300 mm.	Sí
FUN-03	Las superficies de preparación y cocción deberán diseñarse para soportar una carga distribuida mínima de 50 kg/m ² , sin deformaciones permanentes.	Sí
FUN-04	La superficie de preparación deberá incluir al menos un área continua (sin interrupciones por equipos fijos) de 600 mm × 400 mm como mínimo.	Sí
SEG-01	Las superficies de preparación de alimentos deberán ser de material apto para contacto con alimentos, conforme a normativa reconocida.	Sí
SEG-02	La superficie de preparación deberá presentar un acabado liso y no poroso, con rugosidad superficial $R_a \leq 0.8 \mu\text{m}$ en las áreas en contacto directo con alimentos.	Sí
SEG-03	Las esquinas internas de la superficie de preparación deberán incluir un radio mínimo $R \geq 3 \text{ mm}$.	Sí
SEG-04	Las aristas accesibles al usuario deberán estar redondeadas o biseladas, con un radio mínimo $R \geq 2 \text{ mm}$ o un chaflán mínimo $2 \times 45^\circ$.	Sí
SEG-05	En la superficie de preparación y en una franja de 100 mm alrededor de esta, cualquier espacio abierto deberá contar con una abertura libre mínima de 50 mm.	Sí
STR-01	Bajo las condiciones de carga de operación y transporte definidas para el análisis, los componentes estructurales deberán contar con un factor de seguridad mínimo de 2.0.	Sí
STR-02	El módulo deberá cumplir un factor de seguridad frente a vuelco ≥ 1.5 bajo un caso crítico de carga operativa y fuerza horizontal.	Sí
STR-03	Las uniones (atornilladas, pasadores, bisagras o soldadas, según aplique) deberán diseñarse con factor de seguridad mínimo de 2.0 frente a falla por corte, tracción o aplastamiento en los puntos críticos.	Sí
STR-04	El módulo deberá mantener apoyo estable en terreno irregular, permitiendo compensar desniveles de al menos $\pm 25 \text{ mm}$ en los puntos de apoyo.	Sí
STR-05	En la condición de transporte, la estructura del módulo deberá evaluarse por medio de análisis estructural bajo una carga vertical equivalente a dos veces su peso propio.	Sí

Discusión de resultados

El análisis de resultados presentado en este capítulo tiene como objetivo evaluar el desempeño del módulo de cocción y preparación desarrollado, no únicamente en términos de cumplimiento de requisitos, sino a partir de la relación entre las decisiones de diseño adoptadas y su respuesta mecánica, funcional y operativa. En este sentido, los resultados obtenidos por medio de simulaciones estructurales, análisis de estabilidad y comportamiento dinámico permiten interpretar el desempeño del sistema como una consecuencia directa de los criterios de diseño implementados, los cuales se fundamentan en condiciones reales de uso, transporte y operación en entornos rurales.

A partir de los resultados obtenidos, se establece que el diseño propuesto cumple de manera satisfactoria con los objetivos planteados, particularmente en lo relacionado con resistencia estructural, estabilidad frente a vuelco y funcionalidad general del sistema. Este comportamiento se evidencia en niveles de esfuerzo significativamente inferiores a los límites admisibles del material, factores de seguridad elevados y ausencia de condiciones críticas de inestabilidad bajo los escenarios evaluados. No obstante, estos resultados también reflejan la existencia de compromisos de diseño, especialmente en aspectos como el peso total del módulo, la dependencia de decisiones de manufactura en ciertos requisitos y la integración funcional de algunos subsistemas.

En este contexto, la discusión se estructura con el fin de analizar estos resultados desde distintas perspectivas. La sección 8.1 aborda el comportamiento mecánico del sistema a partir de los análisis estáticos, de vuelco y modales, interpretando los resultados en función de los valores obtenidos y su impacto en el desempeño global. La sección 8.2 examina las principales decisiones de diseño y los compromisos asociados, justificando su adopción a partir de criterios técnicos, económicos y de manufacturabilidad. Posteriormente, la sección 8.3 presenta el cumplimiento de los requisitos más críticos del sistema, estableciendo la relación entre las condiciones de diseño y su verificación. Finalmente, la sección 8.4 integra las limitaciones del modelo y las oportunidades de mejora identificadas, con el fin de establecer una visión completa del alcance y proyección del diseño desarrollado.

8.1. Análisis de simulaciones estructurales y comportamiento mecánico

8.1.1. Comportamiento estructural de la mesada, los pernos y las patas telescópicas

Los análisis estáticos de la mesada, los pernos de fijación y las patas telescópicas muestran que los elementos principales del módulo trabajan con niveles bajos de deformación y esfuerzo frente a las cargas evaluadas. Esto no solo confirma el cumplimiento estructural del diseño, sino que permite identificar que la resistencia local de estos componentes no gobierna el comportamiento crítico del sistema.

En la mesada, la deformación máxima obtenida fue de 0.18618 mm bajo la carga distribuida de operación. Este valor representa aproximadamente un 12.4% del espesor de la lámina (1.5 mm), por lo que no compromete la funcionalidad de la lámina ni genera una pérdida apreciable de planitud durante el uso. Además, la distribución de la deformación muestra zonas localizadas entre apoyos, lo cual indica que el comportamiento de la mesada está más condicionado por la separación y ubicación de los soportes que por una deficiencia del material seleccionado.

El esfuerzo equivalente máximo en la mesada fue de 7.8462 MPa, concentrado en zonas cercanas a los apoyos. Esta ubicación es coherente con la transferencia de carga desde la lámina hacia la estructura inferior. En comparación con el límite de fluencia del acero inoxidable seleccionado (215 MPa), el esfuerzo máximo corresponde a aproximadamente un 3.6% de dicho límite, lo cual se refleja en un factor de seguridad de 15, valor máximo mostrado por ANSYS. Dado que el requisito estructural mínimo era $FS \geq 2$, la mesada trabaja con un margen de seguridad al menos 7.5 veces superior al mínimo requerido.

En los pernos de fijación de la mesada, la deformación total localizada fue de 0.0001132 mm, mientras que el esfuerzo equivalente alcanzó únicamente 0.050329 MPa, valor prácticamente despreciable frente a la capacidad resistente del material de 370 MPa en fluencia. Estos resultados indican que los pernos no están sometidos a una sollicitación significativa bajo la carga distribuida aplicada sobre la mesada. Por tanto, la decisión de utilizar fijación mecánica en lugar de soldadura sobre acero inoxidable queda respaldada, ya que permite desmontaje, mantenimiento o reemplazo de la lámina sin introducir una condición crítica en la unión.

El factor de seguridad de los pernos también alcanzó 15, por lo que la unión pernada cumple ampliamente con el criterio de diseño. En este caso, el resultado es especialmente relevante porque la fijación no fue seleccionada únicamente por resistencia, sino por criterios de fabricación y mantenimiento, lo cual demuestra coherencia entre la decisión de diseño y su validación estructural.

En las patas telescópicas, la deformación máxima fue de 0.0088698 mm, ubicada en la zona superior donde se aplica la carga, mientras que la deformación mínima fue de 0.00017009 mm en la zona inferior restringida. Para un elemento de aproximadamente 600–700 mm de longitud, estas deformaciones representan valores extremadamente reducidos, lo que confirma que el elemento trabaja predominantemente a carga axial sin generar flexiones significativas que comprometan su estabilidad.

El pasador de la pata telescópica presentó una deformación de 0.005592 mm, indicando que participa activamente en la transferencia de carga entre la manga interior y la exterior, pero sin alcanzar niveles de deformación que afecten el acople geométrico del sistema. Esto garantiza que el mecanismo telescópico mantenga su capacidad de ajuste y bloqueo bajo condiciones de operación.

El esfuerzo equivalente máximo en la pata telescópica y sus pasadores fue de 13.549 MPa, localizado en la zona de contacto entre el pasador y la pared de la manga. Aunque esta concentración es consecuencia de la discontinuidad geométrica generada por las perforaciones, el valor corresponde a menos del 6.3 % del límite de fluencia del material, manteniendo un factor de seguridad de 15, por lo que no se identifica riesgo de falla por fluencia, corte o aplastamiento en la condición analizada.

En conjunto, estos resultados muestran que la mesada, sus pernos de fijación y las patas telescópicas no representan los elementos críticos del diseño desde el punto de vista estructural. Esto implica que el comportamiento global del módulo no está gobernado por la resistencia local de sus componentes, sino por condiciones de estabilidad y distribución de masa, las cuales se evidencian como los criterios dominantes en el desempeño del sistema.

Los factores de seguridad elevados y las deformaciones reducidas indican que el diseño local de estos componentes es conservador. Esta condición favorece la durabilidad y la confiabilidad del módulo, pero al mismo tiempo confirma que existe un margen real de optimización, donde la reducción de material no comprometería la integridad estructural, sino que mejoraría la eficiencia global del diseño.

8.1.2. Análisis de estabilidad frente a vuelco

El análisis de vuelco permite evaluar una condición distinta a la resistencia estructural de los componentes. En este caso, el criterio crítico no es si el material fluye o si un elemento se deforma en exceso, sino si el momento generado por una acción externa es capaz de superar el momento estabilizante producido por el peso propio del módulo. Por esta razón, este análisis es fundamental para el diseño, ya que una estructura puede tener factores de seguridad elevados frente a falla mecánica y aun así ser inestable.

Para la condición de uso, se aplicó una fuerza horizontal de 200 N en las direcciones críticas evaluadas. En los tres casos analizados para la configuración desplegada, el modelo no presentó levantamiento de los apoyos opuestos, sino descenso del lado donde se aplicó la fuerza (Figuras 53, 54 y 55). Este comportamiento indica que el momento generado por la fuerza humana no fue suficiente para vencer el momento resistente del peso propio del sistema. Por lo tanto, bajo esta condición, el módulo conserva estabilidad global en las tres direcciones evaluadas.

La misma tendencia se obtuvo en la configuración de transporte bajo fuerza humana de 200 N. En las Figuras 56, 57 y 58, se observa que la estructura tiende a apoyarse hacia el lado cargado, en lugar de presentar rotación con pérdida de contacto en el lado opuesto. Esto confirma que la configuración compacta no introduce una condición de inestabilidad ante acciones humanas moderadas durante manipulación o posicionamiento del módulo.

El caso más exigente corresponde al frenado brusco en configuración de transporte, ya que la carga no proviene de una fuerza externa localizada, sino de la inercia generada por la masa completa del sistema. Para este caso se utilizó una desaceleración de 6.87 m/s^2 , equivalente a 0.7 g . Considerando una masa aproximada del módulo de 105 kg, esta desaceleración representa una fuerza inercial cercana a 721 N, mayor que la fuerza humana de 200 N utilizada en los casos anteriores.

A pesar de esta condición más crítica, las simulaciones de frenado en los ejes X y Z no mostraron pérdida de estabilidad (Figuras 59 y 60). El resultado es coherente con el análisis de vuelco, donde el factor de seguridad mínimo se encuentra en torno a 1.5, valor que coincide con el requisito establecido para esta condición. Esto indica que el frenado brusco representa el escenario límite de estabilidad del diseño, no la fuerza humana aplicada durante uso o manipulación.

Este resultado también permite explicar el papel dual del peso en el diseño. La masa del módulo favorece la estabilidad frente a vuelco porque incrementa el momento resistente; sin embargo,

durante el transporte también incrementa la fuerza inercial generada por una desaceleración. Por ello, el peso no puede interpretarse únicamente como una desventaja ni únicamente como un beneficio: es una variable que estabiliza el sistema en uso, pero penaliza la manipulación y vuelve más exigente el análisis de frenado.

Colectivamente, los resultados de vuelco muestran que la estabilidad global, y no la resistencia local de los componentes, constituye uno de los criterios dominantes del diseño. Mientras que la mesada, los pernos y las patas presentan factores de seguridad elevados, el vuelco en transporte bajo frenado brusco trabaja con menor margen. Esto confirma que el diseño del módulo está gobernado principalmente por la relación entre masa, geometría, centro de gravedad y base de apoyo, y no por la capacidad resistente de sus elementos individuales. En consecuencia, el criterio de estabilidad global se posiciona como la condición más exigente del diseño, por encima de la resistencia estructural local, la cual presenta márgenes amplios de seguridad en todos los componentes analizados.

8.1.3. Análisis modal en configuración de transporte

El análisis modal en configuración de transporte permitió identificar las primeras frecuencias naturales del sistema y las zonas con mayor participación modal. Los seis primeros modos se encontraron entre 47.396 Hz y 59.912 Hz, con una diferencia de aproximadamente 12.516 Hz entre el primer y sexto modo. Este rango indica que la respuesta dinámica inicial del módulo se concentra en frecuencias superiores a las asociadas comúnmente con acciones humanas directas que suelen ser menores a 10 Hz, por lo que las vibraciones inducidas por manipulación manual no deberían coincidir con los primeros modos naturales del sistema. Esto indica que el módulo presenta baja susceptibilidad a resonancia bajo condiciones normales de uso, trasladando el análisis crítico hacia condiciones de transporte, donde las excitaciones pueden ser de mayor amplitud y naturaleza más compleja.

El primer modo de vibración presentó una frecuencia de 47.396 Hz y una deformación modal máxima escalada de 17.575 mm. Esta deformación no debe interpretarse como un desplazamiento real del módulo durante transporte, sino como una representación amplificada de la forma modal. La zona con mayor deformación se localiza en los extremos libres de las patas retraídas, lo cual es coherente con la configuración del sistema: estos elementos tienen menor restricción relativa que el marco principal y, por tanto, participan más en la respuesta vibratoria inicial.

El histograma de frecuencias muestra que los primeros seis modos se agrupan en un intervalo relativamente estrecho, desde 47.396 Hz hasta 59.912 Hz. Esta concentración sugiere que las respuestas modales iniciales están asociadas principalmente a deformaciones locales de componentes secundarios, como las patas telescópicas retraídas, y no a una deformación global dominante del conjunto. Esto es consistente con los resultados de los análisis estáticos, donde el marco principal y la mesada mostraron rigidez elevada y deformaciones reducidas.

Aun así, el análisis modal no sustituye una evaluación dinámica completa del transporte. Las frecuencias obtenidas permiten identificar la tendencia vibratoria del sistema, pero no consideran amortiguamiento, impactos, irregularidades del terreno ni excitaciones reales inducidas por el vehículo. Por ello, aunque los resultados sugieren una respuesta estructural adecuada en configuración de transporte, la validación final del comportamiento dinámico requeriría ensayos experimentales o un análisis de vibración forzada con condiciones reales de operación.

8.2. Decisiones de diseño y compromisos adoptados

Los resultados obtenidos en el análisis estructural y de estabilidad permiten interpretar que el diseño del módulo no está gobernado únicamente por criterios de resistencia mecánica, sino por un balance entre capacidad estructural, estabilidad, manufacturabilidad y viabilidad económica dentro del contexto local. En este sentido, las decisiones adoptadas no buscan optimizar una única variable, sino construir una solución funcional que pueda ser fabricada, transportada y utilizada en condiciones reales.

Uno de los aspectos más representativos de este balance es la masa total del sistema, aproximadamente 105 kg, valor cercano al límite establecido en los requisitos. Este peso no es consecuencia directa de una limitación estructural, ya que los resultados del análisis muestran esfuerzos máximos de 7.8462 MPa en la mesada y 13.549 MPa en las patas telescópicas, con factores de seguridad de hasta 15. Esto indica que la estructura opera muy por debajo de su capacidad resistente, por lo que la masa del sistema responde principalmente a decisiones de selección de materiales, disponibilidad local y requerimientos funcionales, más que a una necesidad mecánica estricta.

En particular, el uso de perfiles tubulares en las patas telescópicas constituye una decisión clave del diseño. Este tipo de perfil permite implementar un sistema de ajuste de altura funcional y continuo, necesario tanto para la configuración de transporte como para la adaptación a terrenos

irregulares durante la operación. Alternativas como perfiles angulares, secciones tipo C o U no permiten un acople telescópico adecuado, lo cual limita su aplicación en este caso. Por tanto, el uso de tubos no es únicamente una elección estructural, sino una condición necesaria para garantizar la funcionalidad del sistema. Como consecuencia, se introduce un aumento en la masa total, pero se logra cumplir con requisitos de adaptabilidad que no serían posibles con otras configuraciones.

De manera similar, la selección de materiales responde en gran medida a criterios de disponibilidad y manufacturabilidad en el contexto local. El uso de acero estructural y acero inoxidable permite emplear procesos de fabricación convencionales, accesibles en el entorno donde se pretende implementar el módulo. Esto elimina la necesidad de importar materiales o utilizar técnicas especializadas, lo cual tendría un impacto directo en el costo y la viabilidad del proyecto. En este sentido, los altos factores de seguridad observados no se interpretan únicamente como sobredimensionamiento, sino como una consecuencia de trabajar con materiales estándar disponibles en el mercado local, cuyo desempeño excede los requerimientos mínimos del sistema.

El peso del módulo, aunque representa una limitación en términos de manipulación manual, también contribuye a su estabilidad. En los análisis de vuelco, una fuerza de 200 N aplicada en condiciones de uso no genera pérdida de contacto en los apoyos, mientras que en el caso más crítico de frenado, con una fuerza inercial aproximada de 721 N, el sistema mantiene estabilidad con un factor de seguridad cercano a 1.5. Esto evidencia que la masa no solo es un efecto secundario del diseño, sino también un elemento que participa activamente en su comportamiento global. Sin embargo, este mismo factor incrementa las exigencias durante el transporte y dificulta la manipulación, por lo que representa uno de los principales compromisos del sistema.

La decisión de utilizar uniones pernadas en la fijación de la mesada responde a criterios de mantenimiento y facilidad de fabricación. Los resultados muestran que los esfuerzos en los pernos son del orden de 0.050329 MPa, valores despreciables frente a la capacidad del material, lo cual confirma que esta solución no compromete la integridad estructural. En consecuencia, se logra una unión desmontable que facilita la reparación o sustitución de componentes sin introducir complejidad adicional en el proceso constructivo.

Desde el punto de vista funcional, la decisión de no integrar el sistema de cocción dentro del módulo reduce la complejidad estructural y permite mayor flexibilidad en el uso del espacio de trabajo. El requisito de cocción simultánea se cumple por medio de la disponibilidad de superficie para ubicar equipos externos, lo cual simplifica el diseño y evita la incorporación de sistemas adicionales que incrementarían peso, costo y dificultad de fabricación. Este enfoque introduce una

dependencia de elementos externos, pero mantiene coherencia con el objetivo del módulo como herramienta de apoyo en capacitaciones.

El análisis económico refuerza la coherencia de estas decisiones. El costo estimado de fabricación, aproximadamente Q 4058.49, se mantiene dentro de un rango viable considerando las características del sistema. Este valor refleja el uso de materiales accesibles y procesos de manufactura convencionales, lo cual permite que el módulo sea replicable sin requerir inversiones elevadas ni infraestructura especializada. En este contexto, el costo no debe evaluarse de forma aislada, sino en relación con la robustez estructural, la adaptabilidad y la funcionalidad que ofrece el diseño.

En conjunto, las decisiones adoptadas muestran que el diseño del módulo no responde a una optimización puramente estructural, sino a una solución integral donde la viabilidad de fabricación, la disponibilidad de materiales y el contexto de uso son factores determinantes. El resultado es un sistema estructuralmente seguro, estable y funcional, cuyo principal compromiso es el incremento de masa, el cual surge como consecuencia directa de priorizar aplicabilidad real sobre optimización teórica.

8.3. Cumplimiento de requisitos

Dado que el desarrollo del módulo se realiza a nivel de diseño y validación por medio de simulación, el cumplimiento de los requisitos se establece a través de su incorporación directa en el proceso de diseño, lo que implica que estos no se verifican posteriormente, sino que condicionan la configuración del sistema desde su concepción. En este sentido, el cumplimiento no se interpreta como una validación externa, sino como una consecuencia inherente de las decisiones de diseño adoptadas.

En el ámbito estructural, el requisito de contar con un factor de seguridad mínimo de 2 (STR-01) se garantiza por medio del dimensionamiento de los componentes y su validación por análisis numérico. Los resultados muestran factores de seguridad de hasta 15 en los elementos principales, lo cual confirma el cumplimiento del criterio con un margen amplio.

De manera complementaria, el requisito de estabilidad frente a vuelco (STR-02) se satisface a partir de la configuración geométrica del módulo y la distribución de su masa. Bajo una fuerza horizontal de 200 N, el sistema no presenta pérdida de contacto en los apoyos, mientras que en la condición más exigente de transporte, asociada a una desaceleración de 6.87 m/s^2 ($\approx 721 \text{ N}$), el

módulo mantiene estabilidad con un factor cercano al mínimo requerido. Esto confirma que el diseño responde adecuadamente a las condiciones de carga consideradas.

El requisito de masa máxima del sistema (TRN-02) se cumple con un valor aproximado de 105 kg, manteniéndose dentro del límite establecido. Este resultado es consistente con las decisiones de diseño previamente discutidas, las cuales integran criterios estructurales, funcionales y de manufactura.

En relación con los requisitos ergonómicos (ERG-01 y ERG-02), el diseño asegura una superficie de trabajo adecuada y una altura operativa dentro del rango requerido por medio del uso de patas telescópicas ajustables. Esta solución permite adaptar el módulo a condiciones reales de uso sin comprometer la estabilidad del sistema.

Desde el punto de vista funcional, el requisito de cocción simultánea (FUN-02) se satisface por medio de la disponibilidad de área suficiente para la colocación de equipos externos. De esta forma, el diseño habilita la función requerida sin necesidad de integrar el sistema de cocción.

Finalmente, en los requisitos de seguridad alimentaria, el criterio de acabado superficial (SEG-02) se cumple por medio de la especificación de acero inoxidable con acabado 2B, compatible con los rangos de rugosidad exigidos para superficies en contacto con alimentos. Este cumplimiento se establece a nivel de diseño a través de la definición del material y sus características técnicas.

En conjunto, los resultados muestran que los requisitos críticos del sistema se encuentran integrados dentro de la lógica de diseño del módulo, garantizando su cumplimiento dentro del alcance del proyecto sin depender de validaciones posteriores.

8.4. Limitaciones del modelo y consideraciones del análisis

Los resultados obtenidos a partir de los análisis numéricos deben interpretarse considerando las condiciones bajo las cuales fueron modelados, particularmente en un diseño que presenta deformaciones y esfuerzos significativamente bajos, lo cual puede amplificar el efecto de las simplificaciones adoptadas en el modelo.

En el análisis estructural, se asumió un comportamiento lineal elástico del material y uniones idealizadas sin holguras, lo cual tiende a sobrestimar la rigidez del sistema. Esto implica que deformaciones reales, particularmente en elementos como las patas telescópicas y sus mecanismos

de ajuste, podrían ser mayores a las obtenidas numéricamente, aunque sin afectar el orden de magnitud observado en los resultados (inferior a 0.01 mm en estos componentes).

En el análisis de estabilidad, los apoyos fueron modelados como restricciones ideales, sin considerar interacción con el terreno. En condiciones reales, factores como irregularidades del suelo, deformación local o pérdida parcial de contacto pueden modificar la distribución de cargas, especialmente en configuraciones donde el sistema opera cercano al límite de estabilidad, como ocurre bajo desaceleraciones equivalentes a 6.87 m/s^2 .

Adicionalmente, el análisis modal no incorpora efectos de amortiguamiento ni excitaciones externas reales. Si bien las frecuencias naturales del sistema se ubican en el rango de 47 a 60 Hz, la respuesta dinámica en condiciones reales dependerá de la interacción con vibraciones inducidas durante el transporte, las cuales no fueron modeladas explícitamente.

En conjunto, estas simplificaciones no invalidan los resultados obtenidos, pero sí establecen que los mismos deben interpretarse como una aproximación conservadora del comportamiento estructural, siendo recomendable su validación experimental en etapas posteriores del desarrollo.

8.5. Implicaciones del diseño y oportunidades de mejora

El análisis integral del sistema evidencia que el diseño adoptado privilegia la seguridad estructural y la estabilidad por encima de la optimización del peso, lo cual se refleja en factores de seguridad elevados (hasta 15) y deformaciones reducidas en todos los componentes evaluados.

Una de las principales implicaciones de este enfoque es el incremento de la masa total del sistema ($\approx 105 \text{ kg}$), que, si bien se mantiene dentro del límite establecido, introduce restricciones en términos de transporte manual y manipulación en campo. Este resultado sugiere que futuras iteraciones del diseño podrían enfocarse en la optimización geométrica de los perfiles estructurales, particularmente en las patas telescópicas, donde se concentra una parte significativa de la masa.

Asimismo, el uso de perfiles tubulares como solución para el ajuste de altura demuestra ser funcional y estructuralmente adecuado, pero introduce zonas de contacto y concentraciones de esfuerzo que podrían optimizarse por medio de mejoras en el diseño del mecanismo de bloqueo o en la distribución de perforaciones.

Desde el punto de vista funcional, la decisión de no integrar el sistema de cocción dentro del módulo simplifica la manufactura y reduce costos, pero genera dependencia de elementos externos.

Esto plantea una oportunidad de mejora orientada a la integración parcial o modular del sistema de cocción, sin comprometer la portabilidad.

Finalmente, considerando que los resultados del análisis muestran márgenes estructurales amplios, existe un potencial claro para reducir material sin afectar el desempeño. Esto posiciona al diseño actual como una solución robusta pero no optimizada, donde futuras iteraciones pueden orientarse a mejorar la relación entre peso, costo y funcionalidad, manteniendo los criterios de seguridad y estabilidad que actualmente gobiernan el comportamiento del sistema.

Conclusiones

- Se desarrolló un módulo integrado de cocción y preparación que reemplaza el uso de múltiples elementos independientes, lo que responde a la problemática de múltiples ciclos de carga, descarga y montaje. Esta integración permite consolidar las funciones en una sola estructura, al reducir el esfuerzo operativo y mejorar la eficiencia en las jornadas de capacitación en campo.
- La definición de requisitos basada en datos de campo permitió establecer condiciones reales de diseño, lo que incluyó transporte en vehículo tipo *pick-up*, operación en terrenos irregulares y participación simultánea de hasta cinco usuarios. Esto aseguró que el diseño se ajustara a condiciones operativas reales del contexto rural, aumentando su viabilidad de implementación.
- El diseño geométrico desarrollado por medio de CAD permitió configurar una superficie de trabajo de al menos 2.0 m², lo que cumple con los requisitos ergonómicos y funcionales, y facilita la operación simultánea de múltiples usuarios, lo que a su vez mejora la organización de actividades frente a soluciones tradicionales dispersas.
- La validación estructural evidenció que los componentes principales trabajan con esfuerzos máximos de 7.846 MPa en la mesada y 13.549 MPa en las patas telescópicas, valores inferiores al límite de fluencia del material (215 MPa), lo que genera factores de seguridad iguales o superiores a 15. Estos resultados confirman que el sistema no presenta riesgo de falla por fluencia, corte o aplastamiento bajo condiciones de operación, lo que garantiza su integridad estructural.
- El análisis modal identificó frecuencias naturales en el rango de 47.396 Hz a 59.912 Hz, con deformaciones concentradas en los extremos libres de las patas telescópicas. Este comportamiento indica que la respuesta dinámica del sistema está controlada por elementos con menor restricción estructural, sin comprometer la estabilidad global durante el transporte.
- Las simulaciones estructurales realizadas, bajo condiciones idealizadas de carga, material y contacto, permiten validar el comportamiento mecánico del sistema en un

entorno controlado, estableciendo una base técnica confiable para futuras validaciones experimentales en condiciones reales de operación.

- El uso de acero inoxidable en las superficies de preparación asegura el cumplimiento de condiciones de higiene y seguridad alimentaria, lo que permite que el módulo sea utilizado en capacitaciones sin comprometer la calidad sanitaria, independientemente del entorno rural.
- La configuración integrada del módulo reduce la necesidad de transportar múltiples componentes independientes, lo que disminuye la complejidad logística y el tiempo de montaje, a la vez que impacta en la eficiencia operativa del sistema en campo.
- El manual de fabricación define los procesos de corte, ensamble y soldadura necesarios para la construcción del módulo, lo que permite trasladar el diseño a una implementación real por medio de procedimientos reproducibles y accesibles en el contexto local.
- El manual de uso establece las condiciones de operación, montaje y desmontaje del módulo, lo que facilita su correcta utilización en campo y reduce errores operativos durante las actividades de capacitación.
- El manual de mantenimiento define procedimientos de inspección y conservación del módulo, lo que permite prolongar su vida útil y asegurar su funcionamiento adecuado en condiciones de uso exigentes propias de entornos rurales.
- El costo estimado del módulo, de (Q. 4,058.49), se fundamenta en el uso de materiales y procesos disponibles en el contexto local, lo que permite su fabricación sin depender de tecnologías o proveedores externos. Esto garantiza la viabilidad económica de la solución para organizaciones que operan en comunidades rurales.

Recomendaciones

- Se recomienda evaluar la integración modular del sistema de cocción al módulo por medio de soluciones desmontables, con el fin de reducir la dependencia de equipos externos sin comprometer la flexibilidad de uso.
- Se sugiere incorporar soluciones de protección ambiental, como cubiertas desmontables o sistemas de sombra, que permitan la operación del módulo en condiciones climáticas adversas.
- Se recomienda desarrollar sistemas de almacenamiento integrado para utensilios y accesorios, con el fin de reducir la cantidad de elementos transportados por separado y mejorar la organización en campo.
- Se sugiere estudiar la integración del módulo de cocción y preparación con los demás módulos desarrollados para la cocina móvil, en particular el módulo de lavado, asegurando compatibilidad funcional y operativa entre subsistemas.
- Se recomienda desarrollar un protocolo de operación conjunta para los distintos módulos de la cocina móvil, definiendo la secuencia de montaje, la distribución en campo y el flujo de trabajo durante las capacitaciones.
- Se sugiere evaluar la incorporación de superficies auxiliares desplegadas o extensiones laterales, que permitan ampliar temporalmente el área de trabajo según la cantidad de usuarios o actividades.
- Se recomienda analizar la incorporación de sistemas autónomos complementarios, como iluminación portátil o fuentes de energía independientes, para mejorar la operación en entornos con acceso limitado a servicios básicos.
- Se recomienda analizar la incorporación de señalización visual o guías de uso en el módulo (marcajes, etiquetas o indicaciones), con el fin de facilitar su correcta operación por usuarios sin capacitación técnica.
- Se sugiere considerar el desarrollo de una configuración completa del sistema de cocina móvil, integrando el módulo de cocción y preparación con los demás módulos

complementarios, con el objetivo de evaluar su desempeño como sistema integral en condiciones reales de operación.

- Se sugiere evaluar la incorporación de criterios de diseño orientados a transporte seguro del módulo, tales como puntos definidos de sujeción, interfaces de amarre o elementos que faciliten su fijación dentro del vehículo, con el fin de mejorar la estabilidad del conjunto durante el traslado.

Referencias

- ASTM International (ASTM). (2023). *ASTM A500/A500M-23: Standard specification for cold-formed welded and seamless carbon steel structural tubing in rounds and shapes*. ASTM International.
- Batch, V., Kress, M., Gama, A. P., Ng'ong'ola-Manani, T., Chiutsi-Phiri, G., Corner, P. L., Kumwenda, S., Kaonga, C., Kamndaya, M., Monjerezi, M., Leslie, J. F., & Matumba, L. (2025). Perspectives on barriers to implementing WHO's five keys to safer food in resource-limited rural areas of developing countries. *Frontiers in Nutrition*, 12, 1524580. <https://doi.org/10.3389/fnut.2025.1524580>
- British Standards Institution (BSI). (2009). *BS EN ISO 14738:2008: Safety of machinery — Anthropometric requirements for the design of workstations at machinery (ISO 14738:2002, including Cor 1:2003 and Cor 2:2005)*. BSI.
- British Standards Institution (BSI). (2012). *EN 1730:2012. Furniture — Tables — Test methods for the determination of stability, strength and durability*. BSI.
- British Standards Institution (BSI). (2016). *EN 15372:2016. Furniture — Strength, durability and safety — Requirements for non-domestic tables*. BSI.
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2018). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (10.a ed.). McGraw-Hill.
- Budynas, R. G., & Sadegh, A. M. (2020). *Roark's formulas for stress and strain* (9.a ed.). McGraw-Hill.
- Ceylan, E., Güray, E., & Kasal, A. (2021). Structural analyses of wooden chairs by finite element method (FEM) and assessment of the cyclic loading performance in comparison with allowable design loads. *Maderas: Ciencia y Tecnología*, 23(19), 1–16. <https://doi.org/10.4067/S0718-221X2021000100419>

- Chevalier, L., Pled, F., Winkler, L., Wilquin, F., & Launay, E. (2022). A multi-model approach for wooden furniture failure under mechanical load. *Mechanics & Industry*, 23, 28. <https://doi.org/10.1051/meca/2022025>
- Corbin, J. H., Jones, J., & Barry, M. M. (2021). What makes intersectoral partnerships for health promotion work? A review of the international literature. *Health Promotion International*, 36(S1), i61–i76. <https://doi.org/10.1093/heapro/daab152>
- Džinčić, I., Pervan, S., & Prekrat, S. (2021). Determination of the strength performance of table frames. *Maderas: Ciencia y Tecnología*, 23(61), 1–12. <https://doi.org/10.4067/S0718-221X2021000100461>
- Euro Inox. (2013). *Roughness measurements of stainless steel surfaces*. https://www.imoa.info/download_files/stainless-steel/euroinox/RoughnessMeasurement.pdf
- European Hygienic Engineering & Design Group (EHEDG). (2022). *EHEDG white paper on GFSI hygienic design scopes II & III*. EHEDG.
- Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura (FAO), Fondo Internacional de Desarrollo Agrícola (FIDA), Fondo de las Naciones Unidas para la Infancia (UNICEF), Programa Mundial de Alimentos (PMA) y Organización Mundial de la Salud (OMS). (2024). *El estado de la seguridad alimentaria y la nutrición en el mundo 2024: Financiación para acabar con el hambre, la inseguridad alimentaria y la malnutrición en todas sus formas (versión resumida)*. FAO. <https://doi.org/10.4060/cd1276es>
- Food Safety Design Taskforce. (2021). *Food safety equipment design principles: Checklist & glossary (Rev. Junio 2021)*. Foundation for Meat and Poultry Research and Education.
- Hanisch, T., Joppa, M., Mauermann, M., & Schlüter, M. (2024). Optimizing the macrostructure of 3D-printed pipe surfaces to improve cleanability. *Heat and Mass Transfer*, 60, 137–150. <https://doi.org/10.1007/s00231-023-03387-3>
- Health and Safety Executive (HSE). (2016). *Manual handling operations regulations 1992 (as amended): Guidance on regulations (L23, 3.a ed.)*. HSE Books

- Ismail, F. H., Osman, S., & Rahman, F. B. A. (2021). Ergonomics kitchen: A better place to work. *International Journal of Academic Research in Business and Social Sciences*, 11(13), 43–53. <https://doi.org/10.6007/IJARBS/v11-i13/8501>
- Khorram-Manesh, A., Dulebenets, M. A., & Goniewicz, K. (2021). Implementing public health strategies—The need for educational initiatives: A systematic review. *International Journal of Environmental Research and Public Health*, 18(11), 5888. <https://doi.org/10.3390/ijerph18115888>
- Lee, G., Park, J., Lee, I., & Hwang, J. (2024). Development of a Korean safety ladder with ensured overturning stability. *Safety and Health at Work*, 16(1), 53–59. <https://doi.org/10.1016/j.shaw.2024.11.005>
- MatWeb. (s.f.-a). *ASTM A500 steel, grade B, structural tubing*. MatWeb Material Property Data. <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=1cdaf2e81a4d4dd78ce33489fa1199cb>
- MatWeb. (s.f.-b). *AISI 304 stainless steel*. MatWeb Material Property Data. <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=abc4415b0f8b490387e3c922237098da>
- MatWeb. (s.f.-c). *AISI 1018 steel, cold drawn*. MatWeb Material Property Data. <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=3a9cc570fbb24d119f08db22a53e2421&ckck=1>
- McEntire, D. A. (2011). *Disaster response and recovery: Strategies and tactics for resilience*. John Wiley & Sons.
- Mihalache, O. A., Møretrø, T., Borda, D., Dumitrașcu, L., Neagu, C., Nguyen-The, C., Maître, I., Didier, P., Teixeira, P., Junqueira, L. O. L., Truninger, M., Izsó, T., Kasza, G., Skuland, S. E., Langsrud, S., & Nicolau, A. I. (2022). Kitchen layouts and consumers' food hygiene practices: Ergonomics versus safety. *Food Control*, 131, 108433. <https://doi.org/10.1016/j.foodcont.2021.108433>
- Musiari, F., Marconi, M., Germani, M., & Mengoni, M. (2024). Definition of a knowledge-based system for food processing systems in accordance with hygienic design criteria and requirements. *Biosystems Engineering*, 237, 210–224. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2023.10.012>

- National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA). (2023). *Federal motor vehicle safety standards: Automatic emergency braking systems for light vehicles (49 CFR Parts 571, 595, and 596; Docket No. NHTSA-2023-0021)*. U.S. Department of Transportation.
- Organización de las Naciones Unidas (ONU). (2023). *The Sustainable Development Goals*. <https://sdgs.un.org/goals>
- United Nations Children's Fund (UNICEF). (2024). *La desnutrición en Guatemala*. <https://www.unicef.es/noticia/desnutricion-en-guatemala>
- Waldhans, C., Hebel, M., Herbert, U., Spoelstra, P., Barbut, S., & Kreyenschmidt, J. (2023). Microbial investigation of cleanability of different plastic and metal surfaces used by the food industry. *Journal of Food Science and Technology*, 60(10), 2581–2590. <https://doi.org/10.1007/s13197-023-05778-0>
- World Food Programme (WFP). (2024). *Annual country report: Guatemala*. https://www.wfp.org/operations/annual-country-report?operation_id=GT02&year=2024#/32436
- Yim, H., & Lee, K. (2015). Preliminary modular design for electric personal mobility with design-engineering collaboration. *World Electric Vehicle Journal*, 7, 426–435. <https://doi.org/10.3390/wevj7040426>
- Zhang, X., Yang, C., & Yang, K. (2023). Novel antibacterial metals as food contact materials: A review. *Materials*, 16(8), 3029. <https://doi.org/10.3390/ma16083029>

12.1. Planos de construcción

En las páginas 145 a 165, se presentan los planos técnicos del módulo de cocción y preparación de la cocina móvil, los cuales incluyen el ensamble general, vistas en detalle de los componentes estructurales, así como dimensiones principales necesarias para su fabricación.

Los planos fueron desarrollados a partir del modelo CAD final del diseño e incorporan la información necesaria para su interpretación en procesos de manufactura, tales como geometría, relaciones entre componentes y configuración general del sistema.

12.2. Manual de fabricación

En las páginas 166 a 186, se incluye el manual de fabricación del módulo, el cual describe de manera secuencial los procesos necesarios para la construcción del sistema.

El documento contempla las etapas de corte, preparación, ensamblaje y soldadura de los elementos estructurales, así como recomendaciones técnicas para garantizar la correcta ejecución del proceso y la integridad del diseño.

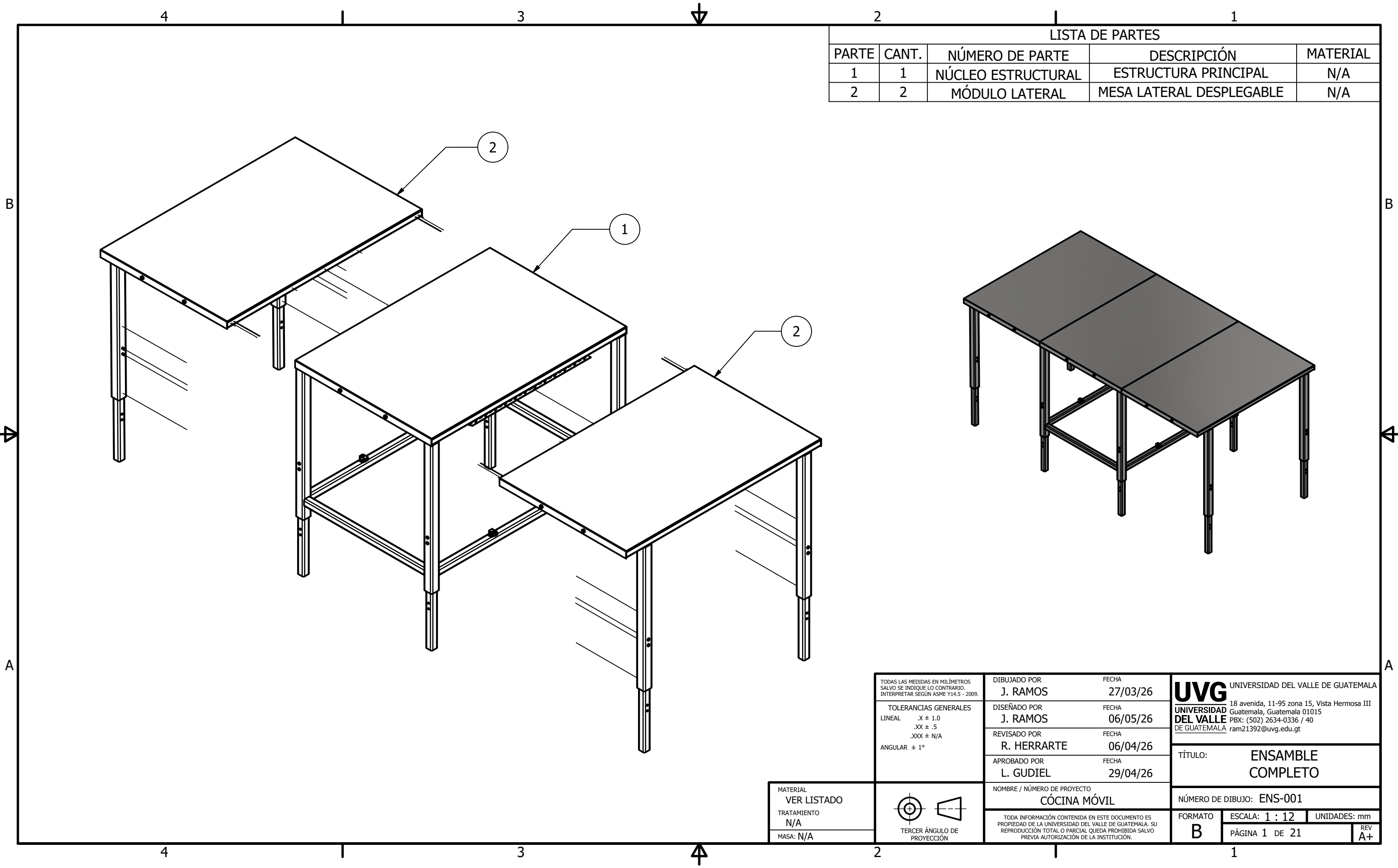
12.3. Manual de uso

En las páginas 187 a 199, se presenta el manual de uso del módulo, el cual describe los procedimientos para la correcta operación del sistema en sus distintas configuraciones, lo que incluye transporte, despliegue y uso en actividades de cocción y preparación de alimentos. Asimismo, se incluyen recomendaciones orientadas a garantizar la seguridad del usuario y el adecuado funcionamiento del módulo en condiciones reales de operación.

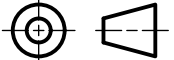
12.4. Manual de mantenimiento

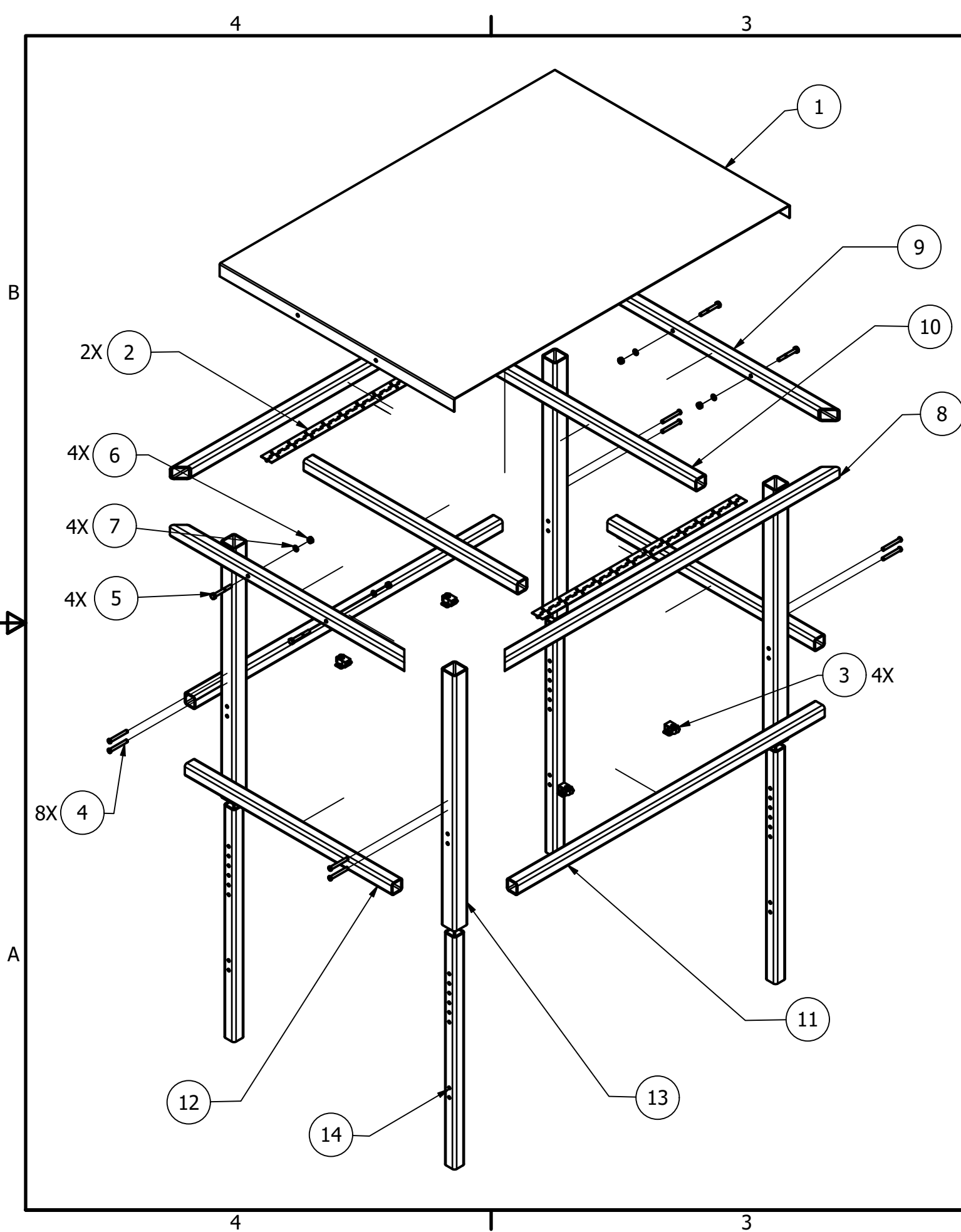
En las páginas 200 a 212, se incorpora el manual de mantenimiento del módulo, el cual establece lineamientos para la inspección, la conservación y la prolongación de la vida útil del sistema.

El documento contempla actividades de mantenimiento preventivo y correctivo, así como recomendaciones para la detección temprana de fallas y la sustitución de componentes cuando sea necesario.



LISTA DE PARTES				
PARTE	CANT.	NÚMERO DE PARTE	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
1	1	NÚCLEO ESTRUCTURAL	ESTRUCTURA PRINCIPAL	N/A
2	2	MÓDULO LATERAL	MESA LATERAL DESPLEGABLE	N/A

TODAS LAS MEDIDAS EN MILÍMETROS SALVO SE INDIQUE LO CONTRARIO. INTERPRETAR SEGÚN ASME Y14.5 - 2009. TOLERANCIAS GENERALES LINEAL .X ± 1.0 .XX ± .5 .XXX ± N/A ANGULAR ± 1°	DIBUJADO POR J. RAMOS		FECHA 27/03/26	
	DISEÑO POR J. RAMOS		FECHA 06/05/26	
	REVISADO POR R. HERRARTE		FECHA 06/04/26	
	APROBADO POR L. GUDIEL		FECHA 29/04/26	
	NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO CÓCINA MÓVIL			
 TERCER ÁNGULO DE PROYECCIÓN	TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SALVO PREVIA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.			
	FORMATO B		UNIDADES: mm	
	ESCALA: 1 : 12		PÁGINA 1 DE 21	
TÍTULO: ENSAMBLE COMPLETO		NÚMERO DE DIBUJO: ENS-001		
UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA		18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 01015 PBX: (502) 2634-0336 / 40 ram21392@uvg.edu.gt		



LISTA DE PARTES				
PARTE	CANT.	NÚMERO DE PARTE	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
1	1	SUPERFICIE DE TRABAJO	ESPESOR 1.5 mm	ACERO INOXIDABLE AISI 304
2	2	BISAGRA TIPO PIANO	24" X 1"	ACERO INOXIDABLE AISI 304
3	4	TRABADOR HEMBRA	32 x 26 mm	ACERO ZINCADO
4	8	ANSI B18.8.1 - PIN. CLEVIS. 0.25 x 2	FIJACIÓN PATAS	AISI 1018
5	4	PERNO HEXAGONAL 1/4"-20 UNC x 2, SAE J429 GRADO 2	FIJACIÓN SUPERFICIE DE TRABAJO	ACERO AL CARBONO GR. 2
6	4	TUERCA HEXAGONAL 1/4"-20 UNC, SAE J995 GRADO 2	FIJACIÓN DE PERNOS	ACERO AL CARBONO GR. 2
7	4	ARANDELA DE PRESIÓN SAE 1/4"	PREVENIR AFLOJAMIENTO	ACERO AL CARBONO
8	2	AISC HSS - (1 1/4x1 1/4x1/8) - 1000 mm	TUBO CUADRADO	ASTM A500 GR. B
9	2	AISC HSS - (1 1/4x1 1/4x1/8) - 700 mm	TUBO CUADRADO	ASTM A500 GR. B
10	2	AISC HSS - (1 1/4x1 1/4x1/8) - 636.50 mm	TUBO CUADRADO	ASTM A500 GR. B
11	2	AISC HSS - (1 1/4x1 1/4x1/8) - 917.45 mm	TUBO CUADRADO	ASTM A500 GR. B
12	2	AISC HSS - (1 1/4x1 1/4x1/8) - 617.45 mm	TUBO CUADRADO	ASTM A500 GR. B
13	4	AISC HSS - (1 5/8x1 5/8x1/8) - 660 mm	TUBO CUADRADO	ASTM A500 GR. B
14	4	AISC HSS - (1 1/4x1 1/4x1/8) - 600 mm	TUBO CUADRADO	ASTM A500 GR. B



TÍTULO: SUB-ENSAMBLE
MODULO CENTRAL

NÚMERO DE DIBUJO: ENS-002

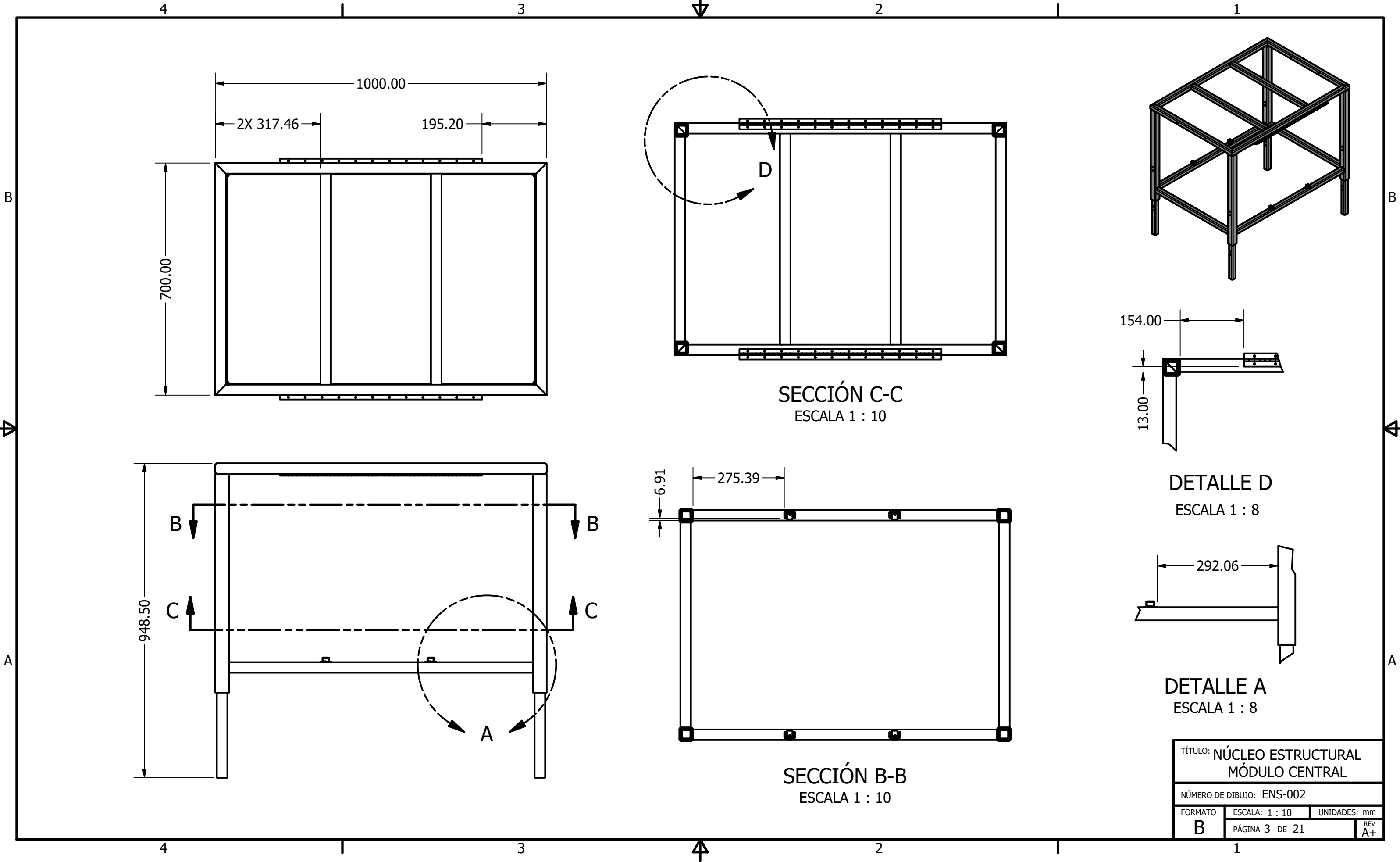
FORMATO
B

ESCALA: 1 : 10

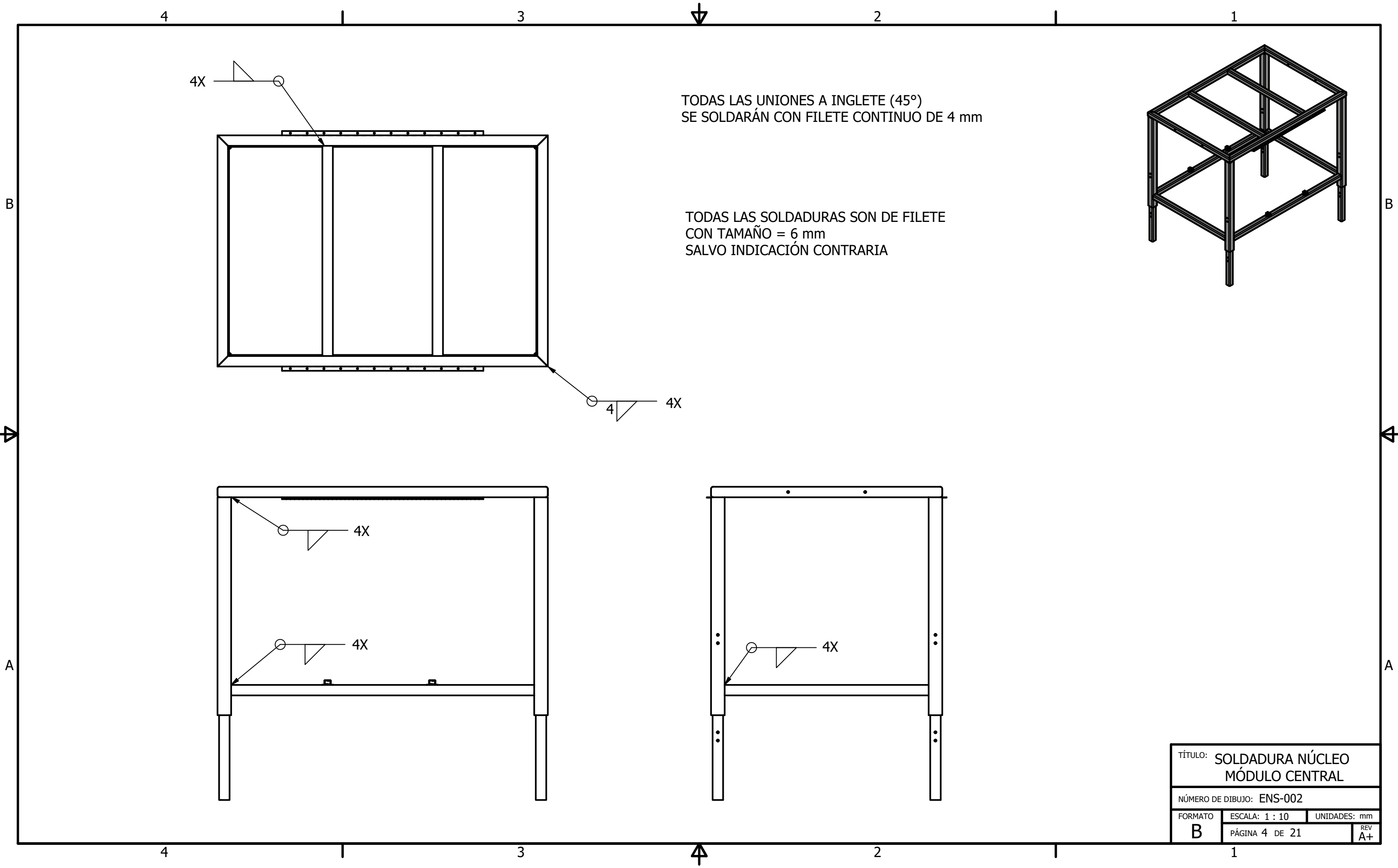
UNIDADES: mm

PÁGINA 2 DE 21

REV
A+



TÍTULO: NÚCLEO ESTRUCTURAL MÓDULO CENTRAL		
NÚMERO DE DIBUJO: ENS-002		
FORMATO B	ESCALA: 1 : 10	UNIDADES: mm
PÁGINA 3 DE 21		REV A+



TÍTULO: SOLDADURA NÚCLEO MÓDULO CENTRAL		
NÚMERO DE DIBUJO: ENS-002		
FORMATO	ESCALA: 1 : 10	UNIDADES: mm
B	PÁGINA 4 DE 21	REV A+

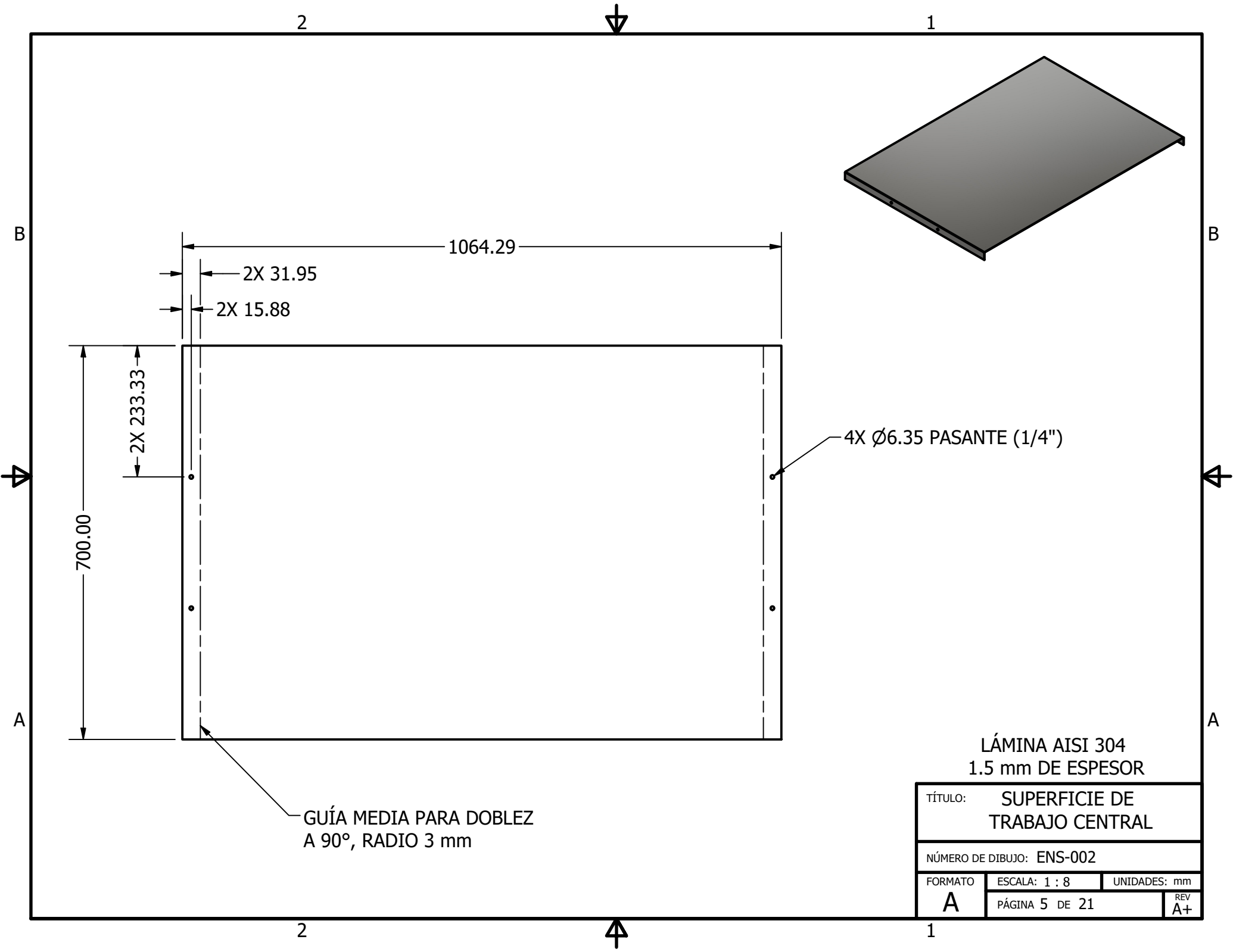
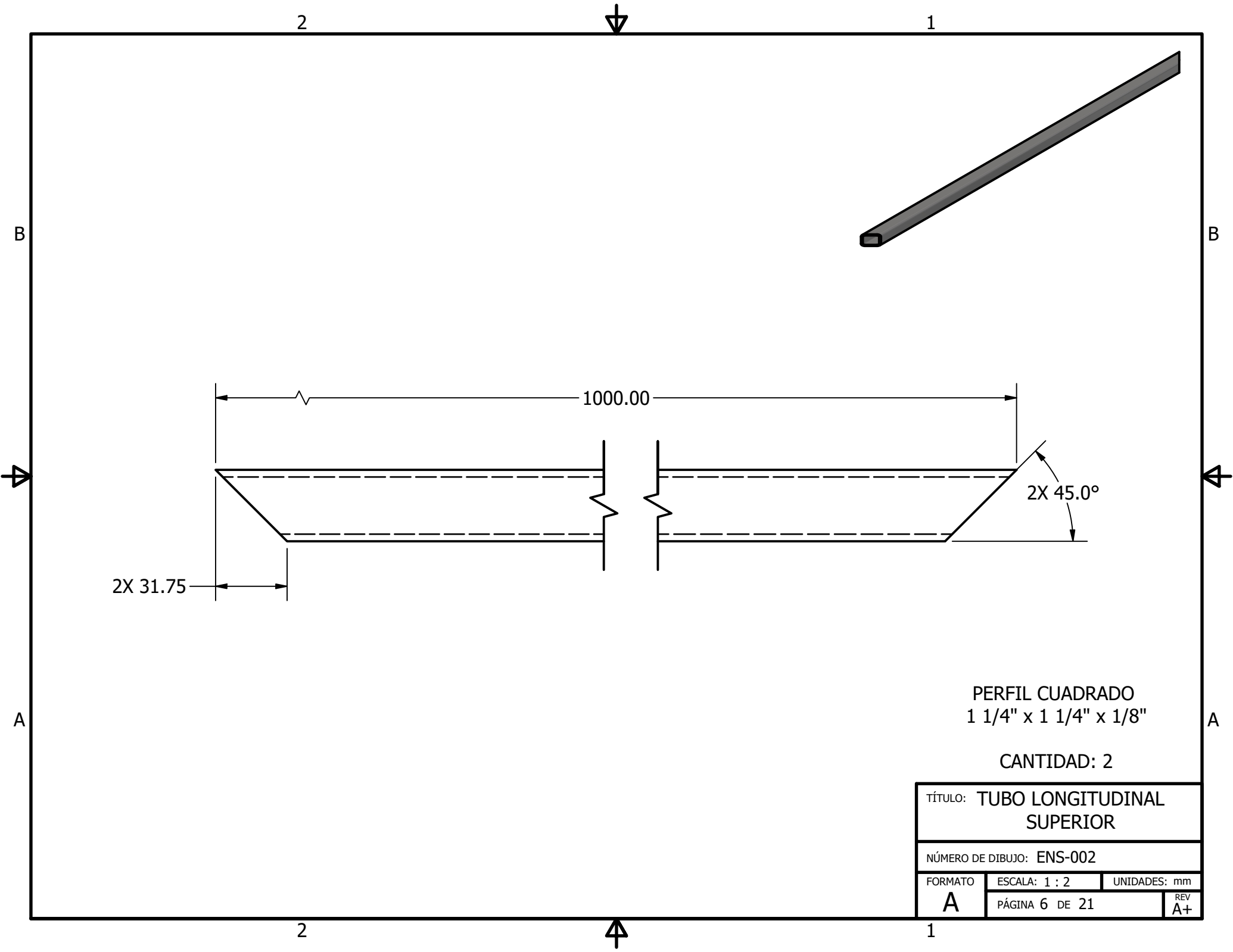


LÁMINA AISI 304
1.5 mm DE ESPESOR

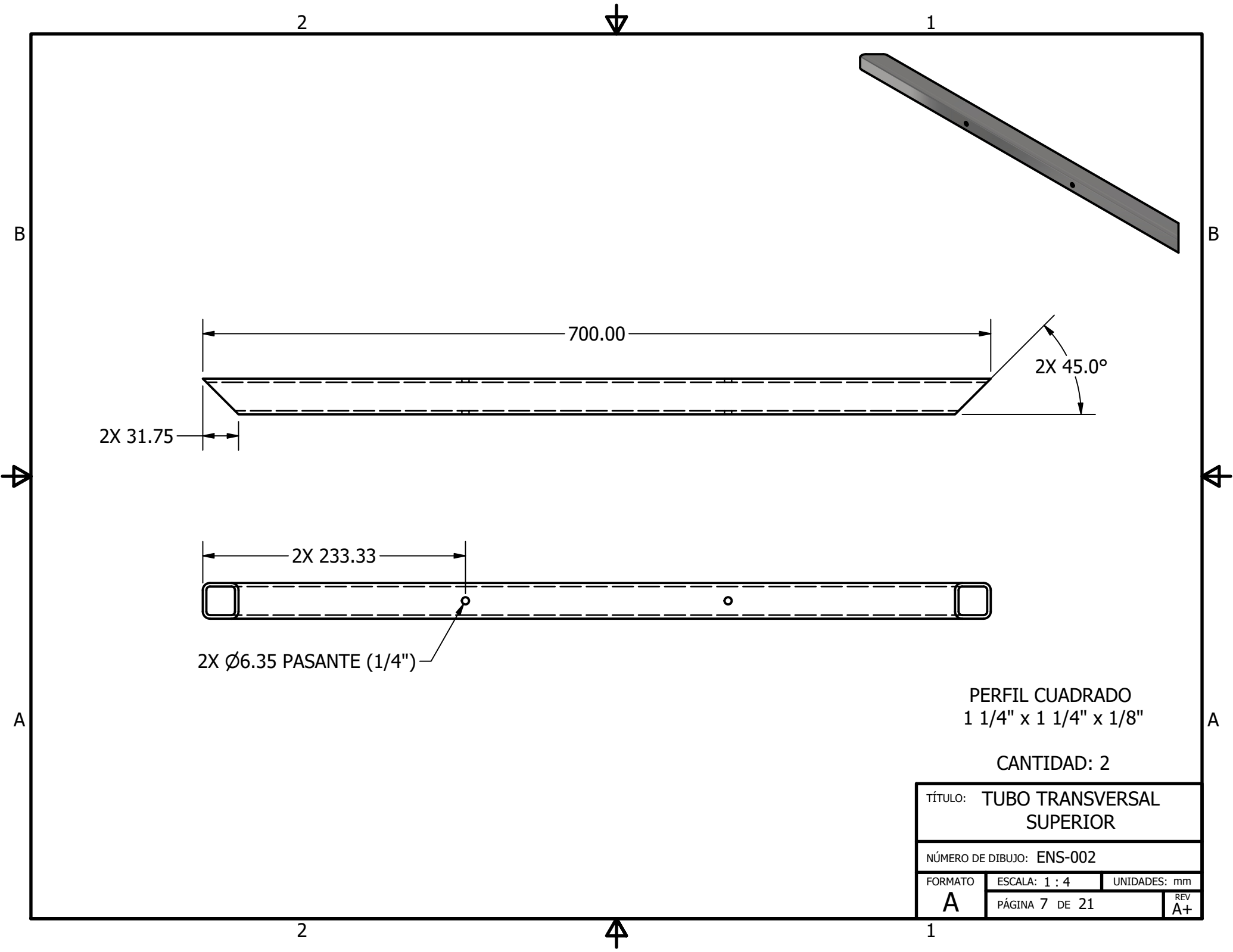
TÍTULO: SUPERFICIE DE TRABAJO CENTRAL		
NÚMERO DE DIBUJO: ENS-002		
FORMATO	ESCALA: 1 : 8	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 5 DE 21	REV A+



PERFIL CUADRADO
1 1/4" x 1 1/4" x 1/8"

CANTIDAD: 2

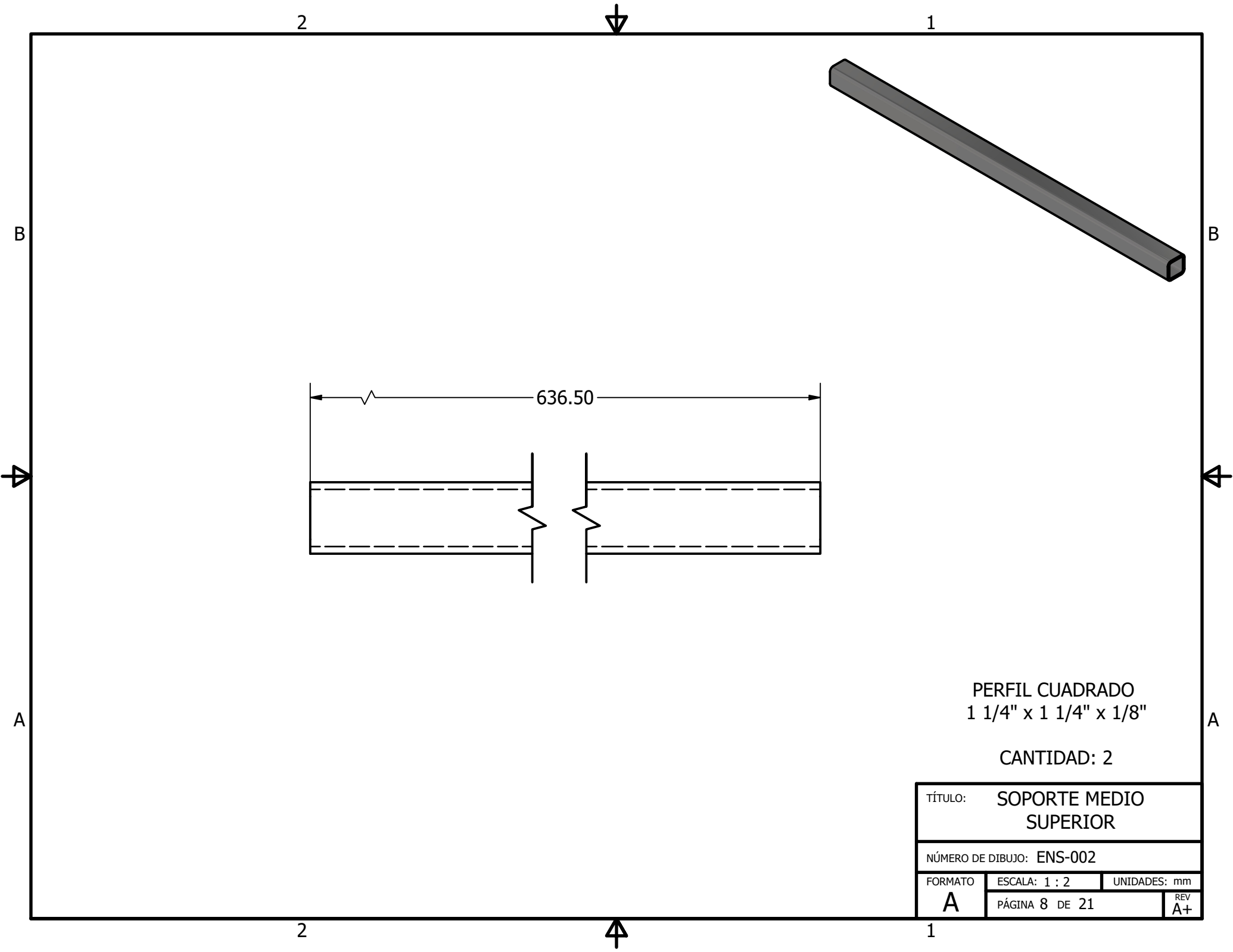
TÍTULO: TUBO LONGITUDINAL SUPERIOR			
NÚMERO DE DIBUJO: ENS-002			
FORMATO A	ESCALA: 1 : 2		UNIDADES: mm
	PÁGINA 6 DE 21		REV A+



PERFIL CUADRADO
1 1/4" x 1 1/4" x 1/8"

CANTIDAD: 2

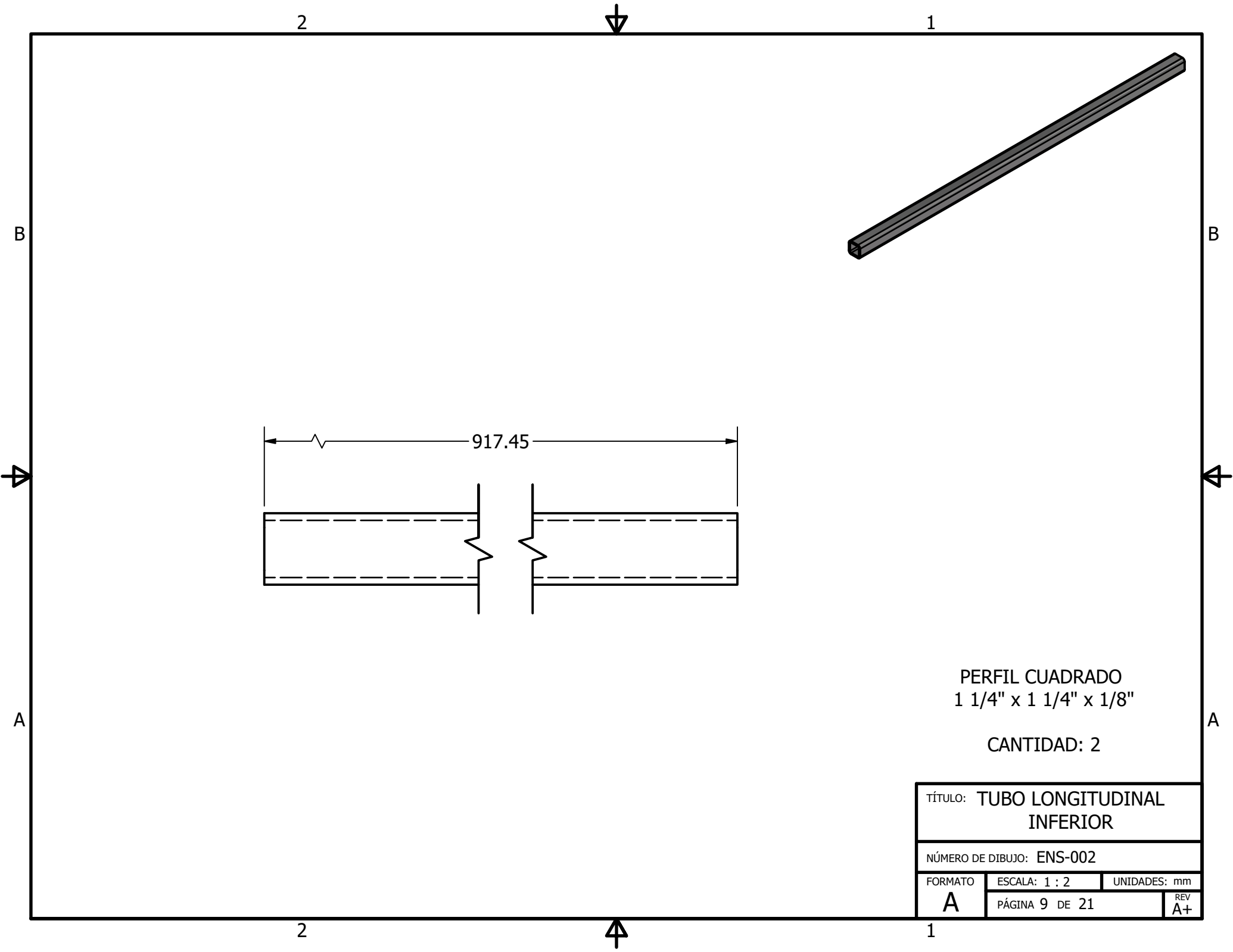
TÍTULO: TUBO TRANSVERSAL SUPERIOR		
NÚMERO DE DIBUJO: ENS-002		
FORMATO	ESCALA: 1 : 4	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 7 DE 21	REV A+



PERFIL CUADRADO
1 1/4" x 1 1/4" x 1/8"

CANTIDAD: 2

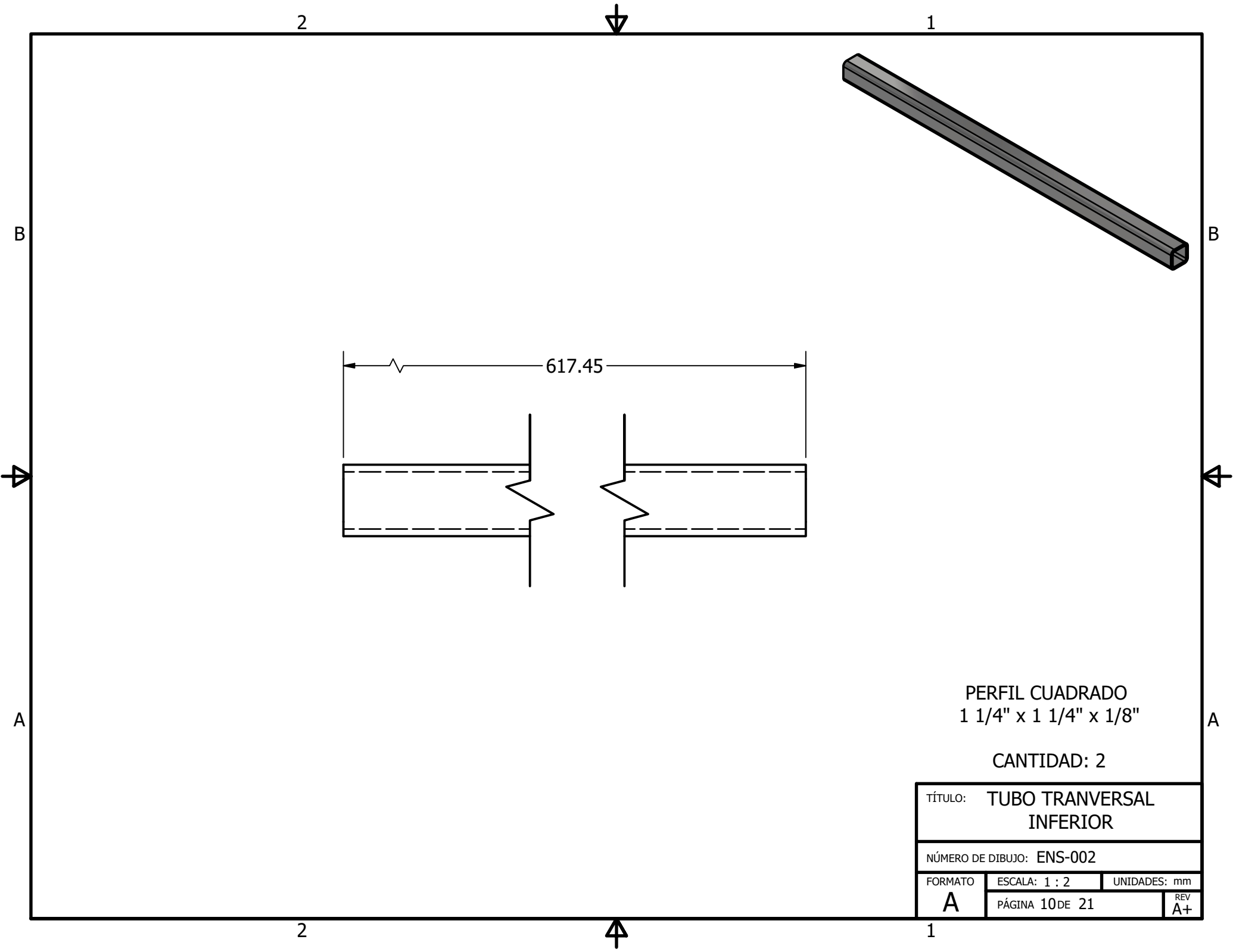
TÍTULO: SOPORTE MEDIO SUPERIOR			
NÚMERO DE DIBUJO: ENS-002			
FORMATO A	ESCALA: 1 : 2		UNIDADES: mm
	PÁGINA 8 DE 21		REV A+



PERFIL CUADRADO
1 1/4" x 1 1/4" x 1/8"

CANTIDAD: 2

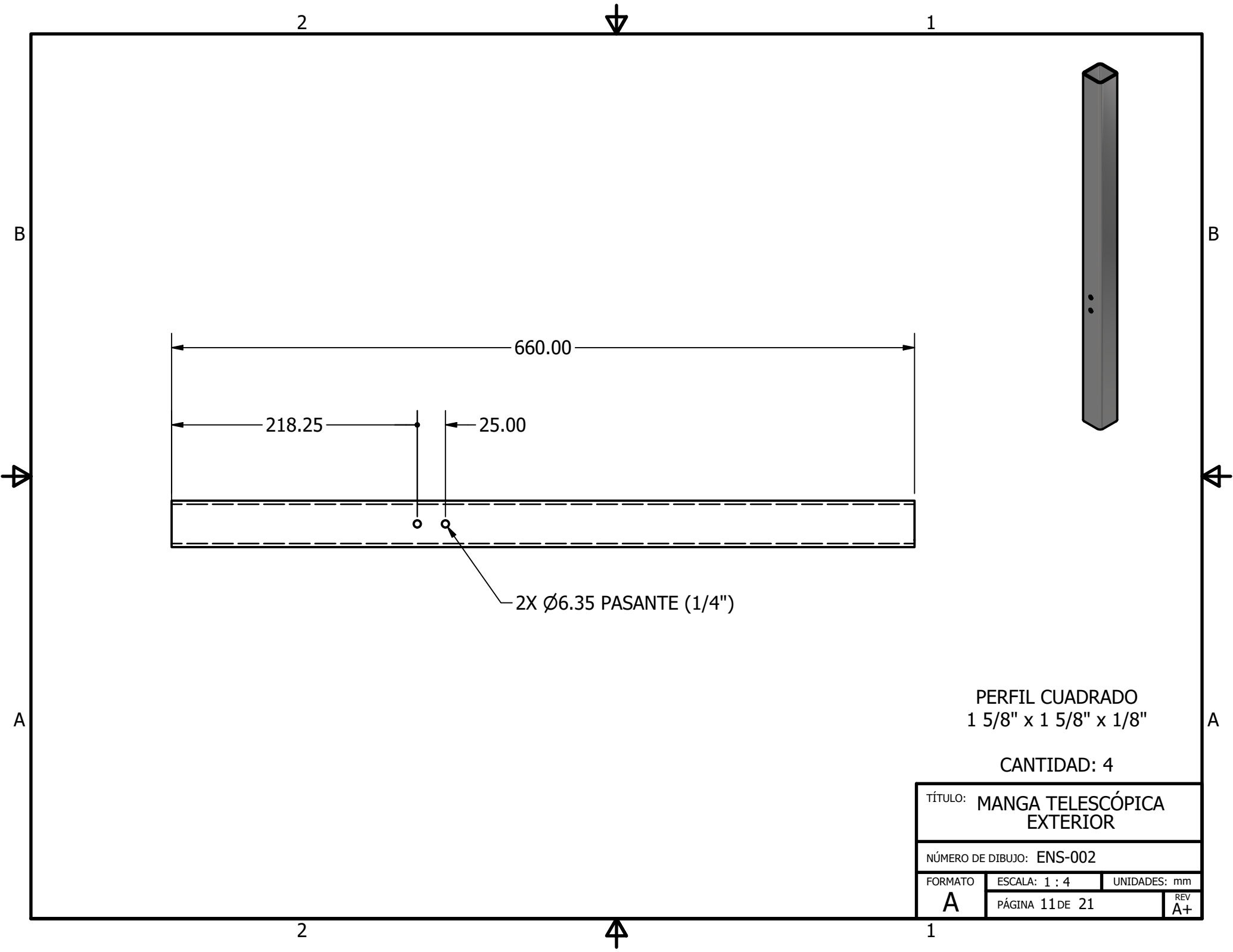
TÍTULO: TUBO LONGITUDINAL INFERIOR			
NÚMERO DE DIBUJO: ENS-002			
FORMATO A	ESCALA: 1 : 2		UNIDADES: mm
	PÁGINA 9 DE 21		REV A+



PERFIL CUADRADO
1 1/4" x 1 1/4" x 1/8"

CANTIDAD: 2

TÍTULO: TUBO TRANSVERSAL INFERIOR			
NÚMERO DE DIBUJO: ENS-002			
FORMATO A	ESCALA: 1 : 2	UNIDADES: mm	
	PÁGINA 10 DE 21	REV	A+

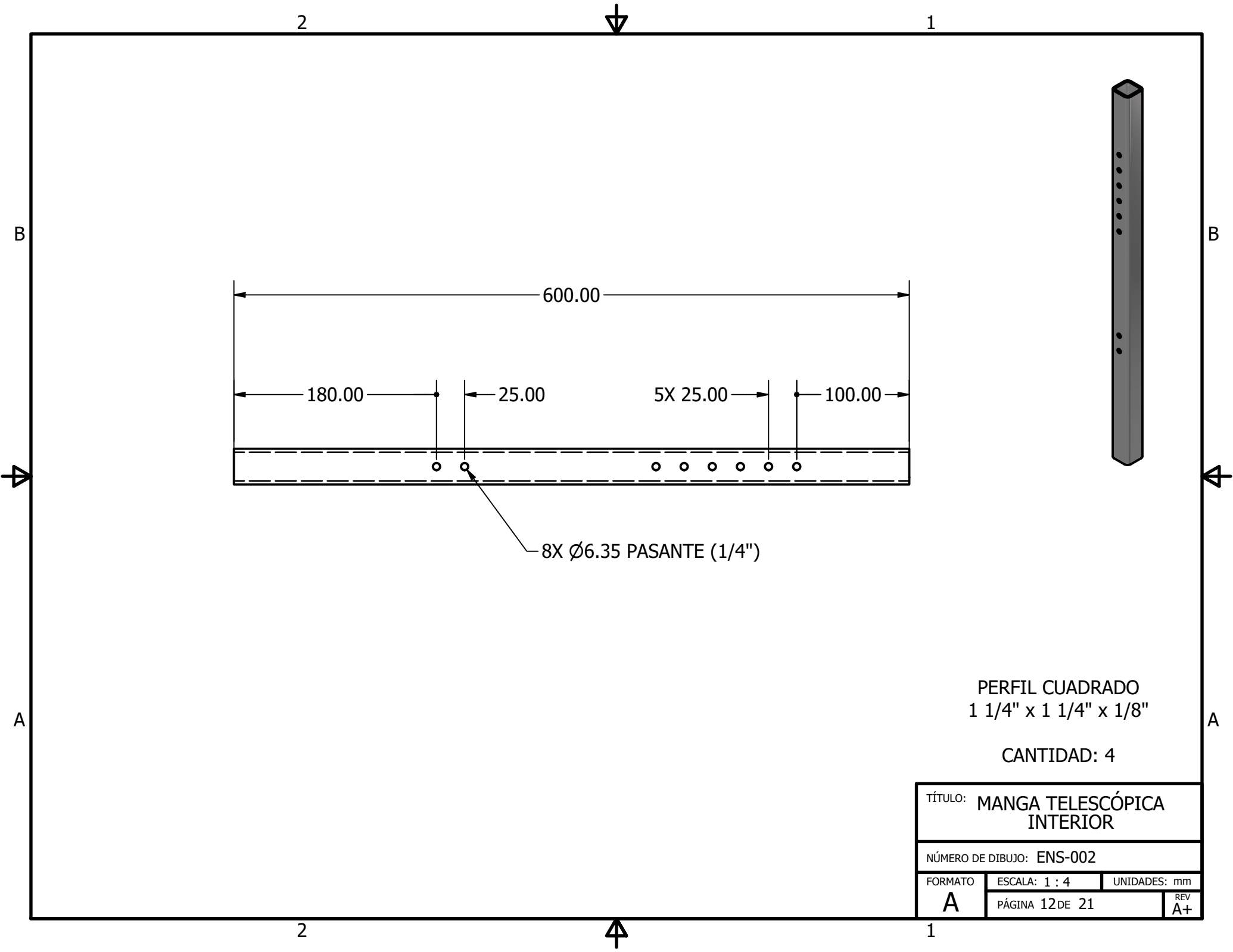


2X Ø6.35 PASANTE (1/4")

PERFIL CUADRADO
1 5/8" x 1 5/8" x 1/8"

CANTIDAD: 4

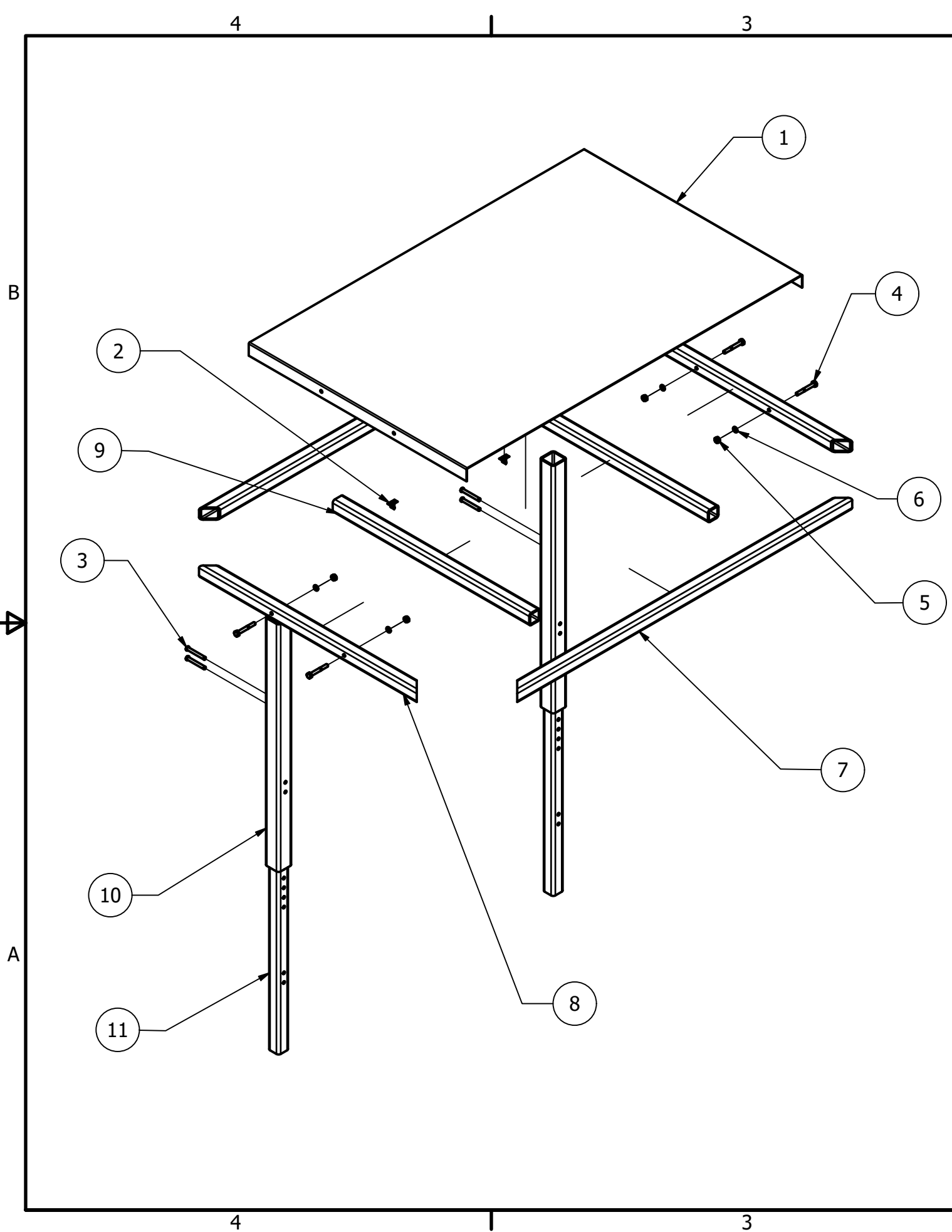
TÍTULO: MANGA TELESCÓPICA EXTERIOR			
NÚMERO DE DIBUJO: ENS-002			
FORMATO A	ESCALA: 1 : 4		UNIDADES: mm
	PÁGINA 11 DE 21		REV A+



PERFIL CUADRADO
1 1/4" x 1 1/4" x 1/8"

CANTIDAD: 4

TÍTULO: MANGA TELESCÓPICA INTERIOR		
NÚMERO DE DIBUJO: ENS-002		
FORMATO	ESCALA: 1 : 4	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 12 DE 21	REV A+



LISTA DE PARTES

PARTE	CANT.	NÚMERO DE PARTE	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
1	1	SUPERFICIE DE TRABAJO	ESPESOR 1.5 mm	ACERO INOXIDABLE AISI 304
2	1	TRABADOR MACHO	32 x 26 mm	ACERO ZINCADO
3	4	ANSI B18.8.1 - PIN. CLEVIS. 0.25 x 2	FIJACIÓN PATAS	AISI 1018
4	4	PERNO HEXAGONAL 1/4"-20 UNC x 2, SAE J429 GRADO 2	FIJACIÓN SUPERFICIE DE TRABAJO	ACERO AL CARBONO GR. 2
5	4	TUERCA HEXAGONAL 1/4"-20 UNC, SAE J995 GRADO 2	FIJACIÓN DE PERNOS	ACERO AL CARBONO GR. 2
6	4	ARANDELA DE PRESIÓN SAE 1/4"	PREVENIR AFLOJAMIENTO	ACERO AL CARBONO
7	2	AISC HSS - (1 1/4x1 1/4x1/8) - 1000 mm	TUBO CUADRADO	ASTM A500 GR. B
8	2	AISC HSS - (1 1/4x1 1/4x1/8) - 650 mm	TUBO CUADRADO	ASTM A500 GR. B
9	2	AISC HSS - (1 1/4x1 1/4x1/8) - 586.500 mm	TUBO CUADRADO	ASTM A500 GR. B
10	2	AISC HSS - (1 5/8x1 5/8x1/8) - 640 mm	TUBO CUADRADO	ASTM A500 GR. B
11	2	AISC HSS - (1 1/4x1 1/4x1/8) - 600 mm	TUBO CUADRADO	ASTM A500 GR. B

TÍTULO: SUB-ENSAMBLE MODULO LATERAL

NÚMERO DE DIBUJO: ENS-003

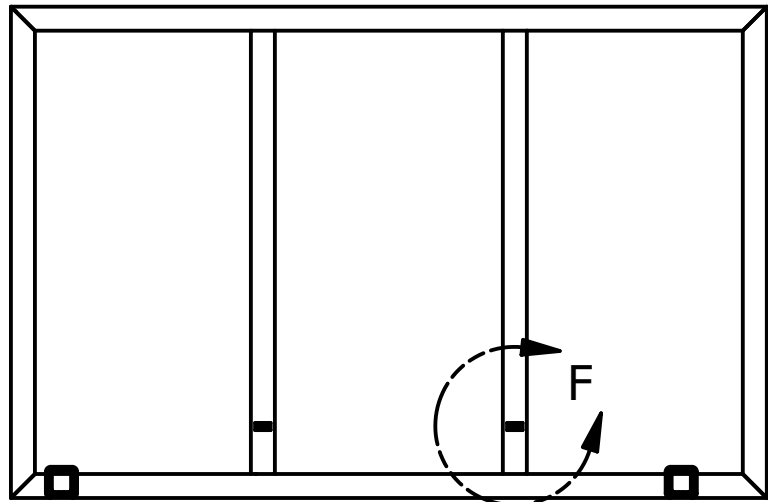
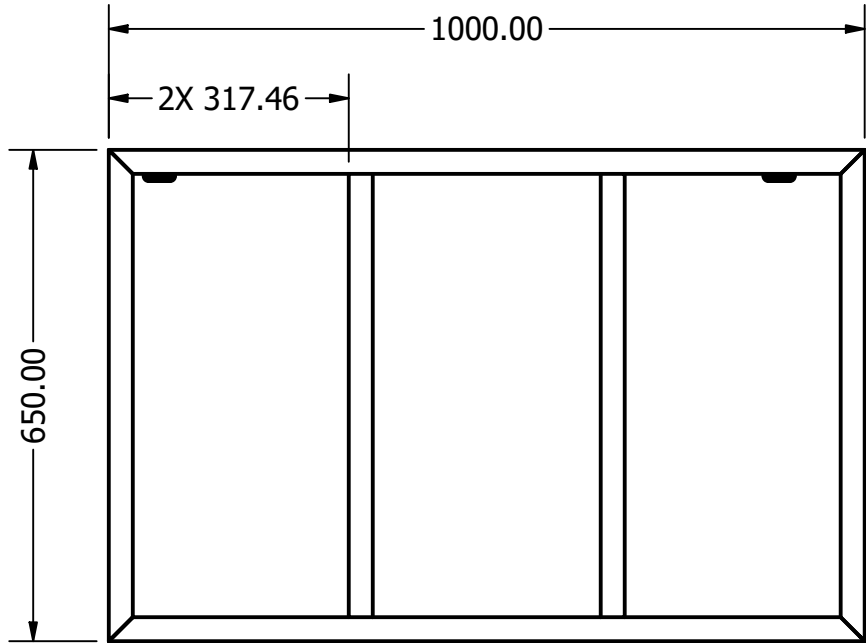
FORMATO B

ESCALA: 1 : 10

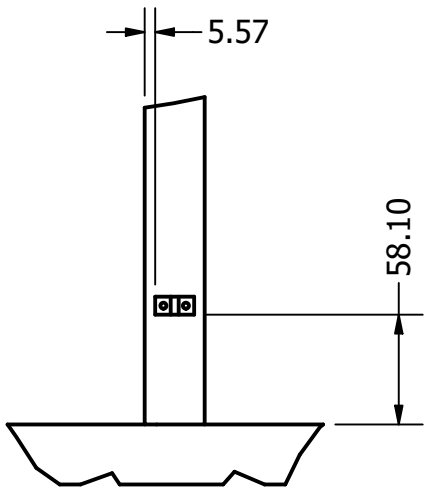
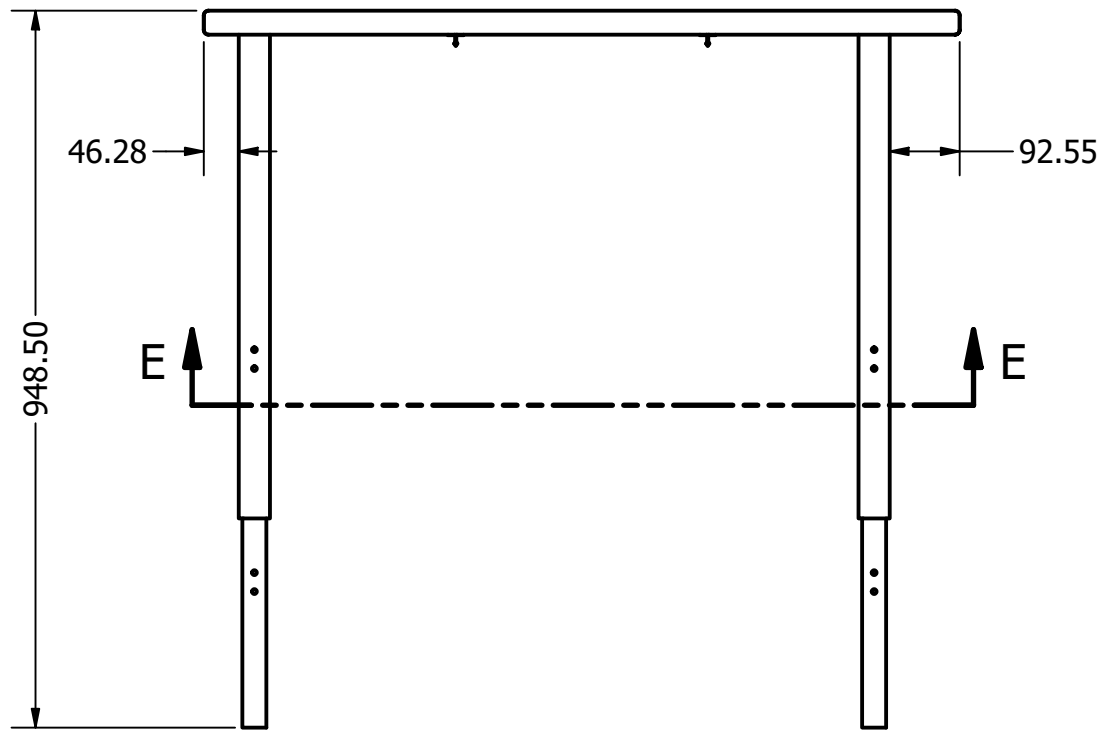
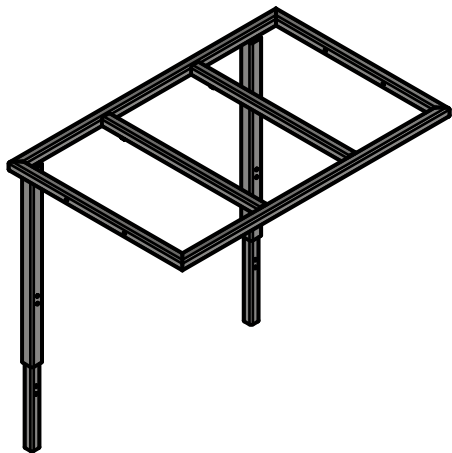
UNIDADES: mm

PÁGINA 13 DE 21

REV A+



SECCIÓN E-E
ESCALA 1 : 10

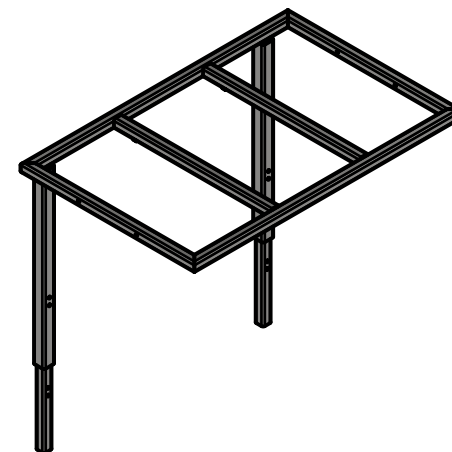
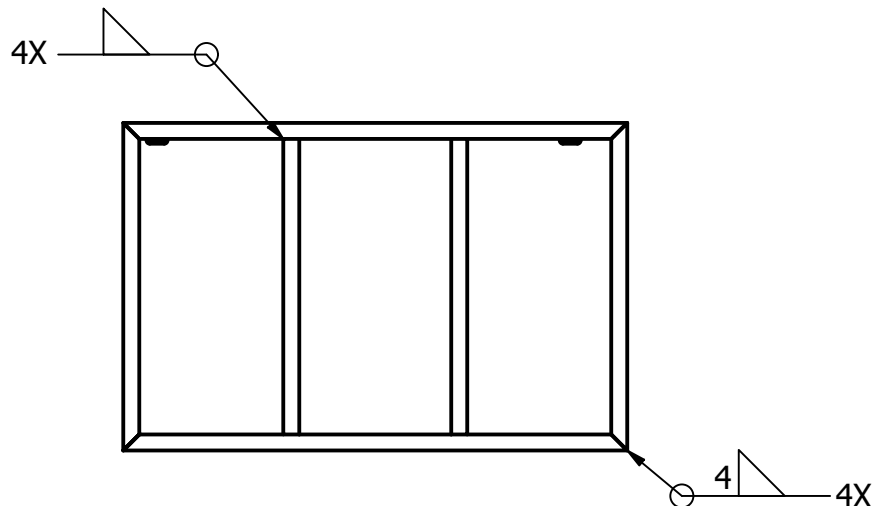


DETALLE F
ESCALA 1 : 4

TÍTULO: NÚCLEO ESTRUCTURAL
MÓDULO LATERAL

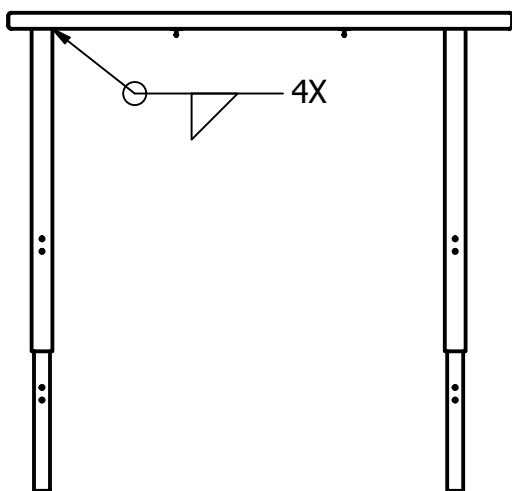
NÚMERO DE DIBUJO: ENS-003

FORMATO B	ESCALA: 1 : 10	UNIDADES: mm
PÁGINA 14 DE 21		REV A+

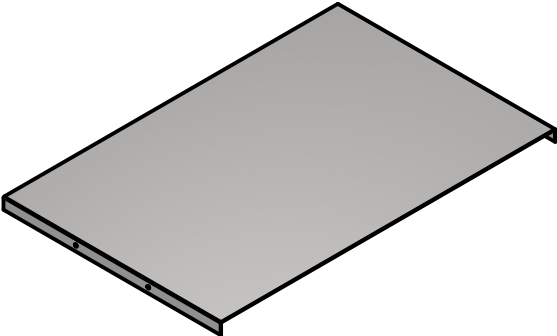


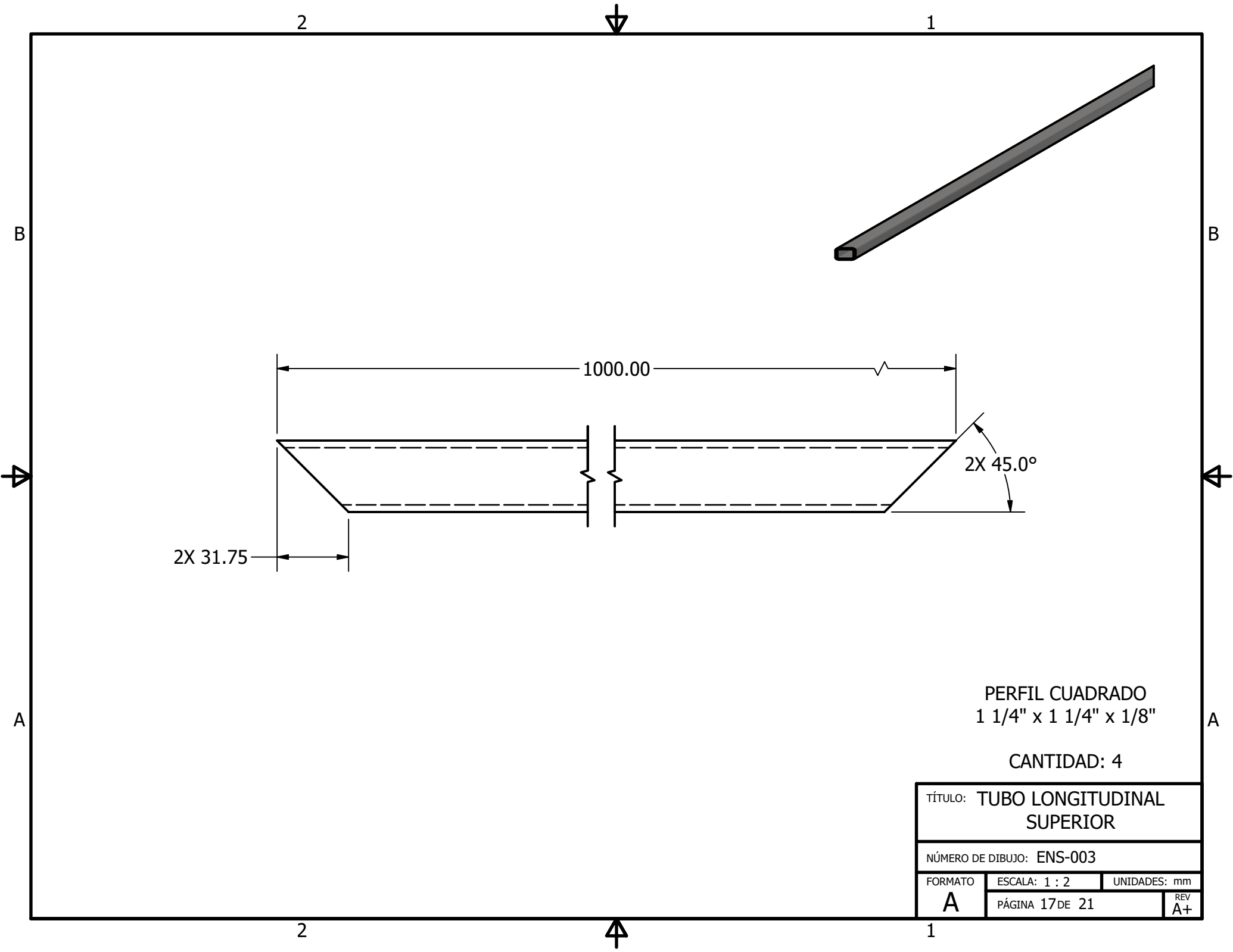
TODAS LAS UNIONES A INGLETE (45°)
SE SOLDARÁN CON FILETE CONTINUO DE 4 mm

TODAS LAS SOLDADURAS SON DE FILETE
CON TAMAÑO = 6 mm
SALVO INDICACIÓN CONTRARIA



TÍTULO: SOLADURA NÚCLEO MÓDULO LATERAL			
NÚMERO DE DIBUJO: ENS-003			
FORMATO	ESCALA: 1 : 15	UNIDADES: mm	
A	PÁGINA 15 DE 21	REV	A+

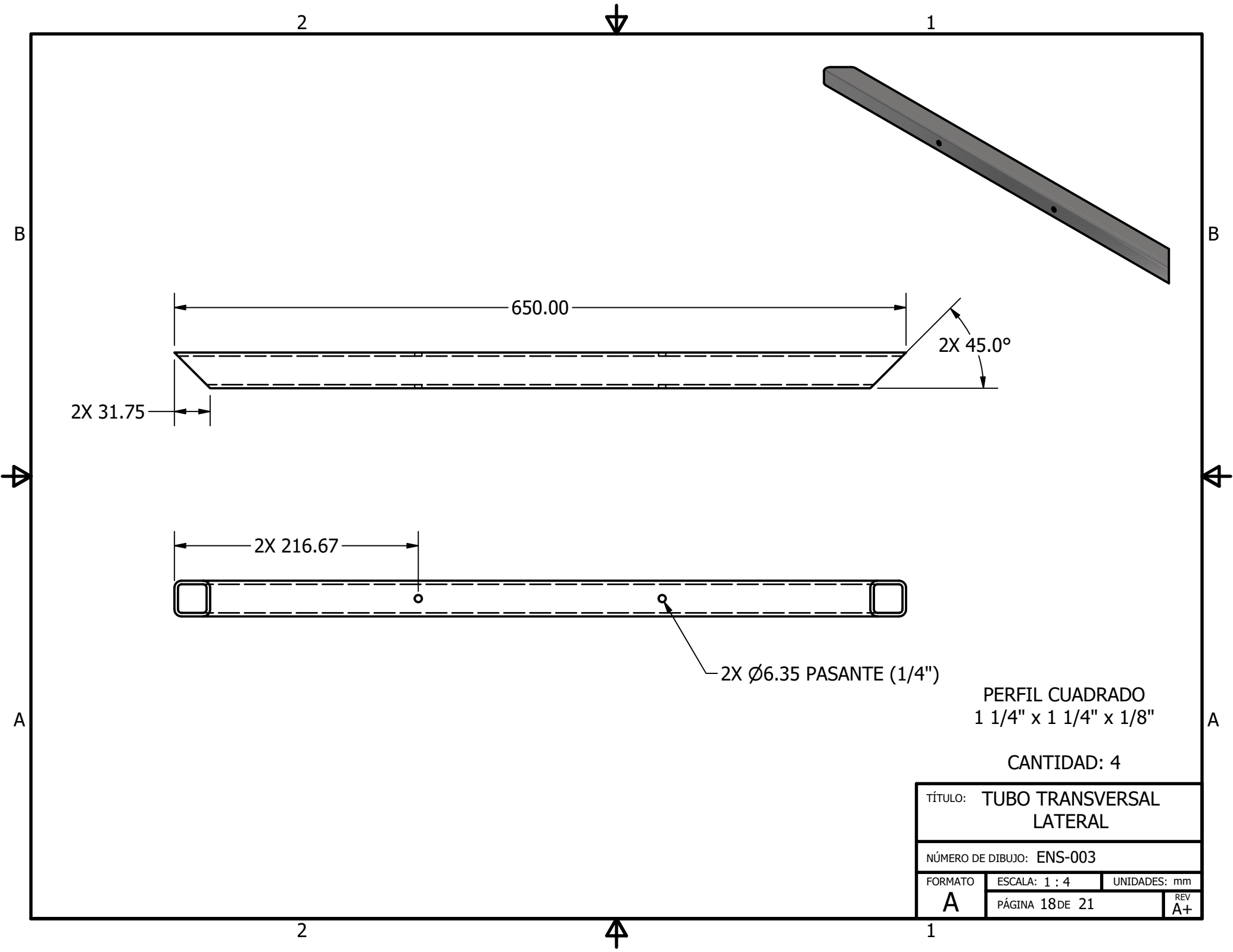


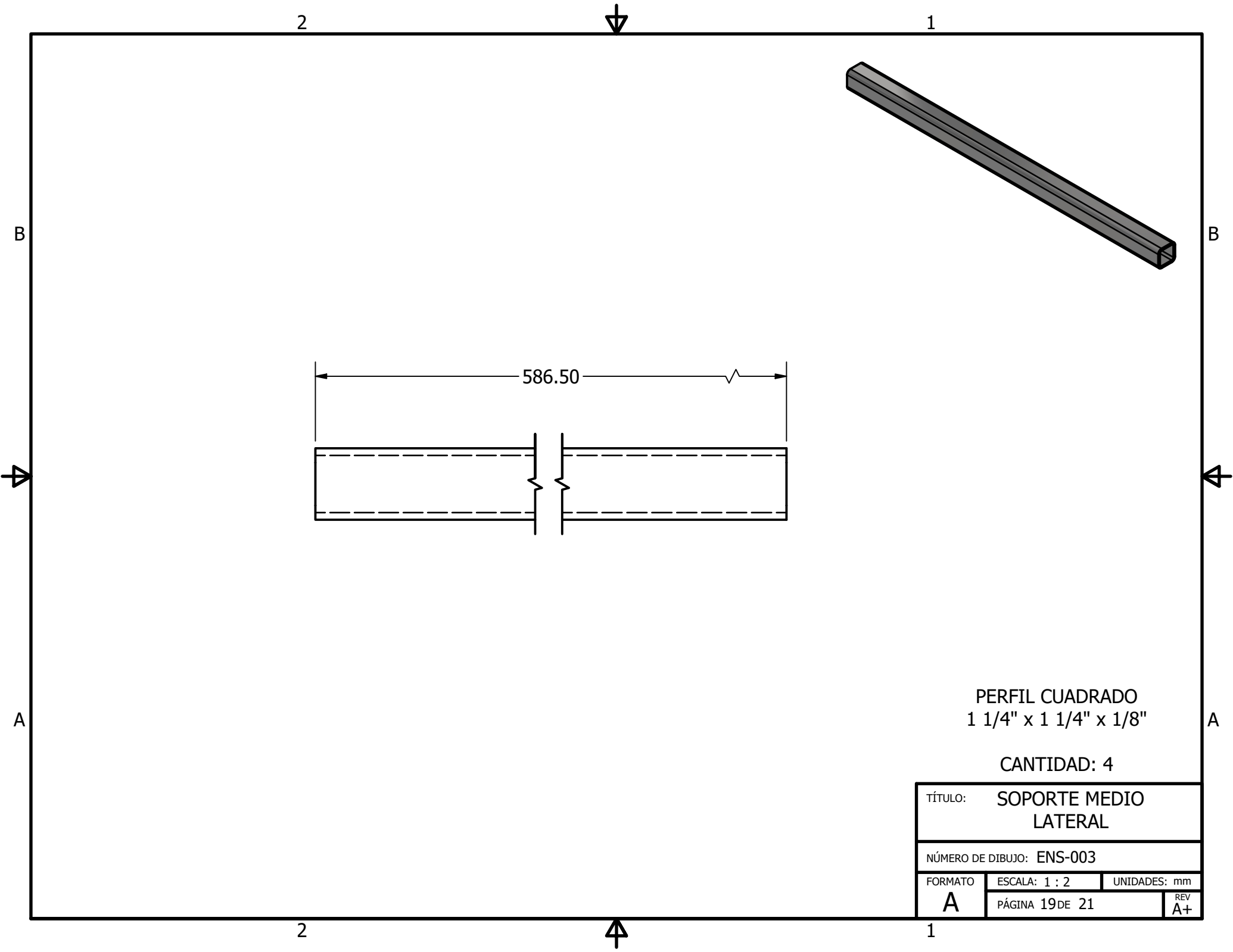


PERFIL CUADRADO
1 1/4" x 1 1/4" x 1/8"

CANTIDAD: 4

TÍTULO: TUBO LONGITUDINAL SUPERIOR			
NÚMERO DE DIBUJO: ENS-003			
FORMATO A	ESCALA: 1 : 2	UNIDADES: mm	
	PÁGINA 17 DE 21	REV	A+

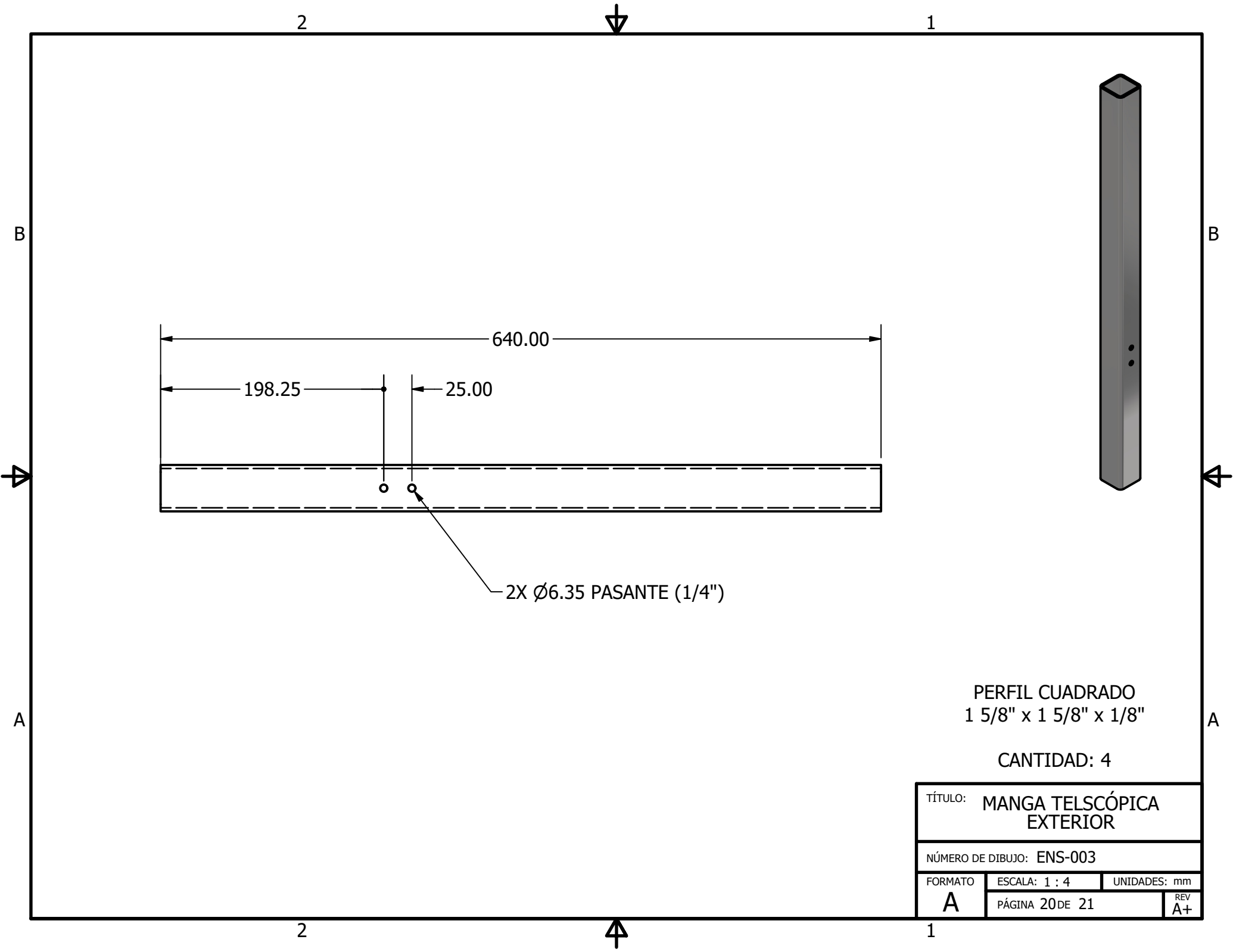




PERFIL CUADRADO
1 1/4" x 1 1/4" x 1/8"

CANTIDAD: 4

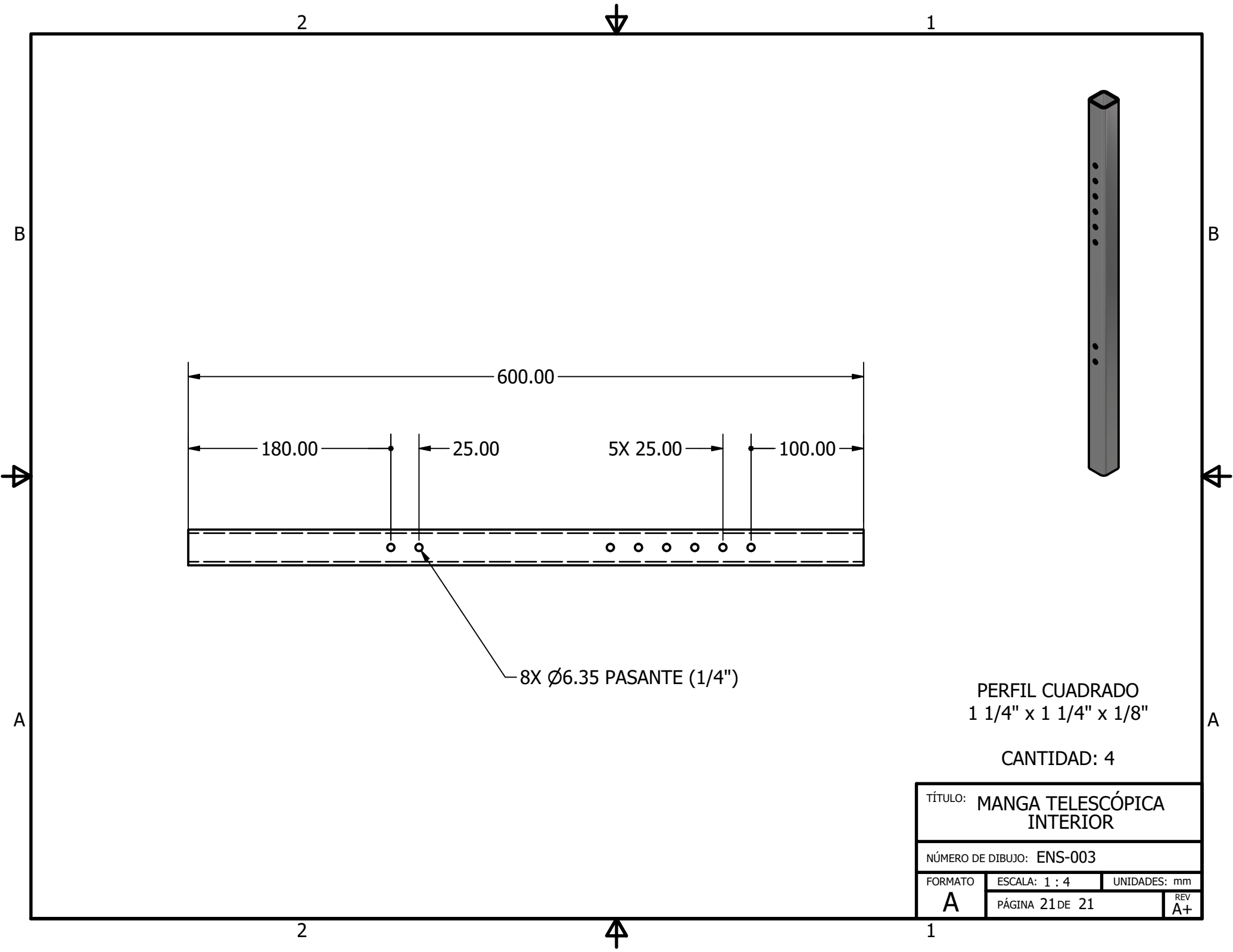
TÍTULO: SOPORTE MEDIO LATERAL		
NÚMERO DE DIBUJO: ENS-003		
FORMATO	ESCALA: 1 : 2	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 19 DE 21	REV A+



PERFIL CUADRADO
1 5/8" x 1 5/8" x 1/8"

CANTIDAD: 4

TÍTULO: MANGA TELSCÓPICA EXTERIOR		
NÚMERO DE DIBUJO: ENS-003		
FORMATO A	ESCALA: 1 : 4	UNIDADES: mm
	PÁGINA 20 DE 21	REV A+



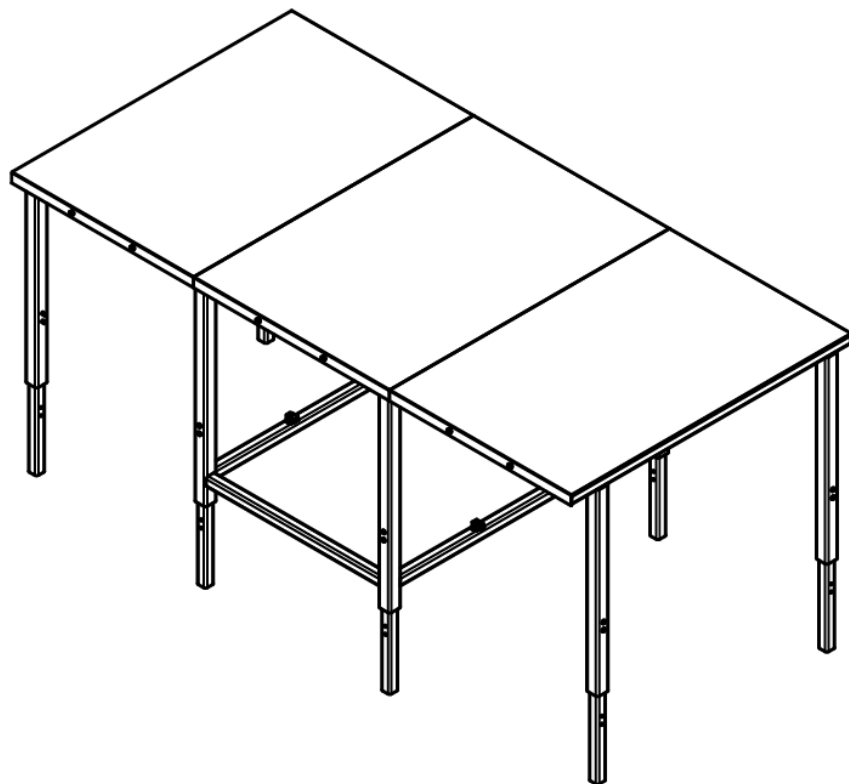
PERFIL CUADRADO
1 1/4" x 1 1/4" x 1/8"

CANTIDAD: 4

TÍTULO: MANGA TELESCÓPICA INTERIOR		
NÚMERO DE DIBUJO: ENS-003		
FORMATO	ESCALA: 1 : 4	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 21 DE 21	REV A+

MANUAL DE FABRICACIÓN

MODULO DE COCCIÓN Y PREPARACIÓN COCINA MÓVIL



Índice

1.	Introducción.....	1
2.	Descripción general del sistema	2
2.1	Componentes principales.....	2
2.2	Principio de funcionamiento	3
2.3	Consideraciones de diseño relevantes para fabricación	3
3.	Materiales	4
3.1	Estructura y superficie	4
3.2	Elementos de unión.....	5
4.	Herramientas y equipos requeridos.....	6
5.	Corte de perfiles estructurales.....	8
5.1	Tubos con corte a inglete (45°).....	8
5.2	Tubos rectos sin perforaciones	9
5.3	Tubos con perforaciones.....	10
6.	Fabricación de la superficie de trabajo	11
7.	Ensamble del sistema	13
7.1	Referencia de piezas.....	13
7.2	Ensamble del marco superior.....	14
7.3	Ensamble de elementos verticales	14
7.4	Ensamble del marco inferior (núcleo).....	15
7.5	Integración del sistema de bisagras	16
7.6	Instalación del sistema de patas telescópicas.....	17
7.7	Instalación de la superficie de trabajo.....	18
7.8	Instalación de elementos de fijación para transporte	18
7.9	Verificación final del sistema.....	19

1. Introducción

El presente manual describe el proceso de fabricación del módulo de cocción y preparación.

El documento establece los pasos para la fabricación de los componentes y su ensamblaje, permitiendo obtener un sistema funcional.

El módulo está compuesto por estructura principal, módulos laterales, superficie de trabajo, sistema de patas telescópicas y elementos de unión.

Todas las operaciones deben realizarse conforme a los planos de fabricación, respetando dimensiones, alineación y secuencia de ensamblaje.

2. Descripción general del sistema

El módulo de cocción y preparación es una estructura plegable diseñada para transportarse en la palangana de un vehículo tipo pick-up y desplegarse en campo para actividades de preparación de alimentos.

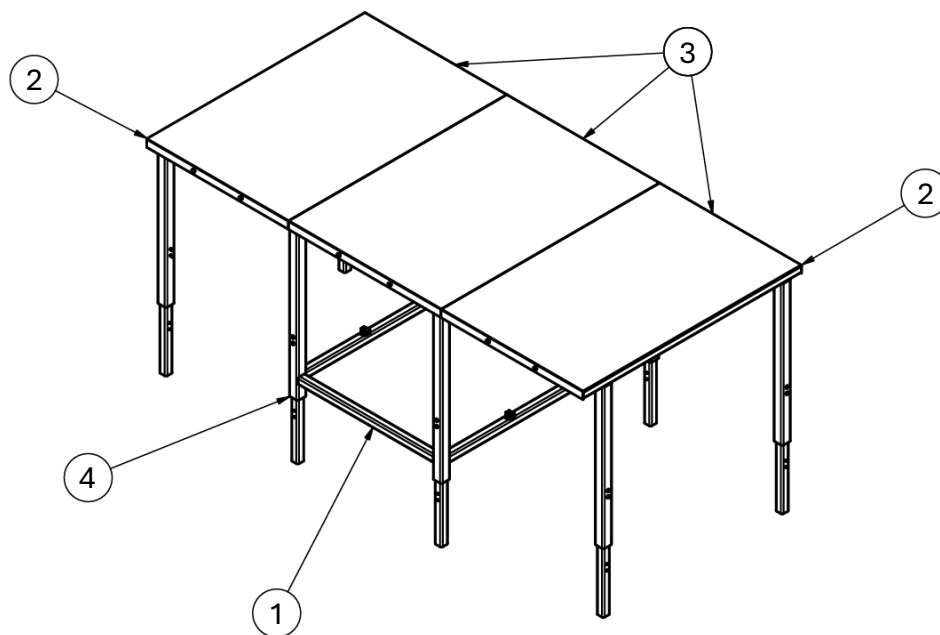
El sistema opera en dos configuraciones principales:

- Configuración de transporte: el módulo se mantiene compacto, con los elementos laterales plegados y las patas retraídas, facilitando su movilización.
- Configuración de uso: el módulo se despliega mediante la apertura de los elementos laterales y la extensión de las patas, generando una superficie estable para trabajo.

2.1 Componentes principales

El sistema está compuesto por los siguientes elementos:

1. Estructura principal (núcleo): base del sistema que soporta los demás componentes.
2. Módulos laterales abatibles: extensiones articuladas que se despliegan desde el núcleo para ampliar la superficie de trabajo durante el uso.
3. Superficie de trabajo (mesada): lámina de acero inoxidable colocada sobre la estructura del núcleo y los módulos laterales, donde se realizan las actividades de preparación.
4. Patas telescópicas: permiten ajustar la altura del módulo y adaptarlo al terreno.
5. Bisagras: permiten el movimiento de los módulos laterales.

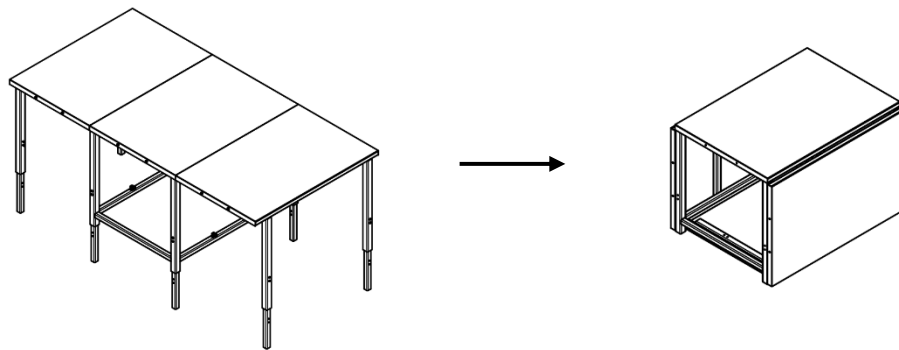


2.2 Principio de funcionamiento

El sistema funciona mediante un mecanismo de despliegue manual, que permite pasar de la configuración de transporte a la de uso en pocos pasos.

El proceso general consiste en:

1. Desplegar los módulos laterales.
2. Abatirlos hasta posición horizontal.
3. Extender las patas hasta la altura deseada.
4. Asegurar el sistema con los pasadores.



2.3 Consideraciones de diseño relevantes para fabricación

El sistema ha sido diseñado considerando aspectos que facilitan su fabricación:

- Uso de perfiles comerciales para facilitar su adquisición.
- Combinación de soldadura y uniones mecánicas para el ensamble.
- Incorporación de elementos plegables que requieren correcta alineación.
- Sistema telescópico que permite el ajuste de altura.
- Superficie de trabajo fabricada en lámina de acero inoxidable.

3. Materiales

El sistema utiliza materiales definidos según planos de fabricación.

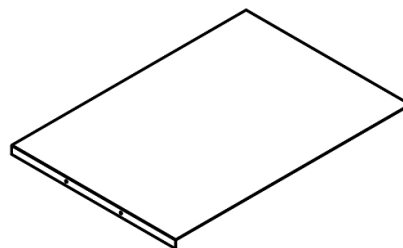
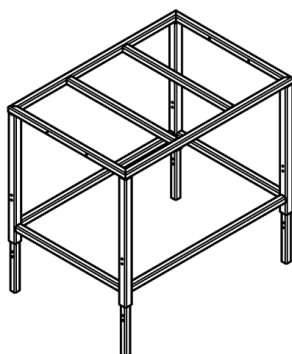
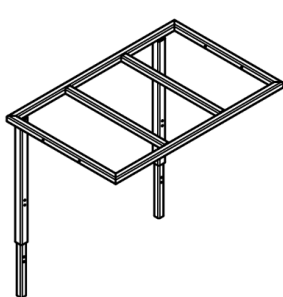
3.1 Estructura y superficie

Requerimiento total de material estructural:

- Tubo cuadrado 1 1/4" x 1 1/4" x 1/8": aproximadamente 16 m requeridos (15.56 m según dimensionamiento).
- Tubo cuadrado 1 5/8" x 1 5/8" x 1/8": aproximadamente 4 m requeridos (3.92 m según dimensionamiento).

Tabla 1 – Elementos estructurales y superficie

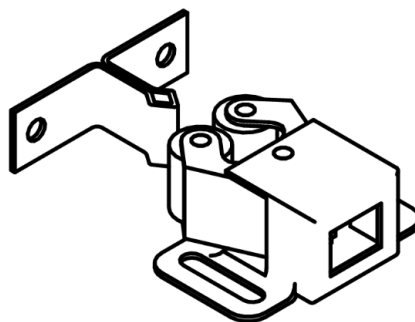
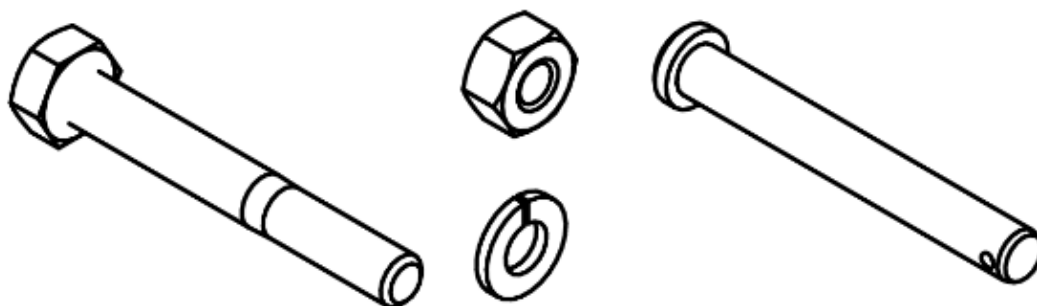
Parte	Descripción	Material	Cantidad	Unidad
Superficie de trabajo	Espesor 1.5 mm	Acero inoxidable AISI 304	3	piezas
AISC HSS - (1 1/4" x 1 1/4" x 1/8") - 1000 mm	Tubo cuadrado	ASTM A500 Gr. B	6	piezas
AISC HSS - (1 1/4" x 1 1/4" x 1/8") - 700 mm	Tubo cuadrado	ASTM A500 Gr. B	2	piezas
AISC HSS - (1 1/4" x 1 1/4" x 1/8") - 636.50 mm	Tubo cuadrado	ASTM A500 Gr. B	2	piezas
AISC HSS - (1 1/4" x 1 1/4" x 1/8") - 917.45 mm	Tubo cuadrado	ASTM A500 Gr. B	2	piezas
AISC HSS - (1 1/4" x 1 1/4" x 1/8") - 617.45 mm	Tubo cuadrado	ASTM A500 Gr. B	2	piezas
AISC HSS - (1 5/8" x 1 5/8" x 1/8") - 660 mm	Tubo cuadrado	ASTM A500 Gr. B	4	piezas
AISC HSS - (1 5/8" x 1 5/8" x 1/8") - 640 mm	Tubo cuadrado	ASTM A500 Gr. B	4	piezas
AISC HSS - (1 1/4" x 1 1/4" x 1/8") - 650 mm	Tubo cuadrado	ASTM A500 Gr. B	4	piezas
AISC HSS - (1 1/4" x 1 1/4" x 1/8") - 586.50 mm	Tubo cuadrado	ASTM A500 Gr. B	4	piezas
AISC HSS - (1 1/4" x 1 1/4" x 1/8") - 600 mm	Tubo cuadrado	ASTM A500 Gr. B	8	piezas



3.2 Elementos de unión

Tabla 2 – Elementos de unión

Parte	Descripción	Material	Cantidad	Unidad
Bisagra tipo piano	24" x 1"	Acero inoxidable AISI 304	2	piezas
Trabador hembra	32 x 26 mm	Acero galvanizado	4	piezas
Trabador macho	32 x 26 mm	Acero galvanizado	2	piezas
ANSI B18.8.1 - Pin clevis 0.25" x 2"	Fijación patas	AISI 1018	16	piezas
Perno hexagonal 1/4"-20 UNC x 2", SAE J429 Grado 2	Fijación superficie de trabajo	Acero al carbono Gr. 2	12	piezas
Tuerca hexagonal 1/4"-20 UNC, SAE J995 Grado 2	Fijación de pernos	Acero al carbono Gr. 2	12	piezas
Arandela de presión SAE 1/4"	Prevenir aflojamiento	Acero al carbono	12	piezas



4. Herramientas y equipos requeridos

Los siguientes equipos permiten la fabricación del módulo según los planos.

Tabla 3 – Equipo de corte

Nombre	Especificaciones	Cantidad
Sierra sensitiva / tronzadora	Disco Ø14", potencia ≥ 2 HP, 3000–4000 rpm, corte para acero	1
Tijeras para lámina	Corte manual para lámina delgada, uso en ajustes o cortes simples	1
Corte de lámina (servicio externo)	Corte láser o plasma para lámina 4 × 8 ft, espesor 1.5 mm	Según necesidad
Guillotina para lámina	Capacidad ≥ 1.5 mm (acero inoxidable), ancho ≥ 1.25 m	1

Tabla 4 – Equipos de perforación

Nombre	Especificaciones	Cantidad
Taladro manual	Potencia ≥ 600 W, mandril 1/2", velocidad variable	1
Brocas para metal	Ø según plano (ej. Ø6 mm, Ø8 mm), acero rápido (HSS)	juego

Tabla 5 – Equipos de soldadura

Nombre	Especificaciones	Cantidad
Máquina de soldadura SMAW	110–220 V, 80–150 A mínimo	1
Electrodos	E6013, Ø2.5 mm y Ø3.2 mm	según consumo

Tabla 6 – Equipos de acabado

Nombre	Especificaciones	Cantidad
Esmeril angular	Disco Ø4 1/2", potencia ≥ 800 W, 10,000–11,000 rpm	1
Disco de desbaste	Ø4 1/2", grano 24–36	según uso
Disco de láminas	Ø4 1/2", grano 60–120	según uso
Limas metálicas	Planas y redondas, corte medio	juego

Tabla 7 – Equipos de medición y sujeción

Nombre	Especificaciones	Cantidad
Cinta métrica	Longitud ≥ 5 m, precisión ± 1 mm	1
Escuadra metálica	90°, precisión $\pm 0.5^\circ$	1
Nivel	Tipo burbuja, precisión ± 1 mm/m	1
Prensas o sargentos	Apertura ≥ 150 mm	2-4

5. Corte de perfiles estructurales

5.1 Tubos con corte a inglete (45°)

Piezas:

- Tubo longitudinal superior – 1000 mm (núcleo y laterales)
- Tubo transversal superior – 700 mm (núcleo)
- Tubo transversal lateral – 650 mm (laterales)

Perfil:

- AISC HSS 1 1/4" × 1 1/4" × 1/8"

Cantidad:

- Tubo longitudinal superior – 1000 mm → 2 (núcleo) + 4 (laterales)
- Tubo transversal superior – 700 mm → 2 (núcleo)
- Tubo transversal lateral – 650 mm → 4 (laterales)

Referencia:

- Plano ENS-002, pág. 6 y 7
- Plano ENS-003, pág. 17 y 18

PROCEDIMIENTO:

1. Marcar longitud del perfil:
 - a. 1000.00 mm
 - b. 700.00 mm
 - c. 650.00 mm
2. Marcar cortes a 45° en ambos extremos del perfil:
 - a. Según indicación en planos (2×45°)
3. Verificar ángulo con escuadra o transportador.
4. Realizar corte con sierra sensitiva siguiendo el ángulo marcado.
5. Verificar:
 - a. Longitud total después del corte
 - b. Coincidencia del ángulo en ambos extremos
6. Eliminar rebabas en los extremos.
7. Marcar posiciones de perforación según planos:
8. Tubo transversal superior (700 mm): 2 perforaciones Ø6.35 mm a 233.33 mm (ENS-002, pág. 7)
9. Tubo transversal lateral (650 mm): 2 perforaciones Ø6.35 mm a 216.67 mm (ENS-003, pág. 18)
10. Puntear los centros de perforación.
11. Perforar con broca Ø6.35 mm.
12. Eliminar rebabas en perforaciones.



5.2 Tubos rectos sin perforaciones

Piezas:

- Soporte medio superior – 636.50 mm (núcleo)
- Soporte medio lateral – 586.50 mm (laterales)
- Tubo longitudinal inferior – 917.45 mm (núcleo)
- Tubo transversal inferior – 617.45 mm (núcleo)

Perfil:

- AISC HSS 1 1/4" × 1 1/4" × 1/8"

Cantidad:

- Soporte medio superior – 636.50 mm → 2
- Soporte medio lateral – 586.50 mm → 4
- Tubo longitudinal inferior – 917.45 mm → 2
- Tubo transversal inferior – 617.45 mm → 2

Referencia:

- Plano ENS-002, pág. 8–10
- Plano ENS-003, pág. 19

PROCEDIMIENTO:

1. Marcar longitud según pieza:
 - a. 636.50 mm
 - b. 586.50 mm
 - c. 917.45 mm
 - d. 617.45 mm
2. Verificar escuadra (90°) del trazo.
3. Realizar corte recto (90°) con sierra sensitiva.
4. Verificar longitud final:
 - a. Tolerancia ±1 mm
5. Eliminar rebabas.



5.3 Tubos con perforaciones

Piezas:

- Manga telescópica exterior – 660 mm (núcleo)
- Manga telescópica exterior – 640 mm (laterales)
- Manga telescópica interior – 600 mm (núcleo y laterales)

Perfil:

- AISC HSS 1 1/4" × 1 1/4" × 1/8" para:
 - Manga telescópica interior – 600 mm
- AISC HSS 1 5/8" × 1 5/8" × 1/8" para:
 - Manga telescópica exterior – 660 mm
 - Manga telescópica exterior – 640 mm

Cantidad:

- Manga telescópica exterior 660 mm → 4 piezas
- Manga telescópica exterior 640 mm → 4 piezas
- Manga telescópica interior 600 mm → 8 piezas

Referencia:

- ENS-002, pág. 11, 12
- ENS-003, pág. 20, 21

PROCEDIMIENTO:

1. Cortar los perfiles a longitud indicada:
 - a. 660 mm
 - b. 640 mm
 - c. 600 mm
2. Marcar posiciones de perforación:
 - a. Manga exterior:
 - i. 2 perforaciones Ø6.35 mm (1/4") pasantes.
 - ii. Separación según plano (ENS-002 pág. 11 y ENS-003 pág. 20)
 - b. Manga interior:
 - i. 8 perforaciones Ø6.35 mm (1/4") pasantes.
 - ii. Separación: 25 mm entre centros
 - iii. Inicio a 180 mm desde extremo (ENS-002 pág. 12)
3. Centrar y puntear cada punto de perforación.
4. Perforar con broca Ø6.35 mm.
5. Verificar:
 - a. Alineación de agujeros
 - b. Diámetro correcto
6. Eliminar rebabas internas y externas.



6. Fabricación de la superficie de trabajo

Piezas:

- Superficie de trabajo (mesada) – núcleo
- Superficie de trabajo (mesada) – módulo lateral

Material:

- Lámina de acero inoxidable AISI 304
- Espesor: 1.5 mm

Dimensiones:

- Según planos de fabricación:
 - o Mesada núcleo → ENS-002, pág. 5
 - o Mesada lateral → ENS-003, pág. 16

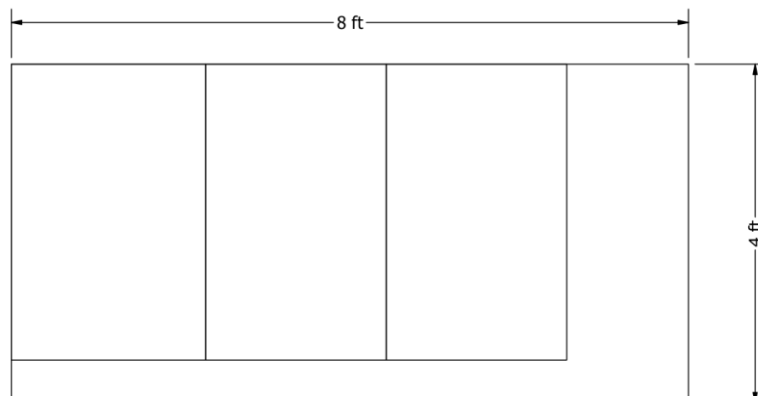
Cantidad:

- 1 mesada núcleo
- 2 mesadas laterales

PROCEDIMIENTO:

1. Corte de lámina

1. Identificar dimensiones de cada mesada según plano:
 - a. Largo y ancho definidos en ENS-002 y ENS-003
2. Marcar las dimensiones sobre la lámina (formato 4 ft × 8 ft).
3. Realizar corte utilizando:
 - a. Corte láser o plasma (recomendado)
 - b. Guillotina (si está disponible para ese tamaño)
 - c. Tijeras para lámina (uso manual, en caso de cortes simples o ajuste)
4. Verificar dimensiones finales:
 - a. Tolerancia ± 1 mm
5. Eliminar rebabas en bordes con esmeril o lima.

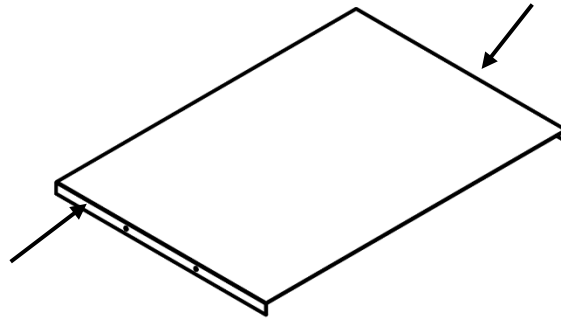


2. Preparación de bordes

1. Redondear bordes o generar chaflán:
 - a. Radio aproximado 3 mm o chaflán 2×45°
2. Eliminar aristas cortantes en todo el perímetro.
3. Verificar continuidad del borde:
 - a. Sin irregularidades ni filos

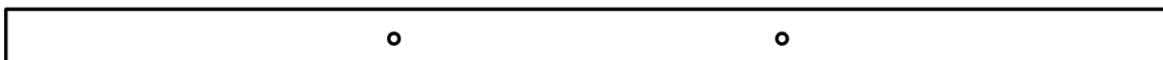
3. Doblado de lámina

1. Marcar líneas de doblado según plano.
2. Colocar la lámina en prensa plegadora.
3. Ejecutar dobleces en bordes perimetrales:
 - a. Ángulo según plano (generalmente 90°)
4. Verificar uniformidad de los dobleces:
 - a. Mismo ángulo en todo el perímetro



4. Perforación de agujeros de fijación

1. Identificar posiciones de perforación según plano:
 - a. ENS-002 y ENS-003
2. Marcar centros de perforación sobre la lámina.
3. Puntear cada centro.
4. Perforar utilizando broca adecuada para acero inoxidable:
 - a. Diámetro según elemento de fijación (ej. Ø6.35 mm)
5. Verificar:
 - a. Alineación de agujeros
 - b. Coincidencia con estructura
6. Eliminar rebabas en cada perforación.



7. Ensamble del sistema

Tabla 8 – Listado de piezas para ensamblaje

Parte	Descripción	Material	Cantidad	Unidad
Tubo longitudinal superior 1000 mm	HSS 1 1/4" × 1 1/4" × 1/8"	ASTM A500 Gr. B	6	piezas
Tubo transversal superior 700 mm	HSS 1 1/4" × 1 1/4" × 1/8"	ASTM A500 Gr. B	2	piezas
Tubo transversal lateral 650 mm	HSS 1 1/4" × 1 1/4" × 1/8"	ASTM A500 Gr. B	4	piezas
Soporte medio superior 636.50 mm	HSS 1 1/4" × 1 1/4" × 1/8"	ASTM A500 Gr. B	2	piezas
Soporte medio lateral 586.50 mm	HSS 1 1/4" × 1 1/4" × 1/8"	ASTM A500 Gr. B	4	piezas
Tubo longitudinal inferior 917.45 mm	HSS 1 1/4" × 1 1/4" × 1/8"	ASTM A500 Gr. B	2	piezas
Tubo transversal inferior 617.45 mm	HSS 1 1/4" × 1 1/4" × 1/8"	ASTM A500 Gr. B	2	piezas
Manga telescópica exterior 660 mm	HSS 1 5/8" × 1 5/8" × 1/8"	ASTM A500 Gr. B	4	piezas
Manga telescópica exterior 640 mm	HSS 1 5/8" × 1 5/8" × 1/8"	ASTM A500 Gr. B	4	piezas
Manga telescópica interior 600 mm	HSS 1 1/4" × 1 1/4" × 1/8"	ASTM A500 Gr. B	8	piezas
Superficie de trabajo (núcleo)	Lámina 1.5 mm	AISI 304	1	pieza
Superficie de trabajo (laterales)	Lámina 1.5 mm	AISI 304	2	piezas
Bisagra tipo piano 24" × 1"	Unión módulos	AISI 304	2	piezas
Trabador hembra 32 × 26 mm	Sistema de cierre	Acero galvanizado	4	piezas
Trabador macho 32 × 26 mm	Sistema de cierre	Acero galvanizado	2	piezas
Pin clevis 0.25" × 2" (ANSI B18.8.1)	Fijación patas	AISI 1018	16	piezas
Seguro tipo R	Retención de pasador	Acero al carbono	16	piezas
Perno hexagonal 1/4"-20 × 2" (SAE J429 Gr. 2)	Fijación mesadas	Acero al carbono	12	piezas
Tuerca hexagonal 1/4"-20 (SAE J995 Gr. 2)	Fijación pernos	Acero al carbono	12	piezas
Arandela de presión 1/4"	Antiaflojamiento	Acero al carbono	12	piezas

7.1 Referencia de piezas

Para el ensamblaje utilizar las piezas indicadas en la Tabla 8 – Listado de piezas para ensamblaje.

7.2 Ensamble del marco superior

Piezas:

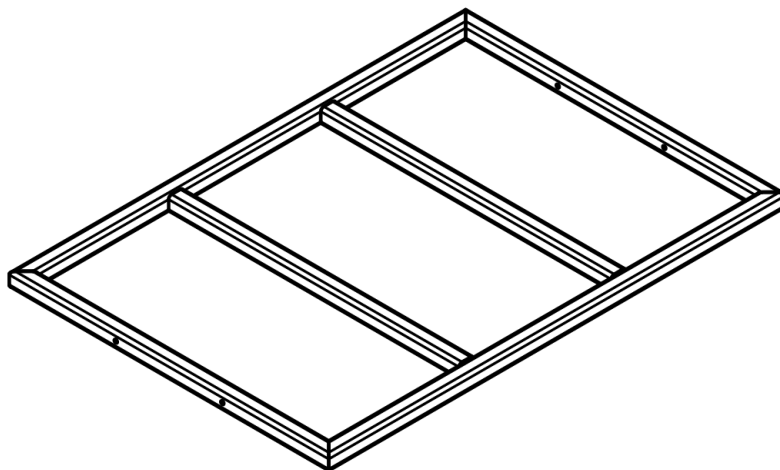
- Tubo longitudinal superior 1000 mm
- Tubo transversal superior 700 mm
- Soporte medio superior 636.50 mm

Referencia:

- ENS-002, pág. 6–7
- ENS-003, pág. 17–18

PROCEDIMIENTO:

1. Disponer los tubos en superficie plana formando el marco.
2. Alinear las uniones a inglete (45°).
3. Verificar escuadra en cada esquina (90°).
4. Realizar puntos de soldadura en cada unión. utilizando:
 - a. Proceso SMAW
 - b. Electrodo E6013 Ø2.5 mm o Ø3.2 mm
 - c. Distribuyendo los puntos en ambos lados de la unión
5. Verificar nuevamente escuadra y dimensiones generales.
6. Completar los cordones de soldadura en todos los lados de cada unión, asegurando continuidad a lo largo de toda la junta.



7.3 Ensamble de elementos verticales

Piezas:

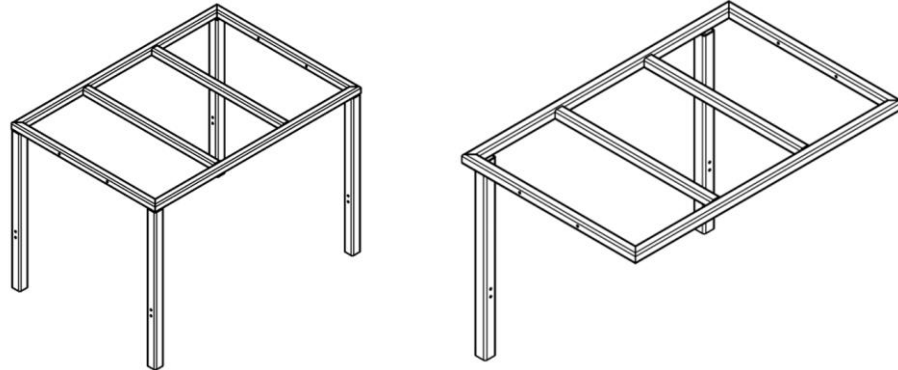
- Manga telescópica exterior 660 mm
- Manga telescópica exterior 640 mm

Referencia:

- ENS-002, pág. 8–10
- ENS-003, pág. 19

PROCEDIMIENTO:

1. Posicionar las mangas exteriores en las esquinas del marco superior.
2. Verificar perpendicularidad respecto al plano del marco.
3. Fijar mediante puntos de soldadura.
4. Verificar alineación general del conjunto.
5. Completar soldadura en cada unión.



7.4 Ensamble del marco inferior (núcleo)

Piezas:

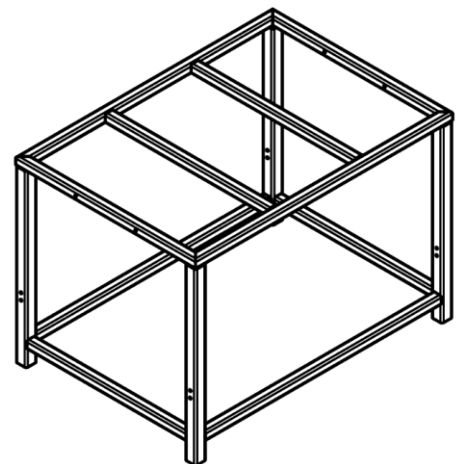
- Tubo longitudinal inferior 917.45 mm
- Tubo transversal inferior 617.45 mm

Referencia:

- ENS-002, pág. 9-10

PROCEDIMIENTO:

1. Posicionar los tubos del marco inferior entre los elementos verticales según la geometría indicada en plano (ENS-002, pág. 9-10).
2. Alinear los tubos asegurando contacto completo en las uniones.
3. Verificar el paralelismo respecto al marco superior:
 - a. Medir la distancia entre marcos en ambos extremos.
 - b. Ajustar la posición hasta obtener igualdad en las medidas.
4. Realizar puntos de soldadura iniciales en cada unión, utilizando:
 - a. Proceso SMAW.
 - b. Electrodo E6013 Ø2.5 mm o Ø3.2 mm.
5. Verificar nuevamente alineación general y paralelismo después del punteo.
6. Completar los cordones de soldadura en todos los lados de cada unión..



7.5 Integración del sistema de bisagras

Piezas:

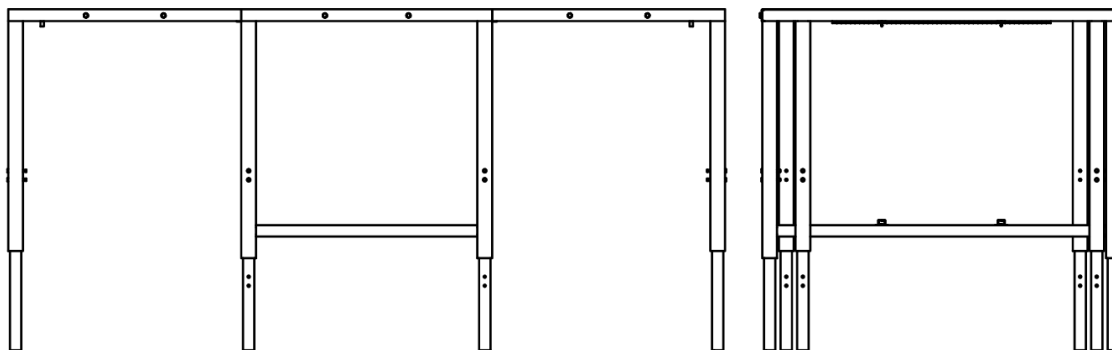
- Bisagra tipo piano 24" × 1"
- Pernos 1/4"-20 × 2"
- Tuercas hexagonales 1/4"-20
- Arandelas de presión 1/4"

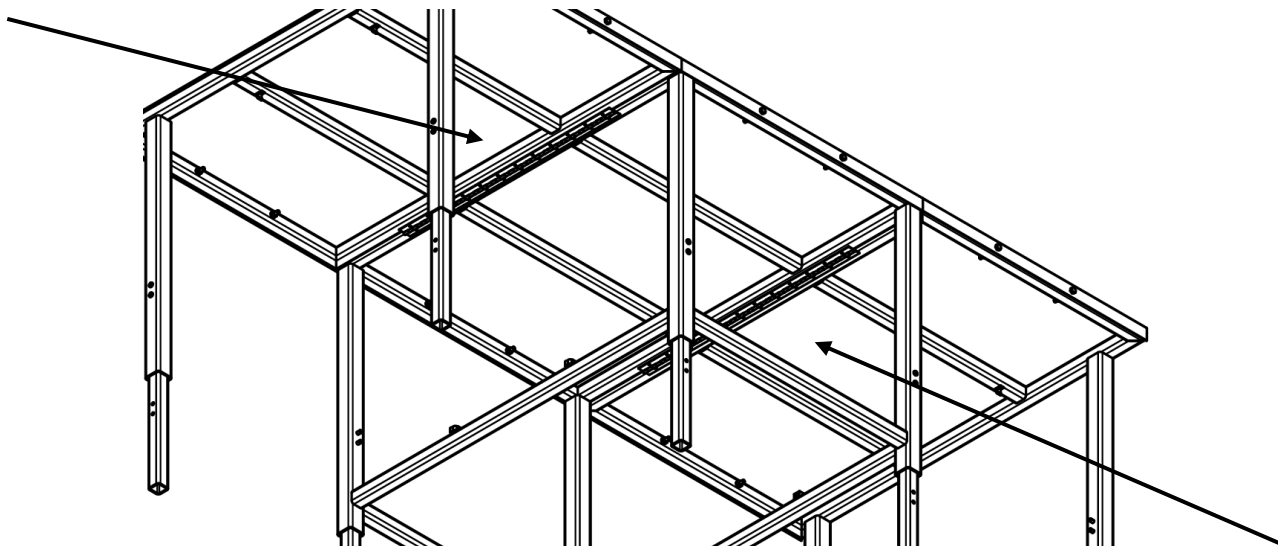
Referencia:

- ENS-002, pág. 7
- ENS-003 pág. 18

PROCEDIMIENTO:

1. Colocar los módulos laterales junto al núcleo estructural en posición desplegada (horizontal):
 - a. Asegurar que las superficies de trabajo queden al mismo nivel.
 - b. Utilizar prensas o sargentos para mantener la posición durante el ajuste.
2. Alinear las superficies de contacto entre módulos:
 - a. Verificar que no existan separaciones entre bordes.
 - b. Confirmar continuidad de la línea de unión a lo largo de toda la bisagra.
3. Posicionar la bisagra a lo largo de la línea de unión.
4. Marcar los puntos de fijación según los orificios de la bisagra.
5. Realizar perforaciones en caso de no estar predefinidas, utilizando broca adecuada para acero.
6. Fijar la bisagra mediante pernos, tuercas y arandelas de presión.
7. Verificar apertura y cierre de los módulos laterales:
 - a. Confirmar movimiento libre sin interferencias.
 - b. Verificar alineación en posición desplegada.





7.6 Instalación del sistema de patas telescópicas

Piezas:

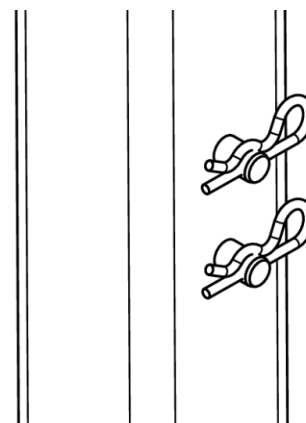
- Manga telescópica interior 600 mm
- Manga telescópica exterior 660 mm
- Manga telescópica exterior 640 mm
- Pin clevis 0.25" x 2"
- Seguro tipo R

Referencia:

- ENS-002, pág. 11-12
- ENS-003 pág. 20-21

PROCEDIMIENTO:

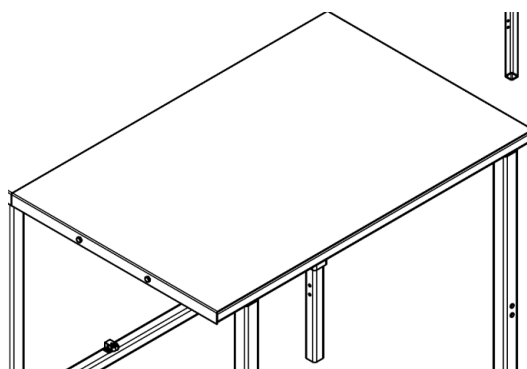
1. Insertar mangas interiores dentro de las exteriores.
2. Alinear agujeros de ajuste.
3. Insertar pasadores tipo clevis Ø1/4".
4. Colocar seguros tipo R.
5. Verificar ajuste y funcionamiento del sistema.



7.7 Instalación de la superficie de trabajo

Piezas:

- Superficie de trabajo (núcleo)
- Superficie de trabajo (laterales)
- Perno hexagonal 1/4"-20 x 2"
- Tuerca hexagonal 1/4"-20
- Arandela de presión 1/4"



PROCEDIMIENTO:

1. Colocar la mesada sobre el marco superior correspondiente.
2. Alinear los agujeros de la lámina con la estructura.
3. Insertar pernos 1/4"-20 x 2".
4. Colocar arandelas y tuercas.
5. Ajustar hasta fijación completa.
6. Repetir el procedimiento para las mesadas laterales.

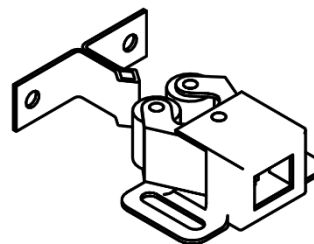
7.8 Instalación de elementos de fijación para transporte

Piezas:

- Trabadores macho 32 x 26 mm
- Trabadores hembra 32 x 26 mm

Referencia:

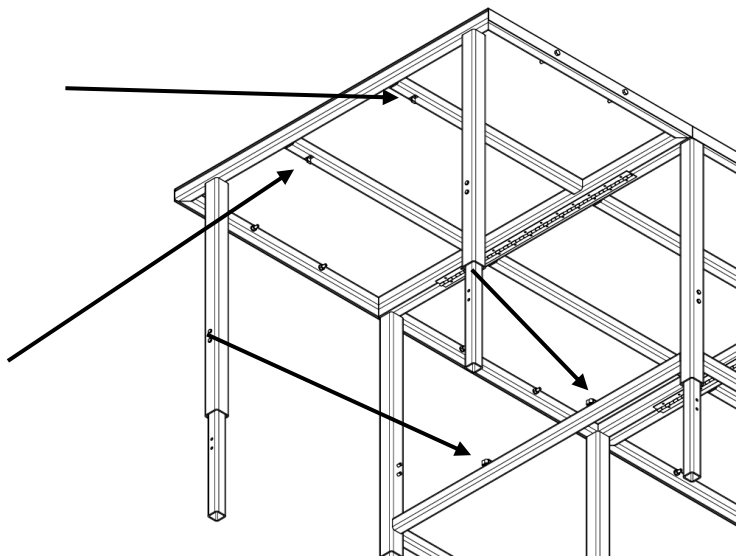
- ENS-002, pág. 3
- ENS-003 pág. 14



PROCEDIMIENTO:

1. Colocar los módulos laterales en posición completamente plegada.
2. Posicionar los puntos de fijación según planos (ENS-002, pág. 3 y ENS-003, pág. 14), asegurando contacto entre módulos laterales y núcleo.
3. Instalar los elementos macho en los módulos laterales:
 - a. Ubicar la pieza según plano.
 - b. Marcar y realizar perforaciones si no están predefinidas.
 - c. Fijar mediante pernos y tuercas.
4. Instalar los elementos hembra en la estructura del núcleo:
 - a. Alinear con los elementos macho previamente instalados.
 - b. Marcar y realizar perforaciones si es necesario.
 - c. Fijar mediante pernos y tuercas.
5. Verificar acople entre elementos macho y hembra:

- a. Confirmar cierre firme sin holguras.
 - b. Verificar que no exista interferencia durante el cierre.
6. Verificar cierre completo del sistema en configuración de transporte.



7.9 Verificación final del sistema

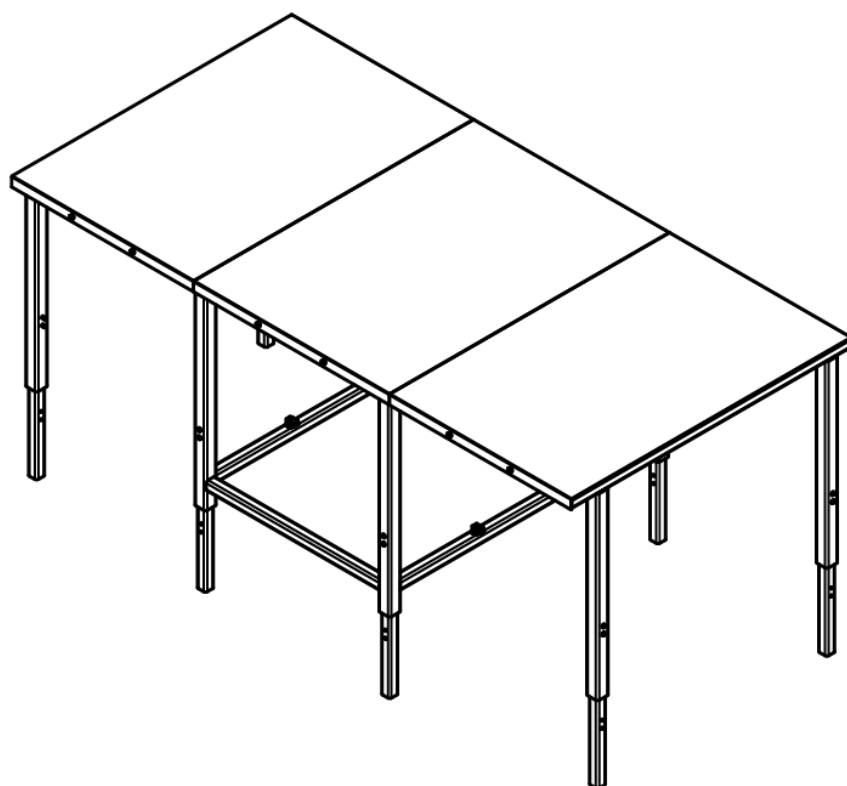
PROCEDIMIENTO:

1. Desplegar completamente el módulo.
2. Verificar:
 - a. Apertura y cierre de módulos laterales
 - b. Funcionamiento de bisagras
 - c. Estabilidad del sistema
3. Ajustar altura mediante patas telescópicas.
4. Confirmar fijación correcta de pasadores.
5. Plegar el sistema y verificar configuración de transporte.



MANUAL DE USO

MODULO DE COCCIÓN Y PREPARACIÓN COCINA MÓVIL



Índice

1.	Introducción.....	1
2.	Advertencias de seguridad	2
2.1	Capacidad de carga.....	2
2.2	Verificación antes del uso	2
2.3	Uso en superficies irregulares	2
2.4	Manipulación del sistema	2
2.5	Uso de pasadores y seguros.....	2
2.6	Uso para cocción	2
2.7	Durante el transporte.....	2
3.	Configuraciones del sistema	3
3.1	Configuración de transporte.....	3
3.2	Configuración de uso.....	3
4.	Despliegue del módulo	4
4.1	Ajuste inicial de altura.....	4
4.2	Despliegue de módulos laterales.....	5
4.3	Ajuste final del sistema.....	6
5.	Uso del módulo	7
5.1	Distribución del espacio de trabajo.....	7
5.2	Uso para cocción	8
5.3	Uso para preparación de alimentos	8
6.	Repliegue y almacenamiento del módulo	9
6.1	Preparación para el repliegue	9
6.2	Repliegue del módulo	10

1. Introducción

El presente manual describe el uso del módulo de cocción y preparación diseñado para su implementación en actividades de capacitación alimentaria en comunidades rurales. Su objetivo es guiar al usuario en el despliegue, uso y repliegue del sistema de forma segura y eficiente.

El módulo ha sido diseñado para ser transportado en la palangana de un vehículo tipo pick-up en una configuración compacta, y posteriormente desplegado en campo para proporcionar una superficie de trabajo amplia y estable.

2. Advertencias de seguridad

El módulo ha sido diseñado para soportar cargas distribuidas y operar en condiciones de campo. Su uso adecuado requiere seguir las siguientes advertencias para evitar fallas estructurales, inestabilidad o accidentes.

2.1 Capacidad de carga

- ⚠ Cada sección del módulo soporta cargas de hasta 50 kg/m².
- ⚠ Distribuir las cargas de forma uniforme.
- ⚡ Evitar cargas puntuales mayores a 20 kg aplicadas en un área reducida, especialmente en los bordes.

2.2 Verificación antes del uso

- ⚠ Verificar que todos los pasadores estén correctamente colocados y asegurados.
- ⚠ Confirmar que las patas telescópicas estén fijadas en la posición deseada.
- ⚠ Revisar que el módulo se encuentre estable sobre el terreno.

2.3 Uso en superficies irregulares

- ⚠ Ajustar cada pata según el nivel del terreno.
- ⚡ Evitar utilizar el módulo en superficies con inclinaciones mayores a 5°.
- ⚠ Verificar la estabilidad antes de colocar carga.

2.4 Manipulación del sistema

- ⚠ Realizar los movimientos de forma controlada.
- ⚠ Evitar introducir las manos en zonas de articulación durante el plegado y despliegue.
- ⚠ No aplicar fuerza si el módulo presenta resistencia; verificar pasadores, posición de patas y posibles interferencias antes de continuar.

2.5 Uso de pasadores y seguros

- ⚠ Colocar siempre los pasadores completamente.
- ⚠ Asegurar los pasadores con sus respectivos seguros.
- ⚡ No utilizar el módulo si falta algún elemento de fijación.

2.6 Uso para cocción

- ⚠ Utilizar la estufa únicamente sobre la zona central del módulo.
- ⚠ Verificar que la superficie esté nivelada antes de encenderla.
- ⚠ Mantener distancia entre la fuente de calor y otros elementos.

2.7 Durante el transporte

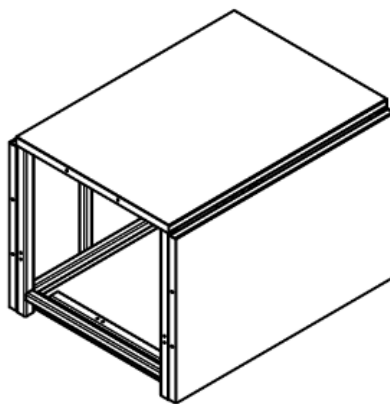
- ⚠ Verificar que los módulos laterales estén correctamente asegurados.
- ⚠ Confirmar que los elementos de fijación estén cerrados.
- ⚠ Evitar movimientos bruscos durante la manipulación.

3. Configuraciones del sistema

El módulo cuenta con dos configuraciones principales de operación:

3.1 Configuración de transporte

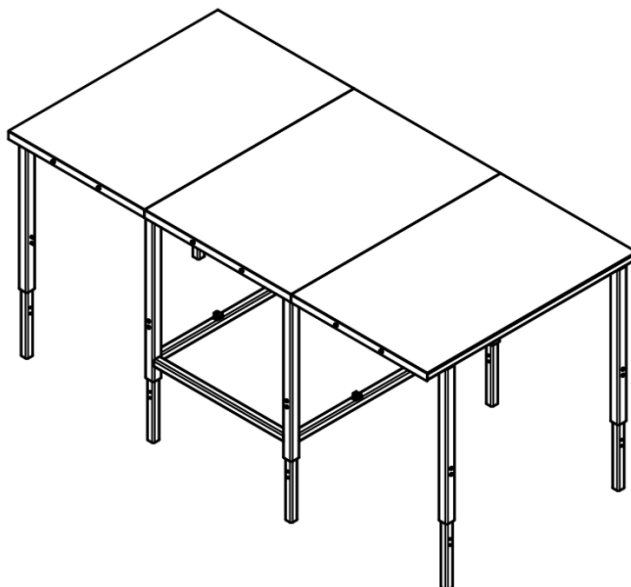
En esta configuración, el módulo se encuentra completamente plegado, con los módulos laterales recogidos y asegurados mediante broches de presión. Las patas telescópicas se encuentran retraídas o en posición fija, permitiendo su transporte dentro de la palangana del vehículo.



3.2 Configuración de uso

En esta configuración, el módulo se encuentra completamente desplegado, generando una superficie de trabajo amplia que permite realizar actividades de preparación y cocción de alimentos.

El sistema alcanza una superficie aproximada de 2 m^2 , distribuida entre el núcleo central y los módulos laterales.



4. Despliegue del módulo

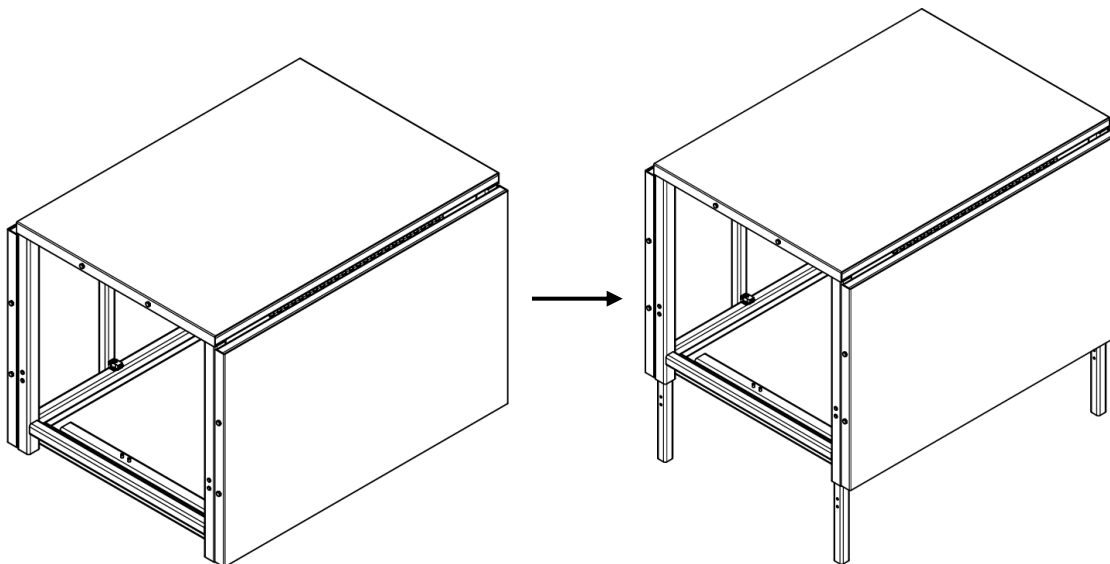
4.1 Ajuste inicial de altura

Antes de desplegar los módulos laterales, es necesario ajustar la altura del núcleo.

1. Retirar los pasadores de las cuatro patas telescópicas del núcleo.
2. Extender las cuatro patas hasta la altura máxima (950 mm).
3. Insertar nuevamente los pasadores y asegurar con los seguros correspondientes.

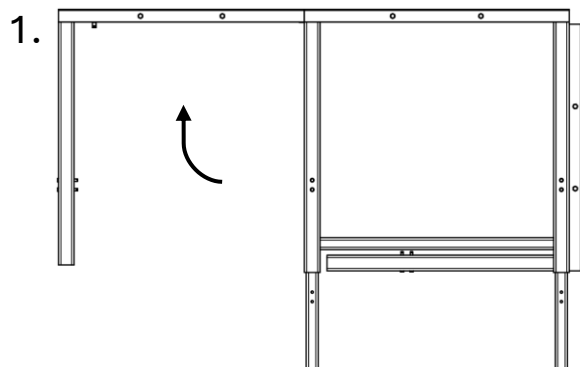
Consideraciones:

- ⚠ Este paso es obligatorio antes del despliegue.
- ⚠ Si no se realiza, las patas de los módulos laterales pueden interferir con el suelo.

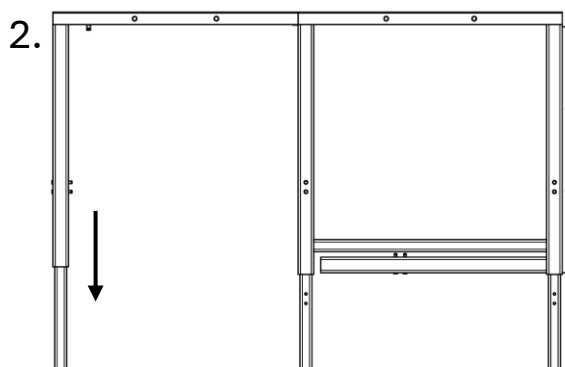


4.2 Despliegue de módulos laterales

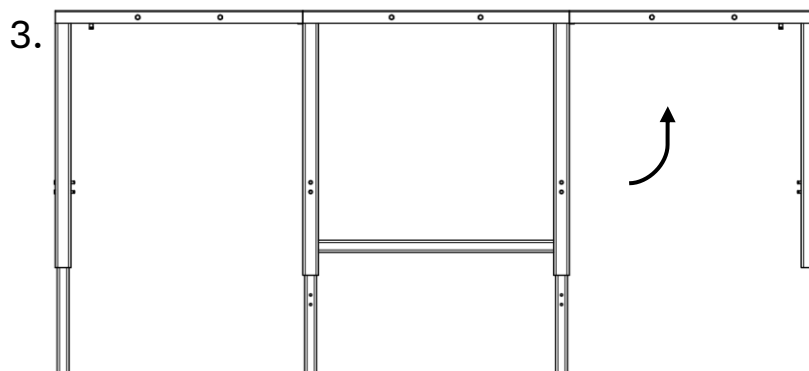
Una vez ajustada la altura, se procede a desplegar los módulos laterales.



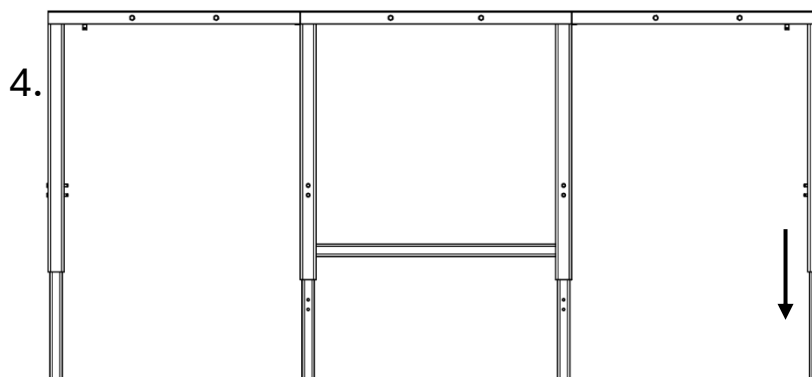
Liberar los elementos de fijación en configuración de transporte y desplegar un módulo lateral hasta posición horizontal.



Retirar los pasadores de las patas telescópicas del lateral y expandir pata telescópica.



Liberar los elementos de fijación en configuración de transporte y desplegar el siguiente módulo lateral hasta posición horizontal.



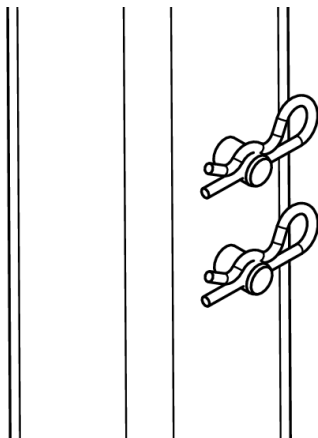
Retirar los pasadores de las patas telescópicas del lateral y expandir pata telescópica.

4.3 Ajuste final del sistema

Una vez desplegado completamente el módulo:

Procedimiento:

- Verificar estabilidad general.
- Ajustar la altura de las patas según el terreno o la altura de trabajo deseada.
- Confirmar que todos los pasadores estén correctamente colocados.

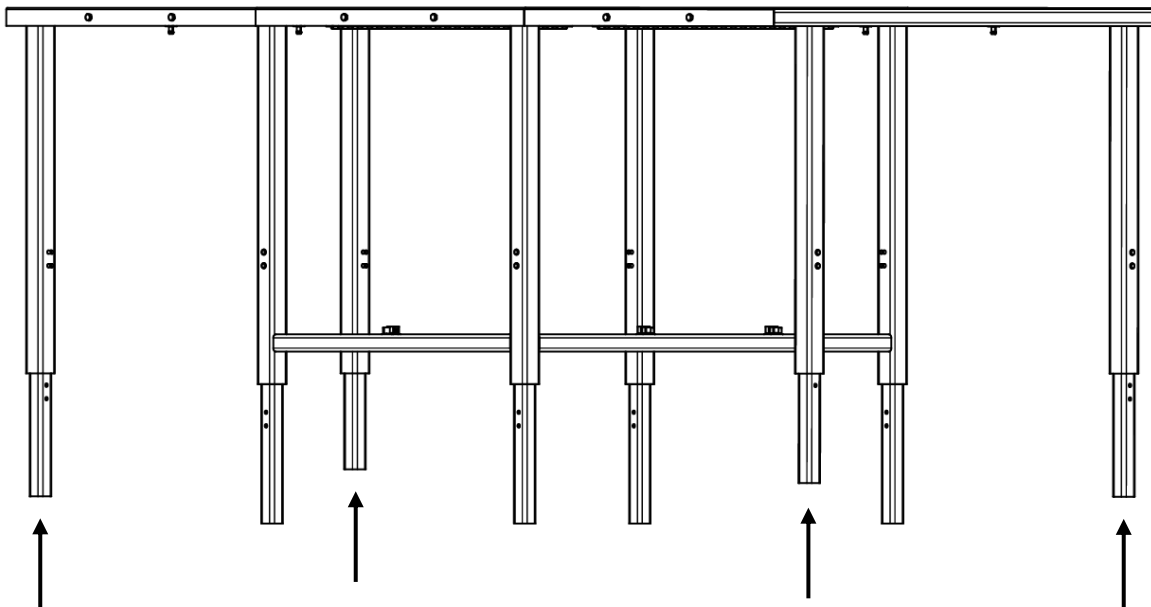


El sistema permite ajustar la altura del módulo en diferentes posiciones con incrementos uniformes.

Las alturas disponibles son:

- 850 mm
- 875 mm
- 900 mm
- 925 mm
- 950 mm

Cada pata puede ajustarse de forma independiente para adaptarse a terrenos irregulares.



5. Uso del módulo

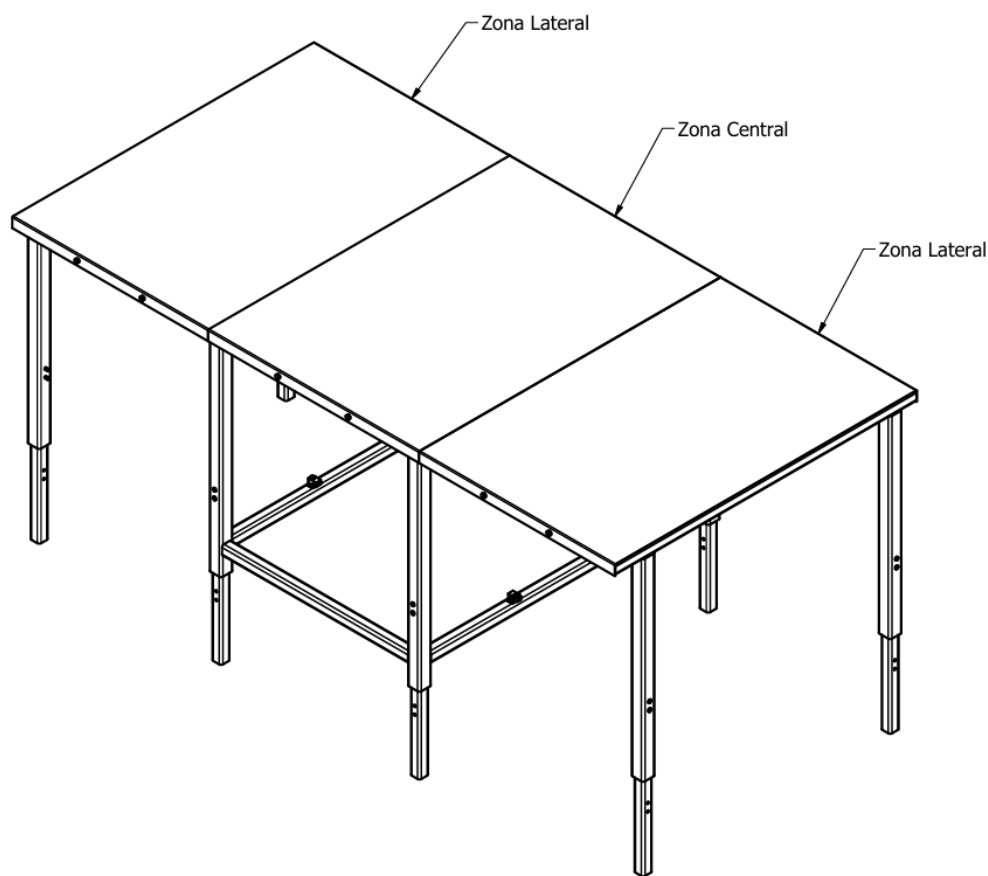
Una vez desplegado, el módulo proporciona una superficie de trabajo amplia diseñada para facilitar actividades de preparación y cocción de alimentos en entornos rurales.

El sistema permite organizar el espacio de trabajo de manera funcional, separando las áreas de cocción y preparación para mejorar la eficiencia y seguridad durante su uso.

5.1 Distribución del espacio de trabajo

El módulo se divide en tres zonas principales:

- Zona central (núcleo):
 - Destinada principalmente para actividades de cocción. Es la parte estructuralmente más robusta del sistema, por lo que se recomienda colocar aquí los elementos de mayor peso, como estufas portátiles y utensilios de cocción.
- Zonas laterales:
 - Destinadas para actividades de preparación de alimentos, como corte, organización de ingredientes y manipulación de utensilios.



5.2 Uso para cocción

El módulo permite realizar actividades de cocción mediante el uso de equipos portátiles.

Procedimiento:

- Colocar la estufa portátil sobre la zona central del módulo.
- Asegurar que la estufa esté correctamente posicionada y estable.
- Ubicar utensilios de cocción en la misma zona o en áreas cercanas.

Consideraciones:

- Se recomienda utilizar la zona central para cocción debido a su mayor rigidez estructural.
- Verificar que la superficie esté nivelada antes de encender la estufa.
- Evitar concentrar las cargas más elevadas en los módulos laterales.

5.3 Uso para preparación de alimentos

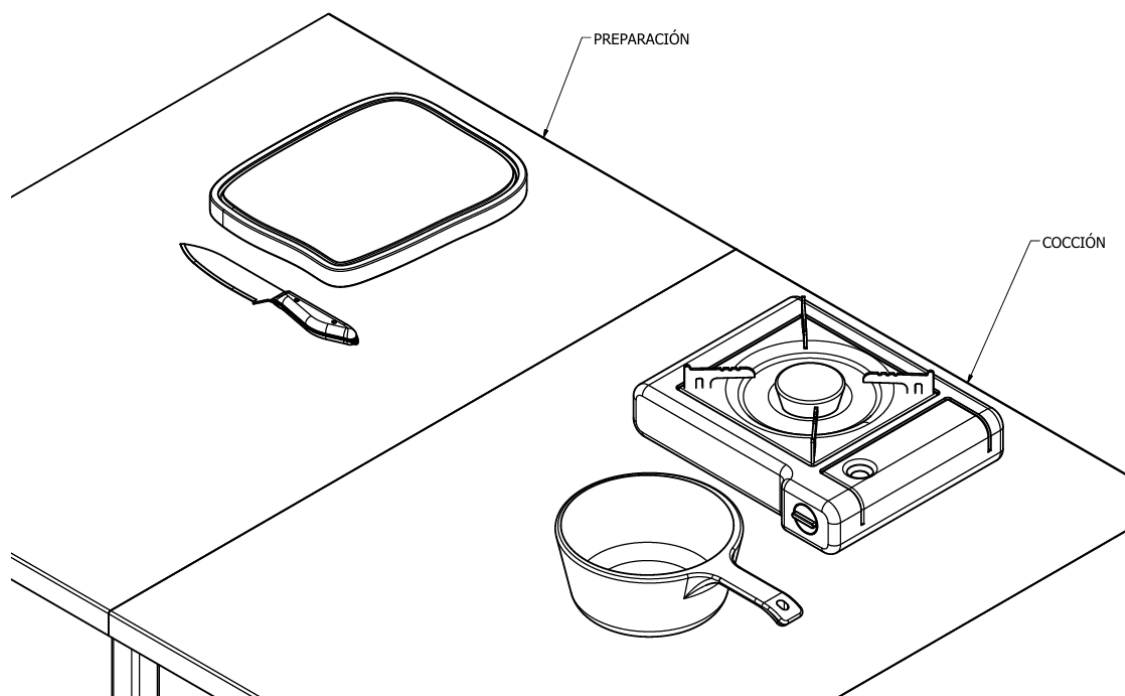
Los módulos laterales permiten ampliar el espacio disponible para la preparación de alimentos.

Actividades posibles:

- Corte de ingredientes
- Organización de utensilios
- Distribución de materia prima

Consideraciones:

- Mantener orden en la superficie de trabajo para facilitar las actividades.
- Distribuir los elementos de manera equilibrada.
- Evitar sobrecargar un solo lateral.



6. Repliegue y almacenamiento del módulo

Una vez finalizadas las actividades de uso, el módulo debe ser replegado a su configuración de transporte para facilitar su almacenamiento y movilización. Este proceso debe realizarse de forma ordenada para evitar daños en los componentes y garantizar un cierre seguro del sistema.

6.1 Preparación para el repliegue

Antes de iniciar el cierre del módulo, se deben retirar todos los elementos utilizados durante la operación.

Procedimiento:

- Retirar estufas portátiles, utensilios y materiales de la superficie.
- Limpiar la superficie de trabajo si es necesario.
- Verificar que no existan objetos que interfieran con el plegado.

Consideraciones:

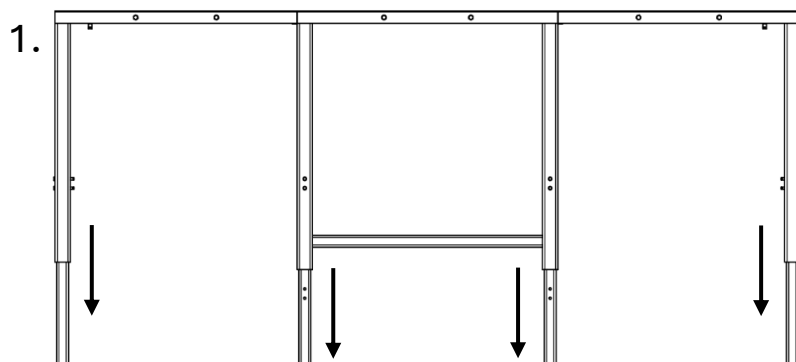
- No iniciar el repliegue con cargas sobre la estructura.
- Evitar dejar objetos sueltos que puedan caer durante el cierre.

6.2 Repliegue del módulo

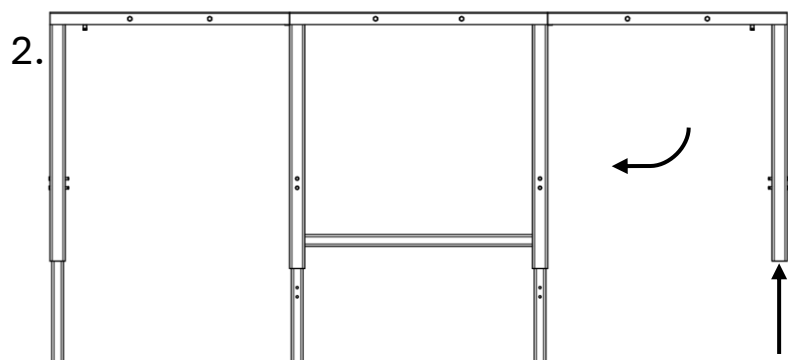
Una vez finalizadas las actividades de uso, el módulo debe replegarse a su configuración de transporte siguiendo la secuencia mostrada a continuación.

Consideraciones:

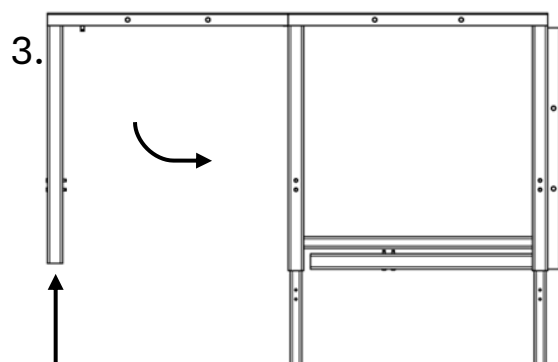
- Ajustar la altura del módulo a la posición máxima (950 mm) para permitir el plegado de los laterales.
- Verificar que todos los pasadores estén correctamente colocados.
- Realizar el cierre de forma controlada para evitar golpes o daños en la estructura.



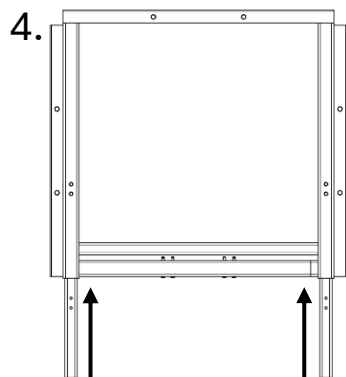
Extender las patas telescópicas hasta la altura máxima (950 mm) para permitir el repliegue de los módulos laterales sin interferencia con el suelo.



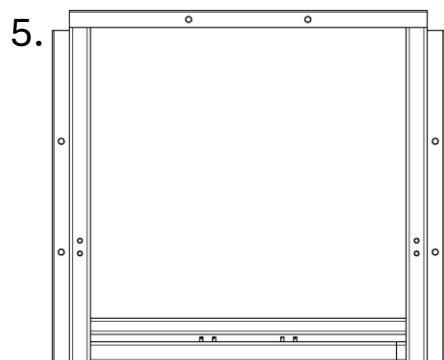
Retirar el pasador de la pata telescópica del módulo lateral y retraer la manga interior hasta la posición de transporte. Volver a colocar el pasador. Plegar el módulo lateral hacia el núcleo hasta que quede completamente apoyado sobre la estructura.



Repetir el ajuste de la pata telescópica y el plegado para el segundo módulo lateral hasta lograr el cierre completo.



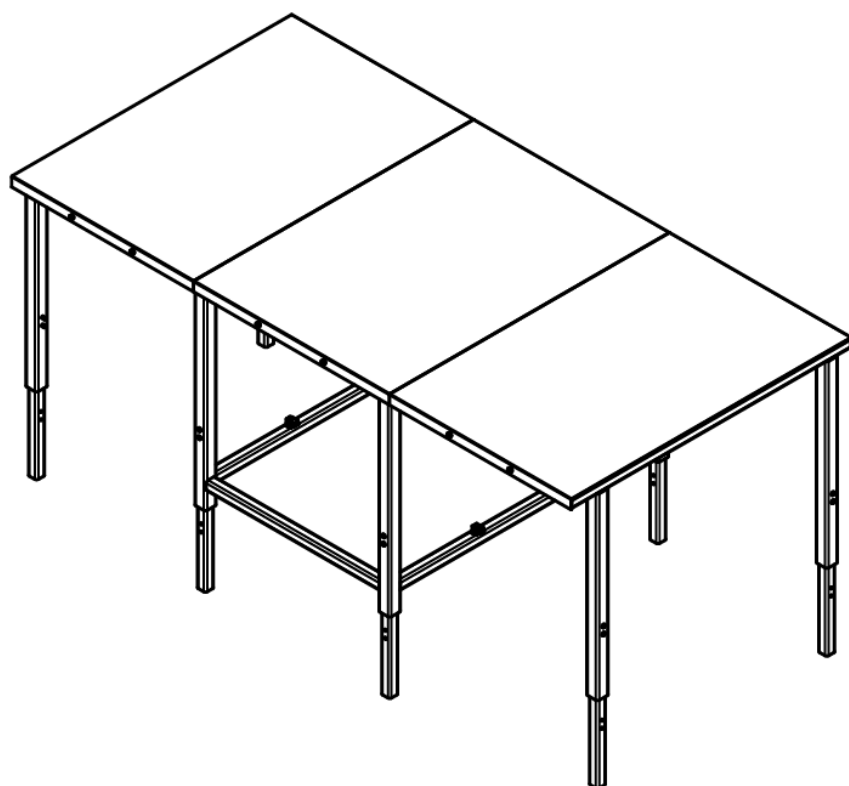
Retraer las patas telescópicas del núcleo hasta la posición de transporte y asegurar el sistema mediante los broches de presión.



Verificar que el módulo se encuentre completamente plegado, alineado y con todos los componentes en posición de transporte, listo para su movilización.

MANUAL DE MANTENIMIENTO

MODULO DE COCCIÓN Y PREPARACIÓN COCINA MÓVIL



Índice

1.	Introducción.....	1
2.	Objetivo del mantenimiento	2
3.	Acciones de mantenimiento preventivo	3
4.	Inspección periódica de componentes.....	4
4.1	Inspección de la estructura metálica	4
4.2	Inspección de elementos de unión	5
4.3	Inspección del sistema telescópico	5
4.4	Inspección de pasadores y seguros	5
4.5	Inspección del sistema de bisagras	6
4.6	Inspección de la superficie de trabajo.....	6
5.	Limpieza del módulo	6
5.1	Limpieza de la superficie de trabajo	7
5.2	Limpieza de la estructura metálica	7
5.3	Limpieza del sistema telescópico	8
5.4	Limpieza de bisagras y elementos de fijación	8
6.	Ajuste y reemplazo de componentes	9
6.1	Ajuste de elementos de unión	9
6.2	Reemplazo de pasadores y seguros	9
6.3	Ajuste del sistema telescópico	10
6.4	Reemplazo de la superficie de trabajo.....	10
6.5	Reemplazo de elementos de fijación para transporte	10
7.	Recomendaciones generales de conservación	11
7.1	Almacenamiento del módulo	11
7.2	Protección contra la corrosión.....	11
7.3	Uso adecuado del sistema	11
7.4	Transporte del módulo	11
7.5	Revisión posterior al uso	11

1. Introducción

El presente manual describe las actividades básicas de mantenimiento del módulo de cocción y preparación.

Su objetivo es orientar al usuario en la realización de inspecciones, limpieza, ajustes y reemplazo de componentes para mantener el sistema en condiciones adecuadas de operación.

El módulo ha sido diseñado para operar bajo uso frecuente, por lo que requiere principalmente mantenimiento preventivo.

La superficie de trabajo se encuentra fijada mediante pernos, lo que permite su retiro y sustitución en caso de daño sin necesidad de realizar modificaciones sobre la estructura.

2. Objetivo del mantenimiento

El mantenimiento del módulo tiene como objetivo conservar la funcionalidad, estabilidad y seguridad del sistema, así como extender su vida útil.

Para ello, se deben realizar las siguientes acciones:

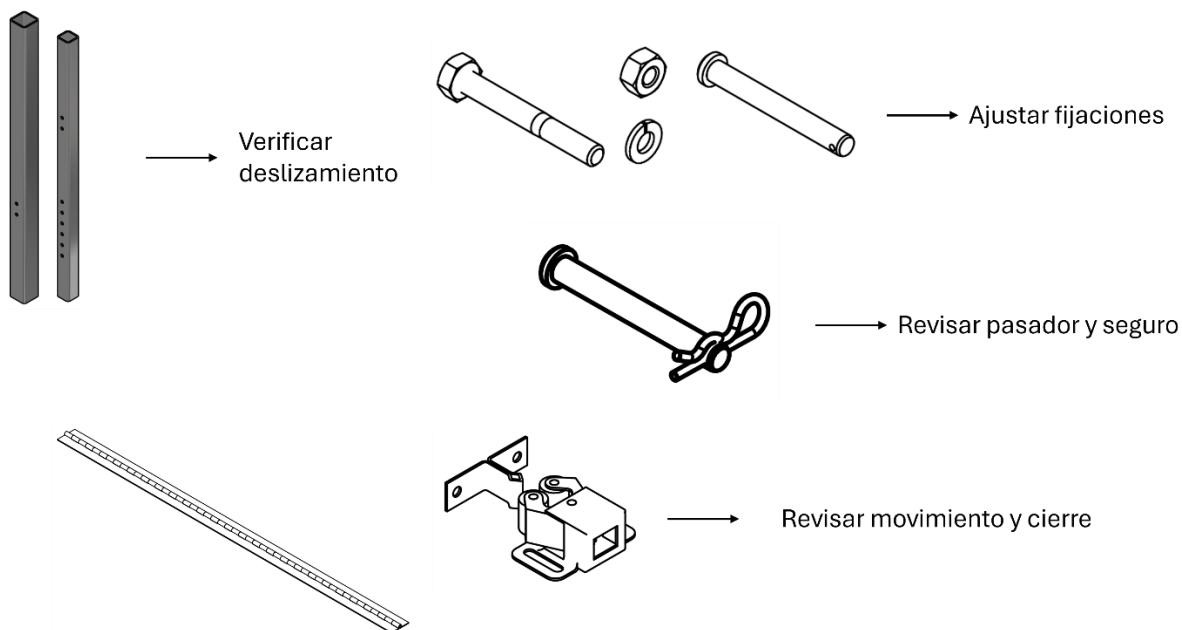
- Mantener la estabilidad del sistema.
- Asegurar el correcto funcionamiento de las patas telescópicas.
- Mantener en buen estado las bisagras y elementos de unión.
- Prevenir la corrosión o deterioro superficial.
- Facilitar la reposición de piezas en caso necesario.

3. Mantenimiento preventivo

El mantenimiento preventivo permite conservar el correcto funcionamiento del módulo y evitar fallas durante su uso. Estas acciones se enfocan en limpieza, verificación de fijaciones y revisión de componentes móviles.

Se recomienda realizar estas actividades después de cada jornada de uso y después de transporte frecuente, especialmente cuando el módulo ha sido utilizado en exteriores o en superficies irregulares.

Acción	Realizado
Limpiar la superficie de trabajo con un paño húmedo y detergente suave. Secar completamente después de la limpieza.	☐
Limpiar la estructura metálica con un paño seco o ligeramente húmedo para retirar polvo y suciedad acumulada.	☐
Verificar el ajuste de pernos, tuercas y arandelas utilizando herramienta básica (llave).	☐
Revisar que los pines tipo clevis estén completos, sin deformaciones y con su seguro colocado.	☐
Verificar que las patas telescópicas se deslicen sin interferencias ni acumulación de suciedad.	☐
Revisar el estado de las bisagras, asegurando que no presenten deformaciones o aflojamiento.	☐
Inspeccionar superficies metálicas y eliminar signos iniciales de corrosión mediante limpieza con paño seco o lija fina, si aplica.	☐



4. Inspección periódica de componentes

La inspección periódica permite detectar fallas como posibles desgastes, aflojamientos o daños en los componentes antes de su uso.

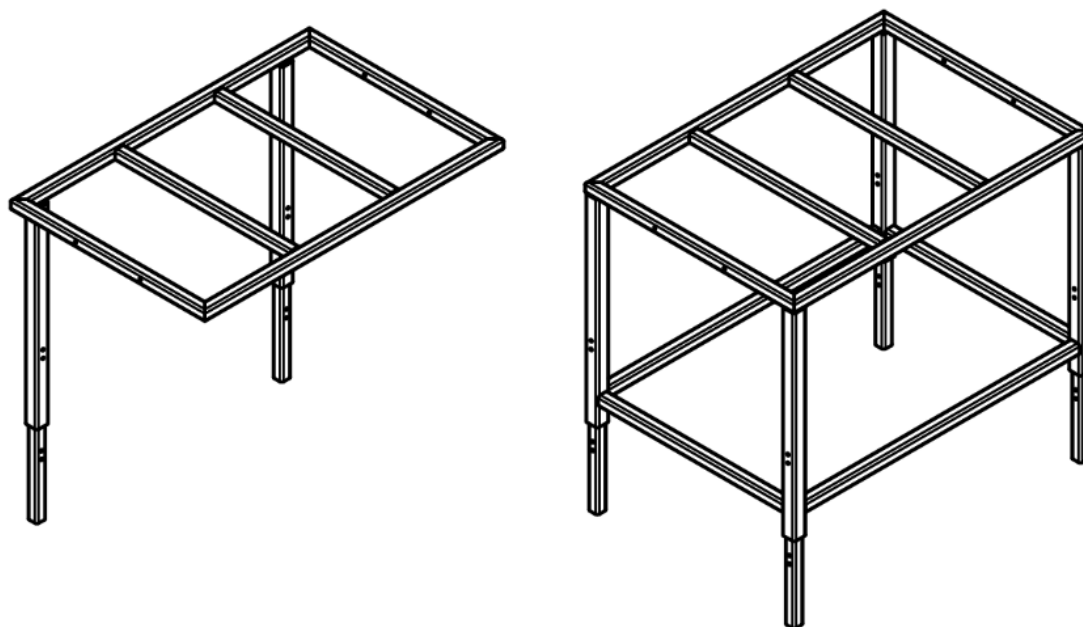
La siguiente frecuencia aplica a todas las inspecciones descritas en esta sección.

Se recomienda realizar inspecciones:

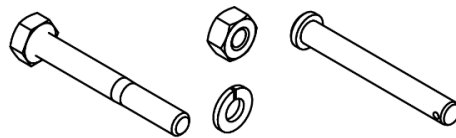
- Antes de cada uso.
- Después de transporte.
- Cada 20 horas de uso o semanalmente, lo que ocurra primero.

4.1 Inspección de la estructura metálica

Acción	Realizado
Verificar que no existan grietas en soldaduras.	☐
Verificar que los perfiles no presenten deformaciones.	☐
Verificar que la estructura no presente desalineaciones.	☐
Verificar que el módulo no presente inclinación mayor a 10 mm en los extremos al utilizarse.	☐
Presionar manualmente la estructura y verificar que no presente flexión, juego o inestabilidad.	☐
Verificar que no existan signos visibles de corrosión u óxido.	☐



4.2 Inspección de elementos de unión



Acción	Realizado
Ajustar pernos, tuercas y arandelas con herramienta (llave) y verificar que no exista juego entre las uniones.	☐
Verificar que no existan pernos flojos.	☐
Verificar que las roscas no estén dañadas.	☐
Verificar que estén instaladas las 12 arandelas de presión correspondientes al sistema.	☐
Verificar que no existan signos visibles de corrosión.	☐
Verificar que no exista movimiento entre componentes.	☐
Verificar que no se presenten ruidos o vibraciones durante el uso	☐

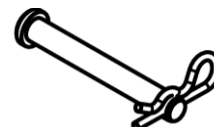
4.3 Inspección del sistema telescópico

Acción	Realizado
Verificar desgaste en los agujeros de ajuste.	☐
Verificar que el tubo interno se deslice sin dificultad.	☐
Verificar que no exista juego excesivo entre los tubos.	☐
Verificar el estado de los pasadores.	☐
Verificar que el módulo no presente inestabilidad durante el uso.	☐
Verificar que el ajuste de altura se realice sin dificultad.	☐
Verificar que no exista movimiento no controlado en las patas.	☐



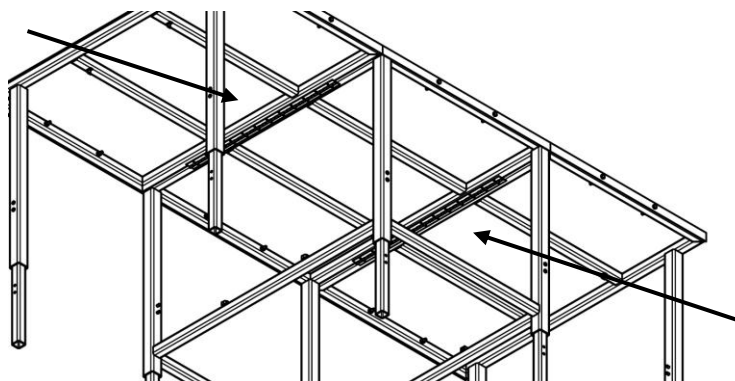
4.4 Inspección de pasadores y seguros

Acción	Realizado
Verificar que el pasador esté completo y sin deformaciones.	☐
Verificar que el seguro funcione correctamente.	☐
Verificar que el pasador ajuste correctamente en los agujeros.	☐
Verificar que el pasador pueda colocarse y retirarse sin dificultad.	☐
Verificar que no exista juego excesivo en la unión.	☐
Verificar que no falte el seguro.	☐



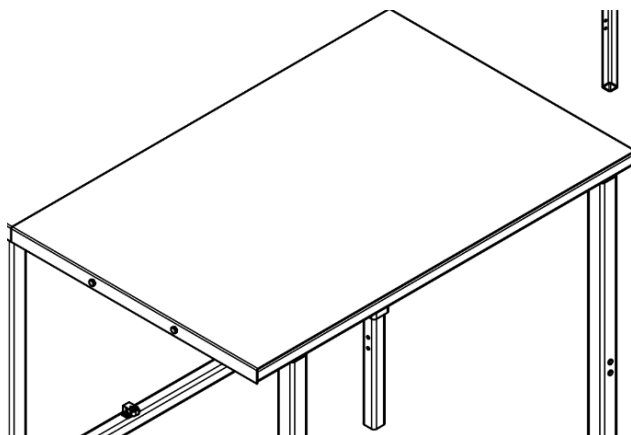
4.5 Inspección del sistema de bisagras y grietas en las bases.

Acción	Realizado
Verificar que las bisagras estén alineadas.	☐
Inspeccionar las bases de las bisagras y verificar que no existan grietas visibles en las zonas de soldadura o fijación.	☐
Verificar que no exista desgaste o deformación.	☐
Verificar que las fijaciones estén firmes.	☐
Verificar que el movimiento de apertura y cierre sea suave.	☐
Verificar que no se presenten ruidos durante el movimiento.	☐
Verificar que los módulos se desplieguen sin dificultad.	☐



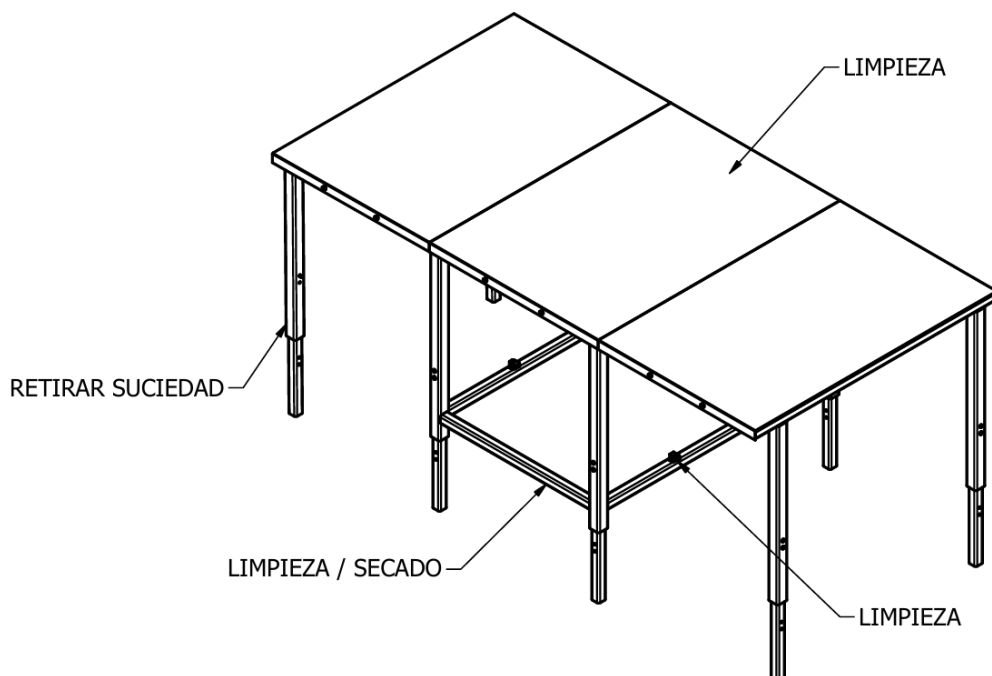
4.6 Inspección de la superficie de trabajo

Acción	Realizado
Verificar que la lámina no presente deformaciones permanentes.	☐
Verificar que no existan daños en los bordes.	☐
Verificar que los orificios de fijación no estén dañados.	☐
Verificar que la superficie esté firmemente sujeta al marco.	☐
Verificar que la superficie no presente movimiento durante el uso.	☐
Limpiar la superficie con un paño y verificar que no existan residuos adheridos, rugosidades o daños que dificulten la limpieza.	☐



5. Limpieza del módulo

Realizar la limpieza del módulo sirve para mantener condiciones adecuadas de uso y evitar acumulación de suciedad o humedad.



5.1 Limpieza de la superficie de trabajo

Frecuencia: Después de cada uso.

Acción	Realizado
Retirar residuos sólidos de la superficie.	☐
Limpiar con un paño húmedo.	☐
Aplicar detergente suave si es necesario.	☐
Secar completamente con un paño limpio.	☐
Verificar que la superficie quede libre de suciedad y humedad.	☐
Evitar el uso de productos que puedan dañar la superficie.	☐

5.2 Limpieza de la estructura metálica

Frecuencia: Después de cada uso o después de exposición a lluvia o humedad.

Acción	Realizado
Limpiar los perfiles metálicos con un paño seco o ligeramente húmedo.	☐
Retirar suciedad acumulada en uniones y esquinas.	☐
Secar completamente la estructura.	☐
Verificar que no quede humedad retenida.	☐

5.3 Limpieza del sistema telescópico

Frecuencia: Antes de cada uso o después de uso en exteriores.

Acción	Realizado
Limpiar el exterior de los tubos telescópicos.	☐
Retirar partículas que interfieran con el movimiento.	☐
Verificar que los agujeros de ajuste estén libres de obstrucciones.	☐
Verificar que el sistema se deslice sin dificultad.	☐

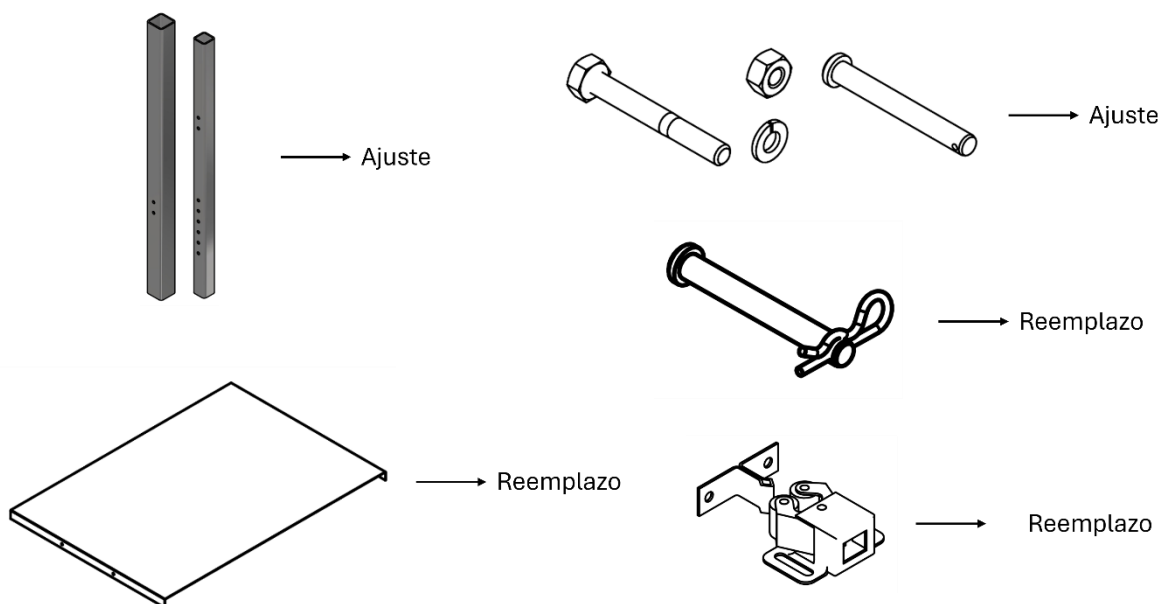
5.4 Limpieza de bisagras y elementos de fijación

Frecuencia: Antes de cada uso o después de transporte.

Acción	Realizado
Retirar polvo o suciedad acumulada.	☐
Limpiar con un paño seco.	☐
Verificar que no existan residuos que dificulten el movimiento.	☐
Verificar que no exista humedad acumulada.	☐

6. Ajuste y reemplazo de componentes

El módulo ha sido diseñado para permitir el ajuste y reemplazo de ciertos componentes de forma sencilla, sin requerir herramientas especializadas ni procesos complejos. Estas actividades permiten corregir desgastes, mantener la estabilidad del sistema y prolongar su vida útil.



6.1 Ajuste de elementos de unión

Frecuencia: Antes de cada uso y después de transporte.

Acción	Realizado
Identificar elementos de unión con movimiento.	☐
Ajustar pernos con herramienta básica (llave o similar).	☐
Verificar que las piezas queden firmemente sujetas	☐

6.2 Reemplazo de pasadores y seguros

Frecuencia: Cuando se detecte daño o pérdida.

Acción	Realizado
Retirar el pasador dañado o incompleto.	☐
Colocar un pasador del mismo diámetro y longitud.	☐
Instalar el seguro correspondiente.	☐
Verificar que el pasador quede correctamente colocado.	☐

6.3 Ajuste del sistema telescópico

Frecuencia: Antes de cada uso y después de uso en exteriores.

Acción	Realizado
Revisar el ajuste entre el tubo interno y externo.	☐
Limpiar suciedad que impida el movimiento.	☐
Verificar alineación de los agujeros de ajuste.	☐
Verificar que el sistema se deslice correctamente.	☐

6.4 Reemplazo de la superficie de trabajo

Frecuencia: Cuando se detecte daño.

Acción	Realizado
Retirar los pernos que fijan la superficie.	☐
Separar la lámina del marco.	☐
Colocar la nueva superficie alineando los agujeros.	☐
Instalar nuevamente los pernos y ajustarlos.	☐
Verificar que la superficie quede firme y sin movimiento.	☐

6.5 Reemplazo de elementos de fijación para transporte

Frecuencia: Cuando se detecte desgaste.

Acción	Realizado
Retirar los elementos dañados.	☐
Instalar nuevos componentes en la misma posición.	☐
Verificar que el sistema cierre correctamente.	☐

7. Recomendaciones generales de conservación

Para prolongar la vida útil del módulo de cocción y preparación, se recomienda seguir estas acciones que permiten reducir el desgaste de los componentes, prevenir la corrosión y mantener el sistema en condiciones óptimas de uso.

7.1 Almacenamiento del módulo

- Guardar el módulo en un lugar seco y protegido de la lluvia.
- Mantener el módulo en configuración de transporte cuando no esté en uso.



7.2 Protección contra la corrosión

- Verificar que no exista acumulación de agua sobre la estructura.
- Secar la estructura después de la limpieza o exposición a humedad.



7.3 Uso adecuado del sistema

- No exceder la capacidad de carga de 50 kg/m².
- Evitar impactos o golpes durante el uso y transporte.
- Utilizar el módulo únicamente para las funciones previstas.
- No utilizar el módulo si falta algún pasador o seguro.
- Utilizar únicamente pasadores del mismo tamaño y tipo que los originales.



7.4 Transporte del módulo

- Verificar que los módulos laterales estén correctamente asegurados.
- Verificar que los elementos de fijación estén cerrados.
- Evitar movimientos bruscos durante la manipulación.



7.5 Revisión posterior al uso

- Limpiar el módulo antes de almacenarlo.
- Verificar el estado general de los componentes.
- Identificar daños o desgaste en el sistema.

