



Traslado Optimizado de Spiders

**Amerise Agustin
Delprato Bianca**

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y
Agrimensura Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario,
Argentina 2025

Traslado Optimizado de Spiders

**Amerise Agustin
Delprato Bianca**

Proyecto Final de Ingeniería Mecánica presentado como requisito parcial para optar
al título de:

Ingeniero/a Mecánico/a

Directores:

Ing. Mec. Sismondi, Pedro

Ing. Mec. Sismondi, Juan

Ing. Mec. Rodriguez, Guillermo

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y
Agrimensura Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario,
Argentina 2025

*Un problema bien planteado es un problema
medio resuelto.*

Charles Kettering

Agradecimientos

En primer lugar, queremos expresar nuestro más profundo agradecimiento a la Universidad Nacional de Rosario (UNR), y de manera especial a nuestra querida Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura (FCEIA). Gracias por brindarnos la oportunidad de acceder a una educación pública, gratuita y de calidad, que nos ha permitido crecer tanto académica como personalmente. Siempre llevaremos en alto el orgullo de haber formado parte de una institución que promueve el conocimiento y el desarrollo profesional de sus estudiantes.

Agradecemos también a cada uno de los docentes que nos acompañaron a lo largo de estos años de carrera, por su generosidad al transmitir sus conocimientos, su paciencia para guiarnos en momentos de duda y, sobre todo, por inspirarnos a superar nuestros propios límites. Su dedicación y compromiso fueron fundamentales en nuestra formación y los llevaremos con nosotros en cada paso de nuestro futuro profesional.

Finalmente, queremos expresar nuestro agradecimiento más sincero a nuestros familiares y amigos, quienes vivieron nuestras alegrías y frustraciones como si fueran propias. Su apoyo incondicional, ánimo constante y comprensión en los momentos más difíciles hicieron realidad el alcance de esta meta. Sin ustedes, este logro no habría sido posible.

Resumen

En el sector de producción de alambres de Gerdau, existen distintos equipos para trefilar alambres. A la salida de los mismos, el producto final se acumula en spiders o rollos de alambres. Una vez que se completó totalmente el llenado de estos dispositivos de traslado, el operador procederá a reubicarlos con asistencia del puente grúa al sector correspondiente: hornos de recocido o área de acopio como materia prima para la conformación de clavos.

Actualmente, esta operación es realizada a través del pasillo de circulación seguro habilitado para el personal, lo cual resulta sumamente inseguro dado que el operador no sólo deberá estar atento al traslado, sino también a eventuales obstáculos y/o personas que puedan interferir en su camino.

El presente trabajo tiene por objetivo principal diseñar e implementar un sistema de traslado que garantice la manipulación segura (minimizando riesgo de accidentes) y eficiente de los spiders de alambre. En consecuencia, nuestro propósito primario es evaluar y analizar la tecnología adecuada a implementar para el proceso de traslado.

Finalmente, tras un exhaustivo análisis de viabilidad y una lluvia de ideas, concluimos que la implementación de un carro de transferencia automatizado, complementado con un diseño innovador de su base y un rediseño del soporte para los spiders, es la solución que mejor se alinea con los objetivos y propósitos establecidos en nuestro proyecto.

Palabras clave: spiders, traslado, eficiente, carro, base, rediseño.

Abstract

In Gerdau's wire production sector, there are various machines for wire drawing. At the output of these machines, the final product accumulates in spiders or wire coils. Once these transfer devices are fully loaded, the operator will proceed to relocate them with the assistance of an overhead crane to the corresponding area: annealing furnaces or storage area as raw material for nail production.

Currently, this operation is carried out through the designated safe circulation aisle for personnel, which is extremely unsafe since the operator must not only pay attention to the transfer but also to potential obstacles and/or people that may interfere in their path.

The primary objective of this work is to design and implement a transfer system that ensures the safe (minimizing accident risks) and efficient handling of wire spiders. Consequently, our primary aim is to evaluate and analyze the appropriate technology to implement for the transfer process.

Finally, after a thorough feasibility analysis and brainstorming session, we concluded that implementing an automated transfer cart, complemented by an innovative base design and a redesign of the support for the spiders, is the solution that best aligns with the objectives and goals established in our project.

Keywords: spiders, transfer, efficient, cart, base, redesign.

Contenido

Agradecimientos.....	4
Resumen.....	5
Abstract.....	6
Contenido.....	7
Introducción.....	11
Capítulo 1: Variables y condiciones de contorno.....	14
1.1 Variables.....	14
1.1.1 Condiciones de contorno.....	15
Capítulo 2: Propósitos y objetivos.....	17
2.1 Propósitos del proyecto.....	17
2.2 Objetivos del proyecto.....	18
Capítulo 3: Análisis de alternativas y elección de solución.....	20
3.1 Nivel de emplazamiento.....	20
3.2 Propuestas de traslado.....	21
3.2.1 Cinta transportadora.....	21
3.2.2 Carro de transferencia por rieles.....	21
3.2.3 Carro de transferencia filoguiado.....	21
3.2.4 Transportador por cadena.....	22
3.2.5 Robots transportadores.....	22
3.2.6 Carro de transferencia con escáner.....	22
3.3 Sujeción según la propuesta seleccionada.....	24
Capítulo 4: Estudio de viabilidad.....	26
4.1 Baterías de litio.....	26
4.2 Entorno de la planta.....	26
4.3 Ventajas adicionales.....	27
Capítulo 5: Desarrollo técnico.....	29
5.1 Mecanismo de sujeción.....	29
5.1.1 Garras mecánicas.....	29
5.1.2 Imanes.....	29
5.1.3 Ganchos mecánicos.....	30
5.1.4 Pinzas laterales automáticas.....	30
5.1.5 Bloques de posicionamiento.....	30
5.2 Principio de funcionamiento del sistema con la estación de carga.....	33
5.3 Primeros diseños del mecanismo de sujeción.....	34
5.3.1 Opción 1: tipo palet.....	36
5.3.2 Opción 2: tipo palet con cuñas de encastre.....	36
5.3.3 Opción 3: “capuchón” simple.....	37
5.3.4 Opción 4: “capuchón” con contención.....	38
5.3.5 Opción 5: conjunto retráctil de “capuchón” y trabas.....	38
5.3.6 Opción elegida.....	39
5.4 Mecanismo de elevación para la superficie del carro.....	40
5.4.1 Cilindro hidráulico.....	40

5.4.2 Cilindro eléctrico.....	40
5.4.3 Actuador neumático de piñón y cremallera.....	40
5.4.4 Tornillo de potencia.....	40
5.5 Sistema de elevación: análisis integral.....	43
5.5.1 Cantidad de mecanismos de elevación.....	43
5.5.2 Cantidad de tornillos de potencia.....	46
5.5.3 Selección de material para los tornillos y las tuercas. Lubricación entre componentes.....	47
5.5.4 Tornillo de potencia: cálculos.....	51
Par torsional para subir/bajar una carga por la rosca.....	51
Eficiencia de los tornillos de potencia.....	55
Velocidad lineal y velocidad de giro para los tornillos de potencia.....	56
Potencia necesaria para impulsar los tornillos.....	56
5.5.5 Elección del motor para el sistema de elevación.....	56
Motor de eléctrico corriente continua (DC) vs. Motor paso a paso.....	57
Reductor.....	60
Controlador.....	61
5.6 Sistema de traslación y rotación: análisis integral.....	62
5.6.1 Elección de los motores para el sistema de traslación y rotación.....	62
Fuerza de rodadura.....	63
Fuerza por inclinación.....	64
Fuerza de aceleración.....	64
Fuerza total requerida.....	64
Torque necesario en las ruedas motrices.....	65
Velocidad angular de las ruedas.....	65
Potencia de cada motor.....	65
Reductores.....	66
Controlador.....	67
5.6.2 Elección del PLC.....	67
Convertidor DC-CD.....	68
5.6.3 Ruedas motrices.....	68
Material.....	69
5.7 Batería de alimentación del carro.....	70
5.7.1 Elección del tipo de batería.....	70
5.7.2 Cálculos.....	72
Energía total.....	72
Duración.....	72
Corriente requerida por el sistema.....	73
5.8 Sensores y encoders.....	73
5.8.1 Sensores de proximidad.....	73
Sensores ultrasónicos.....	74
Sensor LiDAR.....	74
5.8.2 Sensores de proximidad.....	75
5.8.3 Sensores de carga y posicionamiento de los tornillos.....	76
Encoders para medición de posición.....	76
Células de carga o sensores de fuerza.....	77

5.8.4 Sensores de velocidad y dirección.....	77
5.8.5 Sensor de nivel de batería.....	78
5.8.6 Sensores de seguridad adicionales.....	79
5.9 Mecanismo de aseguramiento.....	79
5.9.1 Traba estilo "corona dentada".....	79
5.9.2 Pines de bloqueo.....	80
5.9.3 Mordazas externas.....	80
5.9.4 Brazos neumáticos.....	81
5.9.5 Aseguramiento por sensor de contacto.....	81
5.9.6 Encastre cónico.....	81
5.10 Dimensionamiento y conformado.....	85
5.10.1 Spider.....	85
Materiales.....	86
Conformación mecánica.....	89
5.10.2 Bloque cónico de posicionamiento.....	92
Material.....	92
Conformación mecánica.....	93
5.10.3 Estación de carga.....	93
5.11 Cálculos estructurales de la estación de carga.....	95
5.11.1 Tensión máxima por flexión.....	95
5.11.2 Tensión máxima por compresión.....	97
5.11.3 Principio de superposición.....	97
5.11.4 Verificación al pandeo bajo carga centrada.....	98
5.12 Análisis de estabilidad del carro.....	99
5.12.1 Reacciones en las ruedas y momento de vuelco.....	100
5.12.2 Fuerza generada en la maniobra de frenado.....	101
5.12.3 Equilibrio lateral.....	103
5.12.4 Fuerza generada en una curva.....	105
5.13 Análisis por elementos finitos del comportamiento estructural del spider en condición de reposo.....	107
5.13.1 Condiciones de contorno y modelo simulado.....	107
5.13.2 Tensiones de von Mises.....	108
5.13.3 Desplazamientos.....	111
Trazado de superficie Iso.....	112
5.13.4 Conclusiones.....	113
5.14 Análisis por elementos finitos del comportamiento estructural de la estación de carga.....	113
5.14.1 Condiciones de contorno y modelo simulado.....	114
Geometría.....	114
Material.....	114
Cargas Aplicadas.....	114
Restricciones.....	115
Contactos.....	115
5.14.2 Tensiones de von Mises.....	116
5.14.3 Desplazamientos.....	117
5.14.4 Conclusiones.....	118

Capítulo 6: Conclusiones y recomendaciones.....	120
Conclusiones.....	120
Recomendaciones.....	120
Bibliografía.....	122
Anexo A: Tabla resumen con todos los dispositivos seleccionados para el carro de transferencia.....	125
Anexo B: Planos.....	136

Introducción

El presente Trabajo Final de Ingeniería Mecánica tiene como propósito abordar una situación problemática industrial con el fin de poner en práctica los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera para arribar a una solución técnica. Dicha problemática, fue detectada en el sector de producción de alambres de Gerdau, planta dedicada a la producción y venta de aceros; emplazada en Av. José de San Martín 475, Pérez, Santa Fe.

Como se mencionó anteriormente, en la empresa existen distintos equipos para trefilar alambres. A la salida de los mismos, el producto final se acumula en spiders o rollos de alambres. Éstos consisten en un soporte vertical, con forma similar a una válvula de un motor de combustión interna, donde se deposita el alambre en forma de aros. Una vez que se completó totalmente el llenado del spider, el operador utilizará el puente grúa para trasladarlos hacia al sector correspondiente: hornos de recocido o área de acopio como materia prima para la conformación de clavos. Esta reubicación es realizada con el spider sujeto en su parte superior por el gancho del puente grúa a través del pasillo de circulación seguro habilitado para el personal.

Este proceso implica un doble trabajo para el operador: no sólo estar atento al correcto traslado del spider o rollo; sino también no perder de vista que por el pasillo podrán estar circulando otras personas (personal de la planta y externo a la misma, que se encuentre realizando alguna encomienda puntual), que a su vez también deberán estar atentas. No es de extrañar que, dada la experiencia del operador que realiza el traslado, puedan producirse accidentes por una extremada confianza tanto de éste como de sus compañeros que circulan por la planta.

Detectados los riesgos que conllevan estas malas prácticas, y luego de realizar una evaluación de las condiciones de contorno del lugar, definimos los principales objetivos y propósitos a cumplir en el desarrollo de una propuesta técnica que permitiera realizar el traslado de los spiders de manera segura.

Posteriormente, exploramos varias alternativas hasta seleccionar aquella que consideramos, cumple con los objetivos y propósitos planteados. Esta elección se encuentra acompañada por un minucioso estudio de viabilidad, que resultó determinante para decidir si realmente la opción considerada es la mejor para la aplicación requerida.

Dicha solución se basa en el uso de carros de transferencia automatizados para el

traslado de los spiders, similares a los Autopilot producidos por Toyota. La reubicación de los spiders hacia sus zonas de almacenamiento se llevará a cabo de la siguiente manera:

- La base soporte de los spiders descansará sobre una estación de carga (o transferencia), diseñada especialmente para soportar el peso del spider lleno. La misma consistirá en dos perfiles o parantes, de diseño simple y rígidos, que deberán permitir el paso del carro entre ellos, sosteniendo por encima al spider. En consecuencia, la base del spider deberá modificarse de manera tal que presente una superficie sobresaliente que apoye sobre los perfiles que constituyen la estación de carga.
- Una vez que el spider está completo para ser despachado a su lugar de almacenamiento, el carro se posicionará con precisión debajo del mismo. Entonces, será cuando se activará en el carro el mecanismo que asegurará al spider. Para realizar esta sujeción, se deberá idear un diseño especial para la base del carro, que permita el acople a la base del spider. Tanto el diseño de la base del carro como el mecanismo resultan de un análisis de alternativas abordado en detalle en el presente informe.
- Una vez asegurado el spider, el carro procederá a trasladarse por un camino delimitado y libre de obstáculos hacia las zonas de almacenamiento, donde se encontrarán dispuestas estaciones de carga para depositar los spiders llenos.

Como base del carro de transferencia se decidió implementar bloques de posicionamiento o anclaje cuyo mecanismo de elevación y descenso es impulsado por tornillos de potencia. Cuando el carro se posiciona debajo del spider lleno, los tornillos elevan los bloques hasta acoplarse con la base del spider diseñada especialmente para permitir este ensamblaje, levantando al spider. Luego, con el spider en alto unos pocos centímetros por encima de la base, el carro avanza controladamente hasta encontrarse por fuera de los perfiles y se detiene, para que los tornillos de potencia impulsen el descenso de la base antes de comenzar con el traslado.

Para realizar este proceso el carro estará provisto de tecnología avanzada, haciendo uso de sensores y algoritmos de localización, siendo impulsado mediante energía eléctrica provista por baterías de litio. Este último detalle es la principal desventaja que presenta la solución, en lo que a costos respecta, ya que las baterías de litio son caras y de reciclaje complejo.

Sin embargo, continúa siendo nuestra opción de preferencia, ya que estamos seguros de que la inversión inicial del sistema se vería compensada por el ahorro en costos laborales a mediano plazo, dado que los operarios no tendrían que realizar tareas

repetitivas de transporte, y podrían enfocarse en actividades de mayor valor añadido.

La vida útil de las baterías suele ser de entre 10 a 20 años, lo cual debería maximizarse con un correcto mantenimiento y siendo que la frecuencia de uso no es continua, como es el caso. Además, incorporando un sistema BMS o sistema de gestión de baterías se mejora la tasa de utilización de la batería, evitando que esta se sobrecargue y se descargue en exceso, monitorizando su estado.

Por otro lado, la operación eléctrica, en comparación con los sistemas de combustión, requiere menos mantenimiento y contribuye a la reducción de las emisiones de dióxido de carbono (CO_2) a la atmósfera.

Capítulo 1: Variables y condiciones de contorno

Este capítulo aborda la identificación de las variables fundamentales y las condiciones de contorno que influyen directamente en el proceso de traslado de spiders dentro del entorno industrial. Se analizan aspectos clave como el llenado del spider, los tiempos de traslado, la intervención del operador y las condiciones del entorno, todos ellos determinantes para la seguridad y eficiencia de la operación. Además, se definen las limitaciones físicas y técnicas que condicionan el diseño y ejecución del sistema de traslado, estableciendo así el marco necesario para un análisis realista del problema.

1.1 Variables

En el análisis del proceso de traslado de spiders dentro de un entorno industrial, es fundamental identificar y comprender diversas variables que impactan directamente en la seguridad, eficiencia y rendimiento de la tarea. Una de las variables más relevantes es el **llenado** del spider, que debe estar completamente cargado antes de su traslado para maximizar la eficiencia y reducir la necesidad de viajes adicionales. El **tiempo de traslado** también juega un papel crucial, ya que afecta la planificación y productividad general de la operación.

La **atención** del operador es vital durante todo el proceso. El operador debe mantenerse enfocado tanto en el spider que está manipulando como en su entorno inmediato para prevenir accidentes o errores que puedan surgir durante el traslado. La **utilización del puente grúa** es otro aspecto importante, ya que el spider debe ser correctamente sujetado con el gancho para garantizar un traslado seguro. Este proceso está estrechamente relacionado con el **mantenimiento del puente grúa**, cuyo estado y la frecuencia de las inspecciones y el mantenimiento preventivo pueden influir significativamente en su rendimiento y la seguridad general.

Otro aspecto a considerar son los **tiempos muertos** que se generan cuando el operador, que también es responsable de abastecer de materia prima al proceso productivo, debe interrumpir una actividad para realizar el traslado. La **confianza del operador** en su capacidad para realizar la tarea es un factor determinante, ya que tanto la excesiva confianza como la falta de ella pueden resultar en errores o accidentes durante el traslado.

Además, es esencial que el **pasillo** por donde se realiza el traslado esté **libre de obstáculos y suciedad**. La presencia de personas en el camino o de suciedad en el suelo puede comprometer la seguridad del operador, aumentando el riesgo de accidentes. En este sentido, la **confianza del resto del personal** en que el operador ha detectado su presencia también es crucial, ya que un malentendido podría resultar en un accidente.

Finalmente, las **condiciones ambientales**, como la temperatura, la humedad y el ruido en el área de trabajo, pueden afectar tanto la seguridad como el rendimiento del personal y el equipo durante el traslado. Todas estas variables son fundamentales para un análisis exhaustivo del proceso, permitiendo identificar áreas de mejora y garantizar la calidad y seguridad en la operación.

1.1.1 Condiciones de contorno

En el desarrollo del proyecto, ha sido necesario definir una serie de condiciones límites que son cruciales, al igual que las variables, para garantizar la seguridad y eficiencia del proceso de traslado de spiders.

La **capacidad del puente grúa** se refiere a la carga máxima que el equipo puede levantar y trasladar de manera segura. Actualmente, se emplea un puente grúa con capacidad para elevar cargas de hasta 5000 kg; que se encuentra manipulando elementos relativamente livianos en comparación.

El **ancho del pasillo** de circulación es otra condición importante, ya que determina las dimensiones mínimas necesarias del pasillo para permitir el paso seguro del spider, evitando colisiones con estructuras, equipos cercanos y otros spiders en el entorno. El mismo es de 1000 mm.

El **nivel de iluminación** adecuado es esencial para garantizar la visibilidad durante el traslado del spider, lo cual minimiza el riesgo de accidentes derivados de una visión deficiente. Por tratarse de un área general de trabajo, el nivel de iluminación se encuentra entre los 200 a 500 lux.

La **distancia de seguridad** entre el spider y el operador es fundamental para evitar colisiones o atrapamientos durante el traslado. Esta distancia mínima debe ser respetada en todo momento y es de aproximadamente 1000 mm.

La **trayectoria** de traslado del spider hace referencia al camino específico que se sigue desde que se toma el spider hasta que se llega a su destino, asegurando que este trayecto sea seguro y eficiente. Dado que, la misma tiene partes curvas que dificultan el

traslado y a su vez conllevan un riesgo asociado, se busca que la solución para el traslado seguro sea lo más recta posible.

Las **dimensiones** y **peso** del spider son también cruciales. Estas se refieren tanto al diámetro y altura del spider, de aproximadamente 700 mm y 1600 mm respectivamente, como a la carga que representa para el puente grúa, que en este caso siempre es inferior a 1000 kg.

La **capacitación y entrenamiento del personal** es una condición límite que asegura que el personal encargado del traslado del spider esté adecuadamente capacitado en el manejo del puente grúa y en los procedimientos de seguridad y prevención de riesgos.

El **cumplimiento** de las **normativas** de seguridad vigentes es indispensable, incluyendo todas aquellas relacionadas con el manejo de equipos de elevación y traslado de carga.

Finalmente, la **altura de traslado** se refiere a la distancia que el spider se eleva del suelo durante el traslado, un factor importante para la estabilidad y seguridad del proceso. Esta es de aproximadamente 500 mm.

Capítulo 2: Propósitos y objetivos

El propósito de este proyecto es resolver de manera efectiva y sostenible las necesidad específica identificada, que no es otra que el traslado seguro y eficiente de los spiders al salir de las trefiladoras, mejorando la operación actual. Para alcanzarlo, se han definido objetivos claros, concisos y orientados a aspectos concretos del problema, asegurando que cada uno aborde de manera efectiva y precisa los elementos esenciales para la solución propuesta.

2.1 Propósitos del proyecto

Los propósitos definen las intenciones generales que motivan el proyecto y los resultados que se desean alcanzar a largo plazo. Estos representan las razones fundamentales detrás de las acciones que se llevarán a cabo y las mejoras que se buscan implementar en el proceso de traslado de spiders de alambre.

Identificamos como propósitos principales:

1. Evaluar y analizar la tecnología adecuada para el proceso de traslado, asegurando la correcta selección de componentes que garanticen un rendimiento óptimo del sistema.
2. Asegurar un diseño modular y fácilmente reemplazable para facilitar el mantenimiento del dispositivo, minimizando tiempos muertos y complicaciones durante la operación.
3. Garantizar la durabilidad del dispositivo en entornos adversos, mediante la selección de materiales resistentes a la corrosión y ambientes agresivos.
4. Optimizar el proceso de traslado de los spiders, reduciendo la necesidad de intervención humana, aumentando así la eficiencia y seguridad del sistema.
5. Agilizar los tiempos de traslado a la zona de depósito para mejorar la eficiencia del proceso.
6. Minimizar los tiempos muertos en la producción, incrementando la eficiencia general del sistema de traslado.
7. Establecer una zona segura y protegida para el traslado, garantizando la seguridad del personal mediante la delimitación clara y segura de las rutas de transporte.
8. Prevenir colisiones durante el traslado a través de la implementación de sistemas

avanzados de detección de obstáculos y frenado automático.

9. Minimizar el impacto ambiental en el entorno de trabajo, reduciendo las emisiones de ruido y vibraciones del dispositivo.
10. Preservar la calidad del producto durante el traslado, asegurando que los spiders mantengan su integridad en todo momento.
11. Implementar un diseño ergonómico y fácil de usar, facilitando la operación y mantenimiento del equipo.
12. Garantizar eficiencia energética, reduciendo el consumo de energía al menor costo posible.
13. Instalar sistemas de seguridad de emergencia, para proteger tanto al equipo como al personal durante el proceso de traslado.

2.2 Objetivos del proyecto

Los objetivos definen metas específicas y medibles que son necesarias para cumplir con los propósitos previamente establecidos. Estos objetivos se orientan a acciones concretas que deben alcanzarse durante el desarrollo del proyecto para asegurar la implementación exitosa del sistema de traslado. Para los propósitos anteriormente mencionados, se listan los objetivos vinculados a los mismos:

1. Seleccionar y justificar, mediante criterios técnicos y comparativos, los componentes tecnológicos más adecuados para el sistema de traslado, garantizando que cumplan con los requisitos funcionales y de rendimiento definidos en el proyecto.
2. Diseñar un sistema de traslado con estructura modular, especificando componentes normalizados y conexiones de fácil acceso, que permitan reemplazos rápidos y mantenimiento eficiente, reduciendo al mínimo los tiempos de inactividad operativa.
3. Seleccionar y aplicar materiales con propiedades anticorrosivas y alta resistencia mecánica, adecuados para ambientes industriales exigentes, asegurando una vida útil prolongada del dispositivo en condiciones adversas.
4. Diseñar un sistema automatizado de traslado que minimice la intervención del operador mediante la incorporación de sensores, controles autónomos y lógica de navegación, logrando así una mayor eficiencia operativa y reducción de riesgos para el personal.

-
5. Implementar un sistema de traslado con capacidad de desplazamiento optimizada que permita reducir significativamente el tiempo total requerido para llevar los spiders a la zona de depósito.
 6. Diseñar e integrar un sistema de traslado sincronizado con el flujo de producción, que reduzca tiempos ociosos mediante programación eficiente, disponibilidad operativa continua y rápida respuesta ante demandas de carga.
 7. Definir e implementar rutas de traslado claramente delimitadas mediante señalización visual, barreras físicas y sistemas de alerta, que aseguren un entorno seguro para el personal durante la operación del sistema de transporte.
 8. Incorporar al sistema de traslado tecnologías de detección de obstáculos y algoritmos de frenado automático, capaces de identificar riesgos en tiempo real y detener el movimiento de forma segura para evitar colisiones durante la operación.
 9. Implementar soluciones tecnológicas y de diseño para reducir las emisiones de ruido y vibraciones mediante el uso de materiales aislantes, sistemas de suspensión adecuados y motores de bajo ruido.
 10. Desarrollar un sistema de acoplamiento y suspensión que garantice un traslado suave y estable de los spiders, minimizando el riesgo de deformaciones o daños.
 11. Garantizar un diseño de buena maniobrabilidad y facilidad de uso, permitiendo una operación ergonómica y eficiente.
 12. Optimizar el sistema de propulsión y los componentes electrónicos para lograr un consumo energético reducido, a través de la integración de motores de alta eficiencia, sistemas de gestión de energía inteligente y baterías de larga duración.
 13. Instalar un conjunto de sistemas de seguridad, como sensores de proximidad, sistemas de parada automática y alertas sonoras y visuales, para garantizar la protección del equipo y el personal en todo momento.

Capítulo 3: Análisis de alternativas y elección de solución

En este capítulo primeramente se analiza dónde resultará más conveniente emplazar la solución que dé respuesta al problema planteado: a nivel subterráneo, nivel de piso o en altura. Luego, a partir de lo decidido, se procederá a realizar una lluvia de ideas o propuestas con distintas alternativas como solución. Finalmente, se realizará la elección de aquella propuesta que mejor cumpla con los objetivos y propósitos planteados, y a su vez, se estudiarán distintas opciones de sujeción del spider hasta decidir cuál resulta más eficiente, y por sobre todo, más segura.

3.1 Nivel de emplazamiento

Para estudiar en qué nivel resulta más conveniente emplazar la solución al problema, independientemente de cual esta sea, se presenta una tabla o matriz (**Tabla 3-1**) que permite visualizar con claridad las ventajas y desventajas de situar un sistema de traslado en los distintos niveles de emplazamiento: subterráneo, a nivel de piso o en altura. Luego de realizar este examen, se incluye una columna llamada “semáforo” como ayuda para tomar una determinación: si el casillero es rojo, significa que la alternativa (en este caso, el nivel) quedó descartada; si es amarillo, expresa que podría ser considerada a pesar de tener desventajas o incumplimientos parciales de los objetivos descriptos que deberían ser complementados; si es verde, indica que se considera que se trató de la opción que mejor responde a las características del problema y por tanto, resulta ser la alternativa elegida.

Tabla 3-1: Ventajas y desventajas de los distintos niveles de emplazamiento

Nivel	Ventajas	Desventajas	Semáforo
Subterráneo	-Ahorro de espacio. -Seguro. -Nula interferencia con los equipos y el personal.	-Mantenimiento (dificultad de acceso). -Dificultad para asegurar la limpieza. -Dificultad para construir. -Costoso. -Gran exposición a la suciedad.	
Piso	-Mantenimiento y limpieza (fácil acceso). -Procesos de traslados más rápidos y fáciles. -Costos de construcción más bajos. -Versatilidad (a ser modificado).	-Exposición a la suciedad. -Mayor riesgo de obstrucción.	

Tabla 3-1: (Continuación)

Nivel	Ventajas	Desventajas	Semáforo
En altura	-Aprovechamiento del espacio vertical.	-Carga suspendida (riesgo de caída). -Acceso de mantenimiento. -Gran exposición a la suciedad.	

3.2 Propuestas de traslado

En este apartado se describirán brevemente todas las alternativas que surgieron a partir de una lluvia de ideas de posibles sistemas de traslado que podrían materializarse a nivel de piso. De la misma manera que se realizó en el estudio anterior, se podrá observar al final del desarrollo de todas las opciones una tabla (**Tabla 3-2**) que expone ventajas, desventajas y su color en la columna semáforo a modo de resumen.

3.2.1 Cinta transportadora

La cinta transportadora utiliza un sistema de rodillos y bandas de materiales resistentes para mover cargas de un punto a otro de forma continua. Su instalación modular permite personalizar la disposición según las necesidades de la planta. Además, al ser eléctrica, no genera emisiones contaminantes. Sin embargo, este tipo de sistema está diseñado principalmente para la producción en serie y no es ideal para cargas elevadas. No garantiza la calidad ni la estabilidad del producto durante el traslado, y requiere una inversión inicial alta, ocupando mucho espacio en el entorno.

3.2.2 Carro de transferencia por rieles

El carro de transferencia por rieles se desplaza sobre rieles fijos, permitiendo el transporte de cargas pesadas de forma controlada y automatizada. Este mecanismo tiene una gran capacidad de carga y permite un control de velocidad, siendo también eléctrico, lo que ayuda a reducir la emisión de gases. No obstante, requiere mantenimiento regular y limpieza para un funcionamiento óptimo, y puede experimentar obstrucciones. Además, ocupa bastante espacio, tiene poca versatilidad ante cambios en la disposición del camino y su implementación suele ser costosa.

3.2.3 Carro de transferencia filoguiado

El carro de transferencia filoguiado utiliza un sistema de guía que le permite desplazarse libremente en un área determinada, ofreciendo mayor versatilidad que los rieles. Este mecanismo tiene una gran capacidad de carga, velocidad controlada y es seguro, además de ser eléctrico y no generar emisiones. Sin embargo, requiere un

mantenimiento regular de la guía y puede tener problemas de durabilidad. También es costoso, sensible a la falta de limpieza y limitado ante modificaciones en el camino.

3.2.4 Transportador por cadena

El transportador por cadena emplea una serie de eslabones de cadena para mover las cargas de manera continua, siendo robusto y adecuado para el manejo de materiales pesados. Este sistema tiene una gran capacidad de carga y velocidad controlada, además de ser eléctrico y no generar emisiones. Sin embargo, requiere una infraestructura considerable y ocupa mucho espacio. También tiene poca versatilidad ante modificaciones en el camino, es costoso, ruidoso y puede implicar un rediseño de la base de los spiders.

3.2.5 Robots transportadores

Los robots transportadores son sistemas autónomos que se desplazan por el suelo, utilizando tecnología avanzada para reconocer su entorno y navegar de forma eficiente. Son versátiles, con gran capacidad de carga, velocidad controlada y alta eficiencia, además de ser eléctricos y no generar emisiones. Sin embargo, son costosos y requieren un entorno limpio para su correcto funcionamiento. El mantenimiento puede ser complicado, especialmente para encontrar repuestos importados, y dependen de tecnología avanzada, lo que puede suponer un riesgo en su operatividad.

3.2.6 Carro de transferencia con escáner

Este sistema combina un carro de transferencia con un escáner que proporciona datos en tiempo real sobre el movimiento de cargas, mejorando así la logística del transporte. Al igual que los anteriores, es versátil y tiene gran capacidad de carga, con velocidad controlada y eficiencia, además de requerir poco mantenimiento y ser eléctrico. No obstante, puede resultar costoso y puede implicar un rediseño de la base de los spiders. También depende de tecnología avanzada, lo que puede complicar su implementación y mantenimiento.

Tabla 3-2: Ventajas y desventajas sobre los distintos sistemas de traslado a nivel de piso

Sistemas de traslados a nivel de piso	Ventajas	Desventajas	Semáforo
Cinta transportadora	-Instalación modular. -Al ser eléctrico, no genera emisiones.	-Para producción en serie. -No son diseñadas para cargas tan elevadas. -No garantiza la calidad y la estabilidad del producto durante el traslado. -Muy costosas y ocupan mucho espacio.	
Carro de transferencia por rieles	-Gran capacidad de carga. -Velocidad controlada de transporte. -Posibilidad de automatización. -Al ser eléctrico, no genera emisiones.	-Requiere mantenimiento y limpieza. -Posible obstrucción. -Ocupa mucho espacio. -Poca versatilidad ante modificaciones en el camino. -Costoso. -Puede implicar un rediseño de la base de los spiders (necesidad de un transferidor).	
Carro de transferencia filoguiado	-Mayor versatilidad que los rieles. -Gran capacidad de carga. -Velocidad controlada de transporte. -Seguro. -Al ser eléctrico, no genera emisiones.	-Mantenimiento de la guía. -Durabilidad. -Costoso. -Sensible a la falta de limpieza. -Limitado frente a modificaciones en el camino.	
Transportador por cadena	-Gran capacidad de carga. -Velocidad controlada de transporte. -Al ser eléctrico, no genera emisiones.	-Mucha infraestructura requerida. -Ocupa mucho espacio. -Poco versátil frente a modificaciones en el camino. -Costoso. -Ruidoso. -Puede implicar un rediseño de la base de los spiders (necesidad de un transferidor).	

Tabla 3-2: (Continuación)

Sistemas de traslados a nivel de piso	Ventajas	Desventajas	Semáforo
Robots transportadores	-Versátil. -Gran capacidad de carga. -Velocidad controlada, rapidez y eficiencia. -Seguro. -Al ser eléctrico, no genera emisiones.	-Costoso. -Hay que garantizar una limpieza del lugar para su correcto funcionamiento. -Mantenimiento (dificultad para encontrar repuestos importados). -Dependencia de tecnología avanzada.	
Carro de transferencia con escáner	-Versátil. -Gran capacidad de carga. -Velocidad controlada, rapidez y eficiencia. -Seguro. -Poco mantenimiento. -Al ser eléctrico, no genera emisiones. -Eficiencia en la logística (datos en tiempo real).	-Costoso. -Puede implicar un rediseño de la base de los spiders. -Dependencia de tecnología avanzada.	

Después de sopesar ventajas y desventajas de cada una de las ideas desarrolladas, se dio “luz verde” a la alternativa que se consideró como la mejor solución al problema planteado en este trabajo: el carro de transferencia con escáner.

3.3 Sujeción según la propuesta seleccionada

Siguiendo la misma metodología de análisis desarrollada hasta el momento, se confeccionó otra tabla que expone ventajas y desventajas de distintas maneras de sujeción desde la parte superior del spider y desde su base (**Tabla 3-3**), con su correspondiente semáforo.

Tabla 3-3: Ventajas y desventajas sobre los distintos métodos de traslado del spider al carro de transferencia

Carro de transferencia con escáner			
Traslado del spider al carro	Ventajas	Desventajas	Semáforo
Sujeción superior			
Con puente grúa	-Económico. -Sin necesidad de mayores instalaciones.	-Inseguro. -Tiempos muertos mayores. -Sobredimensionado respecto a la carga. -Balanceo de la carga. -Compromete la calidad del producto.	
Diseño de un brazo que lo traslade	-Menores tiempos muertos. -Posible automatización.	-Costoso. -Ocupa espacio. -Necesidad de mantenimiento.	
Agarre desde la base			
Transferidor de diseño especial	-Convierte al puente grúa en obsoleto. -Precisión (alineación entre el spider y el carro). -Protección del alambre.	-Implica modificar la base del spider para lograr la sujeción. -Debe permitir flexibilidad de movimientos. -Ocupa espacio debido al transferidor.	
Implementación de una estación de carga para el spider que permita el acople directo del carro al spider	-Resolución de diseño más sencilla. -Convierte al puente grúa en obsoleto. -Posible automatización y mayor seguridad. -Diseño organizado (flujo de trabajo ordenado). -Protección del alambre. -Menor cantidad de partes móviles.	-Implica modificar la base del spider para lograr la sujeción así como la base de apoyo del carro de transferencia.	

De este análisis se desprende que el sistema de traslado del spider al carro será sujetándolo desde su base, mediante una estación de carga que permita acoplar la base del spider a la superficie del carro. Para ello, se deberá seleccionar un sistema de elevación que genere ese ensamble; y a su vez, se deberán proyectar diseños tanto de la base del spider como de la superficie o base de apoyo del carro para garantizar una conexión segura.

Capítulo 4: Estudio de viabilidad

En este capítulo se evalúa la factibilidad técnica, económica y operativa de la solución propuesta. Para dicho estudio, abordaremos en primer lugar las dos principales cuestiones que podrían hacer de nuestra elección un proyecto inviable: el costo de las baterías de litio que alimentan el motor del carro y el ambiente sucio de la planta productora de alambres. Luego, se expondrán las ventajas adicionales que tiene la implementación de la opción escogida y que justifican la inversión para concretar el proyecto.

4.1 Baterías de litio

El costo inicial del sistema es elevado debido especialmente a las baterías de litio que alimentan al motor eléctrico del carro. Esta inversión se justifica por varios motivos:

- El ahorro en costos laborales puede compensar la inversión a mediano plazo, ya que los operarios no tendrían que realizar tareas repetitivas de transporte y podrían enfocarse en actividades de mayor valor añadido.
- La operación eléctrica, en comparación con los sistemas de combustión, requiere menos mantenimiento.
- Las baterías de litio ofrecen ciclos de carga más eficientes en comparación a otros tipos de baterías, lo que a largo plazo reduce el mantenimiento, mejora la fiabilidad del sistema y reduce el consumo eléctrico. Además, si se implementa la carga de oportunidad, el tiempo de recarga puede reducirse drásticamente. Por ejemplo, una carga de 10 a 15 minutos entre tareas puede ofrecer suficiente energía para operar durante varias horas adicionales, manteniendo el flujo continuo de trabajo.
- La vida útil de las baterías suele ser entre 10 a 20 años, lo cual debería maximizarse con un correcto mantenimiento y sabiendo que la frecuencia de uso no es continua. Para ello, puede implementarse un sistema BMS o sistema de gestión de baterías, lo cual mejora la tasa de utilización de la batería evitando que esta se sobrecargue y se descargue en exceso, monitorizando su estado.

4.2 Entorno de la planta

En una planta de alambres, el ambiente suele ser desafiante debido a la presencia de polvo, partículas metálicas, y residuos generados durante los procesos de trefilado, corte y tratamiento de alambres. Estos residuos pueden acumularse en las distintas

áreas de trabajo, generando un entorno sucio y propenso a interferencias.

Por otro lado, las temperaturas en estas plantas suelen oscilar entre valores muy dispares, lo cual puede afectar la durabilidad y el rendimiento de los equipos electrónicos y mecánicos.

Sin embargo, a pesar de las desventajas expuestas, el carro de transferencia resultaría una opción viable ya que los efectos del entorno sobre el mismo pueden mitigarse si se **diseñan protecciones** para funcionar en condiciones de polvo, calor/frío y suciedad.

Por otro lado, la navegación natural podría complementarse con otras tecnologías, como la navegación por **marcadores reflectivos**. El vehículo, a través de sus sensores ópticos o cámaras, detecta estos marcadores cuando están en su campo de visión. Como los marcadores son muy reflectivos, son fáciles de detectar incluso en condiciones de poca luz o ambientes con cierto nivel de suciedad. Una vez que el vehículo detecta un marcador, puede calcular su posición con precisión usando la información de la distancia al marcador y otros puntos de referencia.

Los marcadores reflectivos son mucho menos propensos a ser afectados por polvo o suciedad, no requiriendo mantenimiento frecuente, solo limpieza ocasional. Aunque el entorno esté sucio, los marcadores seguirán siendo visibles para los sensores. Son fáciles de implementar, sólo se requiere colocar los marcadores en ubicaciones fijas y estratégicas, no siendo necesario rediseñar todo el entorno. Además, se podría equipar también al carro con cámaras que proporcionan visión adicional, permitiendo una mejor identificación de objetos, señales y características del entorno.

4.3 Ventajas adicionales

La inversión inicial también se justifica con otros beneficios que el sistema tiene aparejado:

- El carro permite mover los spiders de alambre de manera continua y automatizada.
- El sistema asegura que los materiales siempre estén en el lugar correcto en el momento correcto, reduciendo tiempos de espera y mejorando la eficiencia general.
- La propulsión diferencial permite una gran flexibilidad para operar en espacios estrechos o difíciles. Esto implica que el carro tiene dos ruedas motrices controladas por motores independientes, por lo cual cada rueda puede girar a diferentes velocidades o incluso en direcciones opuestas.

-
- Gracias a los sensores y algoritmos de localización, si se reconfigura el almacén o las rutas de transporte en la acería, el sistema puede ajustarse sin necesidad de una gran reprogramación; y más importante aún, sin tener que modificar la infraestructura para que se adapte al sistema.
 - El uso de baterías de litio no solo es más eficiente, sino que también reduce las emisiones de CO_2 en comparación con los vehículos de combustión.

Capítulo 5: Desarrollo técnico

Con la propuesta elegida y debidamente fundamentada, tanto desde la perspectiva funcional como económica, en este capítulo se abordan al detalle todas aquellas cuestiones técnicas propias que hacen a la solución considerada como la mejor alternativa.

5.1 Mecanismo de sujeción

En el Capítulo 3 se arribó a la conclusión de que la mejor manera, desde el punto de vista de la practicidad y la seguridad, es la sujeción del spider desde su base mediante una estación de carga que permita el acople directo entre el spider y el carro de transferencia. Entonces, la pregunta que surge inevitablemente es, ¿mediante qué sistema es posible garantizar esta sujeción?

Resulta evidente que, la ingeniería de este proyecto se materializa en garantizar esta sujeción; siendo la premisa la modificación en la base del spider y la modificación en la plataforma del carro para lograr el acople. La pregunta que sigue entonces es: ¿cómo debería ser diseñada la plataforma del carro para contener y sujetar al spider una vez que éste se encuentra listo en la plataforma de transferencia para su traslado?

Se analizan distintas alternativas, para luego resumir sus ventajas y desventajas en una nueva tabla (**Tabla 5-1**), con la misma metodología utilizada hasta el momento. Finalmente, se realiza un análisis extra en función del costo, la eficacia, la estabilidad, la seguridad, el mantenimiento y la capacidad de soportar el entorno de una acería para exponer de forma definitiva el por qué la alternativa escogida es considerada como la mejor.

5.1.1 Garras mecánicas

Sistema basado en garras motorizadas que se activan cuando el carro ha alcanzado la posición deseada. Su accionamiento se logra mediante un PLC que recibe señales de sensores de posicionamiento para asegurar que el spider esté correctamente alineado antes de activar el mecanismo de sujeción.

5.1.2 Imanes

Podría utilizarse un único imán de gran tamaño o varios imanes distribuidos en puntos estratégicos para fijar la base del spider a la superficie del carro de transferencia. A su vez, se podría optar entre imanes permanentes o electroimanes activados solo cuando sea necesario.

5.1.3 Ganchos mecánicos

Este mecanismo emplea ganchos ubicados tanto en la base del spider como en la plataforma del carro. Cuando el spider es colocado en posición, los ganchos se entrelazan automáticamente, asegurando su fijación.

5.1.4 Pinzas laterales automáticas

Un sistema de pinzas colocadas a los lados de la plataforma del carro que se cierran automáticamente alrededor de la base del spider cuando este se encuentra en posición. Las pinzas podrían ser activadas mediante un mecanismo neumático, hidráulico o eléctrico.

5.1.5 Bloques de posicionamiento

Consiste en volúmenes prismáticos, cilíndricos o de la forma que se considere mejor, que sobresalen de la plataforma sujetadora. Estos bloques pueden ser fijos o ajustables y permiten encastrar la base del spider para evitar desplazamientos laterales o longitudinales durante el traslado.

Puede implementarse con un único bloque de gran tamaño o con varios bloques distribuidos estratégicamente alrededor de la base del spider.

Tabla 5-1: Ventajas y desventajas de los distintos mecanismos de sujeción entre el spider y el carro de transferencia

Mecanismos de sujeción	Ventajas	Desventajas	Semáforo
Garras mecánicas	- Pueden adaptarse a diferentes formas y tamaños de spiders. - Pueden ajustarse automáticamente. - Permiten una sujeción firme.	- Son más costosas debido a la necesidad de sistemas de accionamiento y control. - Los componentes mecánicos móviles pueden requerir mantenimiento frecuente, sobre todo en entornos industriales sucios como lo es la acería.	

Tabla 5-1: (Continuación)

Mecanismos de sujeción	Ventajas	Desventajas	Semáforo
Imanes	- No requieren partes móviles, lo que reduce el mantenimiento y la posibilidad de fallos mecánicos. - La fuerza magnética permite un agarre casi inmediato cuando el spider se coloca sobre la superficie.	- Sólo es viable si los spiders tienen una base metálica ferromagnética. - La fuerza magnética debe ser suficiente para el peso o tamaño del spider, sino éstos podrían deslizarse durante el transporte. - Los imanes potentes, como los de neodimio, pueden ser costosos y perder su fuerza si están sometidos a condiciones extremas.	
Ganchos mecánicos	- Sujeción firme y estable, evitando deslizamientos o movimientos inesperados. - Suelen estar hechos de materiales resistentes, como acero, lo que los hace muy duraderos, especialmente en entornos industriales donde hay condiciones difíciles. - Fabricación relativamente sencilla y económica comparada con otras opciones más tecnológicas, como las garras mecánicas o los imanes potentes.	- Si los spiders cambian de forma o tamaño, será necesario rediseñar los ganchos. - Alineación precisa entre los ganchos del spider y los del carro. - Los ganchos deberán estar automatizados, esto será necesario para dejar los spiders en las estaciones de transferencia correspondientes a los lugares de almacenamiento.	
Pinzas laterales automáticas	- Sujeción firme. - Este sistema puede ser completamente automatizado y controlado mediante un PLC para sincronizarlo con el ciclo de carga y descarga. - Pueden ajustarse a diferentes tamaños de spiders.	- Puede ser más costoso ya que requiere un sistema de accionamiento, como un actuador neumático o eléctrico. - Las partes móviles requerirán mantenimiento regular, y el sistema podría verse afectado por el polvo o la suciedad en la acería.	

Tabla 5-1: (Continuación)

Sistemas de traslados a nivel de piso	Ventajas	Desventajas	Semáforo
Bloques de posicionamiento	- Son simples y robustos. Requieren poco mantenimiento y no dependen de sistemas complejos. - Fabricación y reemplazo son sencillos y económicos.	- Poco versátiles: si se cambia el tamaño o la forma de los spiders, será necesario rediseñar los bloques de cuña. - No pueden ajustarse automáticamente para acomodar diferentes tamaños o formas. - Se debe analizar la estabilidad del sistema y la posibilidad de incorporar un mecanismo de traba para evitar que el spider se desplace con vibraciones o impactos.	

Finalmente realizamos el análisis de viabilidad sobre las distintas opciones, en orden de preferencia como mecanismos a implementar, en la **Tabla 5-2**:

Tabla 5-2: Análisis de viabilidad de los distintos mecanismos de sujeción entre spider y carro de transferencia

	1. Bloques de posicionamiento o anclaje	2. Ganchos mecánicos	3. Garras mecánicas	4. Pinzas laterales automáticas	5. Imanes
Costo	Bajo	Bajo a medio	Alto, por sus actuadores y PLC	Alto. Implica un sistema de accionamiento automático.	Medio a alto, dependiendo de la fuerza magnética necesaria
Eficacia	Alta si los bloques están bien diseñados para ajustarse a la forma de los spiders	Alta	Alta	Alta	Moderada. Solo es viable si los spiders son ferromagnéticos
Estabilidad	Muy buena	Muy buena	Muy buena	Muy buena	Depende de la fuerza del imán, pero puede ser insuficiente en movimientos bruscos

Tabla 5-2: (Continuación)

	1. Bloques de posicionamiento o anclaje	2. Ganchos mecánicos	3. Garras mecánicas	4. Pinzas laterales automáticas	5. Imanes
Seguridad	Alta, ya que los bloques actúan como anclajes mecánicos robustos	Alta	Alta	Alta	Moderada
Mantenimiento	Bajo, al ser los bloques piezas estáticas	Medio. Al ser partes móviles requieren mantenimiento	Medio a alto. Las partes móviles y los actuadores requieren mantenimiento	Medio a alto. Las partes móviles y los actuadores requerirán mantenimiento regular	Bajo, no tiene partes móviles
Entorno de acería	Muy adecuados. Son resistentes al polvo y el calor	Muy adecuados	Moderadamente adecuado. La suciedad y el polvo pueden afectar el mecanismo de las garras	Moderadamente adecuado	Moderadamente adecuado. Los imanes pueden acumular polvo y partículas metálicas, afectando su eficacia
Conclusión	Opción sólida y rentable para un entorno de acería, con alta eficacia y bajo mantenimiento	Una opción muy viable en términos de costo, eficacia y mantenimiento	Opción eficaz pero costosa. El alto mantenimiento o en el entorno de la acería puede ser un problema	Eficiente pero costosa y con mantenimiento significativo	Opción viable pero limitada

5.2 Principio de funcionamiento del sistema con la estación de carga

Ahora que se ha definido cuál es el mecanismo de anclaje que mejor se adapta a los requisitos esperados, antes de seguir avanzando con los detalles de la solución, en este apartado se procederá a realizar un resumen de sobre cómo funciona todo el conjunto para poder realizar el traslado de los spiders desde las trefiladoras hacia la zona de almacenamiento.

1. A la salida de cada trefiladora estará ubicada una estación de carga, cuyo diseño se desarrollará en apartados venideros, donde sobre la misma se encontrará depositado el spider.
2. La estación de carga estará constituida por dos perfiles o estructuras similares, y

deberán estar dispuestos a una distancia tal que, por un lado, permita exponer la base hueca del spider a la espera del acople con la superficie del carro de transferencia; y por el otro, permita a su vez el paso cómodo (pero no demasiado holgado) del carro de transferencia entre los mismos.

3. El carro responderá al llamado remoto de algún operario (si el accionamiento es manual, mediante una tablet o tablero de comando); o se desplazará hacia la estación de carga con el último spider completo de alambres de forma automática a través de la programación de un PLC. Su posicionamiento correcto y preciso será garantizado no sólo por éste último, sino también por múltiples sensores en el carro, así como señales reflectivas ubicadas en el entorno en puntos estratégicos.
4. Una vez correctamente ubicado el carro de transferencia entre los perfiles de la estación y por debajo del spider, la sujeción será garantizada a través de los bloques de posicionamiento ubicados en la superficie del carro. Éstos serán accionados para su elevación mediante algún mecanismo que también será concebido en próximos apartados, luego de sopesar alternativas y las ventajas y desventajas de cada una. Como se mencionó en el punto 2, la base del spider deberá ser hueca para que los bloques sobresalientes del carro puedan encastrar en la misma. El diseño de la base del spider no sólo deberá contemplar el bloqueo con el carro para el traslado, sino también el apoyo sobre la estación de carga.
5. Una vez que la superficie del carro se ensambló a la base del spider, el carro procederá a trasladarse por un camino delimitado y libre de obstáculos hacia las zonas de almacenamiento, donde se encuentran más estaciones de carga para depositar los spiders llenos.

5.3 Primeros diseños del mecanismo de sujeción

En este apartado se describirán los primeros modelos 3D sobre posibilidades de anclaje de los bloques de posicionamiento. Es importante aclarar que estos modelos son meramente ilustrativos, sin detalles, dimensiones ni especificaciones de materiales, tratamientos térmicos, rugosidad, etc.

Para poder entender los modelados, primero se expondrá una foto (**Figura 5-1**) de uno de los spiders reales que se utilizan en la empresa Gerdau. En la misma se diferencian las partes que lo componen: la bobina o carrete; se puede llamar de cualquiera de las dos formas a la estructura símil cilíndrica rodeada por el alambre trefilado; y la base al final de la bobina, de diámetro mayor, que comprende un tope para que el alambre no

“pase de largo” a través de la bobina y se vaya apilando rodeando la misma. También se señalan los aros de alambre trefilado.

Para simplificar la comprensión del lector, serán denominadas como bobina y base las partes que cumplen con las respectivas funciones descritas para cada modelo, de manera de unificar un criterio de designación.

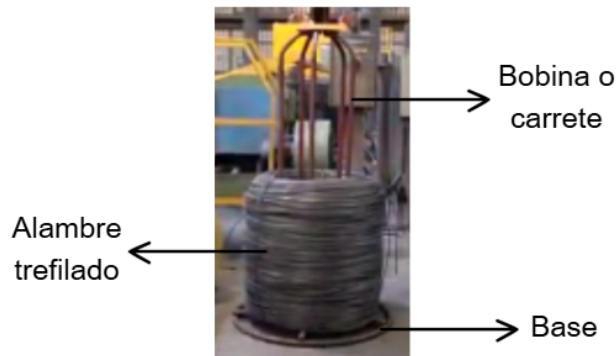


Figura 5-1: Spider real utilizado en la empresa Gerdau, cargado con alambre trefilado.

Por otro lado, para lograr una comprensión completa sobre el mecanismo de encastre que se busca con los bloques de posicionamiento, también se incluye una imagen ilustrativa (**Figura 5-2**) sobre un carro de transferencia comercial utilizado para el traslado de palets, el Autopilot CDI120 de Toyota [1], que fue la inspiración para este proyecto.



Figura 5-2: Carro de transferencia Autopilot CDI120 de Toyota [1].

Finalmente, los perfiles que constituyen la estación de carga sobre la cual estará apoyada la base del spider serán similares a los que se ilustran a continuación:

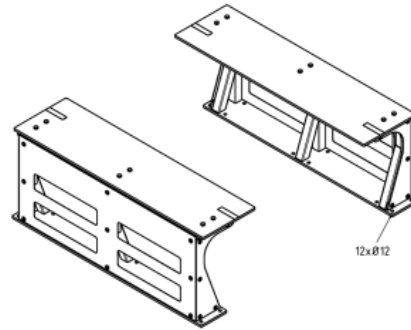


Figura 5-3: Estación de carga [1].

A continuación se procede a explicar de forma concisa las ideas propuestas.

5.3.1 Opción 1: tipo palet

Sin realizar cambios a la superficie de los carros de transferencia comerciales para el traslado de palets que se tienen hasta el momento, sólo se readaptó la base del spider para que tenga un acople como si fuese un palet mismo, con la bobina o carrete sobre éste. Cabe destacar que la base del spider deberá sobresalir de la superficie del carro, ya que esta superficie expuesta sobresaliente será la que servirá de apoyo al spider completo sobre los perfiles que conforman la estación de carga.

La superficie del carro es la que se eleva para acoplarse a la base del spider y sujetarlo.

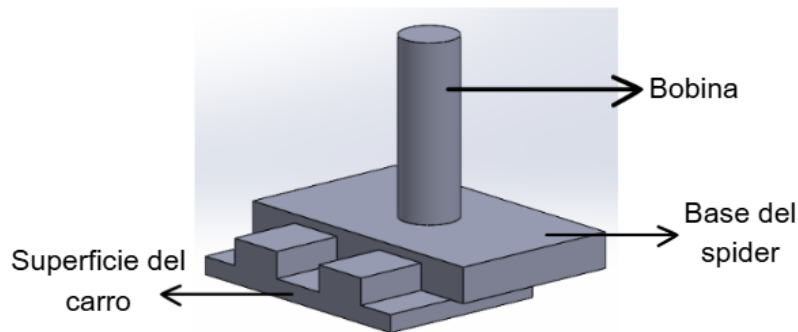


Figura 5-4: Encastre entre base del spider y superficie del carro “tipo palet”.

Esta alternativa presenta como ventaja su simpleza y fácil adaptación a la necesidad expuesta, dado que es un producto que ya se encuentra en el mercado. Sin embargo, con este diseño de base se requiere de bastante espacio que termina siendo desperdiciado para la aplicación requerida.

5.3.2 Opción 2: tipo palet con cuñas de encastre

Esta idea es muy similar a la opción 1, sólo que se añaden cuñas de encastre, salientes y entrantes tanto en la base del spider como en la superficie del carro, para lograr un

ensamble más seguro. Sin embargo, esta alternativa no propone mejoras significativas ni elimina las desventajas planteadas anteriormente.

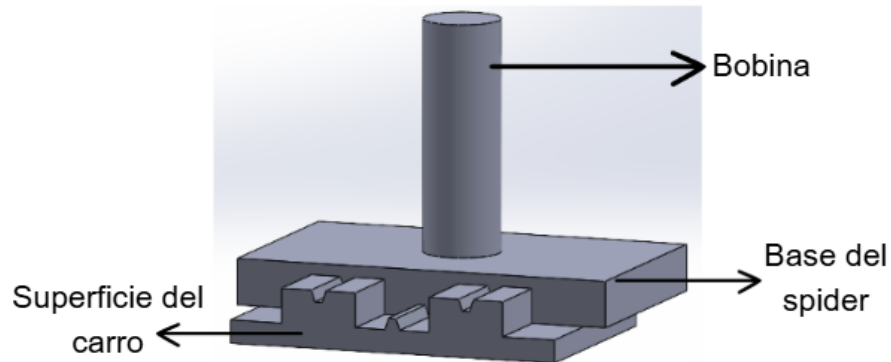


Figura 5-5: Encastre entre base del spider y superficie del carro “tipo palet con cuñas de encastre”.

5.3.3 Opción 3: “capuchón” simple

Esta alternativa fue inspirada por los capuchones (tapas) que se colocan en las lapiceras para evitar que la tinta en las mismas se seque. La base del spider será cilíndrica y de interior hueco, de manera de actuar como el “capuchón” que cubrirá y se acoplará a un bloque cilíndrico sólido en la superficie del carro de transferencia que actuará como lapicera. Este bloque será impulsado de manera ascendente para llenar el hueco de la base del spider mediante algún mecanismo pendiente de definición.

A su vez, la base del spider deberá tener unas “aletas” que permitan el apoyo del conjunto sobre la estación de carga. Para evitar confusiones, como aclaración, en la imagen ilustrativa (**Figura 5-6**) no se encuentra ilustrada la bobina sobre la base del spider.

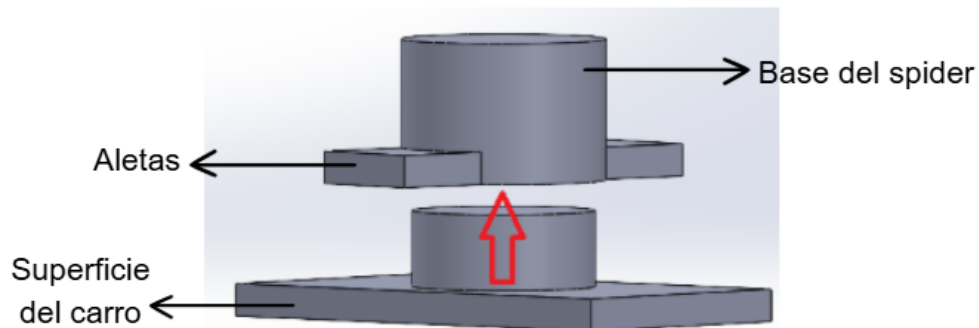


Figura 5-6: Encastre entre base del spider y superficie del carro estilo “capuchón” simple.

5.3.4 Opción 4: “capuchón” con contención

En esta propuesta se buscó, al igual que se hizo con la opción 2, garantizar una mayor seguridad de traslado. Para ello, se incluyeron en la superficie del carro dos perfiles semicilíndricos fijos que “abrazan” al capuchón constituido por la base del spider, evitando posibles vuelcos de éste durante su traslado.

Sin embargo, esta opción también fue descartada al concluirse que se puede arribar a diseños más simples que garanticen la seguridad buscada sin tener que agregar demasiada complejidad a los métodos de fabricación y montaje de los componentes de la superficie del carro.

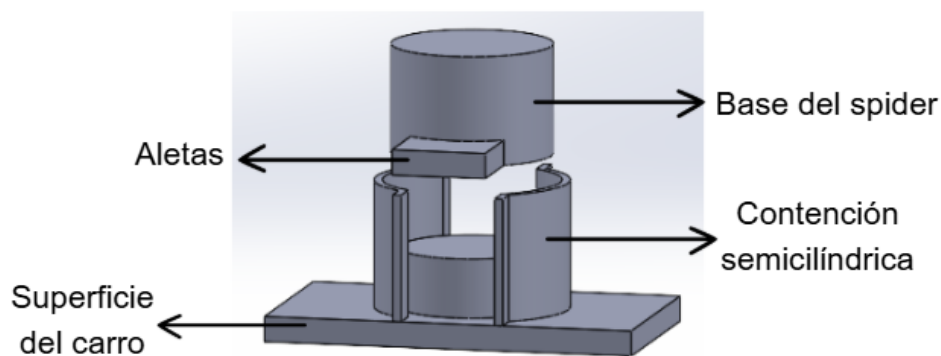


Figura 5-7: Encastre entre base del spider y superficie del carro estilo “capuchón” con contención.

Se podrá observar que, como en la opción anterior, tampoco se encuentra ilustrada la bobina sobre la base del spider.

5.3.5 Opción 5: conjunto retráctil de “capuchón” y trabas

Haciendo un re-análisis de las ideas propuestas, se decidió volver sobre la idea del “capuchón” simple, porque muchas veces partiendo de las soluciones más sencillas se obtienen resultados satisfactorios sin demasiadas complicaciones.

La premisa entonces fue, ¿cómo lograr que esta alternativa garantice un traslado seguro de los spiders, evitando el vuelco del mismo (o del conjunto) ante posibles obstáculos que puedan encontrarse en el camino?

Se arribó a la conclusión de que, incorporando a la idea original de “capuchón” simple dos bloques más sobre la superficie del carro de transferencia, que en vez de acoplarse a la base hueca del spider como el sólido cilíndrico del centro, la traspasasen, mediante ranuras adicionales a la misma. De este modo, se lograría de manera sencilla garantizar un agarre seguro durante el traslado, brindando protección tanto al spider como, principalmente, a las personas, de forma simultánea.

Esto puede retratarse en la siguiente imagen (**Figura 5-8**). Algunas aclaraciones importantes son que, por un lado, de la misma forma que para las opciones 3 y 4 no se encuentra ilustrada la bobina sobre la base del spider. Por otro lado, la sección y altura de los bloques adicionales son meramente ilustrativos.

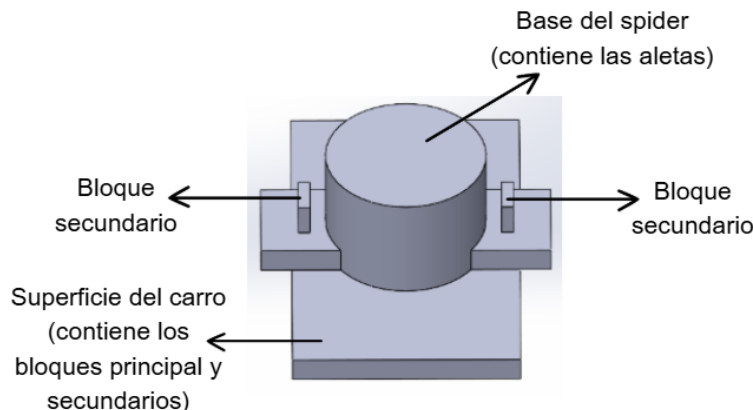


Figura 5-8: Encastre entre base del spider y superficie del carro mediante conjunto retráctil de “capuchón” y trabas.

Esta alternativa tiene como beneficio que la fijación se logra mediante el simple efecto de interferencia física, sin necesidad de elementos móviles o mecanismos adicionales. Una vez alcanzada la posición de trabajo, el spider queda asegurado por geometría, ya que los bloques impiden cualquier movimiento hacia arriba o lateral. Sin embargo, este método exige una precisión dimensional alta en la fabricación tanto del spider como del carro así como del control de movimientos a través de los sensores.

5.3.6 Opción elegida

Finalizado el análisis de las distintas alternativas, se determinó que el sistema de sujeción estará basado en un “capuchón” simple, con un único bloque de posicionamiento elevable, priorizando la simplicidad tanto en el diseño como en la fabricación. El principal desafío radicará en la definición del sistema de aseguramiento que garantice la seguridad y confiabilidad del método de sujeción adoptado.

Esta solución presenta una notable simplificación al eliminar la necesidad de bloques sobresalientes, los cuales requerirían de un mecanizado más complejo y el uso de sensores adicionales para garantizar una alineación precisa. Este diseño se basa en un encastre más simple, en el que únicamente se requiere que el cilindro se inserte en el hueco correspondiente, lo que reduce significativamente la probabilidad de errores durante la operación. Esta modificación no solo simplifica la fabricación y el montaje, sino que también mejora la eficiencia operativa al eliminar mecanismos adicionales, disminuyendo el tiempo y el esfuerzo necesarios para realizar el encastre y la elevación del spider.

5.4 Mecanismo de elevación para la superficie del carro

En esta sección, con la misma modalidad utilizada hasta el momento, se describirán cada uno de los mecanismos considerados como posibilidades para elevar los bloques de posicionamiento en el carro de transferencia. Se analizarán, ventajas y desventajas de cada uno, para finalmente elegir mediante el semáforo el que mejor se adapta a los objetivos planteados.

5.4.1 Cilindro hidráulico

Este mecanismo consta de un cilindro cerrado con un pistón interno que divide su volumen en dos cámaras. Se inyecta fluido hidráulico a presión en una de las cámaras, lo que empuja el pistón y genera un movimiento lineal. Dependiendo de la dirección del flujo del fluido, el pistón se extiende o se retrae.

5.4.2 Cilindro eléctrico

Este mecanismo convierte el movimiento rotativo de un motor eléctrico en un desplazamiento lineal mediante un husillo de rosca. Cuando el motor gira, una tuerca acoplada al husillo se mueve en línea recta, generando el movimiento del pistón.

5.4.3 Actuador neumático de piñón y cremallera

Este sistema emplea aire comprimido para mover un pistón que está conectado a un piñón (rueda dentada). A medida que el pistón se desplaza dentro de un cilindro, empuja o tira de una cremallera (barra dentada), convirtiendo el movimiento lineal del pistón en un movimiento rotativo del piñón o viceversa.

5.4.4 Tornillo de potencia

Un tornillo de potencia usa un mecanismo de husillo y tuerca para transformar un movimiento rotativo en un desplazamiento lineal. Cuando el husillo gira, la tuerca avanza o retrocede, empujando o tirando de la carga. La fricción inherente del sistema permite que la carga se mantenga estática sin necesidad de una fuente de energía constante.

El análisis de ventajas, desventajas y elección final se resume a continuación (**Tabla 5-3**):

Tabla 5-3: Ventajas y desventajas sobre los distintos sistemas de elevación de los bloques de posicionamiento y la carga

Sistema de elevación	Ventajas	Desventajas	Semáforo
Cilindro hidráulico	-Gran capacidad de carga. -Control preciso de la altura y la velocidad de elevación. -Mejor absorción de impactos.	-Revisión periódica del fluido hidráulico. -Posibilidad de fugas de fluido.	
Cilindro eléctrico	-No requiere fluidos y es menos propenso a fugas. -Permite ajustes finos de posición y velocidad. -Eficiencia energética: consume energía sólo durante el movimiento.	-Capacidad de carga limitada. -Costoso, debido a que puede requerir de motores de alto torque para el manejo de cargas más pesadas. -Vida útil más corta en comparación a los cilindros hidráulicos.	
Actuador neumático de piñón y cremallera	-Rápido. -Bajo costo de mantenimiento. -Robusto y confiable (simplicidad estructural).	-Capacidad de carga limitada. -Comparado con sistemas eléctricos o hidráulicos, el control de posición es más limitado.	
Tornillo de potencia	-Posicionamiento preciso y repetible. -Componentes mecánicos relativamente simples. -No requiere fluidos ni sistemas de compresores. Esto se traduce en menor tiempo de inactividad y costos operativos. -El sistema solo consume energía cuando se mueve. -Excelentes para mantener cargas estáticas. -Altamente resistente al desgaste y a condiciones de carga pesada, lo cual se traduce en una larga vida útil.	-Velocidad de operación limitada (más lentos en comparación a los otros sistemas). -La instalación del tornillo requiere alineación precisa para evitar el desgaste excesivo.	

Se puede observar que concluido este análisis, la opción elegida es el tornillo de potencia. Profundizando sobre esta decisión se investigan los distintos tornillos de potencia existentes en el mercado, es decir, la clasificación de los mismos según el tipo de rosca que tienen; de manera de determinar cuál utilizar para la aplicación requerida.

Los tres tipos de rosca para tornillos de potencia más comunes son: cuadrada, Acme y trapezoidal (**Figura 5-9**). De estas, la cuadrada y la trapezoidal son las más eficientes, ya que requieren un menor par torsional para mover una carga a lo largo del tornillo. Por otro lado, la rosca Acme, aunque es menos eficiente, resulta más fácil de mecanizar. En particular, la rosca trapezoidal es recomendable cuando la transmisión de fuerza se realiza en una única dirección.

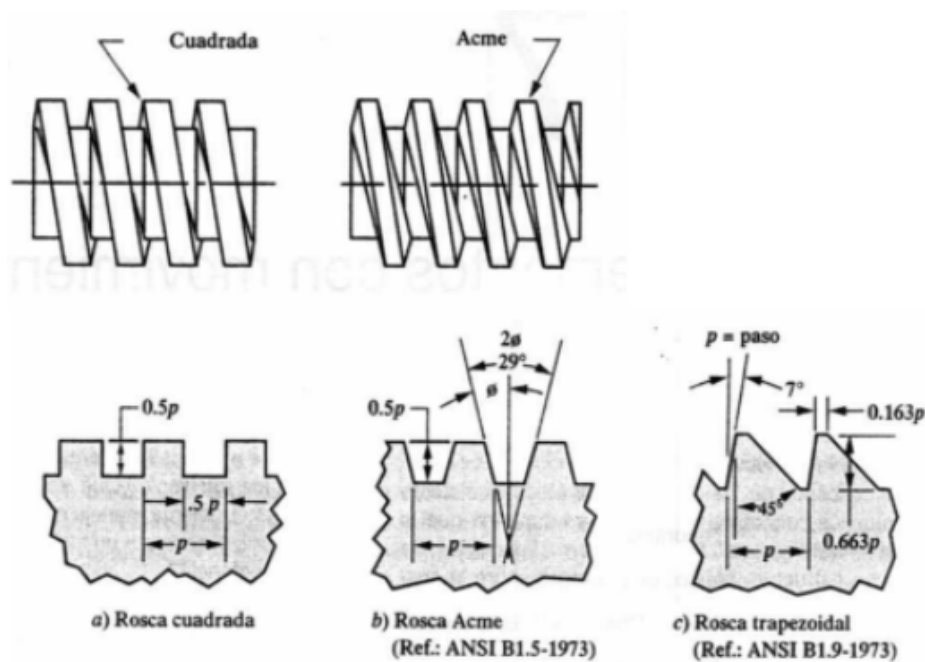


Figura 5-9: Formas de roscas para tornillos de potencia [2].

A través de la comparación entre ventajas y desventajas de cada tipo (**Tabla 5-4**) se arriba a la conclusión que la rosca Acme es la mejor alternativa.

Tabla 5-4: Ventajas y desventajas sobre los distintos tipos de rosca para tornillos de potencia.

Tipo de rosca	Ventajas	Desventajas	Semáforo
Trapezoidal	-Económica y fácil de fabricar. -Resistente a ambientes sucios y abrasivos. -Puede ser autoblocante, útil para evitar retrocesos.	-Baja eficiencia. -Mayor desgaste en aplicaciones dinámicas o de alta carga.	

Tabla 5-4: (Continuación)

Tipo de rosca	Ventajas	Desventajas	Semáforo
Cuadrada	-Alta capacidad de carga. -Menor fricción que trapezoidal, lo que mejora la eficiencia. -Adecuada para aplicaciones que requieren robustez y precisión.	-Dificultad de fabricación, lo que aumenta el costo. -No es autoblocante.	
Acme	-Buena capacidad de carga, mejor para aplicaciones dinámicas que trapezoidal. -Perfil redondeado reduce el desgaste y concentra menos esfuerzos. -Moderadamente eficiente y más fácil de fabricar que la cuadrada.	-Sensibilidad media al desgaste en ambientes sucios. -Eficiencia y precisión menores que la cuadrada.	

5.5 Sistema de elevación: análisis integral

Siendo que en el apartado anterior se ha definido el mecanismo de impulsión primario que permitirá la elevación de los bloques de posicionamiento para el acople con el spider, en esta sección se abordarán con mayor profundidad las cuestiones a definir sobre dicho mecanismo: ¿cuántos tornillos de potencia compondrán el mecanismo de elevación? ¿Cuántos mecanismos de elevación deben ser efectivamente utilizados en el carro de transferencia para poder soportar la carga?

A su vez, se definirán otros componentes que el carro deberá tener para poder accionar el o los mecanismos de elevación, como uno o varios motores, regulados a su vez por controladores que serán alimentados a batería. Todos estos componentes pueden englobarse en una categoría denominada Sistema de elevación. Entonces, en pocas palabras, en esta sección se describirán todos aquellos elementos que permiten y posibilitan la acción del o los mecanismos de elevación, constituyendo el Sistema de elevación. Todo este análisis estará respaldado por los cálculos correspondientes.

5.5.1 Cantidad de mecanismos de elevación

Un mecanismo de elevación puede estar compuesto por uno, dos o tres tornillos de potencia. En la industria, es común encontrar en el mercado sistemas de elevación para vehículos de guiado automático (AGV) que incorporan tres tornillos de potencia, como el siguiente:

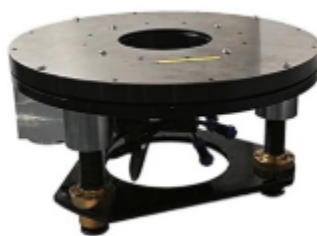


Figura 5-10: Mecanismo de elevación AGV [3].

Cuando se estudiaron los distintos diseños para el mecanismo de sujeción en la Sección 5.3, resultaron preferidas las opciones 3 (“capuchón” simple) y 5 (conjunto retráctil de “capuchón” y trabas).

La selección de la opción a implementar dependerá de la cantidad de mecanismos de elevación requeridos. En caso de utilizar un único bloque de posicionamiento (opción 3), será necesario un solo mecanismo de elevación, cuya configuración y cantidad de tornillos de potencia aún deben definirse. Por el contrario, si se adopta la opción 5, se requerirán tres mecanismos de elevación, uno para cada bloque.

Para tomar una determinación al respecto se compararán ambas opciones según distintos criterios evaluados: entorno y condiciones del piso, cantidad de bloques, espacio ocupado por el mecanismo, complejidad del sistema, estabilidad, riesgo de fallo, costo y factores de seguridad (**Tabla 5-5**).

Tabla 5-5: Comparación según distintos criterios para un mecanismo de elevación central y para tres mecanismos de elevación (uno central y dos laterales)

Criterio	Un mecanismo central	Tres mecanismos: uno central y dos laterales
Entorno y condiciones del piso	-El piso en la fábrica está mayormente libre y plano, con poco riesgo de obstáculos importantes. -Un solo mecanismo es suficiente para operar de forma estable.	-Tres mecanismos podrían mejorar la estabilidad si hubiera irregularidades significativas en el piso, pero no parece ser el caso.
Bloques de posicionamiento del carro	-No se requiere de bloques laterales porque la elevación será desde un único punto central. Esto simplifica el diseño y reduce peso en el spider.	-Los bloques adicionales son necesarios para que el peso quede alineado con los mecanismos laterales. Esto implica mayor peso y mayor complejidad en el diseño.

Tabla 5-5: (Continuación)

Criterio	Un mecanismo central	Tres mecanismos: uno central y dos laterales
Espacio ocupado por el mecanismo	-Menor espacio requerido, ya que solo instalas un mecanismo en el centro. Esto deja más libertad para otros componentes del sistema AGV.	-Los tres mecanismos ocupan más espacio (dos a los lados y uno en el centro). Esto puede interferir con otros elementos del sistema.
Complejidad del sistema	-Más sencillo de diseñar, fabricar, y mantener. -Menos componentes mecánicos (un tornillo, motor, o engranaje). -Más confiable al tener menos partes móviles.	-Mayor complejidad mecánica, ya que hay tres mecanismos que deben estar sincronizados. Esto puede requerir sistemas adicionales de control.
Estabilidad lateral	-Puede necesitar guías laterales en el carro AGV para evitar posibles balanceos, pero estas son fáciles de implementar.	-Los tres puntos de elevación proporcionan estabilidad adicional durante la elevación, pero no son estrictamente necesarios dado el entorno descrito.
Riesgo de fallo mecánico	-Menor riesgo de fallo, ya que solo hay un mecanismo que podría fallar. -Más fácil detectar y reparar problemas en un único punto.	-Mayor riesgo, ya que si falla uno de los tres mecanismos, el sistema podría desestabilizarse o no funcionar correctamente.
Costo total	-Más económico: menor cantidad de componentes mecánicos (motores, tornillos, engranajes) y menos materiales necesarios.	-Más costoso: necesitas fabricar e instalar tres mecanismos completos, lo que incrementa el costo de materiales y mano de obra.
Factores de seguridad	-Necesita asegurar que la base del spider sea lo suficientemente rígida y que el sistema central soporte bien los 1000 kg.	-Los tres mecanismos distribuyen mejor la carga.

El entorno descrito, caracterizado por un piso mayormente libre y plano, permite el desarrollo de un diseño más simplificado. La implementación de un único mecanismo de elevación presenta ventajas en términos de costo, complejidad y mantenimiento, los cuales se reducen significativamente en comparación con un sistema de tres mecanismos. Además, el uso de múltiples mecanismos no proporciona beneficios sustanciales que justifiquen el incremento en complejidad y costos, ya que las condiciones del entorno no requieren una estabilidad adicional.

Entonces, resultando la opción 3 como la elegida, será primordial evaluar mecanismos de aseguramiento que garanticen un encastre seguro tanto para el spider, como principalmente, de las personas que trabajan y circulan por la planta.

5.5.2 Cantidad de tornillos de potencia

Como se mencionó anteriormente, muchos dispositivos de elevación en vehículos de guiado automático (AGV) utilizan tres tornillos de potencia en lugar de uno solo o dos.

Una de las razones principales es que los AGV a menudo transportan cargas que pueden no estar perfectamente centradas. Tres tornillos de potencia permiten distribuir mejor el peso y minimizar la inclinación de la carga durante la elevación. Los mecanismos de dos tornillos suelen utilizarse en aplicaciones donde la carga es ligera o está bien distribuida, como mesas elevadoras compactas o pequeños sistemas de posicionamiento.

Un solo tornillo de potencia concentraría toda la carga en un único punto, lo que podría generar esfuerzos excesivos y comprometer la estabilidad del sistema. Al repartir la carga entre tres tornillos, disminuye el esfuerzo individual y permite el uso de componentes más compactos o livianos. A su vez, se reducen las tensiones en los cojinetes, soportes y la estructura general del mecanismo.

Un solo tornillo de potencia generalmente requiere una estructura más robusta y alta para resistir el momento flector.

Analizando la cantidad de tornillos desde el aspecto de la seguridad, si un único tornillo de potencia falla, la carga podría caer o desbalancearse peligrosamente. Con tres tornillos, el sistema puede seguir funcionando con mayor seguridad, ya que la carga sigue sostenida en varios puntos.

Finalmente, desde el punto de vista de la disponibilidad comercial, la mayoría de los sistemas de elevación para AGV están diseñados con tres tornillos, lo que facilita la compatibilidad con soluciones existentes y reduce costos de desarrollo y fabricación.

Todo lo explicado anteriormente se resume en el siguiente cuadro (**Tabla 5-6**).

Tabla 5-6: Comparación del uso de uno, dos o tres tornillos de potencia según distintas características

Característica	Un tornillo	Dos tornillos	Tres tornillos
Estabilidad	Baja, riesgo de inclinación.	Media, puede inclinarse si la carga no está equilibrada.	Alta, mejor distribución de la carga.

Tabla 5-6: (Continuación)

Característica	Un tornillo	Dos tornillos	Tres tornillos
Distribución de carga	Toda la carga en un solo punto.	Requiere carga bien centrada o guías robustas.	Se distribuye uniformemente.
Seguridad	Alta exigencia estructural, riesgo de fallas críticas.	Si un tornillo falla, puede inclinarse.	Más seguro, puede seguir funcionando si uno falla.
Complejidad del sistema	Simple.	Moderada.	Más complejo, requiere sincronización.
Costo	Bajo.	Medio.	Más alto.
Aplicaciones típicas	Sistemas pequeños y compactos, donde la carga es ligera y simétrica.	Mesas elevadoras, plataformas con guías rígidas, sistemas de posicionamiento.	AGV, sistemas de elevación industrial, cargas descentradas.
Requerimientos de sincronización	No requiere.	Necesario si no hay guías.	Necesario, pero permite mejor control.
Estructura necesaria	Muy robusta para evitar flexión.	Requiere guías lineales o estructura reforzada.	Permite un diseño más equilibrado y compacto.

5.5.3 Selección de material para los tornillos y las tuercas. Lubricación entre componentes

Un tornillo de potencia está compuesto por un eje roscado y una tuerca, los cuales trabajan juntos para generar movimiento lineal a partir de rotación.

Según el Capítulo 17 del libro *Diseño de elementos de máquinas* de Mott [2], los tornillos de potencia se fabrican, en forma típica, con aceros al carbón o aleados, como los AISI 1018, 1045, 1060, 4130, 4140, 4340, 4620, 6150, 8620 y otros. Las tuercas de tornillos de potencia se fabrican con aceros para cargas moderadas, cuando trabajan a velocidades relativamente bajas. Se recomienda lubricarlos con grasa. Para mayores velocidades y cargas se usan tuercas de bronce, lubricadas, ya que tienen mejor desempeño contra el desgaste.

Finalmente, en esta sección se definirá también qué tipo de lubricación es mejor entre los componentes una vez seleccionados sus materiales.

Material para el tornillo

Posteriormente a investigar las características de los aceros sugeridos, los preferidos resultaron ser el SAE 1045 y el SAE 4140. El SAE 1045, un acero medio en carbono, ofrece buena resistencia mecánica y tenacidad, con una maquinabilidad aceptable. Por

otro lado, el SAE 4140, un acero aleado con cromo-molibdeno, se destaca por su mayor resistencia a la fatiga, al desgaste y a la tracción, además de una mejor respuesta al tratamiento térmico, lo que permite optimizar sus propiedades según los requerimientos del tornillo de potencia. Comparando características como la resistencia mecánica, resistencia al desgaste y la fatiga, resistencia a la corrosión y la respuesta que cada uno presenta al tratamiento térmico (**Tabla 5-7**), se decidió seleccionar al SAE 4140 como material de fabricación para los ejes roscados debido a su superior desempeño en estas condiciones.

Tabla 5-7: Comparación entre las características principales de los aceros SAE 1045 y SAE 4140 para la fabricación de los ejes roscados de los tornillos de potencia

Caracte- rística	SAE 4140	SAE 1045
Resisten- cia mecánica	Es un acero aleado con cromo y molibdeno, que le otorga mayor resistencia a la tracción, al desgaste y a la fatiga. Soporta mayores cargas y tiene menor probabilidad de deformación o falla bajo cargas extremas.	Es un acero al carbono que no tiene elementos aleantes significativos, por lo que su resistencia es menor. Su límite elástico es de aproximadamente 310 MPa, y su resistencia a la tracción alcanza sólo alrededor de 585 MPa.
Respuesta al tratamien- to térmico	Puede ser templado y revenido para alcanzar una dureza controlada logrando una excelente combinación de dureza superficial y tenacidad en el núcleo. También es ideal para tratamientos como nitruración , que mejora la resistencia al desgaste y la corrosión.	Aunque también puede ser templado, su capacidad de endurecimiento es limitada debido a su menor contenido de carbono y ausencia de elementos aleantes. No responde igual de bien a tratamientos como la nitruración.
Resisten- cia al desgaste y a la fatiga	La presencia de cromo y molibdeno mejora significativamente la resistencia al desgaste y reduce el riesgo de grietas por fatiga, especialmente en aplicaciones de carga cíclica o dinámica.	Tiene menor resistencia al desgaste y es más susceptible a la fatiga por cargas repetidas o movimientos continuos.
Resisten- cia a la corrosión	Aunque no es inoxidable, el cromo le da una ligera resistencia adicional a la corrosión, especialmente cuando se combina con un tratamiento como nitruración. Esto lo hace más adecuado para entornos industriales.	Es más susceptible a la corrosión en ambientes agresivos si no se aplica un recubrimiento protector.

Material para la tuerca

Para asegurar una mayor durabilidad y facilidad de mantenimiento del sistema, se recomienda que la tuerca esté fabricada con un material de menor dureza en comparación con el tornillo. De esta manera, el desgaste se concentrará principalmente en la tuerca, la cual puede ser reemplazada con mayor facilidad y a un menor costo que

el tornillo, optimizando así la vida útil del mecanismo y reduciendo los costos de mantenimiento.

Siguiendo con la recomendación del libro citado e investigando distintas aleaciones, el bronce al aluminio (CuAl10Fe5Ni5 o similar) podría ser un buen material para la fabricación de las tuercas; ya que tiene alta resistencia mecánica, excelente resistencia al desgaste y es autolubrificante por naturaleza.

En caso de que se decidan emplear tuercas de acero, el SAE 1045 también podría ser una buena elección, ya que al ser de menor dureza que el material del eje roscado, permite concentrar el desgaste en la tuerca. Tiene la ventaja de ser más económico que el bronce, pero requiere lubricación constante y tratamientos adicionales.

De la misma forma que se realizó para determinar el material de los ejes roscados, se realiza la comparación entre los materiales que pueden utilizarse para la fabricación de las tuercas (**Tabla 5-8**). Resulta que, finalizado el análisis, es más conveniente fabricar las tuercas con bronce al aluminio, ya que si bien se trata de un material más costoso, tiene una mejor respuesta al desgaste que el acero SAE 1045; por lo que a mediano plazo se justifica esta inversión.

Tabla 5-8: Comparación entre las características principales del bronce al aluminio y el acero SAE 1045 para la fabricación de las tuercas de los tornillos de potencia

Característica	Bronce al aluminio	SAE 1045
Reducción del riesgo de galling¹	Es un material autolubrificante, con una naturaleza inherente que minimiza el riesgo de galling, incluso bajo condiciones de alta presión y fricción. Esto se debe a su composición metálica y propiedades de bajo coeficiente de fricción.	Cuando se usa acero contra acero (por ejemplo, tornillo y tuerca de acero), el contacto directo entre superficies similares bajo carga elevada tiende a provocar galling, especialmente en ausencia de una lubricación adecuada.
Compatibilidad con tornillos de acero	Tiene una dureza menor que el acero del tornillo (SAE 4140), lo que asegura que el desgaste ocurra principalmente en la tuerca. Esto simplifica el mantenimiento, ya que reemplazar la tuerca es más económico y fácil que cambiar el tornillo.	El desgaste ocurre en ambas piezas debido a la similitud en dureza, lo que afecta la vida útil del sistema completo.

¹ El término **galling** se refiere a un tipo específico de desgaste severo que ocurre entre dos superficies metálicas en contacto cuando se deslizan una sobre otra bajo alta presión o fricción. Es una forma de adhesión que puede causar daños significativos en las superficies afectadas.

Tabla 5-8: (Continuación)

Característica	Bronce al aluminio	SAE 1045
Resistencia al desgaste	Ofrece una excelente resistencia al desgaste, incluso sin lubricación constante. Es ideal para aplicaciones de roscas sometidas a altas cargas y movimientos cíclicos.	Aunque tiene buena resistencia al desgaste, su desempeño es inferior en comparación con el bronce al aluminio en aplicaciones de contacto directo con acero.
Propiedades autolubricantes	Tiene propiedades intrínsecas que reducen la fricción, lo que disminuye la necesidad de lubricación frecuente.	Carece de propiedades autolubricantes, por lo que depende completamente de un sistema de lubricación externo para funcionar correctamente.
Resistencia a la corrosión	Es altamente resistente a la corrosión, incluso en ambientes industriales agresivos o húmedos.	Es más propenso a la corrosión, especialmente si no está protegido con recubrimientos o lubricantes adecuados.

Lubricación entre componentes

Existen tres tipos de lubricación aplicables entre el tornillo (eje roscado) y la tuerca: sólida, líquida y por recubrimientos. Una breve descripción de las mismas, así como sus ventajas y desventajas se exponen a continuación (**Tabla 5-9**).

Tabla 5-8: Descripción, ventajas y desventajas de los tipos de lubricación aplicables entre el eje roscado y la tuerca que componen un tornillo de potencia

	Lubricación sólida	Lubricación líquida	Lubricación por recubrimientos
¿En qué consiste?	Consiste en partículas finas de materiales sólidos que se aplican directamente en la superficie de la rosca, como por ejemplo, grafito o disulfuro de molibdeno.	Lubricantes líquidos, como aceites o grasas, se aplican a las roscas para reducir la fricción.	Los recubrimientos superficiales son aplicados a las roscas para mejorar las propiedades tribológicas, como la resistencia al desgaste, la fricción y la corrosión.
Ventajas	- Reduce la fricción en condiciones de carga extrema. - Ideal para aplicaciones de alta carga y baja velocidad.	- Deslizamiento suave entre las superficies. - El aceite puede enfriar las superficies debido a su capacidad de disipar el calor. - Mejora la protección contra la corrosión. - Las grasas ofrecen una protección duradera.	- Alta resistencia al desgaste y baja fricción. - Menos mantenimiento, ya que los recubrimientos son duraderos. - Resistencia mejorada a condiciones extremas de temperatura y presión.

Tabla 5-8: (Continuación)

	Lubricación sólida	Lubricación líquida	Lubricación por recubrimientos
Desventajas	- Puede ser menos efectivo en condiciones de alta velocidad. - Necesita una aplicación más cuidadosa para asegurar que la capa de lubricación esté bien distribuida.	- Requieren mantenimiento y renovación regular. - Pueden atraer polvo o suciedad que afecta el rendimiento.	- Requiere un proceso de fabricación especializado. - Es costoso en comparación con los lubricantes tradicionales.

La mejor opción de lubricación para el tornillo de SAE 4140 y la tuerca de bronce al aluminio es una grasa lubricante con aditivos sólidos como el disulfuro de molibdeno o grafito. Esta solución proporciona una lubricación duradera, mejora el desempeño y la fiabilidad, y también ayuda a evitar problemas comunes como el galling, mientras reduce la necesidad de mantenimiento frecuente. A su vez, el uso de recubrimientos superficiales (como nitruración en el tornillo) puede complementar esta opción, proporcionando una capa adicional de protección contra el desgaste.

Por otro lado, la frecuencia de renovación recomendada en aplicaciones con cargas moderadas y ambientes controlados (temperaturas no extremas y sin contaminación externa significativa), es cada 6 a 12 meses.

5.5.4 Tornillo de potencia: cálculos

En esta sección se detallan todos los cálculos correspondientes a los tornillos de potencia que integran el mecanismo de elevación; los mismos están basados en la teoría brindada por los libros: *Diseño de elementos de máquinas* de Mott [2] y *Diseño en ingeniería mecánica* de Shigley [4].

En primer lugar se calculará el par torsional para subir y el par torsional para bajar una carga por una rosca cuadrada; dado que los cálculos para esta rosca resultan más sencillos, por lo que después se harán las adaptaciones necesarias para la rosca Acme.

Par torsional para subir/bajar una carga por la rosca

Cuando se utiliza un tornillo de potencia para ejercer una fuerza, se necesita conocer cuánto par torsional se debe aplicar a la tuerca del tornillo para mover la carga.

Los parámetros que intervienen son la fuerza a mover F , el tamaño de la rosca, representado por su diámetro de paso D , el avance del tornillo L (distancia axial que mueve el tornillo en una revolución completa) y el coeficiente de fricción f . Para el caso normal de un tornillo de filete sencillo, el avance es igual al paso.

Para deducir la ecuación del par torsional necesario para girar el tornillo, se emplea la figura 17-5(a) del libro de Mott [2], la cual representa una carga que es empujada por un plano inclinado cuesta arriba, contra la fuerza de fricción (**Figura 5-11**). Esta es una representación razonable para una rosca cuadrada, si se imagina que la rosca se desenrolla del tornillo y se extiende en un plano.

El par torsional para una rosca Acme es un poco distinto al anterior, debido al ángulo de la rosca. Más adelante se mostrará la ecuación modificada para este tipo de rosca.

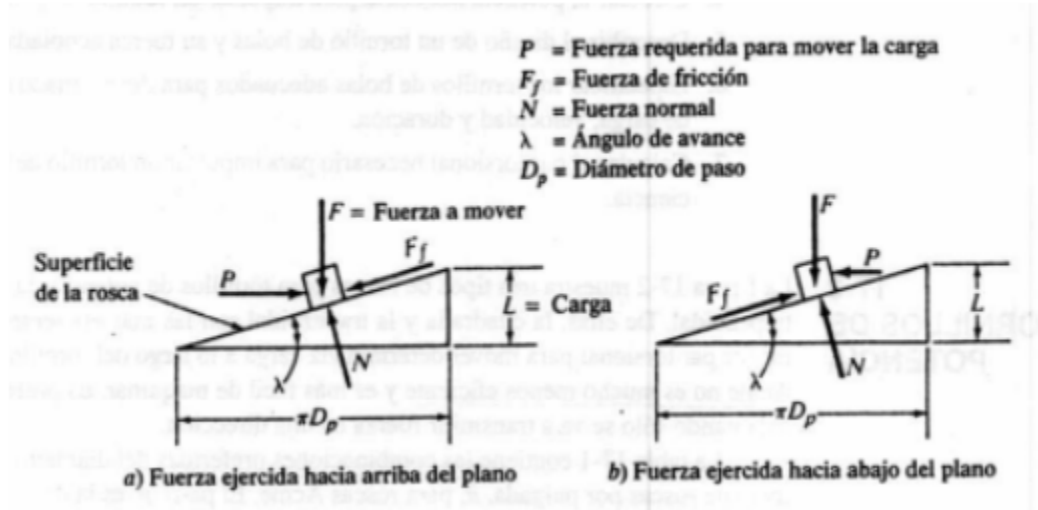


Figura 5-11: Análisis de fuerzas en un tornillo [2].

Planteando las ecuaciones de equilibrio para el diagrama, eliminando la fuerza normal N que no es de interés en esta aplicación, y despejando la fuerza P , resulta que el par torsional para subir una carga por la rosca cuadrada (T_u) es (**Ecuación 5.1**):

$$T_u = \frac{FD_p}{2} \left[\frac{L + \pi f D_p}{\pi D_p - f L} \right] \quad (5.1)$$

Esta ecuación considera la fuerza necesaria para superar la fricción entre la rosca y la tuerca, además de la fuerza que se requiere sólo para mover la carga. Por el contrario, si la rotación del tornillo tiende a bajar la carga, la fuerza de fricción actuará cuesta arriba del plano como se ve en la figura 17-5(b) (**Figura 5-11**). Entonces, cambia el análisis del par torsional y se obtiene el par torsional para bajar una carga (**Ecuación 5.2**):

$$T_d = \frac{FD_p}{2} \left[\frac{\pi f D_p - L}{\pi D_p + f L} \right] \quad (5.2)$$

La diferencia entre las roscas Acme y las cuadradas es la presencia del ángulo de rosca, ϕ .

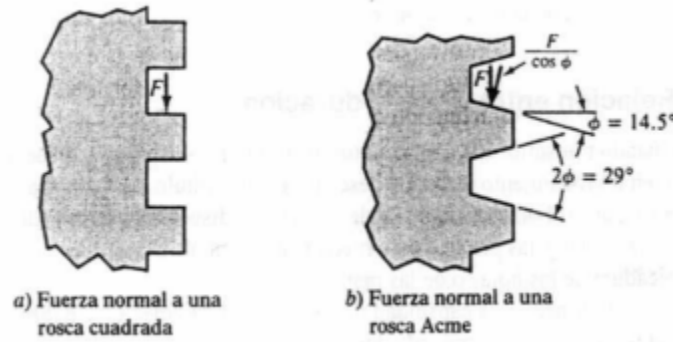


Figura 5-12: Fuerza sobre una rosca Acme [2].

De acuerdo con la figura anterior, que muestra la diferencia entre la fuerza normal a una rosca cuadrada vs. la fuerza normal a una rosca Acme (**Figura 5-12**), $2\phi = 29^\circ$, y en consecuencia $\phi = 14,5^\circ$. La fuerza F debe ser sustituida por $\frac{F}{\cos \phi}$. Al efectuarlo, el par torsional para mover la carga rosca arriba es (**Ecuación 5.3**):

$$T_u = \frac{FD_p}{2} \left[\frac{\cos \phi \tan \lambda + f}{\cos \phi - f \tan \lambda} \right] \quad (5.3)$$

Siendo λ el ángulo de avance, es decir, el ángulo de inclinación del plano en una rosca de tornillo. Es el ángulo que forma la tangente a la hélice de la rosca y el plano transversal al eje del tornillo (**Ecuación 5.4**):

$$\tan \lambda = \frac{L}{\pi D_p} \quad (5.4)$$

Finalmente, el par torsional para mover la carga rosca abajo es (**Ecuación 5.5**):

$$T_d = \frac{FD_p}{2} \left[\frac{f - \cos \phi \tan \lambda}{\cos \phi + f \tan \lambda} \right] \quad (5.5)$$

Ahora se procederá a realizar los cálculos correspondientes para obtener los pares torsionales buscados.

Cálculo de la fuerza F para cada tornillo de potencia

La carga máxima a elevar no será superior a 1000 kg; sin embargo, se la sobredimensiona en un 20% para asegurar que los tornillos de potencia seleccionados puedan soportar cargas mayores considerando futuras expansiones en la capacidad de los spiders. Entonces, siendo la carga máxima a elevar 1200 kg, repartida ésta entre los tres tornillos de potencia se tendrá que cada uno deberá ser capaz de soportar 400 kg o 3924 kN.

Selección de la rosca para la aplicación requerida

El libro de Mott [2] proporciona una tabla de diámetros preferidos para roscas Acme (**Figura 5-13**):

TABLA 17-1 Diámetros preferidos para roscas Acme

Diámetro mayor nominal, D (pulg)	Roscas por pulg, n	Paso, $p = 1/n$ (pulg)	Diámetro menor mínimo, D_r (pulg)	Diámetro mínimo de paso, D_p (pulg)	Área al esfuerzo de tensión, A_t (pulg ²)	Área al esfuerzo cortante, A_s (pulg ²) ^a
1/4	16	0.0625	0.1618	0.2043	0.026 32	0.3355
5/16	14	0.0714	0.2140	0.2614	0.044 38	0.4344
3/8	12	0.0833	0.2632	0.3161	0.065 89	0.5276
7/16	12	0.0833	0.3253	0.3783	0.097 20	0.6396
1/2	10	0.1000	0.3594	0.4306	0.1225	0.7278
5/8	8	0.1250	0.4570	0.5408	0.1955	0.9180
3/4	6	0.1667	0.5371	0.6424	0.2732	1.084
7/8	6	0.1667	0.6615	0.7663	0.4003	1.313
1	5	0.2000	0.7509	0.8726	0.5175	1.493
1 1/8	5	0.2000	0.8753	0.9967	0.6881	1.722
1 1/4	5	0.2000	0.9998	1.1210	0.8831	1.952
1 3/8	4	0.2500	1.0719	1.2188	1.030	2.110
1 1/2	4	0.2500	1.1965	1.3429	1.266	2.341
1 3/4	4	0.2500	1.4456	1.5916	1.811	2.803
2	4	0.2500	1.6948	1.8402	2.454	3.262
2 1/4	3	0.3333	1.8572	2.0450	2.982	3.610
2 1/2	3	0.3333	2.1065	2.2939	3.802	4.075
2 3/4	3	0.3333	2.3558	2.5427	4.711	4.538
3	2	0.5000	2.4326	2.7044	5.181	4.757
3 1/2	2	0.5000	2.9314	3.2026	7.388	5.700
4	2	0.5000	3.4302	3.7008	9.985	6.640
4 1/2	2	0.5000	3.9291	4.1991	12.972	7.577
5	2	0.5000	4.4281	4.6973	16.351	8.511

^aPor pulgada de longitud de acoplamiento.**Figura 5-13:** Diámetros preferidos para roscas Acme [2].

Para poder elegir de la tabla la rosca que mejor se ajusta a la aplicación, es necesario calcular primero el área resistente del tornillo, la cual se obtiene al despejar esta variable de la fórmula básica para la determinación del esfuerzo normal (**Ecuación 5.6**):

$$\sigma = \frac{F}{A_{\text{resistente}}} \quad (5.6)$$

Siendo $\sigma = 620 \text{ MPa}$ para el acero elegido (SAE 4140) y afectando la ecuación anterior por un coeficiente de seguridad para garantizar que el tornillo soporte la carga sin fallar $CS = 2$ (dado que, para aplicaciones donde las cargas son fijas y bien distribuidas, se suele utilizar un coeficiente de seguridad entre 1,5 y 2) (**Ecuación 5.7**):

$$A_{\text{resistente}} \geq \frac{F \cdot CS}{\sigma} \quad (5.7)$$

Con el área resistente se realiza la elección de la rosca en la tabla (**Figura 5-13**), resultando ser el tornillo elegido el de diámetro mayor nominal $D = 1 \frac{3}{4}$ ", roscas por pulgada $n = 4$, paso $p = 0,25$ " y diámetro mínimo de paso $D_p = 1,5916$ ".

Selección del coeficiente de fricción y verificación de la condición autosegurante

El libro de Shigley [4] proporciona una tabla para estimar el coeficiente de fricción según los materiales del tornillo y de la tuerca (**Figura 5-14**):

Material del tornillo	Material de la tuerca			
	Acero	Bronce	Latón	Hierro fundido
Acero, seco	0.15-0.25	0.15-0.23	0.15-0.19	0.15-0.25
Acero, aceite para máquina	0.11-0.17	0.10-0.16	0.10-0.15	0.11-0.17
Bronce	0.08-0.12	0.04-0.06	—	0.06-0.09

Figura 5-14: Coeficientes de fricción f de pares roscados [4].

Siendo que, los tornillos serán de acero (SAE 4140) y las tuercas de bronce al aluminio, con una lubricación a base de grasa con aditivos sólidos, el coeficiente de fricción resulta, según la tabla, $f = 0,1$.

En el diseño de mecanismos de transmisión por tornillo, el ángulo de avance de la rosca juega un papel fundamental en la estabilidad del sistema. Si dicho ángulo es elevado, la fuerza de fricción puede no ser suficiente para contrarrestar la tendencia de la carga a deslizarse en dirección descendente debido a la gravedad. Como resultado, el tornillo perdería su capacidad de mantener la carga en posición sin la aplicación de un par externo.

Sin embargo, en la mayoría de los tornillos con filete sencillo, el ángulo de avance es relativamente pequeño, lo que permite que la fricción generada entre las superficies de contacto sea lo suficientemente elevada como para impedir el deslizamiento espontáneo de la carga. A esta condición se le denomina autoaseguramiento. Para que un tornillo sea autoasegurante, debe cumplirse la siguiente condición (**Ecuación 5.8**):

$$f > \tan \lambda \quad (5.8)$$

La condición se verifica ya que $\tan \lambda \simeq 0,002$.

Cálculo de los pares torsionales necesarios para subir y para bajar una carga por la rosca

Realizados todos los cálculos previos para determinar las variables intervinientes en las ecuaciones de los pares torsionales necesarios para subir y bajar una carga por la rosca (**Ecuación 5.3** y **Ecuación 5.5**), se tiene que:

$$T_u = \frac{3,924 \text{ kN} \cdot 40,43 \text{ mm}}{2} \left[\frac{0,968 \cdot 0,002 + 0,1}{0,968 - 0,1 \cdot 0,002} \right] \simeq 8,34 \text{ Nm} \quad (5.3)$$

$$T_d = \frac{3,924 \text{ kN} \cdot 40,43 \text{ mm}}{2} \left[\frac{0,1 - 0,968 \cdot 0,002}{0,968 + 0,1 \cdot 0,002} \right] \simeq 8,03 \text{ Nm} \quad (5.5)$$

Eficiencia de los tornillos de potencia

La eficiencia en la transmisión de fuerza mediante un tornillo de potencia se define como la relación entre el par torsional teórico necesario para mover una carga en

ausencia de fricción y el par torsional real requerido cuando se considera la fricción en el sistema.

Para el caso ideal en el que no existe fricción ($f = 0$), el par torsional requerido se expresa mediante la ecuación (**Ecuación 5.9**):

$$T' = \frac{F D_p}{2} \frac{L}{\pi D_p} = \frac{FL}{2\pi} \quad (5.9)$$

Entonces, la eficiencia e es (**Ecuación 5.10**):

$$e = \frac{T'}{T_u} = \frac{FL}{2\pi T_u} \quad (5.10)$$

Realizando los reemplazos correspondientes resulta que $e = 1,87\%$.

Velocidad lineal y velocidad de giro para los tornillos de potencia

La velocidad lineal de los tornillos de potencia es la relación entre la altura de elevación que éstos deberán tener según el diseño proyectado, y el tiempo máximo que se fija como límite para realizar la operación. Se pretende que los tornillos se eleven una altura máxima de 230 mm en un tiempo no mayor a 12 segundos, por lo que la velocidad lineal será (**Ecuación 5.11**):

$$V = \frac{H_{\max}}{T_{\limite}} = 19,2 \frac{mm}{seg} \quad (5.11)$$

Teniendo presente que el paso del tornillo es de 0,25" (lo que equivale a 6,35 mm) y realizando la conversión para obtener la velocidad de giro de los tornillos a partir de la velocidad lineal, se obtiene que $n = 181 \text{ rpm}$.

Potencia necesaria para impulsar los tornillos

En primer lugar se realizará el cálculo de la potencia necesaria para elevar la carga si no existieran pérdidas por tornillo (**Ecuación 5.12**):

$$P_{teórica} = T_u \cdot \omega \simeq 17,9 \text{ W} \quad (5.12)$$

Luego, para calcular la potencia real que consumirá cada tornillo, debemos afectar la $P_{teórica}$ por la eficiencia que ya se había calculado en el apartado anterior (1,87%). Esto resulta en que, la potencia real para impulsar los tornillos será **956 W**. Este dato será importante para seleccionar el motor adecuado.

5.5.5 Elección del motor para el sistema de elevación

Luego de una extensa investigación sobre los distintos tipos de motores que podrían ser utilizados para impulsar los tornillos de potencia en el carro de transferencia, los preferidos son el motor eléctrico de corriente continua (DC) y el motor paso a paso.

El motor eléctrico de corriente continua (DC) convierte la energía eléctrica en mecánica a través de un campo magnético generado por una corriente continua. Puede ser con

escobillas (brushed) o sin escobillas (brushless), siendo los últimos más eficientes y duraderos. La velocidad se controla variando el voltaje de entrada o mediante un controlador.

El motor paso a paso gira en pasos discretos (pulsos eléctricos) sin necesidad de un encoder para control de posición. Se mueve en pequeños incrementos según los impulsos enviados por un controlador.

Estos motores son preferibles a los de corriente alterna (CA) debido a su mejor control de velocidad y par, lo que permite movimientos más precisos y eficientes en la elevación de cargas. Además, siendo que el carro de transferencia opera a batería, los motores DC y paso a paso pueden conectarse directamente sin necesidad de un inversor (a diferencia de los motores CA), lo que simplifica el sistema y mejora la eficiencia energética.

A su vez, ofrecen una respuesta más rápida a cambios de carga, facilitando arranques y frenados controlados, algo que en motores CA requeriría variadores de frecuencia adicionales. Finalmente, su tamaño compacto y menor peso favorecen su integración en el diseño del carro.

Motor de eléctrico corriente continua (DC) vs. Motor paso a paso

Para realizar una correcta elección del motor, se comparan ventajas y desventajas de cada tipo (**Tabla 5-10**):

Tabla 5-10: Ventajas y desventajas de los motores DC y paso a paso

Motor	Ventajas	Desventajas	Semáforo
Motor paso a paso	-Control de posición preciso sin necesidad de un encoder adicional. -Bajo costo en aplicaciones de baja potencia.	-Limitados en potencia y par para aplicaciones más exigentes. -Pérdida de pasos bajo cargas elevadas.	
Motor eléctrico de corriente continua (DC)	-Excelente control de velocidad y par, incluso a bajas velocidades. -Compactos y ligeros. -Fáciles de integrar con sistemas de control electrónico.	-Pueden ser más caros. -Mantenimiento más frecuente debido a las escobillas (en motores con escobillas).	

Se ha determinado que la opción más adecuada para el sistema de elevación es el uso de un motor de corriente continua (DC), debido a su capacidad para generar un mayor torque en comparación con un motor paso a paso (particularmente a altas velocidades).

Esta característica resulta especialmente ventajosa al combinar el motor con un reductor, permitiendo el movimiento eficiente de cargas pesadas, como es el caso de los 1000 kg que debe transportar el sistema. Adicionalmente, los motores paso a paso presentan un consumo constante de corriente incluso cuando están en reposo, lo que implica un mayor desperdicio de energía en comparación con un motor DC, aspecto relevante en un sistema alimentado por baterías.

Ahora, resta definir qué tipo de motor es más conveniente para la aplicación deseada. A continuación se describirán brevemente los motores estudiados, para analizar sus ventajas y desventajas y “dar luz verde” al motor elegido (**Tabla 5-11**).

Motor DC de imanes permanentes (PMDC)

Usa imanes permanentes en el estator en lugar de un devanado de campo. La corriente fluye por el rotor (inducción en el inducido), generando un campo magnético que interactúa con los imanes permanentes y produce el movimiento.

Motor DC con devanado en serie

El devanado de campo está conectado en serie con el inducido. La corriente que pasa por el inducido también circula por el campo, aumentando su intensidad a medida que la carga crece.

Motor DC con devanado en paralelo

El devanado de campo está en paralelo con el inducido. Como la corriente del campo es independiente de la del inducido, el campo magnético se mantiene casi constante.

Motor DC con devanado compuesto

Combina los devanados en serie y en paralelo para aprovechar las ventajas de ambos. El devanado en serie aporta alto par de arranque, y el devanado en paralelo mantiene una velocidad más estable.

Motor DC sin escobillas (BLDC - Brushless DC Motor)

No tiene escobillas ni conmutador mecánico, sino que usa sensores y electrónica para conmutar la corriente en los devanados del estator. El rotor tiene imanes permanentes, y el estator genera campos electromagnéticos que lo hacen girar.

Tabla 5-11: Ventajas y desventajas de los distintos tipos de motores eléctricos de corriente continua (DC)

Motor DC	Ventajas	Desventajas	Semáforo
Motor DC de imanes permanentes (PMDC)	-Buena eficiencia y densidad de potencia. -Diseño simple y fácil de controlar. -Adecuado para aplicaciones con cargas constantes.	-No son ideales para aplicaciones que requieren un control muy preciso del par o la velocidad bajo diferentes condiciones de carga.	
Motor DC con devanado en serie	-Gran par a bajas velocidades, ideal para iniciar movimiento con cargas pesadas.	-Velocidad menos estable bajo carga variable. -Puede ser demasiado potente si se requieren movimientos muy precisos.	
Motor DC con devanado en paralelo	-Mantiene una velocidad casi constante bajo diferentes cargas. -Debido a que la corriente de campo permanece constante, el arranque es más controlado. -Adecuado para aplicaciones de carga media.	-Comparado con otros tipos de motores, su par en el arranque es relativamente bajo. -No responde bien a cambios abruptos en la carga, ya que puede provocar variaciones de velocidad y sobrecalentamiento. -Aunque tiene buena regulación, ajustar la relación de corrientes puede ser más complicado.	
Motor DC con devanado compuesto	-Combina el alto par inicial del motor en serie y la buena regulación de velocidad del motor en paralelo. -Ofrece suficiente fuerza para arrancar cargas pesadas. -Mantiene una velocidad más constante que un motor en serie puro.	-El diseño compuesto aumenta el costo del motor en comparación con motores más simples. -La composición diferencial puede ser inestable si la carga varía abruptamente.	

Tabla 5-11: (Continuación)

Motor DC	Ventajas	Desventajas	Semáforo
Motor DC sin escobillas (Brushless DC, BLDC)	-Alta eficiencia y menor mantenimiento debido a la ausencia de escobillas. -Excelente control de velocidad y par con electrónica de control adecuada. -Vida útil más larga y menos ruido.	-Requiere un controlador más complejo, lo que incrementa el costo inicial.	

Del estudio realizado se desprende como conclusión que el motor DC sin escobillas resulta la mejor elección.

Motor comercial seleccionado

Un motor que cumple con las especificaciones técnicas es el modelo VOL-BL10B48 de *Volcano Electric* [5] (**Figura 5-15**):

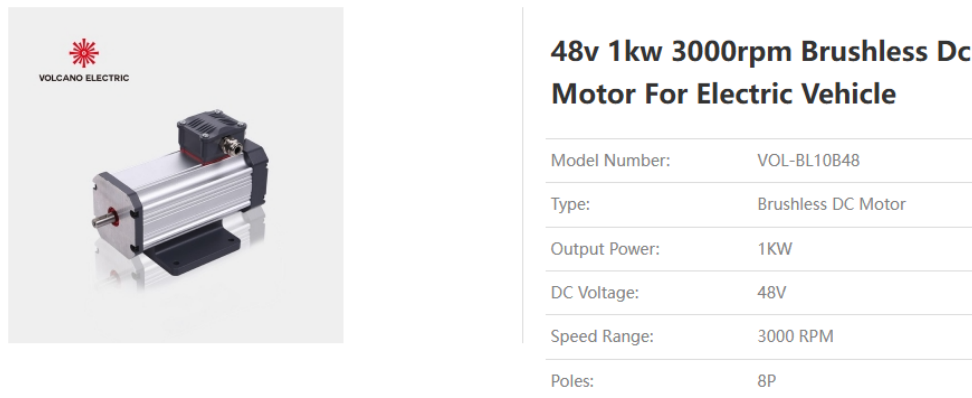


Figura 5-15: Motor Brushless DC de la marca *Volcano Electric* [5].

Reductor

Para elegir el reductor adecuado para accionar los tres tornillos de potencia, se ha determinado que la velocidad de giro requerida en los tornillos es de 181 rpm. Considerando que el motor seleccionado tiene una velocidad de 3000 rpm, la relación de reducción será (**Ecuación 5.13**):

$$i = \frac{N_{motor}}{N_{tornillo}} = 17 \quad (5.13)$$

El torque nominal del motor seleccionado es 3,18 Nm (**Figura 5-16**):

Brushless motor list

Motor type	Output	Voltage	Load	Speed	Rated Torque	Poles	Efficiency	Noise
	KW	V	A	RPM	N.m		%	dB
VOL-BL03B12	0.375	12	36.76	3000	1.19	2	85	62
VOL-BL06C12	0.6	12	58.82	1800	3.18	2	85	62
VOL-BL07B24	0.75	24	36.76	3000	2.39	2	85	62
VOL-BL09C24	0.9	24	44.6	2600	3.31	8	84	60
VOL-BL10B48	1	48	24.5	3000	3.18	6	85	60
VOL-BL12C24	1.2	24	63.3	4200	2.73	8	79	60
VOL-BL125C24	1.25	24	62	3200	3.73	8	84	60
VOL-BL13C36	1.3	36	40.12	3200	3.88	8	90	60
VOL-BL15C24	1.5	24	73.5	2590	5.53	8	85	61

Figura 5-16: Especificaciones técnicas del motor Brushless DC de la marca *Volcano Electric* [5].

Por lo que, el torque de salida que deberá tener el reductor será (**Ecuación 5.14**):

$$T_{salida} = 3,18 \text{ Nm} \cdot 17 \approx 54,01 \text{ Nm} \quad (5.14)$$

Un reductor planetario es más recomendable para la aplicación deseada ya que ofrece la mejor combinación de dimensiones reducidas, eficiencia y precisión. En comparación con los reductores helicoidales o sinfín-corona, los planetarios son más compactos y tienen una eficiencia superior, lo que maximiza el rendimiento del motor y la autonomía de las baterías. Además, proporcionan un alto torque en un espacio reducido, lo que es ideal para el sistema de elevación con tornillos de potencia.

Luego de investigar distintos tipos de reductores en el mercado, se elige como mejor alternativa el reductor *Neugart* PLPE 070 con reducción 50:1 [6].

Controlador

El controlador de un motor BLDC es el dispositivo encargado de gestionar su funcionamiento, regulando la velocidad, el torque y la dirección de giro. Dado que los motores BLDC no tienen escobillas y funcionan con corriente continua, requieren un sistema electrónico para conmutar las fases del motor de manera precisa y sincronizada con la posición del rotor.

Existen distintos tipos de controladores BLDC según el nivel de precisión y control requerido:

- Controladores de velocidad por voltaje (ESC): utilizados en drones y vehículos RC.
- Controladores de corriente: adecuados para aplicaciones industriales que requieren control preciso del torque.
- Controladores vectoriales: ideales para aplicaciones avanzadas que necesitan regular tanto la velocidad como el torque con alta precisión.

Para este proyecto, se ha optado por un controlador vectorial, ya que permite un control dinámico y preciso del motor BLDC, lo cual es fundamental en sistemas automatizados que requieren movimientos controlados con alta eficiencia y estabilidad.

El controlador seleccionado debe ser compatible con las especificaciones de voltaje y corriente del motor. Este controlador responderá a los comandos de un controlador principal o PLC que se definirá en la próxima sección, ya que será el dispositivo encargado de coordinar todas las señales de control, gestionar los modos de operación y comunicarse con sensores y actuadores.

Para un motor de 48V y 1 kW se opta por un controlador chino modelo LKBS48501 [7].

5.6 Sistema de traslación y rotación: análisis integral

En este apartado se definirán todos aquellos elementos que hacen a los movimientos de traslación y giro que debe tener el carro de transferencia para su desplazamiento entre las estaciones de carga a la salida de las trefiladoras y las zonas de acopio de los spiders.

Se ha definido que el carro tendrá dos ruedas motrices controladas por motores independientes, por lo que en esta sección se realizará la elección de dichos motores y sus respectivos reductores. Cabe aclarar que los motores seleccionados permitirán los movimientos conjuntos de traslación y rotación, de manera de reducir la cantidad de piezas y mecanismos intervinientes en el sistema. Para que esto sea posible, serán necesarios otros componentes tales como controladores, para cambiar la dirección (sentido horario o antihorario) y velocidad de cada motor; que responderán al comando central de un PLC (de la misma forma que el controlador del motor del sistema de elevación). A su vez, el PLC requerirá de un convertidor DC-CD para reducir el voltaje de la batería principal a un nivel adecuado para alimentar componentes que operan a 12V o 24V, como encoders y sensores, los cuales también deberán ser cuidadosamente elegidos.

5.6.1 Elección de los motores para el sistema de traslación y rotación

La investigación y el análisis desarrollados en el apartado 5.5.5 para la selección del motor del sistema de elevación son igualmente aplicables a los sistemas de traslación y rotación. Con el objetivo de optimizar el desempeño de estos sistemas, se incorpora una alternativa adicional que se considera la más adecuada debido a sus características de control preciso del movimiento: el servomotor.

En contraste con los motores paso a paso, los servomotores presentan una precisión

superior, ya que su sistema de retroalimentación mediante encoder o resolver permite corregir cualquier desviación y garantizar un posicionamiento exacto sin riesgo de pérdida de pasos. Además, permiten aceleraciones y desaceleraciones más rápidas, lo que se traduce en movimientos más suaves y eficientes. A esto se suma su capacidad de mantener un torque elevado incluso a altas velocidades, a diferencia de los motores paso a paso, cuyo rendimiento disminuye notablemente en estas condiciones. Asimismo, los servomotores presentan una mayor eficiencia energética, ya que solo consumen corriente en función de la demanda de torque, reduciendo la generación de calor y el consumo innecesario de energía.

Por otro lado, en comparación con los motores brushless DC, los servomotores ofrecen un control más preciso tanto en velocidad como en posición, gracias al ya mencionado sistema de retroalimentación. Mientras que los motores BLDC requieren controladores externos más complejos para lograr un posicionamiento exacto, los servomotores integran estos sistemas de manera eficiente, proporcionando un desempeño más confiable en maniobras donde la exactitud es crítica. Su capacidad para mantener un torque constante en un amplio rango de velocidades les permite operar con mayor estabilidad incluso a bajas velocidades, donde los motores BLDC pueden experimentar reducciones en su rendimiento.

Para la elección del motor más apropiado para el sistema de traslación y rotación del carro de transferencia, se procederá, en primer lugar, a calcular la fuerza total sobre las ruedas motrices del carro, que no es otra que la suma de la fuerza de rodadura, la fuerza por inclinación (en caso de que existan pendientes) y la fuerza de aceleración. Luego, obtenida esta variable, se calculará el torque necesario en las ruedas motrices; para finalmente, conociendo la velocidad angular de las ruedas, calcular la potencia requerida por cada motor para poder realizar su selección.

Fuerza de rodadura

La fuerza de rodadura se define como la resistencia al movimiento que experimenta un cuerpo cuando rueda sobre una superficie. Se debe principalmente a la deformación tanto de la rueda (el cuerpo en esta aplicación), como de la superficie sobre la que rueda, así como a efectos de fricción interna en el material. Se define que las ruedas motrices serán de caucho; el motivo de la elección será explicado en un apartado venidero más detallado sobre las ruedas del sistema.

Matemáticamente, la fuerza de rodadura se expresa como el producto del coeficiente de rodadura (μ), cuyos valores típicos para caucho sobre hormigón liso varían entre 0,01 y 0,02 (se adoptará un valor intermedio de 0,015); la masa total del carro, la cual corresponderá a la suma del peso propio del mismo y su carga máxima (2200 kg, según

el diseño definido) y la aceleración gravitatoria (**Ecuación 5.15**):

$$F_o = \mu \cdot m \cdot g = 0,015 \cdot 2200 \text{ kg} \cdot 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 323,4 \text{ N} \quad (5.15)$$

Fuerza por inclinación

En el análisis de fuerzas que actúan sobre el carro de transferencia, se debe considerar la posible presencia de pendientes en la superficie de desplazamiento. Si el carro se moviera en una superficie inclinada, existiría una componente de la fuerza gravitatoria que actuaría en la dirección del movimiento, aumentando la resistencia que los motores deben vencer. Esta fuerza se calcula de la siguiente manera (**Ecuación 5.16**):

$$F_p = m \cdot g \cdot \text{sen}(\theta) \quad (5.16)$$

Dado que en este proyecto se considera que el piso es completamente plano y sin inclinaciones, el ángulo de pendiente es cero, lo que implica que la fuerza por inclinación es despreciable en los cálculos de selección de motor y dimensionamiento del sistema de tracción.

Fuerza de aceleración

Para que el carro de transferencia alcance una determinada velocidad en un tiempo específico, es necesario aplicar una fuerza que genere la aceleración deseada. Esta fuerza se obtiene a partir de la segunda ley de Newton, que establece que la fuerza neta sobre un cuerpo es el producto de su masa y su aceleración (**Ecuación 5.17**):

$$F_a = m \cdot a \quad (5.17)$$

Donde la aceleración puede calcularse como la relación entre la velocidad final deseada en el carro de transferencia y el tiempo en el que se desea alcanzar esa velocidad (**Ecuación 5.18**):

$$a = \frac{v}{t} \quad (5.18)$$

Para carga pesada es importante evitar aceleraciones bruscas para no comprometer la estabilidad, por lo que un rango adecuado sería entre 0,1 y 0,3 $\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$. Para cargas más ligeras podrían utilizarse aceleraciones mayores, del orden de 0,3 a 0,5 $\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$.

Considerando que el carro de transferencia deberá transportar una carga considerable, se decidió aproximar este cálculo eligiendo una aceleración media de 0,15 $\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$; por lo que la fuerza de aceleración resultante será de 330 N.

Fuerza total requerida

Finalmente, la fuerza total que debe generar el sistema de tracción del carro de transferencia no es otra que la suma de las fuerzas anteriormente calculadas (**Ecuación 5.19**):

$$F_t = F_o + F_p + F_a = 653,4 \text{ N} \quad (5.19)$$

Torque necesario en las ruedas motrices

El torque es el momento de fuerza que se aplica a las ruedas motrices para generar el movimiento del carro. Se obtiene a partir de la fuerza total requerida y el radio de las ruedas motrices, de 300 mm (**Ecuación 5.20**):

$$T = \frac{F_t \cdot r}{2} \simeq 49 \text{ Nm} \quad (5.20)$$

Se divide la expresión por dos, dado que son dos las ruedas motrices.

Velocidad angular de las ruedas

La velocidad angular de cada rueda se obtiene a partir de la velocidad lineal del carro, la cual debe ser previamente definida. El carro de transferencia se utilizará para el transporte de spiders de alambre, por lo que la velocidad de traslado debe evitar movimientos bruscos que puedan desestabilizar la carga y a su vez, debe permitir un flujo de trabajo adecuado sin causar retrasos ni sobrecargar otros procesos en la planta.

Teniendo presentes estas condiciones, se determina que un valor de $20 \frac{m}{min}$ es **moderado y seguro**, ya que permite un traslado controlado sin afectar la estabilidad de la carga. Adicionalmente, al analizar vehículos industriales con funciones similares, se encuentran velocidades típicas en estos rangos: para carros de transferencia en fábricas las velocidades varían entre 10 y $40 \frac{m}{min}$, para transportadores de pallets automatizados entre 15 y $30 \frac{m}{min}$ y finalmente, para AGVs industriales entre 20 y $60 \frac{m}{min}$.

Se calcula entonces la velocidad angular en las ruedas a través de la expresión (**Ecuación 5.21**):

$$\omega = \frac{v}{r} \simeq 2,22 \frac{rad}{s} \simeq 21,22 \text{ rpm} \quad (5.21)$$

Potencia de cada motor

La potencia necesaria para cada motor se determina a partir del torque requerido, la velocidad angular de las ruedas y la eficiencia del sistema que considera pérdidas en la transmisión y los motores (típicamente entre 0,8 y 0,9), usando la fórmula (**Ecuación 5.22**):

$$P = \frac{T \cdot \omega}{\eta} = \frac{49 \text{ Nm} \cdot 2,22 \frac{rad}{s}}{0,85} \simeq 128,12 \text{ W} \quad (5.22)$$

Motor comercial seleccionado

Un servomotor que cumple con las especificaciones técnicas es el modelo ELVM6020V48FH-B25-HD de *Leadshine* [8] (**Figura 5-17**):



Figura 5-17: Servomotor de la marca *Leadshine* [8].

Reductores

De la misma forma que se ha seleccionado el reductor para accionar los tres tornillos de potencia, considerando que la velocidad de giro en las ruedas debe ser de 21,22 rpm y que los motores seleccionados tienen una velocidad de 3000 rpm, la relación de reducción será (**Ecuación 5.23**):

$$i = \frac{N_{motor}}{N_{rueda}} = 141 \quad (5.23)$$

El torque nominal del motor seleccionado es 0,64 Nm; por lo que el torque de salida que deberá tener el reductor será (**Ecuación 5.24**):

$$T_{salida} = 0,64 \text{ Nm} \cdot 141 \approx 90 \text{ Nm} \quad (5.24)$$

Del catálogo de *Neugart* utilizado para la selección del reductor del motor que acciona los tornillos de potencia [6], también pueden seleccionarse los reductores para los motores que accionan las ruedas. El modelo *PLPE* ofrece varias relaciones de reducción; sin embargo, no proporciona exactamente la relación 141:1. No obstante, este modelo permite combinar etapas que suman 140:1, valor muy cercano al deseado, lo cual no presenta un problema.

La diferencia entre una relación de reducción de 140:1 y 141:1 es mínima, representando solo un 0,71% de variación en la velocidad de salida. Esto se traduce en una diferencia de aproximadamente 0,15 rpm en la velocidad de salida, lo cual es insignificante para la mayoría de las aplicaciones industriales.

Además, el torque de salida no se ve afectado significativamente, ya que la reducción proporciona un aumento similar en el torque en ambas configuraciones. Por lo tanto, la elección de un reductor con una relación de 140:1 no comprometerá el desempeño del

sistema, permitiendo una operación eficiente y estable sin necesidad de una modificación precisa de esta relación. Para obtener este valor, se puede combinar una primera etapa con reducción 10:1 y una segunda con 14:1. El reductor *PLPE 090* [6] es un modelo intermedio que proporciona un buen equilibrio entre tamaño, torque y relación de reducción.

Controlador

Los servomotores tienen encoders o resolver que proporcionan retroalimentación sobre la posición, velocidad y dirección del motor. Un controlador es necesario para interpretar esta retroalimentación y ajustar el movimiento en tiempo real.

No es recomendable utilizar el mismo controlador para el motor brushless DC que acciona los tornillos de potencia y para los servomotores que accionan las ruedas, ya que al ser diferentes motores, sus requisitos de control son también diferentes. Usar un único controlador comprometería el rendimiento y la eficiencia del sistema, ya que cada tipo de motor requiere un control específico y especializado.

La mejor opción para controlar ambos servomotores es un controlador dual. Este tipo de controlador está diseñado para manejar dos motores de forma independiente, lo que significa que es posible ajustar cada motor de acuerdo con sus necesidades específicas de movimiento (velocidad, torque, dirección).

El controlador comercial seleccionado es el modelo HDC2460 de *Solverlight Robotics* [9].

5.6.2 Elección del PLC

Para lograr la traslación del carro de transferencia, los servomotores deben girar en la misma dirección y velocidad, generando un movimiento lineal. En cambio, para efectuar un giro, un motor debe girar en sentido contrario al otro, permitiendo la rotación sobre el eje central del carro.

El control de estos movimientos se gestionará mediante un sistema diferencial programado en un controlador, como un PLC. Este sistema deberá coordinar las siguientes maniobras:

- Traslación recta: ambos motores giran en la misma dirección y velocidad.
- Giro con avance: los motores operan a velocidades distintas.
- Rotación en el lugar: los motores giran en sentidos opuestos, sin desplazamiento lineal.

El PLC, como gestor de señales de control, es el encargado de coordinar estas señales recibidas de sensores, encoders, y actuadores para gestionar los modos de operación

(traslación, giro, rotación). El controlador dual elegido en el apartado anterior, será el que reciba los comandos del PLC y deberá poder cambiar la dirección (sentido horario o antihorario) y velocidad para cada motor para obtener el movimiento deseado.

Tanto sensores como encoders serán descritos más adelante en otra sección de este informe.

El PLC seleccionado será el modelo 6ES7214-1AG40-0XB0 de *Siemens* [10], elegido por ser una opción robusta y versátil para controlar y monitorear los movimientos y funciones del carro gracias a su capacidad de expansión y comunicación.

Convertidor DC-CD

El carro automatizado utiliza una batería de 48V CC; sin embargo, componentes como el PLC elegido, así como los encoders y sensores, pueden operar a 24V CC o 12V CC; por lo que se requiere un convertidor DC-DC para reducir el voltaje de manera segura. Este dispositivo actúa como un adaptador de energía: protege los componentes, garantiza un suministro estable de energía y optimiza el consumo, asegurando el correcto funcionamiento del sistema eléctrico del carro.

El convertidor comercial elegido es el modelo P75P-24-D48 de *Pico Electronics* [11], con una potencia de 75W, es suficiente para alimentar el PLC y otros dispositivos que operen a 24V, siempre y cuando no se exceda la capacidad de corriente de 3,125 A.

5.6.3 Ruedas motrices

Para el diseño del carro de transferencia se optó por una configuración de cuatro ruedas iguales en dimensiones y características mecánicas, lo cual simplifica el mantenimiento y la reposición de componentes. Las dos ruedas traseras están accionadas por motores eléctricos independientes, implementando un sistema de propulsión diferencial con tracción trasera. De esta forma, se podrá controlar la dirección del carro variando la velocidad de rotación de cada rueda motriz, eliminando la necesidad de un mecanismo de dirección convencional.

Esta configuración ofrece un buen equilibrio entre simplicidad, eficiencia y maniobrabilidad, ya que permite controlar la dirección del carro variando la velocidad de cada motor, sin necesidad de mecanismos de dirección adicionales. Además, reduce el consumo energético, los costos de implementación y mantenimiento, y facilita la coordinación del movimiento al evitar la complejidad que implicaría accionar cuatro ruedas de forma sincronizada. Para las cargas previstas en el proyecto, dos ruedas motrices resultan suficientes para garantizar una tracción segura y eficiente.

Material

Los cálculos relacionados a las ruedas motrices han sido detallados en el apartado 5.6.1; ya que fueron necesarios para la elección de los motores impulsores de las mismas. Se definió que estas ruedas tendrán un diámetro de 300 mm y que serán de caucho. El motivo de la elección de este material surgió a partir de la comparación de distintos materiales posibles, dadas sus propiedades para responder a las necesidades específicas de tracción, amortiguación y resistencia al desgaste en un entorno industrial donde el carro de transferencia deberá mover cargas pesadas, superar obstáculos y operar en superficies irregulares. Esto se resume a continuación (**Tabla 5-12**):

Tabla 5-12: Ventajas y desventajas de los distintos tipos de materiales para las ruedas motrices

Material	Ventajas	Desventajas
Caucho	-Ofrecen una excelente tracción y son muy adecuadas para superficies duras y pavimentadas. -Son resistentes a impactos y tienen una buena amortiguación, lo que puede ser útil si el carro tiene que superar pequeños obstáculos o irregularidades en el terreno. -Adecuado para cargas pesadas.	-Puede desgastarse más rápido en superficies ásperas o rugosas. -Puede volverse menos flexible a temperaturas extremas.
Poliuretano (PU)	-Tienen una alta resistencia al desgaste y a la abrasión, lo que las hace ideales para un uso prolongado en superficies duras. -Ofrecen una buena combinación entre rigidez y flexibilidad, lo que puede permitir un movimiento suave y eficiente del carro. -Ideales para operar a alta velocidad o con un control preciso.	-No tiene el mismo nivel de tracción que el caucho sólido. -En comparación con el caucho, el poliuretano es más rígido, lo que puede hacer que las ruedas sean menos efectivas para absorber impactos o irregularidades en el terreno. -Puede ser más caro que el caucho, aunque su durabilidad a largo plazo puede justificar la inversión inicial.

Tabla 5-12: (Continuación)

Material	Ventajas	Desventajas
Acero con recubrimiento de goma	-Combinan la resistencia estructural del acero con las ventajas de la goma en cuanto a la tracción y la absorción de impactos. -Muy duradero y adecuado para ambientes industriales donde se manipulan cargas pesadas. -La goma en el recubrimiento también ayuda a reducir el ruido durante el movimiento.	-Suelen ser más pesadas que las de caucho o poliuretano, lo que podría afectar la velocidad de movimiento y la eficiencia energética. -En algunas superficies muy lisas o con poco agarre, las ruedas de acero recubiertas de goma pueden ser menos efectivas.
Plástico técnico o compuesto	-El plástico o compuestos reforzados pueden tener una excelente resistencia a la corrosión y al desgaste. -Ligereza, lo que reduce la carga sobre el sistema motorizado y mejora la eficiencia energética. -Bajo costo.	-Suelen ser más adecuados para cargas livianas a moderadas. -Pueden ser más susceptibles a daños por impactos o presiones extremas

El caucho se presenta como la mejor opción para las ruedas debido a su excelente tracción, especialmente en superficies duras y pavimentadas; así como por su resistencia a impactos y capacidad de amortiguación, esenciales para el transporte de cargas pesadas. Además, el caucho ofrece una mayor durabilidad bajo las condiciones de carga intensa y movimientos repetidos.

5.7 Batería de alimentación del carro

El carro de transferencia debe funcionar a batería principalmente por cuestiones de flexibilidad, autonomía y seguridad. Las baterías permiten que el carro se mueva sin necesidad de estar conectado a una fuente de energía externa, lo que facilita su operación en entornos industriales. Además, el uso de baterías permite que el carro sea autónomo y reduzca la necesidad de mantenimiento de cables y conexiones fijas.

5.7.1 Elección del tipo de batería

En este apartado se estudiarán los distintos tipos de baterías que podrían utilizarse como fuente de energía para los componentes del carro, para determinar cuál es la mejor opción a través de la típica tabla de ventajas y desventajas utilizada como recurso comparativo en este informe (**Tabla 5-13**).

Tabla 5-13: Ventajas y desventajas de los distintos tipos de baterías

Batería	Ventajas	Desventajas	Semáforo
Baterías de Plomo-Ácido (SLA)	-Son una de las opciones más económicas. -Fácil de reemplazar y encontrar repuestos. -Resistentes a condiciones adversas: son capaces de soportar temperaturas extremas y pueden ser recargadas con facilidad. -Útiles para aplicaciones de bajo costo donde el espacio y peso no son tan críticos.	-Bajo rendimiento específico: su densidad de energía es menor, por lo que son más pesadas para la misma capacidad. -Vida útil es relativamente corta (500-1000 ciclos de carga). -Pesadas.	
Baterías de Níquel-Metal Hidruro (NiMH)	-Mejor densidad de energía que el plomo-ácido: ofrecen un rendimiento superior en cuanto a peso y tamaño en comparación con las de plomo-ácido. -Mayor vida útil que el plomo-ácido: puede ser de hasta 1000 ciclos de carga. -Más seguras que las baterías de litio: no son tan sensibles a sobrecargas o altas temperaturas. -Útiles para aplicaciones donde el costo es un factor importante, pero se requiere más capacidad y eficiencia que las de plomo-ácido, sin llegar al costo de las de litio.	-Aunque son mejores que las de plomo-ácido, no alcanzan la eficiencia de las de litio. -Auto-descarga relativamente alta: pierden carga más rápidamente cuando no están en uso.	
Baterías de Ion-Litio (Li-ion)	-Alta densidad de energía: permiten una mayor autonomía con un peso más ligero. -Tienen una vida útil más larga, con hasta 2000-3000 ciclos de carga. -Son capaces de cargarse rápidamente en comparación con las de plomo-ácido. -Eficiencia energética superior: menos pérdida de energía durante la carga y descarga. -Útiles para aplicaciones donde el peso y el espacio son críticos, y se requiere alta eficiencia y una larga autonomía.	-Son significativamente más caras que las de plomo-ácido. -Necesitan circuitos de protección para evitar sobrecarga y sobredescarga. -Sensibilidad a altas temperaturas.	

Las baterías de ion-litio resultan las elegidas por ser más eficientes, duraderas y requerir menos mantenimiento, lo que las convierte en la opción preferida cuando se busca mejorar la autonomía, el rendimiento y la reducción de costos operativos a largo plazo.

5.7.2 Cálculos

En esta sección se detallarán los cálculos relacionados a la elección de la batería en catálogos comerciales: energía requerida, duración y corriente necesaria.

En los carros de transferencia industriales, comúnmente se utilizan baterías de 48 V/100 Ah (voltaje nominal/capacidad). Una única batería de este tipo resulta más que adecuada para el sistema, siendo que tiene un consumo máximo de 1,5 kW (potencia total de todos los motores). Las principales ventajas de utilizar una batería de 48 V en vez de una de 24 V (también común en aplicaciones industriales), son que, por un lado, a mayor voltaje la corriente requerida para la misma potencia es menor; lo que reduce las pérdidas por calentamiento en los cables y aumenta la eficiencia del sistema. Por otro lado, una batería de 48 V/100 Ah tiene más energía total (4.8 kWh) en comparación con una de 24 V/100 Ah (2.4 kWh).

Definido el tipo de batería que se desea implementar en el sistema, su voltaje y capacidad nominal, se elige la batería comercial china de la marca *CSBattery* modelo CR-LFP48-100 [12].

Energía total

La cantidad total de energía que la batería puede suministrar durante una hora se define como el producto entre su capacidad, es decir, cuánta carga eléctrica puede entregar la batería durante ese período de tiempo; y el voltaje, que Es la diferencia de potencial eléctrico de la batería (**Ecuación 5.28**):

$$E_{total} = Capacidad (Ah) \cdot Voltaje (V) = 100 Ah \cdot 48 V = 4800 Wh \quad (5.28)$$

Duración

Para conocer durante cuánto tiempo la batería puede alimentar al carro de transferencia a plena carga, se debe dividir a la energía total calculada en el apartado anterior por el consumo que tiene la batería; es decir, por la potencia demandada por el sistema, lo que equivale a la suma de la potencia de los motores seleccionados (**Ecuación 5.29**):

$$Duración = \frac{E_{total} (Wh)}{Consumo (W)} = \frac{4800 Wh}{1471 W} = 3,3 h \quad (5.29)$$

Del cálculo anterior se deduce que la batería podrá alimentar al sistema durante 3 horas y 18 minutos a plena carga.

Corriente requerida por el sistema

En este apartado se realizará la verificación de que la corriente que puede suministrar la batería seleccionada sea suficiente para abastecer la corriente requerida por el carro de

transferencia (**Ecuación 5.30**):

$$I_{requerida} = \frac{\text{Consumo (W)}}{\text{Voltaje (V)}} = \frac{1471 \text{ W}}{48 \text{ V}} = 30,6 \text{ A} \quad (5.30)$$

Se concluye que, siendo que la batería seleccionada puede suministrar hasta 100 A de manera constante, valor mucho mayor a los 30,6 A que requiere el sistema, el suministro de la corriente que se precisa se encuentra dentro de las capacidades de la batería.

5.8 Sensores y encoders

El diseño y automatización del carro de transferencia para el traslado de spiders requiere una variedad de sensores y encoders para garantizar un funcionamiento preciso, seguro y eficiente. La integración de estos dispositivos permitirá la detección del entorno, el monitoreo del estado del sistema y la retroalimentación necesaria para un control óptimo del movimiento y la elevación de la carga.

El sistema contará con un sensor de proximidad para la detección de objetos cercanos, cuatro sensores ultrasónicos para la medición de distancias y la detección de obstáculos, y dos sensores de posicionamiento para el seguimiento de la ubicación del carro dentro de la planta. Además, tres sensores monitorean la carga y la posición de los tornillos de potencia encargados del sistema de elevación, mientras que dos sensores de velocidad y dirección aseguran un control adecuado del desplazamiento del carro.

Para la gestión energética, un sensor de nivel de batería permitirá evaluar la autonomía del sistema. La seguridad se refuerza con cuatro sensores adicionales, que serán botones de parada de emergencia. Los servomotores de las ruedas motrices estarán equipados con encoders para garantizar un control preciso del par y la velocidad, y se incorporará un sensor de orientación para mantener la estabilidad y dirección del movimiento.

En este apartado se detallará la selección, ubicación y función de cada uno de estos sensores y encoders, así como su integración en el sistema de control del carro automatizado.

5.8.1 Sensores de proximidad

La función de los sensores de proximidad es detectar obstáculos en el entorno del carro

para evitar colisiones. Garantizan la seguridad en el movimiento autónomo del sistema y protegen tanto la carga como las personas en el área.

Los sensores de proximidad adecuados para este proyecto pueden ser del tipo ultrasónicos o LiDAR. Los primeros emiten ondas de sonido de alta frecuencia que se reflejan en los objetos y regresan al sensor. El tiempo que tardan en volver permite calcular la distancia. Son económicos, resistentes y adecuados para cortas y medias distancias (hasta 5-10 metros, dependiendo del modelo).

Por otro lado, los sensores LiDAR emiten pulsos de luz láser que se reflejan en los objetos, permitiendo medir distancias y construir un mapa 3D en tiempo real del entorno. Ofrecen mediciones muy exactas, lo que los vuelve ideales para aplicaciones donde la seguridad es crítica. Tienen un rango más amplio de medición que los sensores ultrasónicos, pudiendo alcanzar distancias de entre 20 y 50 metros.

Sensores ultrasónicos

Siendo que estos dispositivos ofrecen un equilibrio adecuado entre costo, simplicidad de integración y funcionalidad, serán utilizados cuatro sensores en el carro de transferencia. Aunque su precisión es moderada (generalmente en el rango de ± 1 a ± 10 mm para distancias cortas de hasta 4-5 metros), su capacidad para detectar objetos sin depender de su color, textura o reflectividad los hace adecuados para la operación en una acéría, donde las condiciones pueden incluir polvo o variaciones en la iluminación.

Se dispondrán dos sensores en la parte delantera del carro para detectar obstáculos al avanzar y otros dos en la parte trasera para asistir en maniobras en reversa o en espacios estrechos. Esta configuración permitirá una cobertura completa del entorno inmediato, mitigando el riesgo de colisiones.

Como sensor comercial para esta aplicación se ha elegido el modelo BUS003F de *Balluff* [13], debido a su rango de detección de 200 mm a 2000 mm, su precisión de $\pm 0.15\%$ del fondo de escala y su versatilidad en la salida de señal (0–10 V y 4–20 mA).

Sensor LiDAR

Para gestionar los movimientos de traslación y rotación del carro, ya se ha detallado que se utilizará un controlador lógico programable (PLC), encargado de modificar los comandos enviados al controlador de los servomotores. Estos comandos estarán determinados por un sistema de navegación basado en tecnología LiDAR, el cual analizará el entorno y tomará decisiones en tiempo real sobre cuándo avanzar o girar, en función de las condiciones detectadas.

Se ha seleccionado un sensor LiDAR exclusivamente para garantizar el correcto

posicionamiento del carro debajo del spider. Con este sensor de alta precisión se eliminaría la necesidad de utilizar un sensor de contacto directo entre las partes para comenzar con la elevación de la plataforma del carro.

El sensor estará ubicado en la parte superior del carro, apuntando hacia el spider. Eso permitirá que el carro se ajuste en base a la alineación exacta de la base del spider. Siendo que los sensores LiDAR son más susceptibles a las condiciones de polvo y suciedad del entorno de una acería, este sensor podría protegerse con una carcasa de ventana transparente resistente (por ejemplo, vidrio templado o policarbonato) que permita al sensor realizar las mediciones sin interferencias. Aunque su costo y consumo energético son mayores, su desempeño en precisión y capacidad de adaptación justifican su elección para esta aplicación.

El sensor comercial seleccionado es el modelo *Quantum* RTLS 2.0 de *ZeroKey* [14] por su precisión milimétrica de hasta 1.5 mm, calibración automática y escalabilidad para adaptarse a distintas áreas de trabajo.

Cabe destacar que este sensor requerirá un convertidor de 12 V debido a que su alimentación eléctrica no es directamente compatible con la batería de ion-litio, cuya tensión nominal es de 48 V. Se puede utilizar el convertidor Orion-Tr de *Victron Energy* [15].

5.8.2 Sensores de proximidad

El posicionamiento es crucial cuando se requiere que el vehículo mantenga rutas fijas o realice desplazamientos controlados dentro de zonas delimitadas. En este proyecto, los sensores de posicionamiento son responsables de detectar la ubicación del carro respecto al entorno físico de la planta, permitiendo la ejecución de trayectos programados con alta precisión. Además, son indispensables para evitar desviaciones en el recorrido y corregir errores en tiempo real.

Los sensores serán dos y estarán montados a media altura en el carro, mirando lateral o frontalmente. Esta disposición permitirá una lectura de las referencias físicas del entorno, tales como los marcadores reflectivos, que actuarán como puntos de referencia para que el carro mantenga el rumbo.

Tres tipos de sensores comúnmente utilizados para esta aplicación son **sensores GPS o RTK** (Real Time Kinematic), sensores de navegación natural y sensores ópticos. Los primeros ofrecen posicionamiento absoluto mediante señales satelitales, con una precisión que puede llegar a centímetros en el caso del RTK. Son ideales para entornos amplios y al aire libre, ya que su desempeño se ve limitado en interiores debido a la pérdida de señal o interferencias, por lo que no es recomendable para instalaciones

cerradas como una acería. Los **sensores de navegación natural** permiten que el vehículo se localice y mapee su entorno dinámicamente sin necesidad de infraestructura física adicional, utilizando algoritmos complejos como SLAM (Simultaneous Localization and Mapping). Si bien brindan gran flexibilidad y adaptabilidad en entornos complejos o cambiantes, su implementación es más costosa, requiere alta capacidad de procesamiento y puede verse afectada por condiciones de suciedad, polvo o iluminación variable, por lo que tampoco serían una alternativa viable para el carro de transferencia.

Finalmente, los **sensores ópticos** detectan patrones visuales como códigos QR o paneles con figuras o colores específicos, instalados en paredes, columnas o elementos estructurales del entorno; permitiendo una localización precisa y confiable dentro de instalaciones. Además, los marcadores se pueden colocar en zonas protegidas del polvo o tránsito, lo cual reduce el mantenimiento. Esta tecnología ofrece una solución balanceada entre precisión, confiabilidad, bajo costo y facilidad de implementación; por lo que será la elegida para esta aplicación.

El modelo seleccionado es el IV2-G500CA de *Keyence* [16].

5.8.3 Sensores de carga y posicionamiento de los tornillos

El sistema de elevación del carro utiliza tres tornillos de potencia que permiten el acople mecánico entre la base del carro y la base del spider. Para garantizar un funcionamiento seguro, eficiente y sincronizado, estos sensores monitorean tanto la posición como la carga aplicada en cada tornillo de manera individual, evitando inclinaciones o esfuerzos asimétricos e identificando situaciones de sobrecarga o bloqueo que podrían dañar el mecanismo o comprometer la seguridad.

Encoders para medición de posición

Cada tornillo de potencia debe estar equipado con un encoder, ya que este componente permite conocer con precisión la cantidad de vueltas y, por lo tanto, el desplazamiento lineal del tornillo. Los **encoders incrementales** son los más económicos y simples de implementar, pero requieren un punto de referencia al encender el sistema, lo que representa un riesgo en aplicaciones donde se necesita conocer la posición en todo momento. Los **encoders absolutos analógicos** permiten obtener una señal continua de posición, pero son más susceptibles al ruido eléctrico y presentan menor precisión en entornos industriales. Los resolvers, por otro lado, ofrecen excelente robustez y precisión en condiciones extremas, aunque su costo elevado y necesidad de electrónica adicional los hace poco adecuados para la aplicación deseada.

En cambio, los encoders **absolutos digitales** combinan alta precisión, inmunidad al

ruido, y la capacidad de conservar la posición incluso tras cortes de energía, lo que los convierte en la opción ideal. El modelo elegido es el *RE16* de *RLS* [17].

Células de carga o sensores de fuerza

Es necesario incorporar **sensores de fuerza** en cada punto de apoyo del sistema de elevación. Las **células de carga** permiten medir la fuerza ejercida por el peso del spider, aportando datos clave para detectar sobrecargas, confirmar que el peso está distribuido de manera uniforme y validar si la carga fue correctamente depositada o retirada.

La célula seleccionada deberá tener una capacidad de carga de por lo menos 500 kg y tener una precisión de clase C3 para buena linealidad y repetibilidad; estando montada directamente a la estructura del tornillo. El dispositivo comercial seleccionado es el modelo L6E3 de *Zemic* [18]. Cabe destacar que será necesario usar un convertidor para alimentar la célula de carga con 5 V. El modelo LM2596 *Buck Converter* [19] resulta una buena alternativa comercial, siendo muy común y económico en estas aplicaciones, con un voltaje de salida ajustable que podría regularse a 5 V.

5.8.4 Sensores de velocidad y dirección

Estos sensores son los encargados de supervisar tanto la velocidad de desplazamiento como la dirección de giro del vehículo, permitiendo monitorear en tiempo real su comportamiento dinámico, asegurando que las ruedas motrices trabajen de forma sincronizada. Para cumplir con estos requerimientos, se instalarán dos encoders en cada una de las ruedas motrices, los cuales permitirán obtener lecturas independientes de velocidad y sentido de giro.

En el desarrollo de esta sección ya se han analizado distintos tipos de encoders, como los encoders incrementales, absolutos y ópticos. Para esta aplicación en particular son considerados los **encoders magnéticos** como la mejor alternativa, debido a que ofrecen una alta resistencia al polvo y suciedad, gran durabilidad mecánica gracias a su construcción robusta y sin contacto, así como buena precisión y resolución suficiente para controlar la velocidad y dirección de las ruedas motrices.

El modelo comercial seleccionado es un encoder absoluto rotativo de tecnología magnética, el EAM360R-B de *Baumer* [20]. Este encoder emplea un sensor magnético sin contacto que detecta la rotación de un imán acoplado al eje del dispositivo. Este sistema mide el campo magnético generado por el imán y lo traduce en una señal digital que representa la posición angular absoluta del eje.

5.8.5 Sensor de nivel de batería

Este sensor cumple una doble función crítica: por un lado, permite gestionar de manera eficiente el uso de la energía disponible, optimizando el funcionamiento del equipo y reduciendo tiempos muertos; y por otro, previene fallos operativos inesperados al alertar sobre niveles de carga bajos, lo que facilita la programación de recargas preventivas y evita interrupciones durante el trabajo.

Por otro lado, su integración al sistema de control contribuye a prolongar la vida útil de la batería y a asegurar la autonomía del carro durante las jornadas operativas. Se utilizará un único sensor en el sistema de alimentación, estratégicamente conectado al sistema de gestión energética del vehículo.

Existen distintos tipos de sensores y sistemas que permiten monitorear el estado de carga de una batería. Los **medidores de voltaje** son la opción más simple y económica, permiten conocer el voltaje total de la batería, lo cual puede ofrecer una idea general del nivel de carga. Sin embargo, esta medición puede resultar imprecisa en tecnologías como las baterías de ion-litio, donde la curva de descarga no es lineal.

Por otro lado, los **sensores de corriente tipo shunt** miden la corriente que fluye hacia o desde la batería. Aunque más precisos que los medidores de voltaje, estos sensores pueden acumular errores con el tiempo y requieren calibración periódica. Los **sensores de impedancia** miden la resistencia interna de la batería, siendo útiles para detectar fallas o envejecimiento. No obstante, su uso se limita a aplicaciones donde se requiere un monitoreo detallado del estado de salud de la batería y no son ideales para estimar directamente el nivel de carga.

También existen **sensores combinados** de voltaje y corriente, que mejoran la precisión del monitoreo utilizando algoritmos que estiman el estado de carga. Si bien ofrecen buenos resultados, su implementación requiere cierto nivel de complejidad en software y hardware. Finalmente, el **controlador BMS** (Battery Management System) representa la solución más completa y confiable para sistemas automatizados. Este dispositivo no solo mide el voltaje, la corriente y la temperatura, sino que también gestiona la carga y descarga, protege contra fallas, calcula el estado de carga y el estado de salud, y permite una comunicación eficiente con el sistema de control del vehículo. Por estas razones, es la alternativa más adecuada.

El modelo comercial elegido es el SP15S003 de JBD (*Jiabaida*) [21] diseñado para aplicaciones con baterías de ion-litio de hasta 15 celdas en serie (15S), ofreciendo una corriente de descarga continua de hasta 60 A.

5.8.6 Sensores de seguridad adicionales

El carro de transferencia incorporará cuatro botones de parada de emergencia, ubicados estratégicamente en las cuatro esquinas del chasis. Esta disposición asegura un acceso rápido y sencillo desde cualquier ángulo ante una situación de riesgo, permitiendo la detención inmediata del sistema.

Los botones seleccionados deberán presentar características adecuadas para su uso en entornos industriales: alta visibilidad gracias a su diseño en color rojo, lo que facilita su identificación inmediata; contactos de acción rápida y estructuras resistentes a polvo, agua, impactos y temperaturas extremas; facilidad de instalación y cumplimiento de normativas internacionales de seguridad. Funcionan mediante accionamiento manual, y no dependen de PLC ni de baterías para activarse. Su función es interrumpir directamente el circuito de control de potencia, generalmente a través de contactos normalmente cerrados (NC) que se abren al presionarse, cortando el suministro eléctrico a los actuadores (como motores) de forma inmediata. Esto les da una alta fiabilidad, ya que actúan independientemente del sistema de control automatizado, y no se ven afectados por posibles fallos en el PLC o cortes en la alimentación de baterías.

El modelo seleccionado es el XB5AS844 de *Schneider Electric* [22], una parada de emergencia plástica de 1/4 de giro, metálica, con un contacto normalmente cerrado y diámetro de 40 mm en color rojo.

5.9 Mecanismo de aseguramiento

En la Sección 5.1 se evaluaron distintas alternativas para garantizar la sujeción del spider al carro de transferencia, siendo seleccionada como solución un único bloque de posicionamiento. En la presente sección se analizarán diversas opciones de mecanismos complementarios que refuercen dicha sujeción, con el objetivo de asegurar que el spider permanezca firmemente fijado al carro y no represente un riesgo para la seguridad del personal ante posibles vuelcos o situaciones accidentales.

De la misma manera que se ha realizado anteriormente, se describirá de forma breve el funcionamiento de cada mecanismo para luego resumir sus ventajas y desventajas en una tabla (**Tabla 5-14**) y determinar cuál es la mejor alternativa.

5.9.1 Traba estilo "corona dentada"

El diseño se basa en la interacción entre un anillo dentado interior, ubicado en la base hueca del spider, y un conjunto de dientes retráctiles integrados en el bloque cilíndrico de elevación del carro. Durante la operación de elevación, al introducirse el bloque dentro de la base del spider, los dientes del carro se expanden radialmente mediante la

acción de un resorte o sistema de leva giratoria, generando un engranaje efectivo con el anillo interno del spider. Esta conexión mecánica asegura la inmovilización del spider en sentido vertical y rotacional.

Para la liberación controlada del spider, el sistema está acoplado al mecanismo de los tornillos de potencia: al girar en sentido inverso, los dientes se retraen automáticamente, permitiendo una extracción fluida y segura del bloque del carro.

5.9.2 Pines de bloqueo

Esta alternativa comparte el principio de funcionamiento de la corona dentada; pero en vez de utilizar dientes retráctiles se utilizan pines, elementos mecánicos de forma cilíndrica, generalmente de pequeño diámetro y longitud variable, que se utilizan para alinear, unir o trabar dos componentes entre sí.

El mecanismo está integrado en el bloque cilíndrico central del carro, el cual alberga uno o varios pines retráctiles dispuestos radialmente. Estos pines se expanden horizontalmente al alinearse con orificios predefinidos en la pared interna de la base hueca del spider. La expansión se produce mediante un sistema de levas o resortes internos que actúan automáticamente cuando el bloque alcanza su posición final de elevación.

Una vez encajados, los pines generan una fijación mecánica precisa entre el carro y el spider, impidiendo cualquier desplazamiento vertical relativo entre ambos elementos. La liberación del mecanismo se produce de forma sincronizada con la fase de descenso del bloque: al iniciar la rotación inversa de los tornillos de potencia, los pines son retraídos de manera controlada, permitiendo el desacople seguro y progresivo del spider.

5.9.3 Mordazas externas

El sistema se compone de dos o más mordazas dispuestas radialmente alrededor del bloque elevador del carro. Estas mordazas son accionadas por un actuador mecánico o hidráulico, cuyo funcionamiento está sincronizado con el movimiento de los tornillos de potencia. Una vez que el bloque alcanza su posición final, las mordazas se desplazan hacia el centro y aplican presión controlada sobre la superficie externa del spider, inmovilizándolo.

Para asegurar la posición de cierre durante el traslado, el sistema puede incorporar pasadores o pernos de bloqueo, que mantienen las mordazas cerradas mecánicamente, incluso ante posibles pérdidas de presión hidráulica o fallas en el actuador.

5.9.4 Brazos neumáticos

Este sistema de aseguramiento se basa en el uso de actuadores neumáticos laterales, cuyo objetivo es encerrar y sujetar la base del spider mediante un anillo mecánico compuesto por dos medios cilindros.

Sobre la plataforma superior del carro de transferencia se disponen dos actuadores neumáticos montados de forma opuesta. En el extremo de cada uno se encuentra un medio cilindro hueco, cuya forma está diseñada para coincidir con la geometría externa de la base del spider. Durante el ciclo de elevación, una vez alcanzada la posición final, los actuadores se extienden lateralmente y envuelven la base del spider, formando un anillo completo de sujeción que impide su movimiento vertical o deslizamiento lateral.

La fuerza de apriete proporcionada por los actuadores neumáticos es suficiente para mantener el spider firmemente bloqueado, incluso frente a aceleraciones, vibraciones o cambios de nivel. Además, el sistema puede ser bloqueado en posición mediante válvulas de retención, asegurando el enclavamiento aunque se produzca una caída de presión en el sistema neumático.

5.9.5 Aseguramiento por sensor de contacto

El sistema se basa en la alternativa de “capuchón simple” sin demasiadas modificaciones o sofisticación del diseño, a partir de la introducción directa del cilindro central del carro en el hueco inferior del spider. Una vez que se alcanza la posición final de encastre, un sensor de contacto verifica el posicionamiento correcto del spider antes de permitir el accionamiento del sistema de elevación. Esta verificación garantiza que el levantamiento se realice únicamente cuando el conjunto esté correctamente alineado y asentado.

5.9.6 Encastre cónico

Consiste en un mecanismo de acople basado en la interacción entre superficies cónicas complementarias. El cilindro central del carro de transferencia incorpora una sección superior troncocónica, mientras que la base hueca del spider presenta una geometría cónica interna equivalente. Este diseño permite un ajuste automático y autotrabante al elevar el spider, garantizando estabilidad sin necesidad de dispositivos adicionales de fijación.

Durante la operación de elevación, las superficies cónicas del cilindro y del spider se alinean de forma natural, gracias a la geometría convergente. Esto asegura un encastre preciso, autoalineado y centrado, facilitando el acoplamiento incluso con leves desajustes iniciales. Una vez alcanzada la posición de trabajo, la fuerza vertical

descendente del peso del spider genera una presión de contacto elevada entre las superficies cónicas, lo cual crea una fricción suficiente para evitar deslizamientos o desprendimientos accidentales. Esta característica proporciona un bloqueo seguro sin necesidad de pines, resortes o actuadores.

Para liberar el spider, el sistema de elevación accionado por tornillos de potencia, debe aplicar una fuerza de tracción adicional hacia abajo que venza la fricción del encastre. Esto se logra ajustando el motor a menor velocidad y mayor torque, permitiendo un destrabe progresivo y seguro.

Tabla 5-14: Ventajas y desventajas de los distintos mecanismos de aseguramiento

Mecanismos de aseguramiento	Ventajas	Desventajas	Semáforo
Traba estilo "corona dentada"	-Fijación precisa y estable gracias al ajuste en los dientes. -Resistente a movimientos laterales y vibraciones. -Fácil de desbloquear mediante rotación, lo que facilita el automatizado.	-Requiere un alineamiento perfecto para que los dientes encajen correctamente. -Puede desgastarse con el tiempo si se somete a alta fricción. -La fabricación de las piezas dentadas podría ser costosa.	
Pines de bloqueo	-Sistema sencillo y económico de implementar. -Fijación rápida y confiable, con pocas piezas móviles. -Fácil de integrar en sistemas manuales o automáticos.	-Sensible al desgaste del perno o del orificio donde se inserta. -Puede atascarse en ambientes con polvo o suciedad.	
Mordazas externas	-Permite sujetar el spider sin necesidad de modificar su diseño. -Ofrece una fuerza de sujeción ajustable según el sistema hidráulico o mecánico empleado.	-Más complejo y costoso de fabricar y mantener que otros sistemas.	

Tabla 5-14: (Continuación)

Mecanismos de aseguramiento	Ventajas	Desventajas	Semáforo
Brazos neumáticos	-La sujeción circunferencial evita que el spider se tambalee, rote o se desplace lateralmente mientras el carro está en movimiento. -Los actuadores neumáticos permiten abrir y cerrar los brazos rápidamente, lo que es eficiente en ciclos repetitivos. -Los sistemas neumáticos funcionan bien en ambientes con polvo, altas temperaturas o humedad, típicos de las acerías. Son menos susceptibles al desgaste en comparación con sistemas eléctricos en estos entornos.	-El sistema necesita una red de aire comprimido. -Fugas en las líneas de aire o problemas en los actuadores podrían afectar la fiabilidad del sistema. -El spider debe estar perfectamente posicionado antes de cerrar los brazos. -El uso de varios componentes móviles incrementa la necesidad de inspección y mantenimiento regular.	
Aseguramiento por sensor de contacto	-El sensor de contacto asegura que el mecanismo solo se active en la posición correcta. -Se minimiza el uso de piezas mecanizadas de alta precisión. -Al no tener piezas móviles adicionales, se simplifica la inspección y el mantenimiento del sistema.	-Dependencia del sensor de contacto: si el sensor falla, el sistema no podrá identificar correctamente el momento de inicio de la elevación. -Aunque el diseño elimina piezas complejas, el contacto repetitivo puede causar desgaste en el cilindro y el hueco. Se debe considerar un recubrimiento resistente al desgaste para prolongar su vida útil.	
Encastre cónico	-La forma cónica permite que el sistema se trabaje automáticamente sin necesidad de mecanismos adicionales. -Las superficies cónicas distribuyen las fuerzas de manera uniforme, reduciendo tensiones concentradas. -Al ser un sistema geométrico, es fácil garantizar el centrado del spider en el mecanismo de elevación. -Al eliminar la necesidad de pines, resortes o actuadores secundarios, el diseño puede ser más simple.	-Las superficies cónicas están sometidas a fricción constante durante el encastre y el destrabe, lo que puede dificultar el desbloqueo y provocar desgaste con el tiempo, afectando la calidad del ajuste. -Requiere un mecanizado de alta precisión para que las superficies cónicas encajen perfectamente. -El sistema de elevación debe ser capaz de generar la fuerza necesaria para liberar el encastre.	

La pregunta que surgió tras el análisis de las distintas alternativas de diseño fue la siguiente: ¿por qué limitar el sistema de aseguramiento a un único mecanismo, cuando la conjunción de diversas opciones podría resultar en un encastre con un nivel superior de seguridad operacional?

El sistema de encastre cónico será el mecanismo de aseguramiento primario entre el carro de transferencia y el spider, debido a su capacidad de ofrecer una sujeción robusta sin necesidad de componentes móviles adicionales. La geometría cónica permite un encastre autotrabante que, al generar fricción entre superficies complementarias, garantiza la estabilidad del spider incluso ante posibles inclinaciones o movimientos bruscos. Esta solución reduce la complejidad mecánica y elimina la necesidad de pines, mordazas o actuadores secundarios, simplificando el mantenimiento y aumentando la confiabilidad general del sistema.

Desde el punto de vista técnico, el diseño con superficies cónicas permite una fabricación precisa mediante mecanizado CNC, y puede optimizarse con tratamientos como nitruración o recubrimientos de baja fricción para minimizar el desgaste. Además, el sistema se integra eficientemente con el tornillo de potencia ya presente en el carro, permitiendo tanto el encastre como el destrabe mediante el mismo mecanismo de elevación. Esta compatibilidad, junto con la distribución uniforme de cargas y la facilidad de alineación, convierte al encastre cónico en la opción más segura, simple y eficaz para el aseguramiento del spider.

Por otro lado, el empleo del sensor de contacto como mecanismo secundario una vez correctamente posicionado el spider sobre el carro, impedirá que ante cualquier eventualidad el vehículo comience a desplazarse con una carga inestable.

A continuación, se presenta una imagen del diseño final del carro de transferencia y del spider, donde se evidencia el bloque de posicionamiento cónico y el sensor de contacto **(Figura 5-18)**.

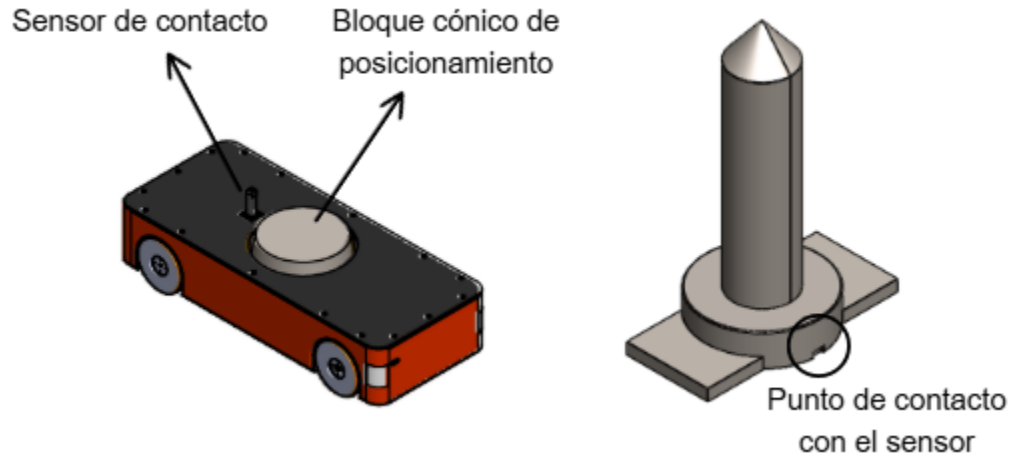


Figura 5-18: A la izquierda: carro de transferencia con bloque cónico de posicionamiento y sensor de contacto. A la derecha: spider con punto de contacto con el sensor en su base.

5.10 Dimensionamiento y conformado

Esta sección se dedicará a estudiar y comparar los métodos de conformación mecánica más viables para la fabricación del spider y del bloque cónico de posicionamiento del carro de transferencia. Se realizará un análisis detallado de las dimensiones necesarias para asegurar un encastre preciso y un sistema autoblocante eficiente. Además, se considerarán las propiedades de diversos materiales, con el objetivo de seleccionar aquellos que ofrezcan la resistencia, durabilidad y precisión dimensional requeridas para esta aplicación industrial.

5.10.1 Spider

En este apartado se presenta el diseño final del spider, con sus distintas partes identificadas (**Figura 5-19**). Como cada componente estará sometida a esfuerzos diferentes según su funcionalidad, y todas tendrán secciones particulares, requerirán de distintos métodos de fabricación; por lo que serán analizadas separadamente.

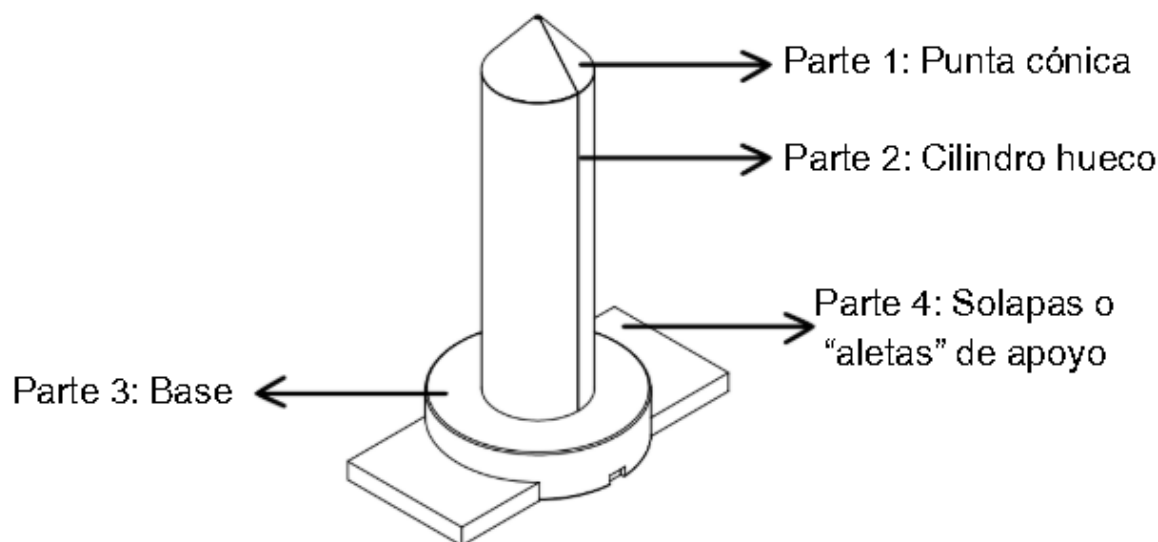


Figura 5-19: Diseño final del spider con sus distintas partes identificadas.

Las dimensiones generales del spider son 1170x700x1583 mm. Presenta cinco partes o secciones bien definidas. A continuación, se presentarán sus dimensiones generales (para mayor detalle técnico se deben observar los planos en el Anexo B):

- La punta cónica tendrá un interior hueco y un espesor de pared de 5 mm. Su altura será de 200 mm, con un diámetro inferior de 350 mm. El ángulo de inclinación será de 50°.
- El cilindro hueco tendrá un diámetro de 350 mm y una altura de 1200 mm. El espesor de pared será de 5 mm.
- La base del spider tendrá un diámetro de 700 mm y una altura de 180 mm. El cono en su interior será de 20°, con diámetros mayor y menor de aproximadamente 520 y 460 mm respectivamente.
- Las solapas o “aletas” de apoyo tendrán dimensiones de 500x340x70 mm, con un radio de curvatura de aproximadamente 350 mm.

Materiales

A través de una tabla comparativa serán evaluados diversos materiales, según sus ventajas y desventajas para la aplicación deseada (**Tabla 5-15**). Se considerarán aspectos como la resistencia mecánica, la resistencia a la corrosión, el peso, la facilidad de fabricación y el costo, con el objetivo de identificar la opción que cumpla mejor con los requisitos del diseño y las exigencias del entorno de trabajo.

Tabla 5-15: Ventajas y desventajas de distintos materiales considerados para la conformación del spider

Material	Ventajas	Desventajas
Acero al carbono	-Alta resistencia mecánica y dureza. -Durabilidad. -Capacidad para soportar cargas pesadas. -Buena resistencia a la fatiga. -Fácil de soldar y mecanizar. -Bajo costo en comparación con otros aceros especiales.	-Relativamente pesado. -Requiere mantenimiento anticorrosivo.
Acero inoxidable	-Resistente a la corrosión. -Alta durabilidad y resistencia a la temperatura. -De bajo mantenimiento.	-Más caro que el acero al carbono y también pesado. -Requiere procesos de soldadura específicos.
Aluminio	-Muy ligero, lo que facilita el manejo y reduce la carga. -Buena resistencia a la corrosión natural.	-Menor resistencia mecánica que el acero, especialmente en aplicaciones de alta carga. -Propenso a deformarse bajo altas temperaturas.
Polímero reforzado (como FRP, plástico reforzado con fibra de vidrio)	-Ligero y resistente a la corrosión. -Fácil de fabricar en formas personalizadas. -Aislante eléctrico y térmico.	-Menor resistencia al impacto y a las cargas muy pesadas. -Menor rigidez estructural a largo plazo debido a la degradación de polímeros.
Hierro fundido	-Excelente resistencia a la compresión, adecuado para soportar cargas estáticas. -Buena amortiguación de vibraciones. -Costo relativamente bajo.	-Es pesado y relativamente frágil en comparación con el acero, ya que puede romperse si recibe un golpe fuerte. -Puede oxidarse en condiciones húmedas.

Se concluye que el **acero al carbono** se presenta como la opción más adecuada, priorizando los requisitos de rendimiento y costo. Si bien otros materiales como el acero inoxidable y el aluminio ofrecen resistencia a la corrosión y ligereza, el acero al carbono destaca por su buen equilibrio entre propiedades mecánicas y viabilidad económica. La corrosión puede ser mitigada mediante la aplicación de recubrimientos protectores y un mantenimiento preventivo adecuado. Además, si bien el peso de este material es mayor al del aluminio, no representa un impedimento significativo en esta aplicación, donde la resistencia y la durabilidad son prioritarias.

Ahora se realizará la misma comparación para distintos tipos de aceros al carbono, de manera de determinar cuál es el que mejor se ajusta al diseño y conformado del spider (**Tabla 5-16**).

Tabla 5-16: Ventajas y desventajas de distintos tipos de acero al carbono

Aceros al carbono	Ventajas	Desventajas
AISI/SAE 1010	-Muy dúctil, fácil de trabajar y soldar. -Excelente formabilidad y maleabilidad. -Se puede soldar con facilidad sin riesgo de fractura. -Relativamente económico.	-Tiene una baja resistencia y dureza en comparación con aceros de mayor contenido de carbono. -Se desgasta más rápidamente en aplicaciones de fricción o contacto constante.
AISI/SAE 1045	-Buena resistencia y dureza, adecuado para piezas que soportan cargas moderadas. -Buen equilibrio entre dureza y maquinabilidad, se puede endurecer mediante tratamiento térmico.	-Menor soldabilidad en comparación con aceros de bajo carbono.
AISI/SAE 1060	-Se caracteriza por su dureza y resistencia, especialmente después del tratamiento térmico. -Puede soportar cargas más altas y ofrece buena resistencia al desgaste y a la fatiga.	-Menor maquinabilidad. -Mayor costo. -Requiere más cuidado en el soldado debido a su mayor contenido de carbono.
AISI/SAE 1080	-Alta dureza y resistencia al desgaste, adecuado para componentes sujetos a desgaste continuo.	-Menos dúctil y puede ser frágil en aplicaciones de impacto. -Difícil de soldar. -Maquinabilidad baja.
AISI/SAE 4140	-Mejora significativamente la resistencia a la tracción, dureza y resistencia al desgaste. -Mantiene su capacidad de soportar impactos y cargas cíclicas. -Buena resistencia a la fatiga. -Aunque tiene una alta resistencia, no es extremadamente difícil de soldar.	-No tiene la misma resistencia a la corrosión que los aceros inoxidables.
AISI/SAE 4340	-Adecuado para componentes que deben soportar cargas extremadamente altas y condiciones de trabajo severas. -Más resistente a la fractura bajo cargas de impacto. -Aunque no es inoxidable, el molibdeno y el cromo mejoran su resistencia a la corrosión.	-Mayor costo. -Más difícil de mecanizar. -Menor soldabilidad.

La parte más crítica en la estructura del spider será su base; ya que esta pieza será la encargada de soportar el peso de todo el alambre trefilado y a su vez, constituirá el punto de conexión con el bloque de posicionamiento a través de su hueco cónico. El acero **SAE 1045** se presenta como la opción más adecuada; ya que presenta un equilibrio adecuado entre propiedades mecánicas y viabilidad económica. Si bien otros aceros como el SAE 1010 ofrecen mayor facilidad de trabajo y soldadura, y aceros

como el SAE 1080 o SAE 4340 ostentan una alta resistencia, el SAE 1045 puede soportar cargas moderadas y repetitivas, así como posibles impactos en un entorno industrial. Además, permite el mecanizado de formas complejas sin comprometer su resistencia. Finalmente, es posible mejorar su resistencia al desgaste mediante tratamientos superficiales o el uso de lubricación adecuada en el encastre cónico.

Las otras partes del spider, menos exigidas desde el punto de vista de los esfuerzos: la punta cónica, el cilindro hueco y las solapas o “aletas” de apoyo; serán conformadas en **SAE 1010**, dado que se trata de un material versátil y económico, ideal para aplicaciones que requieren buena formabilidad y soldabilidad, pero no alta resistencia.

Conformación mecánica

Para cada una de las partes del spider ya definidas, luego de una extensa investigación, serán descritos los distintos métodos de conformación definidos para la fabricación de las mismas.

Parte 1 (Punta cónica): Corte láser + Rolado + Soldadura

Se parte de una chapa plana de SAE 1010, obtenida previamente mediante **corte láser**, con las dimensiones adecuadas para la punta cónica. Este método de corte es elegido por sobre otros tipos debido a que produce bordes limpios y suaves, con un acabado superficial excelente; lo cual reduce la necesidad de procesos de acabado secundarios, dejando los bordes de la chapa listos para el soldado final.

Se utilizará una **roladora de tres rodillos** para generar la forma cónica. La misma dispondrá de un rodillo superior y dos rodillos inferiores. El ajuste de la inclinación de los rodillos inferiores determinará el grado de conicidad de la pieza.

Cuando la chapa se introduce a la roladora, el rodillo superior se presiona contra la misma, mientras que los rodillos inferiores la impulsan hacia adelante. Este curvado progresivo es lo que genera la forma cónica.

Como paso final, los bordes de la chapa rolada deberán unirse mediante soldadura longitudinal para obtener una forma cónica cerrada. El método seleccionado es el de **soldadura MIG (GMAW)**, ya que se trata de una excelente opción para soldar aceros de bajo carbono debido a que su arco es estable y la transferencia de metal es eficiente.

Otro tipo de soldadura alternativo podría ser el de soldadura SMAW (soldadura por arco con electrodo revestido), ya que es un método tradicional y muy común; conocido por su versatilidad y bajo costo. Sin embargo, se trata de un proceso más lento con interrupciones frecuentes para cambiar electrodos, produce más escoria y requiere limpieza posterior.

Por otro lado, la soldadura TIG (GTAW), si bien produce soldaduras de calidad superior con control preciso y resulta ideal para materiales delgados y trabajos que requieren alta estética; conlleva un proceso más lento y un mayor costo del equipamiento.

Finalmente, el rolado es preferible a otros métodos de conformación mecánica, como podrían ser la fundición y el mecanizado mediante torno; debido a que generalmente es más económico, especialmente para la producción de pequeños y medianos volúmenes; permite una mayor flexibilidad en el diseño de la punta cónica, ya que se pueden ajustar fácilmente los parámetros de rolado para obtener diferentes conicidades y resulta un proceso relativamente rápido y eficiente.

La fundición es un método de conformación más adecuado para grandes producciones, aunque produce un acabado superficial generalmente rugoso; lo que requiere mecanizado adicional. Además, existe la posibilidad de que la pieza presente defectos internos, como porosidad o inclusiones. Por otro lado, el torneado puede producir piezas con tolerancias muy ajustadas; pero el proceso requiere de mucho tiempo y genera mucho desperdicio de material.

Parte 2 (Cilindro hueco): Corte láser + Rolado + Soldadura

Para la conformación del cilindro hueco, se emplearán los mismos procesos que para la punta cónica: **corte láser, rolado con roladora de tres rodillos y soldadura longitudinal tipo MIG**; con la diferencia de que los rodillos se ajustarán para aplicar una curvatura uniforme, lo que resultará en una forma cilíndrica.

Parte 3 (Base): Forjado + Mecanizado

El bloque cilíndrico chato que constituye la base del spider, será conformado mediante **forjado en caliente**. Esto se debe a que, mediante este método de conformación, es posible producir piezas más robustas, de mayor resistencia y aptas para soportar altas cargas; lo cual resulta imprescindible para esta sección, que será la más solicitada.

Otros métodos de conformación, como el embutido en caliente, si bien permite fabricar piezas huecas con gran profundidad y geometrías complejas y de gran resistencia debido al endurecimiento por deformación, está más orientado a la conformación de láminas delgadas y está limitado a espesores de material pequeños o medianos.

Entonces, para la materialización de la base se partirá de una pieza sólida (tocho) de acero SAE 1045. El material se calienta a una temperatura alta para reducir su resistencia y facilitar su deformación. Luego, mediante un troquel o matriz, se aplica presión hasta obtener la forma deseada. Finalmente, se realizan procesos de mecanizado para ajustar las tolerancias y detalles finales: **torneado** para conseguir la

exactitud dimensional y el acabado superficial; y **fresado** para generar el punto de contacto con el sensor.

Para el hueco cónico que se acoplará al bloque cónico de posicionamiento del carro de transferencia, primero será necesario realizar un **torneado** para dar forma al hueco cónico y lograr las dimensiones geométricas básicas requeridas (diámetro, conicidad, profundidad). Luego, se deberá realizar un **rectificado** para mejorar la precisión dimensional y el acabado superficial del hueco cónico.

Finalmente, se debe aplicar un **nitruado gaseoso** para endurecer la superficie del hueco cónico (la dureza esperada será de 55-60 HRC con una profundidad de capa de 0,3 a 0,5 mm). Este tratamiento será necesario no sólo para mejorar la resistencia al desgaste del hueco cónico, sino también para mejorar su resistencia a la corrosión ya a la fatiga, siendo una zona donde predominará el desgaste y las cargas pesadas.

Otro tratamiento alternativo podría ser el cromado; recubrimiento metálico comúnmente utilizado en componentes que sufren fricción, para proporcionar una capa dura y resistente a la corrosión, mejorando también la resistencia al desgaste. Sin embargo, siendo que, por un lado, la nitruración crea una capa que se fusiona con el material base a diferencia del cromado, que es una capa depositada; y por otro lado, genera tensiones de compresión en la superficie que mejoran significativamente la resistencia a la fatiga, beneficio no proporcionado por el cromado; resulta evidente que el nitruado es la mejor alternativa.

Parte 4 (Solapas o “aletas” de apoyo): Corte por plasma

Para la forma particular que tienen las solapas o “aletas” de apoyo, resulta más adecuado utilizar un método de corte antes que un mecanizado, como puede ser un fresado; dado que suelen ser más rápidos, son adecuados para cortar materiales mucho más gruesos y permiten cortes precisos de formas complejas y detalles finos.

Luego de evaluar distintos métodos de corte, se optó por el corte por plasma como método de conformación para estas piezas. Esto se debe a varias razones: las solapas de apoyo necesitan resistencia y por ende tener el grosor suficiente para cumplir su función, en consecuencia la alta capacidad de corte para materiales gruesos del corte por plasma es una ventaja clave. Otros métodos, como el láser o la cizalla, tienen limitaciones en este aspecto. Por otro lado, dado que no se requiere una precisión extrema, el corte por plasma ofrece una solución más económica en comparación con el láser o el chorro de agua.

Unión entre partes: Soldadura

Para unir todas las partes y formar la estructura del spider, se utilizará **soldadura MIG (GMAW)** debido a las ventajas que presenta sobre otros tipos de soldadura: rapidez; adaptabilidad a una amplia gama de materiales y espesores; puede utilizarse en diversas posiciones de soldadura; produce soldaduras limpias y con menos salpicaduras.

En conclusión, la soldadura MIG ofrece un buen equilibrio entre velocidad, facilidad de uso y calidad de soldadura.

A través de la siguiente tabla (**Tabla 5-15**), se resumen todos los métodos de conformación utilizados para materializar el spider.

Tabla 5-15: Resumen de los métodos de conformación mecánica para fabricar el spider

Nº Parte	Descripción:	Conformado mediante:
1	Punta cónica	Corte láser + Rolado + Soldado
2	Cilindro hueco	Corte láser + Rolado + Soldado
3	Base	Forjado + Mecanizado (Torneado + Fresado)
	Hueco cónico	Torneado + Rectificado + Nitrurado
4	Solapas o "aletas" de apoyo	Corte por plasma
-	Unión 1+2+3+4	Soldado

5.10.2 Bloque cónico de posicionamiento

En la **Sección 5.9.6** ya se ha introducido a través de la **Figura 5-18** el diseño final que tendrá el carro de transferencia, con su bloque cónico de posicionamiento y su sensor de contacto. En este apartado, y de la misma forma que se realizó para el spider, se definirá el material y el método de conformación para fabricar el bloque de posicionamiento; siendo que los demás elementos que constituyen el carro ya han sido definidos y seleccionados de distintos catálogos y sitios web comerciales en secciones anteriores.

Material

El análisis de materiales realizado para el spider en el apartado anterior, también resulta útil para definir el material del bloque cónico de posicionamiento que tendrá el carro de transferencia.

En primer lugar, se deben considerar las exigencias funcionales a las cuales estará sometido el bloque de posicionamiento: al encastrar con el spider, formará un sistema autoblocante esencial para la seguridad y eficiencia del transporte de cargas pesadas.

Por lo tanto, la resistencia y durabilidad del material son prioritarias.

El **acero al carbono** también resulta la mejor opción para este componente; ya que, por un lado, el aluminio es más propenso a la deformación bajo cargas elevadas y a su vez, los polímeros reforzados no poseen la rigidez estructural y la resistencia al impacto necesarias para un bloque cónico sometido a cargas dinámicas y posibles golpes. Por otro lado, si bien el acero inoxidable ofrece una excelente resistencia a la corrosión, su costo es considerablemente mayor que el del acero al carbono. Además, el acero inoxidable requiere procesos de soldadura complejos.

Dentro de la familia de aceros al carbono, el acero **SAE 4140** resulta la opción más adecuada según los requisitos de diseño. Este acero posee una resistencia a la tracción, dureza y resistencia al desgaste superiores en comparación con aceros al carbono de menor aleación.

Por otro lado, tiene la capacidad de soportar impactos y cargas cíclicas; lo cual es altamente deseable para un componente que estará sometido a esfuerzos repetidos durante la transferencia de los spiders. Sin embargo, a pesar de su alta resistencia, el SAE 4140 conserva una maquinabilidad relativamente buena, lo que facilita la conformación precisa del bloque cónico. Por otro lado, este material garantiza una vida útil prolongada del bloque cónico, minimizando el riesgo de fallos por fatiga.

Conformación mecánica

De la misma manera que fue definido para el hueco cónico de la base del spider, en primer lugar se realizará un **torneado** para lograr las dimensiones geométricas básicas; y posteriormente se realizará un **rectificado**, para mejorar la precisión dimensional y el acabado superficial del bloque de posicionamiento.

El tratamiento superficial que se aplicará a este elemento será el de nitruración gaseosa, con los mismos requisitos que para el hueco cónico; tal como ya ha sido justificado.

5.10.3 Estación de carga

Se ha mencionado que la estación de carga, responsable de sostener al spider a la salida de la trefiladora, estará conformada por dos “perfiles simples”. El diseño final se presenta a continuación (**Figura 5-20**):

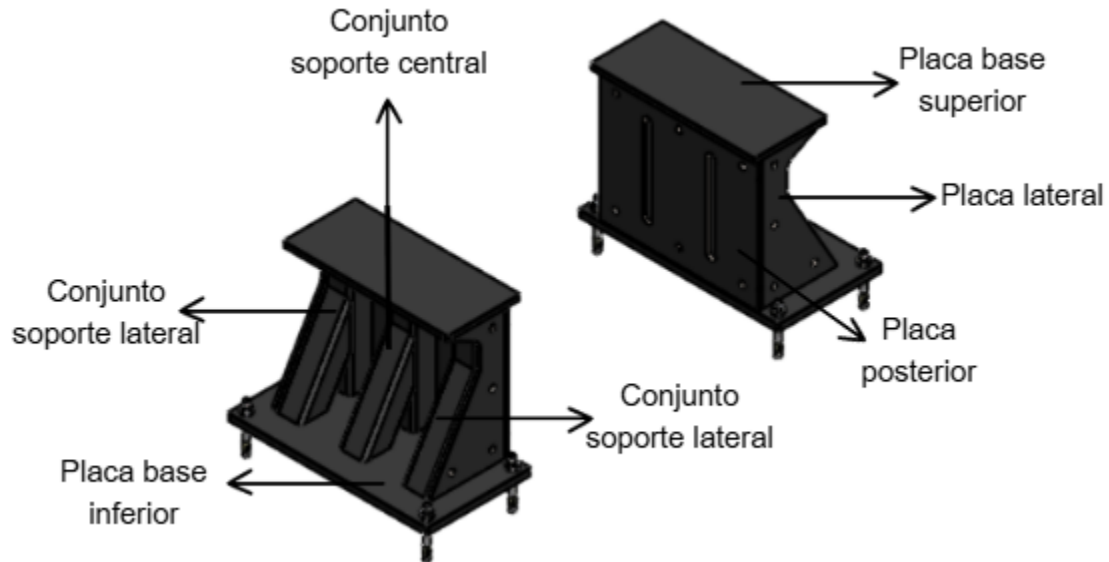


Figura 5-20: Diseño final de la estación de carga con sus distintas partes.

Es evidente que el diseño ha sido cuidadosamente estudiado para que, los perfiles simples inicialmente propuestos, se transformaran en una estructura lo suficientemente resistente y segura para soportar el peso de los spiders.

Cada soporte tendrá dimensiones 630x330x495 mm, con una separación interna entre soportes (espacio por donde pasa el carro de transferencia) de 779 mm. Individualmente, estarán conformados por:

- Una placa base inferior de dimensiones 20x330x630 mm conformada en acero SAE 1010 y obtenida a partir de corte láser.
- Una placa base superior de dimensiones 15x230x520 mm conformada en acero SAE 1010 y obtenida a partir de corte láser.
- Un conjunto soporte central fabricado a partir de tubos TE-36 de *Tubos Argentinos* [23] de sección cuadrada (80x80 mm).
- Dos conjuntos soporte laterales fabricados a partir de los mismos tubos que el conjunto soporte central.
- Una placa base posterior de dimensiones 10x460x500 mm conformada en acero SAE 1010 y obtenida a partir de corte láser.
- Dos placas laterales de dimensiones 10x460x185 mm conformada en acero SAE 1010 y obtenida a partir de corte láser.

Se utilizarán tornillos y bulones para la fijación de las placas laterales a los conjuntos soporte; así como también para la fijación de éstos a la placa posterior. El resto de los elementos será unido mediante la soldadura ya elegida para el diseño de este proyecto, la soldadura MIG. Toda la estructura deberá ser asegurada al suelo por medio de

tornillos, tuercas y arandelas. El detalle del despiece puede observarse en el Anexo B.

Se seleccionó como material para las distintas placas el acero SAE 1010 debido a su buena ductilidad, lo que hace que se tenga una formabilidad excelente. Además, su soldabilidad también es muy buena y su resistencia suficiente para la aplicación deseada. Por otro lado, como ya se ha mencionado, se volvió a elegir el corte láser para obtener las placas debido a su alta precisión y a la generación de cortes limpios y de calidad.

Finalmente, los tubos TE-36 son tubos estructurales de acero conformados en frío y soldados mediante soldadura por resistencia eléctrica. Sus propiedades mecánicas hacen que sean adecuados para aplicaciones que requieren buena resistencia mecánica y conformabilidad, como es el caso de la estructura soporte para los spiders.

5.11 Cálculos estructurales de la estación de carga

El diseño de la estación de carga debe garantizar resistencia, estabilidad y seguridad durante todas las etapas de operación. Como se detalló en la sección anterior, la estructura de la estación está compuesta por distintos elementos fabricados en acero SAE 1010, obtenidos mayormente por corte láser, y se organiza a partir de una base inferior, una base superior, placas laterales y posterior, y un conjunto de soportes centrales y laterales. Dentro de esta configuración, los tubos TE-36 de sección cuadrada (80x80 mm) [23], constituyen el componente estructural clave para soportar y transmitir las cargas involucradas.

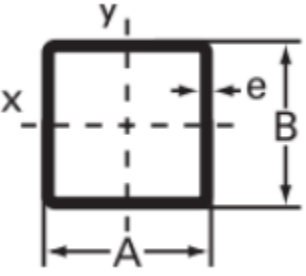
La presente sección está dedicada al análisis y verificación de estos tubos estructurales, mediante la aplicación de principios de resistencia de materiales y métodos de cálculo mecánico. En particular, se abordan las siguientes verificaciones: cálculo de las tensiones máximas por flexión y compresión para la aplicación del principio de superposición de cargas y verificación al pandeo bajo carga centrada (comparación con la carga crítica).

El objetivo es asegurar que los elementos seleccionados cumplan con los requerimientos de resistencia mecánica sin comprometer la integridad estructural de la estación durante su funcionamiento habitual.

5.11.1 Tensión máxima por flexión

Antes de comenzar con los cálculos, se presentan los datos del perfil de sección cuadrada elegida (**Tabla 5-16; Figura 5-21; Figura 5-22**):

Tabla 5-16: Datos correspondientes a la sección transversal del tubo TE-36 [23]

Diseño de la sección transversal			
	A	80	[mm]
	B	80	[mm]
	e	6.35	[mm]
	Radio de giro mínimo (r)	3.018	[cm]
	Área de la sección adoptada	18.707	[cm ²]
	Momento de inercia	170.379	[cm ⁴]

DIMENSIÓN Size	ESPESOR Thickness e	RADIO Radius	PESO Weight	AREA DE LA SECCIÓN Sectional Area	MOMENTO DE INERCIA Moment of Inertia	MÓDULO DE INERCIAS Elastic Modulus	RADIO DE GIRO Gyration Radius
A x B	mm	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm
80 x 80	1.60	2.40	3.904	5.018	51.423	12.856	3.201
	2.00	3.00	4.844	6.240	63.315	15.829	3.185
	2.50	3.75	6.000	7.750	77.661	19.415	3.166
	3.20	4.80	7.579	9.830	96.805	24.201	3.138
	4.00	6.00	9.330	12.160	117.385	29.346	3.107
	4.75	7.13	10.919	14.298	135.472	33.868	3.078
	5.15	7.73	11.747	15.419	144.658	36.165	3.063
	6.35	9.53	14.142	18.707	170.379	42.595	3.018

Figura 5-21: Propiedades geométricas y mecánicas del tubo TE-36 de 80x80 mm en acero [23].

DENOMINACIÓN DEL TUBO Tube Denomination	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN MÍNIMA R (MPA) Tensile Strength Minimum	LÍMITE DE FLUENCIA MÍNIMO RE (MPA) Yield Strength		ALARGAMIENTO DE ROTURA MÍNIMO LO = 50 mm Elongation in 50 mm (%)	
		SECCIÓN CIRCULAR Circular Section	SECCIÓN CUADRADO Y RECTANGULAR Square and rectangular section	SECCIÓN CIRCULAR Circular section	SECCIÓN CUADRADO Y RECTANGULAR Square and rectangular section
TE - 20	310	228	269	15	13
TE - 22	363	216	225	12	10
TE - 30	490	294	303	10	8
TE - 36	510	353	364	9	7

Figura 5-22: Propiedades mecánicas del tubo TE-36, incluyendo resistencia a la tracción, límite de fluencia y alargamiento de rotura, según el tipo de sección [23].

En este apartado se busca obtener la tensión máxima por flexión. Para ello, primero se debe obtener el momento flector del perfil a partir del producto de la carga de trabajo P , que para este caso es la mitad del peso del spider; y la distancia $D1$, es decir, la

distancia entre los ejes que pasan por el centro del spider y el centro del tubo
(Ecuación 5.31):

$$M = \frac{P}{2} \cdot D1 = 7400 \text{ N} \cdot 444 \text{ mm} = 3285600 \text{ Nmm} \quad (5.31)$$

Cargas y distancias pueden observarse en el siguiente esquema (Figura 5-23):

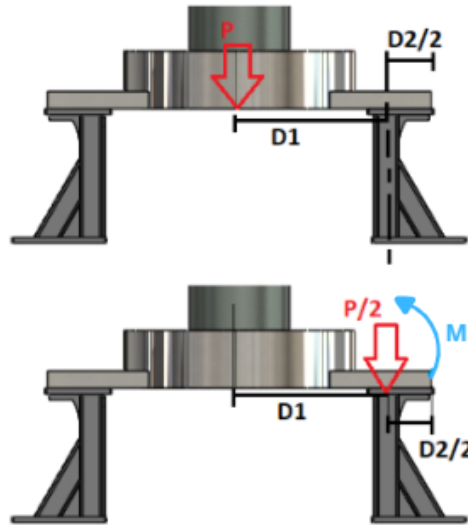


Figura 5-23: Esquema de carga centrada y excéntrica sobre los soportes de la estación de carga.

La tensión máxima por flexión se obtiene entonces a partir de la siguiente expresión (Ecuación 5.32):

$$\sigma_{\text{máx, flexión}} = \frac{M \cdot c}{I} \simeq 77,1 \text{ MPa} \quad (5.32)$$

Donde M es el momento flector; c es la distancia desde el eje neutro a la fibra más alejada, igual a 40 mm; I es el momento de inercia del perfil, de 1703790 mm^4 .

5.11.2 Tensión máxima por compresión

La tensión máxima por compresión se obtiene a partir de la relación entre la carga de trabajo P y el área de la sección adoptada A (Ecuación 5.33):

$$\sigma_{\text{máx, compresión}} = \frac{P}{A} = \frac{7400 \text{ N}}{1870,7 \text{ mm}^2} \simeq 4 \text{ MPa} \quad (5.33)$$

5.11.3 Principio de superposición

El principio de superposición establece que, en un sistema lineal y elástico, los efectos de distintas cargas pueden sumarse algebraicamente para determinar la respuesta total

del sistema. Esto es válido siempre que se mantenga el comportamiento elástico del material (ley de Hooke) y que las deformaciones no sean excesivas.

La siguiente expresión (**Ecuación 5.34**) representa la tensión normal total σ en una sección transversal de un componente estructural sometido a una fuerza axial P y a un momento flector M , aplicando el principio de superposición.

$$\sigma_{total} = \sigma_{m\acute{a}x, flexi\acute{o}n} + \sigma_{compresi\acute{o}n} \simeq 81,1 \text{ MPa} \quad (5.34)$$

Si la tensión total resulta menor a la tensión admisible del material, se verifica que el perfil podrá soportar los esfuerzos a los que estará sometido bajo carga. La tensión admisible se define como la relación entre la tensión de fluencia del acero SAE 1010 (material del tubo) y un coeficiente de seguridad igual a 3, lo cual proporciona un margen suficiente ante sobrecargas accidentales o condiciones imprevistas de operación (**Ecuación 5.35**):

$$\sigma_{adm, SAE 1010} = \frac{\sigma_{fluencia}}{FOS} = \frac{364 \text{ MPa}}{3} \simeq 121 \text{ MPa} \quad (5.35)$$

Siendo que, la tensión total calculada a la cual estará sometida cada perfil es menor a la tensión admisible del material, la estructura podrá soportar la carga.

5.11.4 Verificación al pandeo bajo carga centrada

Para realizar la verificación al pandeo de una columna tubular de acero *TE-36* sometida a compresión axial, primero se calculará su esbeltez λ para luego compararla con la constante crítica C_c , la cual determina si el modo de falla es por pandeo elástico (columna larga) o por compresión plástica (columna corta) [2]. Esta clasificación permite seleccionar la fórmula adecuada para estimar la carga crítica de pandeo y verificar la seguridad de la columna.

Para calcular la esbeltez de la columna, se debe multiplicar el factor de longitud efectiva que es 0,5 por tener extremos fijos, por la longitud de la columna, 420 mm y dividir por el radio de giro de 30,18 mm (**Ecuación 5.36**):

$$\lambda = \frac{K \cdot L}{r} \simeq 6,96 \quad (5.36)$$

La constante crítica se obtiene a partir de la siguiente expresión (**Ecuación 5.37**):

$$C_c = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot E}{\sigma_y}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot 21000 \frac{N}{mm^2}}{364 \text{ MPa}}} \simeq 106,71 \quad (5.37)$$

Donde E es el módulo de elasticidad y σ_y el límite de fluencia del material.

Dado que la esbeltez es menor a la constante crítica, la columna es corta y se emplea la fórmula de Johnson [2] para columnas cortas para obtener la carga crítica (**Ecuación 5.38**):

$$P_{cr} = A \cdot \sigma_y \cdot \left[1 - \frac{\sigma_y \cdot \lambda^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot E} \right] \approx 679487 \text{ N} \quad (5.38)$$

Luego, aplicando un factor de seguridad de 3, se calcula la carga admisible (**Ecuación 5.39**):

$$P_{adm} = \frac{P_{cr}}{FOS} = 226496 \text{ N} \quad (5.39)$$

Como la carga real es menor a la carga admisible, la columna es segura respecto al pandeo crítico.

Finalmente, se verifica que tanto la carga aplicada como la tensión crítica resultante se encuentran dentro de los límites de seguridad establecidos (**Ecuación 5.40**):

$$\sigma_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} \approx 363 \text{ MPa} \quad (5.40)$$

Como la tensión de pandeo no supera la tensión de fluencia, el tubo puede considerarse seguro frente al pandeo elástico y no alcanzará la fluencia antes de pandearse.

5.12 Análisis de estabilidad del carro

En esta sección se desarrolla un análisis de estabilidad del carro automatizado, estudio que resulta fundamental para garantizar condiciones seguras de operación ante diferentes situaciones dinámicas y estáticas, teniendo en cuenta la interacción entre el carro, la carga transportada y las fuerzas involucradas durante el movimiento.

El análisis se organizará en distintos apartados, comenzando por el cálculo de las reacciones en las ruedas del carro y el momento de vuelco, considerando un modelo simplificado en el que se asume que una de las reacciones se anula al alcanzar el punto crítico de inestabilidad. A continuación, se evalúa la fuerza generada durante una maniobra de frenado, determinando su impacto sobre la estabilidad longitudinal.

Luego se aborda el equilibrio lateral, incluyendo el cálculo de las reacciones en las ruedas y el momento de vuelco lateral, nuevamente utilizando el modelo de una reacción nula en el instante crítico.

Finalmente, se analiza la fuerza centrífuga generada en una curva y su influencia en la posible pérdida de estabilidad lateral.

5.12.1 Reacciones en las ruedas y momento de vuelco

Las reacciones en las ruedas son las fuerzas que ejercen los apoyos del vehículo sobre la estructura como resultado de su interacción con el suelo. El cálculo de estas reacciones es esencial para conocer cómo se reparte el peso entre las ruedas, evaluar la estabilidad estática y dinámica, y dimensionar adecuadamente los componentes estructurales y mecánicos involucrados. Además, permite identificar situaciones críticas en las que una o más ruedas podrían perder contacto con el suelo, condición que podría derivar en vuelco o inestabilidad.

Para el cálculo de las reacciones en las ruedas, que serán iguales $R_{ay} = R_{by}$, se presenta el siguiente esquema (**Figura 5-24**):

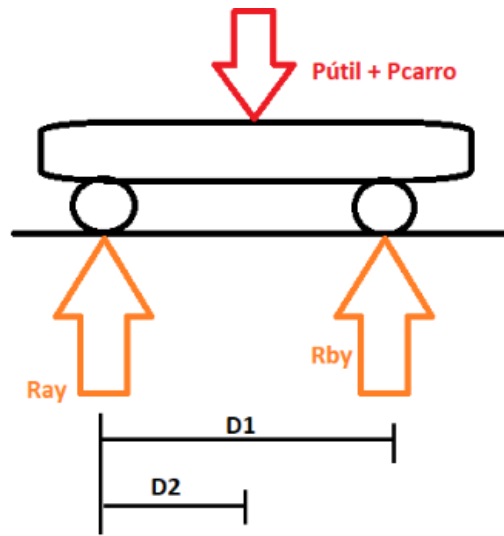


Figura 5-24: Esquema de la carga que actúa en el carro y las reacciones en cada rueda.

Considerando un modelo de cuerpo rígido en equilibrio, a partir de las fuerzas intervinientes en el esquema anterior, se plantea para el punto *a* (**Ecuación 5.42**):

$$\sum M_a = P_{total} \cdot D2 - R_{by} \cdot D1 = 0 \quad (5.42)$$

Donde P_{total} es la suma de la carga útil, es decir, la carga de trabajo y la carga del carro.

Despejando la reacción R_{by} de la ecuación anterior se obtiene (**Ecuación 5.43**):

$$R_{by} = \frac{P_{total} \cdot D2}{D1} = \frac{21560 \text{ N} \cdot 590 \text{ mm}}{1200 \text{ mm}} \simeq 10600 \text{ N} \quad (5.43)$$

Para el análisis del momento de vuelco, se adopta un modelo simplificado que permite identificar el punto crítico de inestabilidad del sistema. Este modelo parte de una condición límite en la cual el carro se encuentra al borde de perder el contacto con una

de sus ruedas, es decir, cuando una de las reacciones normales se anula. En ese instante, el sistema se encuentra en equilibrio inestable: todas las fuerzas externas se equilibran respecto al eje de vuelco, y la rueda opuesta al sentido del vuelco ya no ejerce fuerza sobre el suelo. Esto implica que el sistema ha alcanzado su límite de estabilidad, y cualquier incremento adicional en la fuerza desestabilizante (como una frenada brusca, una aceleración lateral o un desnivel del terreno) provocaría el vuelco del carro.

Esta situación se representa a continuación (**Figura 5-25**):

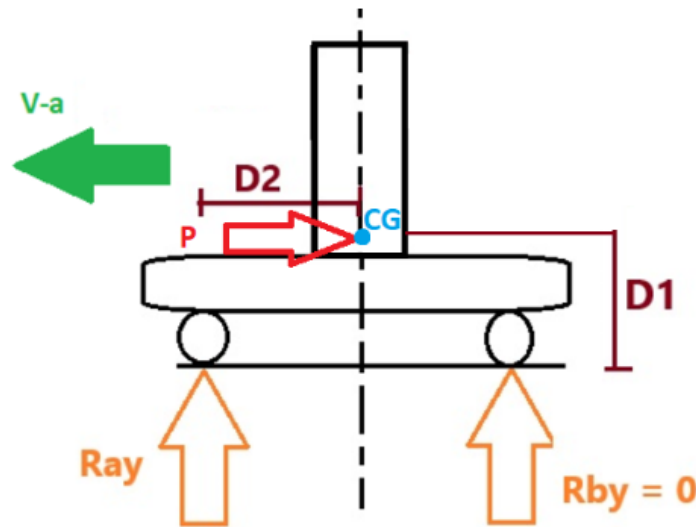


Figura 5-25: Esquema de carga y reacciones suponiendo que el carro comienza a volcarse.

Para este caso, $D1$ y $D2$ son las distancias que determinan el centro de gravedad del sistema (carro+spider), obtenidas a partir del modelado en 3D del mismo.

De la misma forma que se realizó el análisis estático para determinar las reacciones en las ruedas, se obtiene la carga necesaria para voltear el carro, P (**Ecuación 5.44**):

$$P = \frac{R_{ay} \cdot D2}{D1} = \frac{10600 \text{ N} \cdot 590 \text{ mm}}{460 \text{ mm}} \simeq 13596 \text{ N} \simeq 1387 \text{ kg} \quad (5.44)$$

5.12.2 Fuerza generada en la maniobra de frenado

Durante el desplazamiento del carro, pueden ocurrir maniobras de frenado que impliquen sollicitaciones dinámicas sobre la estructura. En estas situaciones, es necesario verificar que el sistema sea capaz de detenerse de forma segura sin perder estabilidad ni adherencia con el suelo. Para ello, se realiza el cálculo de la fuerza de frenado generada y se la compara con la fuerza de fricción disponible entre las ruedas motrices y el suelo, así como con la fuerza necesaria para provocar el vuelco del sistema.

Este análisis permite evaluar dos condiciones fundamentales de seguridad: que el carro no pierda tracción durante la frenada y que la desaceleración no genere un momento de vuelco respecto al eje delantero. Para comprender mejor las fuerzas a las que se hace referencia, se presenta el siguiente esquema (**Figura 5-26**):

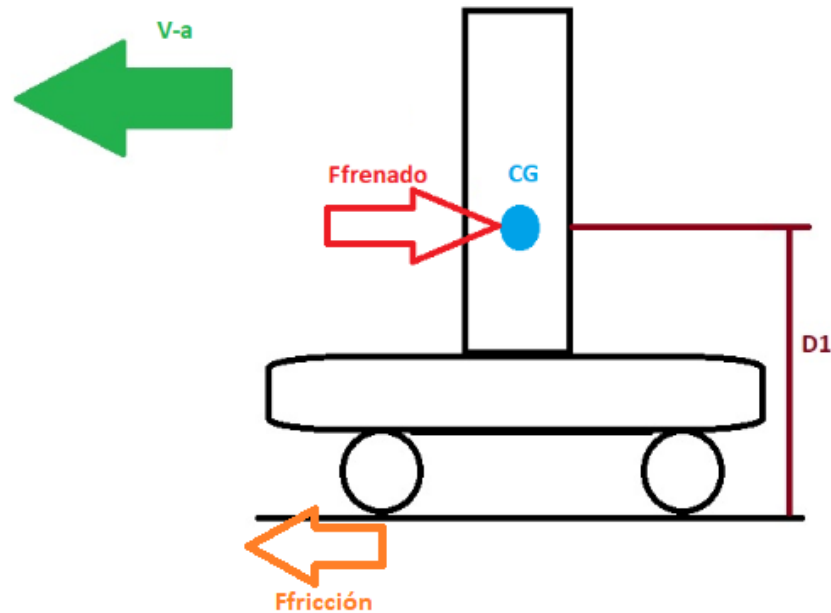


Figura 5-26: Esquema de las fuerzas intervinientes durante la maniobra de frenado.

La fuerza de fricción es la fuerza máxima que puede oponerse al movimiento sin perder adherencia. La misma se define como (**Ecuación 5.45**):

$$F_{fricción} = \mu_k \cdot P_{total} = 0,6 \cdot 21560 \text{ N} = 12936 \text{ N} \approx 1320 \text{ kg} \quad (5.45)$$

Donde μ_k es el coeficiente de fricción cinética para las ruedas de caucho sobre hormigón.

Si la fuerza de frenado requerida es mayor, el carro podría patinar. Antes de obtener este valor, primero se debe calcular la desaceleración que se tiene en el frenado (**Ecuación 5.46**):

$$a = \frac{V_{final} - V_{inicial}}{t} = \frac{(0 - \frac{1}{3}) \frac{m}{s}}{1 \text{ s}} = -\frac{1}{3} \frac{m}{s^2} \quad (5.46)$$

Los valores presentes en la fórmula anterior son adoptados, se presume que se parte de un frenado desde una velocidad inicial de $\frac{1}{3} \frac{m}{s}$ (velocidad de traslación del carro) hasta el reposo en 1 segundo.

Ahora, es posible calcular la fuerza de frenado aplicando la Segunda Ley de Newton a

través del producto entre el peso total del sistema, de 2200 kg y la aceleración calculada (**Ecuación 5.47**):

$$F_{frenado} = m \cdot a = 733,3 \text{ N} \simeq 224,5 \text{ kg} \quad (5.47)$$

Esta fuerza representa el esfuerzo requerido sobre el centro de gravedad del conjunto para detener el carro. Siendo que la fuerza de frenado es significativamente menor que la fuerza de fricción disponible, se concluye que el carro puede frenar sin perder adherencia.

Además, la fuerza necesaria para provocar el vuelco, de 1387 kg, también es muy superior a la fuerza de frenado. Esto implica que no se alcanza el momento de vuelco; por lo tanto se garantiza la estabilidad dinámica durante la frenada.

5.12.3 Equilibrio lateral

En este apartado se detalla el análisis realizado para garantizar el equilibrio lateral del carro. Dado que el equipo debe operar con cargas elevadas y desplazarse sobre una superficie de hormigón, resulta fundamental verificar su estabilidad ante fuerzas laterales que puedan actuar durante maniobras, curvas o situaciones imprevistas.

El análisis incluye el cálculo de momentos de vuelco, momentos de estabilidad, reacciones en las ruedas y la carga crítica necesaria para producir un vuelco lateral.

Se comenzará por calcular el momento de vuelco aplicando la fuerza lateral a la altura del centro de gravedad. Este es el caso más representativo del funcionamiento real del carro, ya que cualquier empuje lateral, como una curva o un pequeño choque, afecta principalmente el centro de masa del sistema (**Ecuación 5.48**).

$$M_{vuelco,1} = F_{lateral} \cdot h_{CG} = 9810 \text{ N} \cdot 0,36365 \text{ m} \simeq 3562 \text{ Nm} \quad (5.48)$$

La fuerza lateral adopta un valor estimado, representativo de esfuerzo lateral. La altura del centro de gravedad se obtuvo a partir del modelado 3D del sistema.

Se continuará con el cálculo del momento de vuelco aplicando la fuerza lateral a una altura mayor, de 1,2 m. Este es un escenario extremo, donde se supone que la fuerza lateral actúa por encima del centro de gravedad. Este caso se analiza para considerar una condición desfavorable y garantizar mayor robustez del diseño frente a situaciones inesperadas (**Ecuación 5.49**).

$$M_{vuelco,2} = 9810 \text{ N} \cdot 1,2 \text{ m} = 11760 \text{ Nm} \quad (5.49)$$

El momento de estabilidad deberá ser mayor al momento de vuelco para asegurar la

estabilidad. El mismo se obtiene a partir del producto entre la carga total del carro y el ancho del mismo, el cual tiene un valor de diseño de 0,74 m (**Ecuación 5.50**):

$$M_{estabilidad} = P_{total} \cdot Ancho_{carro} = 15954,4 \text{ Nm} \quad (5.50)$$

Como el momento de estabilidad resulta mayor a los momentos de vuelco calculados, se puede afirmar que el sistema es estable ante esfuerzos laterales normales y también ante escenarios extremos.

Para calcular la carga necesaria para volcar el carro, primero se debe obtener la reacción en cada rueda; de la misma forma que se realizó el análisis en el apartado 5.12.1. El análisis será asistido por el siguiente esquema (**Figura 5-27**):

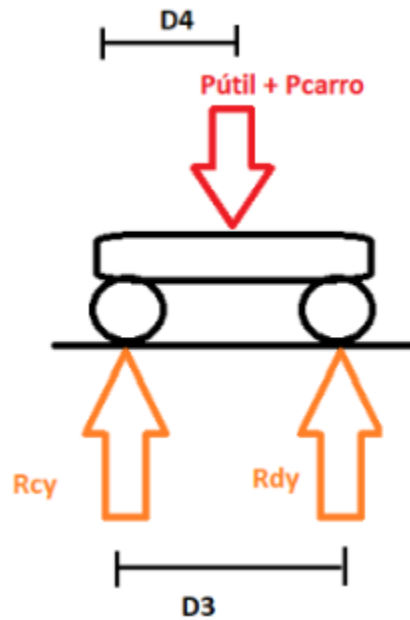


Figura 5-27: Esquema de la carga que actúa en el carro y las reacciones en cada rueda para el análisis de equilibrio lateral.

A partir del planteo de la sumatoria de momentos respecto al punto *c*, se obtiene la reacción en el punto *d* (**Ecuación 5.51**):

$$R_{dy} = \frac{P_{total} \cdot D4}{D3} = \frac{21560 \text{ N} \cdot 370 \text{ mm}}{740 \text{ mm}} = 10780 \text{ N} \quad (5.51)$$

Este valor representa la reacción vertical en una de las ruedas si la carga está centrada.

Finalmente, para calcular la carga necesaria para volcar el carro, se adopta el mismo modelo simplificado del apartado 5.12.1 que permite identificar el punto crítico de inestabilidad del sistema: anulando la reacción R_{dy} (**Figura 5-28**):

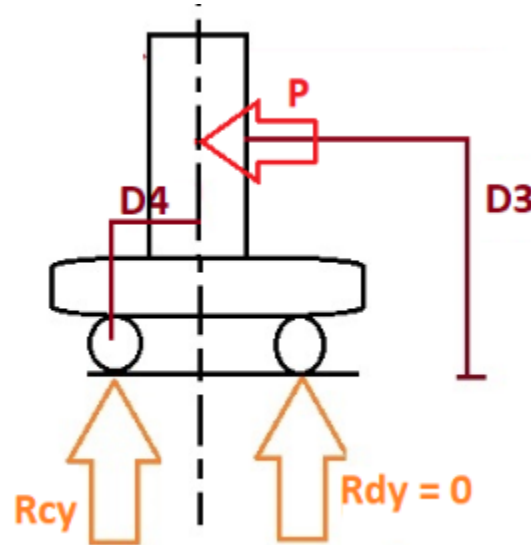


Figura 5-28: Esquema de carga y reacciones suponiendo que el carro comienza a volcarse, para el análisis de equilibrio lateral.

La carga necesaria para voltear el carro será entonces (**Ecuación 5.52**):

$$P = \frac{R_{cy} \cdot D4}{D3} = \frac{10780 \text{ N} \cdot 370 \text{ mm}}{740 \text{ mm}} \simeq 8671 \text{ N} \simeq 885 \text{ kg} \quad (5.52)$$

Este valor indica que una fuerza lateral equivalente a una carga de 885 kg podría comenzar a volcar el carro.

El análisis muestra que el carro automatizado presenta suficiente margen de estabilidad lateral frente a fuerzas externas y condiciones operativas normales; dado que se verifica que el momento de estabilidad es mayor que el momento de vuelco en ambos escenarios analizados y la carga lateral crítica para provocar un vuelco es significativamente mayor que las cargas previstas.

5.12.4 Fuerza generada en una curva

El siguiente análisis tiene como objetivo evaluar el comportamiento dinámico del carro al transitar por una curva. En condiciones reales de operación, es fundamental asegurar la estabilidad del sistema frente a fuerzas centrífugas generadas por el movimiento en trayectorias curvas. Este estudio busca verificar que el diseño sea capaz de resistir dichas fuerzas sin comprometer la seguridad o el funcionamiento del equipo.

Además, se analiza el comportamiento del spider bajo una posible fuerza lateral que pudiera intentar volcarlo, verificando la factibilidad de que un evento de este tipo ocurra en condiciones normales de trabajo.

La fuerza que aparece cuando el carro transita una curva con cierto radio de giro, para

el cual se adopta 10 m; y velocidad constante de funcionamiento ($\frac{1}{3} \frac{m}{s}$), es la fuerza centrípeta (**Ecuación 5.53**):

$$F_{cp} = \frac{m \cdot V^2}{R} = \frac{2200 \text{ kg} \cdot (\frac{1}{3} \frac{m}{s})^2}{10 \text{ m}} \approx 239,6 \text{ N} \approx 24,4 \text{ kg} \quad (5.53)$$

Esta es la fuerza que tiende a desestabilizar al carro en una curva.

Para verificar la estabilidad del carro, se considera el momento generado por esta fuerza centrípeta respecto al centro de gravedad (CG). El momento que puede hacer volcar el carro es (**Ecuación 5.54**):

$$M = F_{cp} \cdot h_{CG} = 239,6 \text{ N} \cdot 0,36345 \text{ m} \approx 87,1 \text{ Nm} \quad (5.54)$$

Dado el valor bajo de este momento en comparación con la resistencia y la geometría del carro (ancho de ruedas, altura del CG), se concluye que la estabilidad es segura en una curva.

Finalmente, se analiza un posible caso extremo donde una fuerza lateral de 1500 kg intenta volcar al spider. Para ello, será de ayuda el siguiente esquema (**Figura 5-29**):

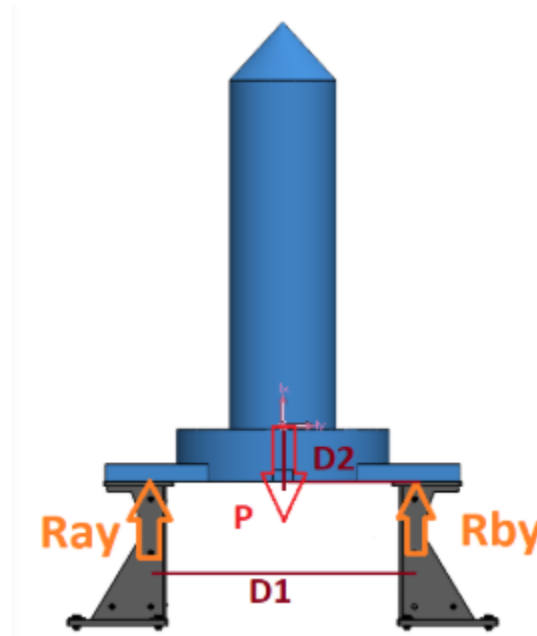


Figura 5-29: Esquema de la fuerza lateral que actúa en el spider y las reacciones en cada apoyo.

Usando equilibrio de momentos se obtiene la reacción en el punto *b* (**Ecuación 5.55**):

$$R_{by} = \frac{P_{total} \cdot D2}{D1} = \frac{14700 \text{ N} \cdot 435 \text{ mm}}{870 \text{ mm}} = 7350 \text{ N} \quad (5.55)$$

Donde $D1$ y $D2$ son distancias de diseño.

Luego se calcula la fuerza P necesaria para volcar el spider aplicando nuevamente equilibrio de momentos, considerando la distancia desde el centro de gravedad al suelo (**Ecuación 5.56**):

$$P = \frac{R_{by} \cdot D2}{D_{CG-Suelo}} = \frac{7350 \text{ N} \cdot 435 \text{ mm}}{460 \text{ mm}} \simeq 6950,5 \text{ N} \simeq 709,2 \text{ kg} \quad (5.56)$$

En conclusión, resultaría altamente improbable que se genere una fuerza lateral de aproximadamente 709 kg sobre el spider en condiciones reales, debido a la imposibilidad de que una persona o herramienta manual genere esa magnitud; la insignificancia de la fuerza del viento, incluso en condiciones extremas, y la baja probabilidad de un impacto lateral no controlado con maquinaria pesada, suponiendo un entorno de operación seguro.

5.13 Análisis por elementos finitos del comportamiento estructural del spider en condición de reposo

La presente simulación, realizada mediante el software *SolidWorks Simulation* [24], corresponde a un análisis estático lineal cuyo propósito es evaluar el comportamiento estructural del spider cuando se encuentra en reposo sobre la base soporte, bajo una carga total de 1500 kg (considerando tanto el peso propio de la estructura como el del alambre enrollado).

El objetivo principal del estudio es verificar la integridad mecánica del conjunto, haciendo especial énfasis en la identificación de las zonas de máxima tensión equivalente (von Mises), la evaluación de las deformaciones elásticas inducidas por la carga y la detección de regiones potencialmente críticas; en particular la zona de unión soldada entre el cilindro y la base cónica.

Este análisis permite validar estructuralmente el diseño propuesto, demostrando que no existen riesgos de falla bajo condiciones normales de operación.

5.13.1 Condiciones de contorno y modelo simulado

Se utilizó el modelo CAD completo del spider, compuesto por cinco cuerpos soldados entre sí:

- Base cónica (AISI 1045).
- Cilindro rolado (AISI 1010).
- Cono interior (AISI 1010).
- Aletas laterales de apoyo (AISI 1045).

Se aplicó una carga por gravedad de $-9,81 \frac{m}{s^2}$ y se agregó masa adicional al conjunto para simular el peso total real de operación (1500 kg). Las únicas restricciones fueron aplicadas en las caras inferiores de las aletas, restringiendo únicamente el desplazamiento en dirección vertical (eje Y negativo), replicando un apoyo plano real sobre la base soporte.

Se definió una interacción global tipo “unión rígida” entre los componentes, coherente con las condiciones reales de fabricación (soldadura entre todas las piezas del spider).

Todo lo mencionado se expone en la siguiente imagen (**Figura 5-30**):

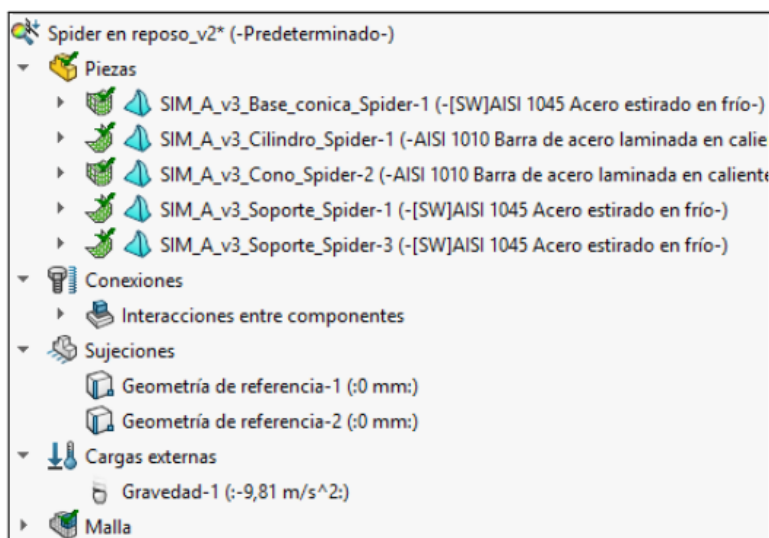


Figura 5-30: Condiciones de contorno y configuración del modelo CAD para el análisis del comportamiento estructural del spider en condición de reposo.

5.13.2 Tensiones de von Mises

Se puede observar una vista general de la distribución de tensiones de von Mises en el spider sometido a carga gravitacional a continuación. Las restricciones aplicadas sobre las aletas permiten observar la respuesta estructural bajo condiciones de reposo con carga total de 1500 kg (**Figura 5-31**):

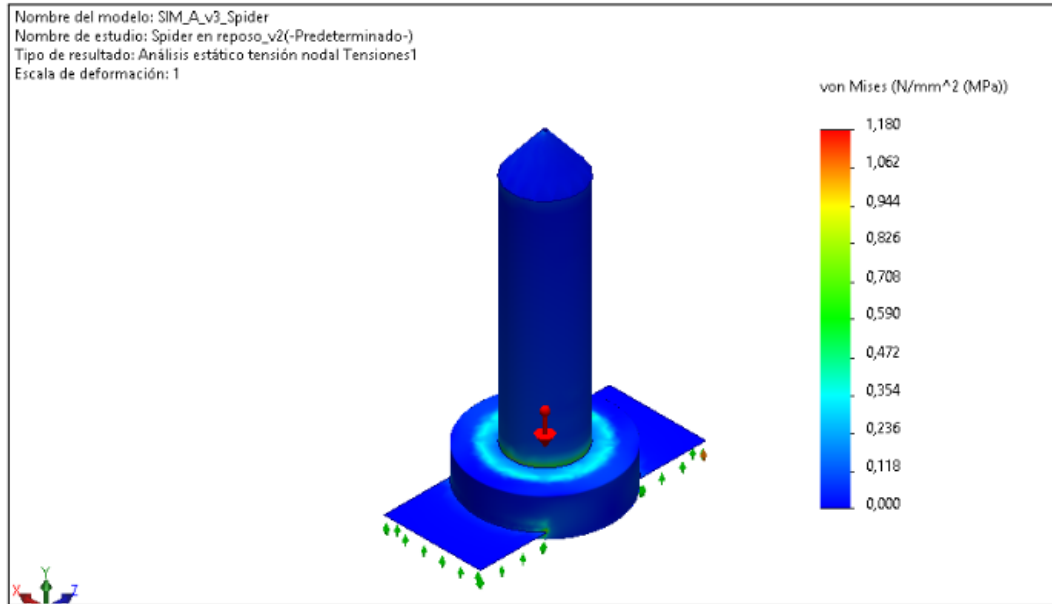


Figura 5-31: Distribución general de tensiones de von Mises obtenida en el análisis estático del spider bajo carga gravitacional.

La tensión máxima obtenida en el análisis fue de 1,18 MPa; ubicada en la zona de contacto entre las aletas de apoyo y la base cónica (**Figura 5-32**). Esta región, al ser una interfaz geométrica con aristas vivas y cambio de sección abrupto, actúa como concentrador local de tensiones. No representa un riesgo estructural significativo debido a su baja magnitud relativa y al hecho de que se trata de una región de contacto/apoyo superficial sin discontinuidades internas.

Además, se observan otras regiones con tensiones relativamente más elevadas, aunque aún muy bajas, en la transición entre el cilindro rolado y la base cónica, correspondiente a la zona donde en el diseño real existe una soldadura circunferencial. Esta concentración leve de esfuerzos es esperable debido a la geometría y a la unión entre piezas.

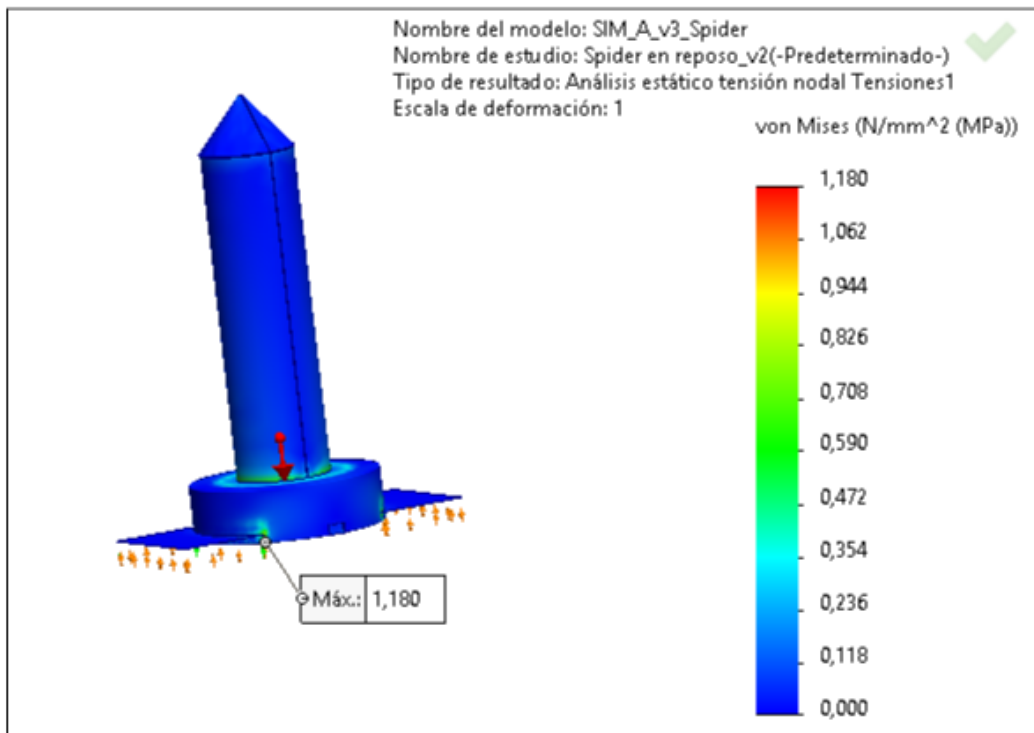


Figura 5-32: Identificación de la tensión máxima en la interfaz entre las aletas de apoyo y la base cónica.

Es importante aclarar que *SolidWorks* no modela la soldadura como una unión continua con distribución plástica local, por lo tanto, los esfuerzos se concentran artificialmente en aristas nítidas o en zonas de mallado más fino. En la realidad, una soldadura correctamente ejecutada redistribuye estos esfuerzos, generando una transición más suave entre piezas y eliminando la concentración puntual de tensiones (**Figura 5-33**).

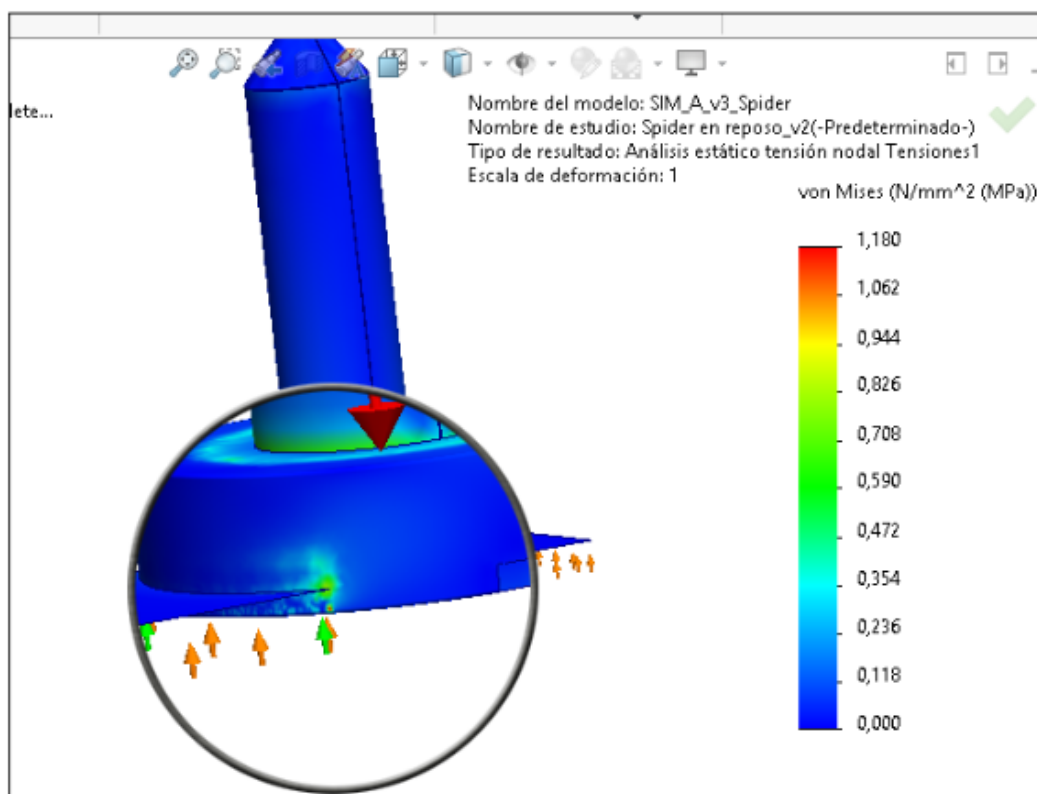


Figura 5-33: Ampliación de la zona de máxima tensión, evidenciando la localización precisa en la unión entre las aletas y la base cónica.

En conclusión, los resultados del análisis muestran una tensión máxima de 1,18 MPa; valor que es más de 200 veces menor que el límite elástico del material más débil presente en el conjunto (AISI 1010, aproximadamente 250 MPa). Esta baja magnitud, junto con la distribución general de tensiones observada, confirma que el spider opera completamente dentro del régimen elástico, con un amplio margen de seguridad frente a posibles fallas estructurales. Las concentraciones locales de tensión detectadas en ciertas zonas pueden atribuirse a efectos geométricos o numéricos propios del modelo (aristas vivas, cambios bruscos de sección o mallado), pero no representan un riesgo en la práctica, ya que son compensadas por las condiciones reales de fabricación, como la presencia de soldaduras continuas, redondeos en los bordes y ajustes superficiales.

5.13.3 Desplazamientos

El desplazamiento máximo registrado fue de 0,003 mm, localizado en la parte superior del cilindro (**Figura 5-34**). Este valor es despreciable frente a la escala total del conjunto y confirma que el spider se comporta como una estructura rígida, sin deformaciones preocupantes ni flexión central bajo su peso.

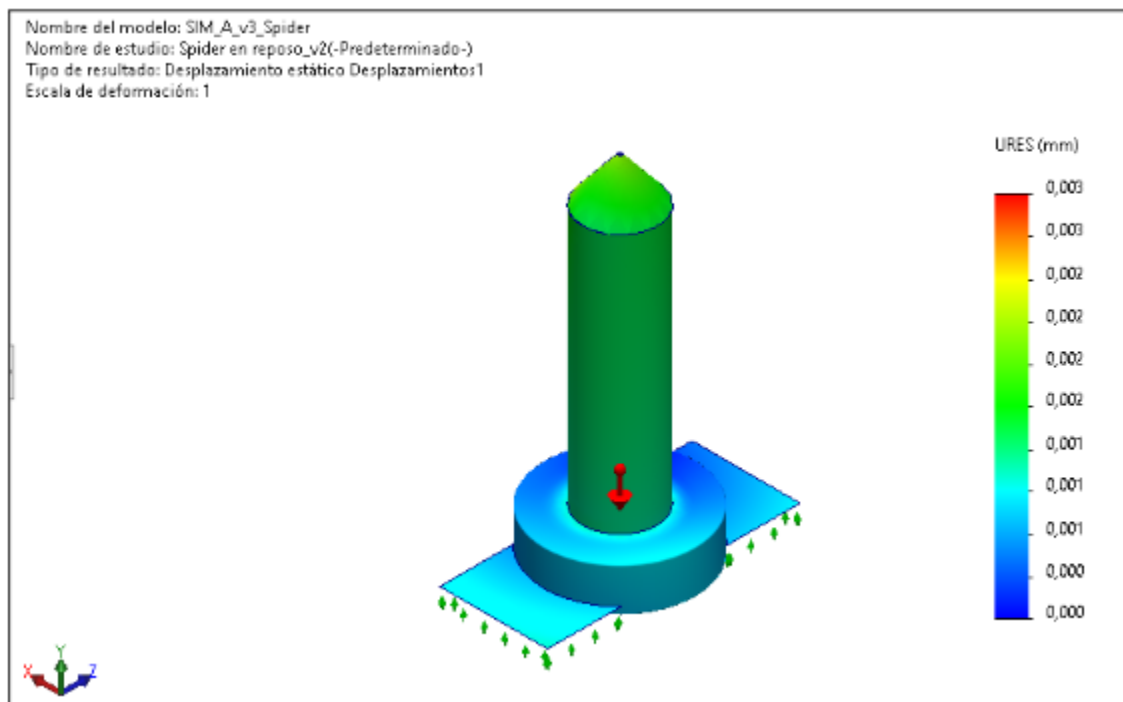


Figura 5-34: Vista general del desplazamiento estático total en el spider bajo carga gravitacional.

Trazado de superficie Iso

Se utilizó una herramienta de trazado iso para destacar zonas con desplazamiento superior a 0,002 mm (**Figura 5-35**). Las regiones identificadas se encuentran en el extremo superior del cilindro, sin relación estructural crítica con los puntos de apoyo ni con zonas soldadas. Esta visualización tiene fines ilustrativos y refuerza que la deformación se concentra en zonas alejadas del área de carga.

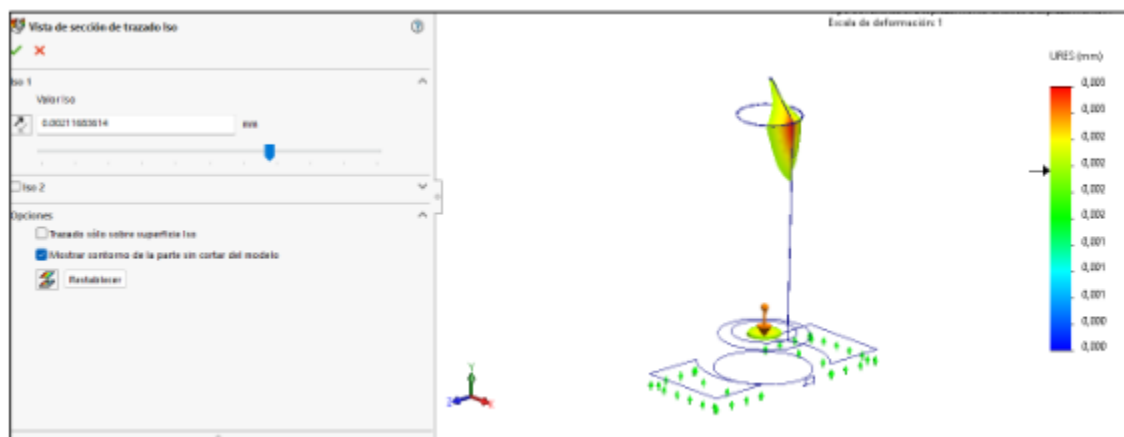


Figura 5-35: Visualización por trazado iso destacando zonas con desplazamientos mayores a 0,002 mm.

5.13.4 Conclusiones

La simulación confirma que el diseño del spider cumple con los requisitos de rigidez estructural, presentando tensiones y deformaciones muy por debajo de los límites admisibles.

La región más exigida (línea de soldadura del cilindro) se encuentra muy lejos del punto de fallo, lo que justifica su uso sin necesidad de refuerzo adicional.

Las restricciones aplicadas simulan correctamente la condición real de apoyo sin sobre-restricciones.

Si bien por su geometría y configuración estructural podría haberse intuido que el spider no sufriría deformaciones ni esfuerzos significativos en su condición de reposo, la simulación se justifica por lo siguiente:

- Confirma que, a pesar de estar apoyado solo en dos aletas laterales, el spider mantiene su estabilidad estructural sin desarrollar flexión significativa ni concentraciones críticas de tensiones en la zona central.
- Permite identificar zonas sensibles a concentradores de tensiones, como son las intersecciones entre elementos soldados (aletas, base cónica, cilindro rolado), y verificar que, incluso en esos puntos, los esfuerzos permanecen muy por debajo del límite elástico del material.
- Valida que el diseño puede ser fabricado mediante soldadura continua sin necesidad de refuerzos adicionales, ya que el comportamiento estructural es totalmente elástico y las tensiones se redistribuyen de forma aceptable.

En la práctica, una soldadura correctamente ejecutada en estas zonas no solo une, sino que colabora estructuralmente en la transición de esfuerzos, reduciendo efectivamente las concentraciones que en el modelo idealizado aparecen localmente.

En definitiva, este estudio no sólo cuantifica el comportamiento esperado, sino que apoya con evidencia numérica la decisión de diseño: que el spider puede operar con seguridad, sin deformaciones apreciables, y que la elección de soldar sus partes resulta adecuada tanto desde el punto de vista mecánico como de fabricación.

5.14 Análisis por elementos finitos del comportamiento estructural de la estación de carga

Con el fin de evaluar la resistencia y rigidez de la estructura que sostiene al spider durante las operaciones de carga y descarga, se llevó a cabo una simulación mediante

el método de elementos finitos utilizando nuevamente el software *SolidWorks* [24]. Este análisis estructural permitió estudiar el comportamiento mecánico de la estación de carga bajo condiciones de carga estática vertical, simulando el peso del spider completamente cargado.

El objetivo principal de la simulación fue identificar las tensiones internas generadas en los componentes estructurales y determinar los desplazamientos máximos que podrían comprometer la estabilidad o el correcto funcionamiento del sistema.

La estructura analizada está compuesta por los siguientes elementos:

- Placa superior: superficie sobre la cual se apoya el spider.
- Tres tubos cuadrados inclinados: elementos estructurales principales encargados de transmitir la carga desde la placa superior hacia el suelo.
- Placa inferior: base fijada al piso mediante pernos, con perforaciones destinadas a su anclaje.

A continuación, y de la misma forma que se realizó en la sección anterior, se describen las condiciones de frontera, la configuración del modelo, y los resultados obtenidos del análisis estructural.

5.14.1 Condiciones de contorno y modelo simulado

Geometría

Para llevar a cabo la simulación estructural mediante elementos finitos, se consideró la geometría completa de la estación de carga compuesta por la placa superior, los tres tubos cuadrados inclinados y la placa inferior. No se incluyeron en el modelo los tornillos ni las placas laterales, dado que su influencia en la distribución de carga vertical es despreciable y no afecta significativamente el resultado del análisis estructural bajo condiciones estáticas.

Material

Se asignaron los siguientes materiales a los componentes del modelo:

- Placa superior e inferior: acero AISI 1010 laminado en caliente.
- Tubería estructural: TE-36.

Cargas Aplicadas

Se aplicó una carga distribuida vertical total de 10.000 N, correspondiente al peso del spider completamente cargado. Esta fuerza se dividió en dos zonas de aplicación de 5000 N cada una, localizadas sobre áreas representativas del contacto de las aletas del spider con la placa superior (**Figura 5-36**). La distribución de carga busca replicar las

condiciones reales de apoyo y garantizar un análisis realista del comportamiento estructural.

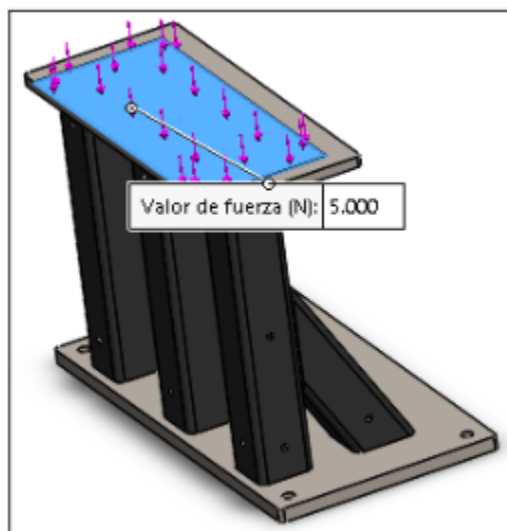


Figura 5-36: Carga distribuida vertical sobre la placa superior.

Restricciones

Para simular el anclaje de la estructura al piso, se fijaron cuatro caras interiores de los agujeros en la placa inferior con una restricción normal al plano, permitiendo únicamente la sujeción vertical y replicando el efecto de empernado sin restringir otros grados de libertad innecesarios. Estas restricciones se aplicaron mediante geometría de referencia, asegurando una correcta definición de los apoyos sin interferir con el mallado o la interacción entre componentes.

Contactos

La interacción entre los distintos componentes del ensamblaje fue definida como “Unión rígida – Mallada independientemente”, lo cual garantiza la continuidad estructural entre los sólidos sin requerir coincidencias exactas de malla en las superficies de contacto. Esta condición permite una transmisión precisa de esfuerzos y desplazamientos entre los distintos cuerpos que conforman la estructura soporte.

Todo lo mencionado se expone en la siguiente imagen (**Figura 5-37**):

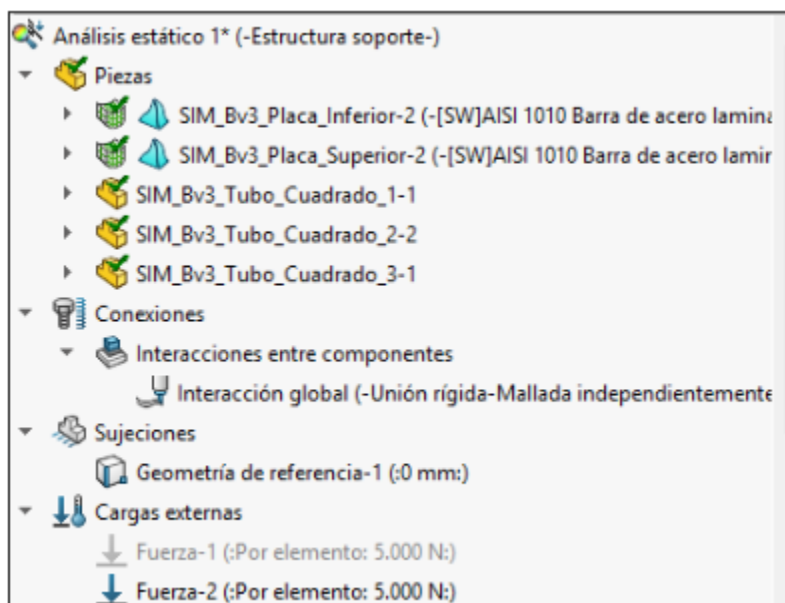


Figura 5-37: Condiciones de contorno y configuración del modelo CAD para el análisis del comportamiento estructural de la estación de carga.

5.14.2 Tensiones de von Mises

Se puede observar una vista general de la distribución de tensiones de von Mises en la estación de carga sometida a carga vertical distribuida a continuación (**Figura 5-38**):

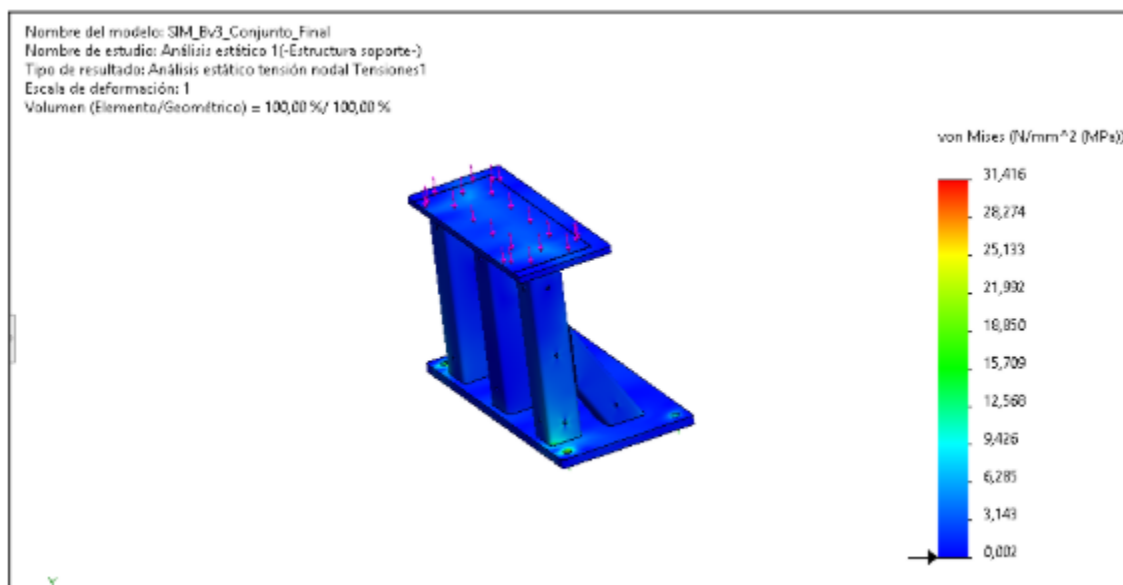


Figura 5-38: Distribución general de tensiones de von Mises obtenida en el análisis estático de la estación de carga bajo carga vertical distribuida.

La tensión máxima obtenida en el análisis fue de 31,4 MPa; ubicada en la zona de contacto entre la placa inferior y los tornillos de fijación al piso (**Figura 5-39**). Esta región presenta una concentración geométrica de esfuerzos debido a la presencia de agujeros y a la acción de la restricción vertical que simula el empernado. Es habitual

que estos bordes actúen como zonas críticas, ya que las tensiones tienden a amplificarse en entornos con cambios de sección y fijaciones rígidas.

Estas tensiones siguen siendo muy inferiores al límite elástico del acero AISI 1010 (aproximadamente 250 MPa), lo que garantiza un factor de seguridad superior a 7 en estas condiciones de carga estática.

Además, se observan otras zonas con tensiones leves en los tubos cuadrados, particularmente en las intersecciones con las placas superior e inferior. Estas concentraciones son naturales debido a la transferencia de carga entre componentes estructurales con diferentes orientaciones y rigideces.

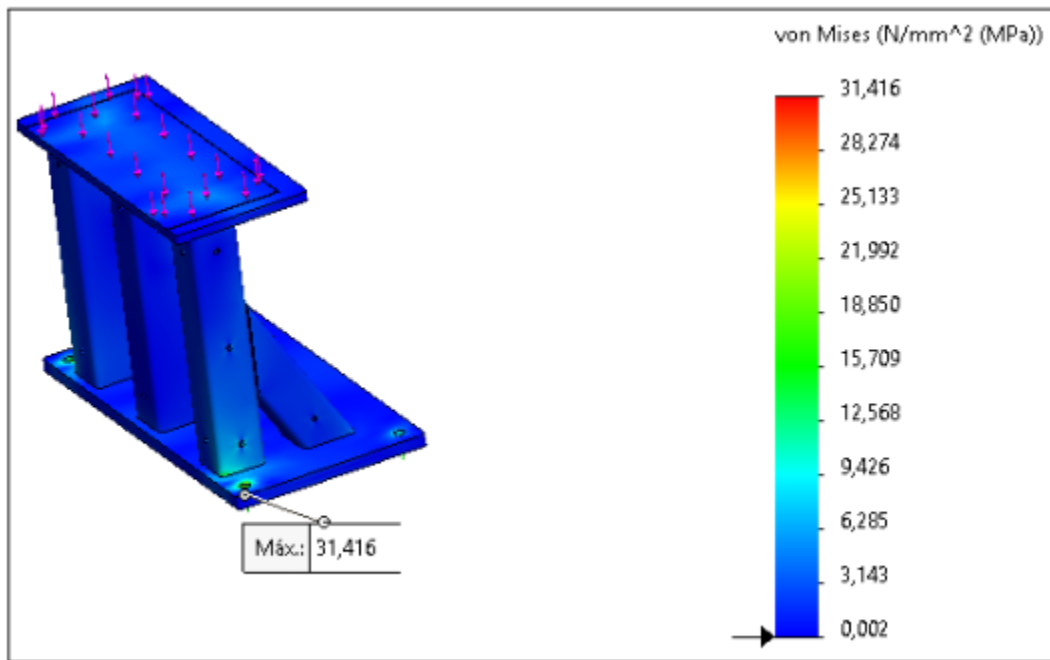


Figura 5-39: Identificación de la tensión máxima en la zona de contacto entre la placa inferior y los tornillos de fijación al piso.

Es importante aclarar que *SolidWorks* no modela fenómenos plásticos o microestructurales ni considera redondeos o filetes en los bordes de los agujeros, lo que puede generar elevaciones locales de tensión en regiones idealizadas. En la realidad, estos bordes presentan pequeños radios, deformaciones locales, o presencia de arandelas que reducen drásticamente la concentración puntual observada en el modelo.

5.14.3 Desplazamientos

El desplazamiento máximo obtenido fue de 0,624 mm; ubicado en el extremo de la placa inferior más alejado del eje central del sistema estructural (**Figura 5-40**). Esta zona corresponde a un punto que se encuentra en el vértice libre del sistema, cerca de la unión con el tubo diagonal más inclinado, y por lo tanto, con menor rigidez relativa.

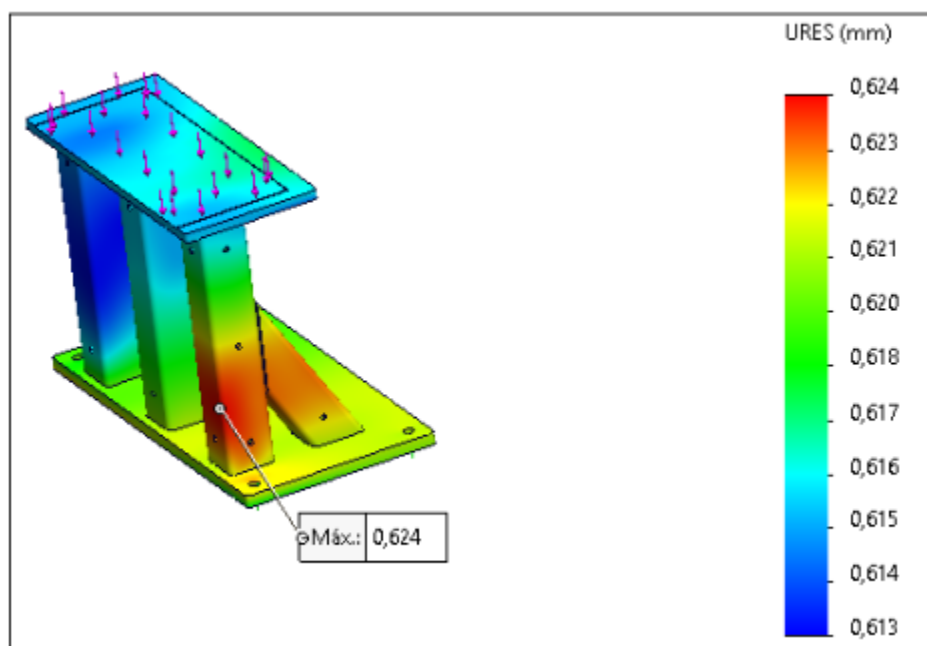


Figura 5-40: Desplazamiento máximo ubicado en el extremo de la placa inferior más alejado del eje central del sistema estructural.

Este comportamiento es típico en estructuras que trabajan con cargas excéntricas o asimétricas, ya que la deformación se acumula en las regiones que presentan menos confinamiento o más recorrido de carga.

El valor de desplazamiento obtenido es extremadamente bajo en términos absolutos, y no compromete en ningún caso la funcionalidad ni la estabilidad de la estructura. Se confirma que el sistema se comporta de forma estable y elástica frente a las solicitaciones de trabajo previstas.

5.14.4 Conclusiones

La simulación por elementos finitos permitió validar el diseño estructural de la estación de carga bajo condiciones de carga estática vertical, representativas del peso total del spider cargado. Los resultados obtenidos muestran un comportamiento mecánico robusto y seguro, confirmando que la estructura posee la rigidez y resistencia necesarias para su aplicación en planta.

Las tensiones máximas registradas en la simulación alcanzaron los 31,4 MPa; valor que representa aproximadamente el 12,5 % del límite elástico del acero AISI 1010 utilizado en las placas, y menos del 10 % en los tubos *TE-36*, lo cual proporciona un amplio margen de seguridad frente a deformaciones plásticas. La distribución de tensiones de von Mises muestra una transmisión efectiva de cargas sin concentraciones críticas, incluso en zonas como los agujeros de fijación.

En cuanto a las deformaciones, se observó un desplazamiento máximo de 0,624 mm; ubicado en el extremo libre de la base inferior. Este valor es insignificante desde el punto de vista funcional y no compromete la estabilidad del sistema, ni genera riesgo de desalineaciones o pérdida de contacto con otros componentes.

El análisis específico de la flexión en la placa superior, sometida a carga excéntrica, demostró que su espesor de 20 mm es adecuado. Las tensiones generadas se mantienen dentro de los límites elásticos y las simulaciones confirmaron los resultados teóricos, validando su capacidad para resistir momentos flectores sin riesgo de plastificación.

Asimismo, los tres tubos estructurales cuadrados (perfil 80x80x5 mm) actúan eficientemente como elementos a compresión. La configuración inclinada mejora la distribución de cargas y reduce significativamente el riesgo de pandeo, incluso en condiciones de carga máxima. La simulación confirmó una buena continuidad estructural entre los componentes, gracias a los contactos rígidos definidos, los cuales representan adecuadamente las condiciones reales de soldadura o unión mecánica.

En conjunto, el sistema estructural analizado muestra una relación favorable entre rigidez, masa y resistencia, y presenta un desempeño mecánico compatible con los requisitos operativos del entorno industrial. Las tensiones y deformaciones observadas están dentro de los márgenes aceptables y respaldan la viabilidad técnica del diseño propuesto. Además, los resultados numéricos obtenidos coinciden con los principios de la resistencia de materiales y fueron verificados mediante cálculos teóricos complementarios.

Por lo tanto, puede concluirse que la estructura soporte del spider es mecánicamente viable, estructuralmente robusta y adecuada para su implementación, garantizando un funcionamiento confiable bajo las condiciones previstas de operación.

Capítulo 6: Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones

A lo largo del presente proyecto se desarrolló una solución integral para el traslado automatizado de spiders de alambre dentro de una planta siderúrgica, partiendo desde la definición del problema hasta el diseño detallado del sistema propuesto. El trabajo se planteó con el objetivo de mejorar la eficiencia operativa y reducir la intervención humana, siempre con la seguridad como premisa principal.

El diseño final contempla un carro automatizado con tracción independiente, un sistema de elevación mediante tornillos de potencia, y una arquitectura de sensores y control que permite operar de forma autónoma y segura. La elección de cada componente fue realizada en función de criterios técnicos, operativos y económicos, considerando además las condiciones ambientales adversas de una planta de alambres.

El análisis comparativo de distintas alternativas de traslado, la evaluación de sistemas de guiado, el dimensionamiento de motores y baterías, y la incorporación de redundancias en los sensores reflejan un enfoque sistemático del diseño. Asimismo, se desarrolló una solución que no solo responde a los objetivos planteados, sino que también resulta viable para su implementación real y escalable a mayor volumen operativo.

Desde una perspectiva académica, el proyecto permitió aplicar de manera integrada conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera de Ingeniería Mecánica, abarcando áreas como diseño mecánico, automatización, transmisión de potencia e instrumentación industrial.

En síntesis, se alcanzaron los propósitos del trabajo, diseñando un sistema automatizado robusto, funcional y adaptable que representa un aporte concreto para la mejora de procesos logísticos internos en entornos industriales. La solución propuesta contribuye a una mayor eficiencia, seguridad y modernización de la planta.

Recomendaciones

Para futuros trabajos similares orientados al desarrollo de sistemas automatizados para el transporte de materiales en plantas industriales, es fundamental comenzar con un relevamiento exhaustivo del entorno operativo. Conocer en detalle las condiciones del piso, la presencia de obstáculos, el nivel de polvo, las posibles interferencias

electromagnéticas y el tránsito de personas permite tomar decisiones de diseño adecuadas desde el inicio. A su vez, es importante definir con claridad los requerimientos funcionales del sistema desde las etapas tempranas del proyecto, tales como la carga máxima a transportar, la autonomía requerida, la velocidad de operación, la frecuencia de trabajo y la precisión de posicionamiento, ya que estos parámetros condicionan todo el desarrollo posterior.

Antes de seleccionar una solución técnica, se recomienda evaluar múltiples alternativas disponibles en el mercado o de diseño propio, comparando ventajas, limitaciones, costos y compatibilidad con el entorno industrial específico. Este análisis comparativo fortalece la justificación técnica de la opción elegida. En términos de diseño, adoptar un enfoque modular y escalable facilita la adaptación del sistema a nuevas necesidades o a su réplica en otros sectores de la planta, lo cual aporta valor agregado al desarrollo.

Asimismo, el uso de herramientas de simulación resulta altamente beneficioso para validar decisiones técnicas antes de avanzar a la etapa de desarrollo del prototipo. Estas simulaciones permiten optimizar el rendimiento del sistema, anticipar conflictos y reducir costos.

Finalmente, se recomienda considerar desde el diseño los aspectos de seguridad funcional y operativa.

Bibliografía

- [1] Autopilot CDI120: El AGV de Toyota es un transportador automatizado. (s.f.). Toyota Material Handling España. Disponible en: (<https://toyota-forklifts.es/sobre-toyota/notas-de-prensa-noticias/autopilot-cdi120-el-ultimo-agv-de-toyota-es-un-transportador-horizontal-automatizado2/>).
- [2] Mott, R. L. (2014). Diseño de elementos de máquinas (4ª ed.). Pearson Educación.
- [3] Mecanismo de elevación Agv. TZBOT. Disponible en: (<https://es.tzbotagv.com/accessory/lifting-device/agv-lifting-mechanism.html>).
- [4] Budyans, R. G., & Nisbett, J. K. (2020). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (8ª ed.). McGraw Hill.
- [5] Volcano Motor. 48V 1kW 3000RPM Brushless DC Motor for Electric Vehicle. Volcano Motor. Disponible en: (https://www.volcanomotor.com/products/48v_1kw_3000rpm_brushless_dc_motor_for_electric_vehicle-en.html).
- [6] Neugart GmbH. (2024). PLPE: Reductor planetario económico. Neugart. Disponible en: (https://cdn.neugart.com/fileadmin/user_upload/Downloads/Catalog_Chapters/10_2024/PLPE/PLPE_10_2024_ES.pdf).
- [7] Made-in-China. *Motor controller with Hall encoder speed control with 48V 1kW servo BLDC motor*. Disponible en: (<https://dcmotor.en.made-in-china.com/product/TJBBrgeqZYRYI/China-Motor-Controller-with-Hall-Encoder-Speed-Control-with-48V-1kw-Servo-BLDC-Motor.html>).
- [8] Leadshine. ELVM6020V48FH-B25-HD. Disponible en: (<https://www.leadshine.com/product-detail/ELVM6020V48FH-B25-HD.html>).
- [9] Solvelight Robotics. *Roboteq Brushed DC Motor Controller HDC2460 Dual Channel/150A/60V*. Disponible en: (<https://solvelight.com/product/roboteq-brushed-dc-motor-controller-hdc2460-dual-channel-150a-60v/>).
- [10] Siemens. 6ES7214-1AG40-0XB0 – CPU 1214C DC/DC/DC. Disponible en: (<https://mall.industry.siemens.com/mall/es/WW/Catalog/Product/6ES7214-1AG40-0XB0>).

-
- [11] Pico Electronics. *Convertidor DC/DC encapsulado B series: Enchufable, no regulado, de salida simple*. DirectIndustry. Disponible en:
<https://www.directindustry.es/prod/pico-electronics/product-23462-1321159.html>
- [12] CSBattery. LPR48-100: 48V 100Ah LiFePO4 batteries for 19" rack. CSBattery. Disponible en:
(<https://csbattery.cn/products/lpr48-100-48v-100ah-lifepo4-batteries-for-19rack>).
- [13] Balluff. Sensor ultrasónico BUS003F (BUS M30M1-XC-20/130-S92K). Disponible en: (<https://www.balluff.com/es-mx/products/BUS003F?pm=BUSM30&pf=F01405>).
- [14] ZeroKey. (2024). Quantum RTLS™ 2.0 Datasheet. Disponible en:
(<https://zerokey.com/wp-content/uploads/2024/10/Quantum-RTLS-2.0-Datasheet.pdf>).
- [15] Victron Energy. Orion-Tr 48/12-20A (240W) Isolated DC-DC Converter. Disponible en:
(<https://www.victronenergy.com/dc-dc-converters/orion-tr-dc-dc-converters-isolated>).
- [16] Keyence. IV2-G500CA - Cabezal Modelo de sensor estándar Modelo AF a color. Keyence México. Disponible en:
(<https://www.keyence.com.mx/products/vision/vision-sensor/iv2/models/iv2-g500ca/>).
- [17] RLS. RE16 Super Small Incremental and Absolute Encoder. Disponible en:
(<https://www.rls.si/eng/re16-super-small-incremental-and-absolute-encoder>).
- [18] Zemic Europe. Type L6E3 Load Cell. Disponible en:
(https://www.zemiceurope.com/media/Documentation/L6E3_Datasheet.pdf).
- [19] INFORMATICA SAN ISIDRO. Módulo Fuente DC-DC Step Down 1.25 A 35V - 3A LM2596 LM2596S. MercadoLibre. Disponible en:
(https://articulo.mercadolibre.com.ar/MLA-775837351-modulo-fuente-dc-dc-step-down-125-a-35v-3a-lm2596-lm2596s-_JM).
- [20] Baumer Group. EAM360R-B – CANopen, SAE J1939. Baumer. Disponible en:
(<https://www.baumer.com/es/es/vista-general-de-productos/encoders-sensores-angulares/encoder-absoluto-industrial/serie-r/eam360r-b/eam360r-b---canopen-sae-j1939/p/35316>).
- [21] Jiabaida. JBD-SP25S003 Smart BMS 60V 72V 25S Lifepo4 Li-ion lithium battery protection board with UART/CAN/RS485. Alibaba. Disponible en:
(https://www.alibaba.com/product-detail/JBD-SP25S003-Smart-bms-60V-72V_1600494816609.html).

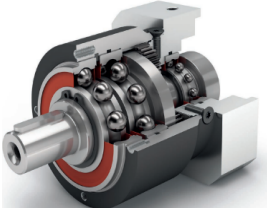
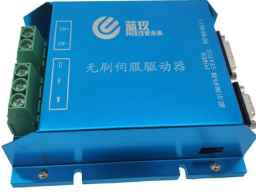
[22] Schneider Electric. Parada de emergencia plástica de 1/4 de giro, metálica, 1NC, Ø 40mm, rojo - XB5AS8442. Disponible en: (<https://www.se.com/ar/es/product/XB5AS8442/par-emer-1-4-giro-1nc-trig/>).

[23] Tubos Argentinos S.A.. TUBOS ESTRUCTURALES Structural Tubes. Disponible en: (<https://tubosarg.com.ar/images/catalogo-tubosestructurales.pdf>).

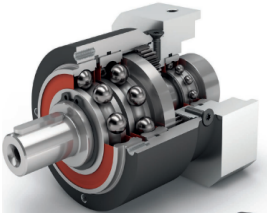
[24] Dassault Systèmes. (2021). SolidWorks Simulation (versión 2021) [Software]. Dassault Systèmes. Disponible en: (<https://www.solidworks.com/>).

Anexo A: Tabla resumen con todos los dispositivos seleccionados para el carro de transferencia

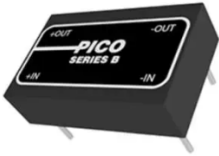
Se incluye una tabla resumen con los principales componentes que conforman el carro automatizado. Esta tabla detalla las características técnicas, funciones y especificaciones relevantes de cada uno de los elementos seleccionados, incluyendo motores, sensores, ruedas, sistemas de elevación, controladores y fuentes de alimentación.

	Componente:	Cantidad:	Características principales:	Datos para selección:			Accionamiento mediante:	Link
				P [kW]	n [rpm]	i		
Sistema de elevación	Tornillo de potencia 	3	- Rosca ACME 1 y 3/4" - Material del tornillo: SAE 4140 templado, revenido y nitrurado (opcional) - Material de la tuerca: bronce al aluminio - Lubricación: grasa lubricante con aditivos sólidos como el disulfuro de molibdeno o grafito	0,96	181	17	Motor DC sin escobillas (Brushless DC o BLDC motor) - 1 kW de potencia	https://www.volcanomotor.com/products/48v_1kw_3000rpm_brushless_dc_motor_for_electric_vehicle-en.html
	Reductor 	1	- Reductor planetario de alta eficiencia. - Admite ejes cilíndricos (es compatible con el motor seleccionado). - El modelo PLPE 070 maneja torques de hasta 200 Nm, por lo que soporta la carga.	0,96	181	17	Motor DC sin escobillas (Brushless DC o BLDC motor) - 1 kW de potencia	https://cdn.neugart.com/fileadmin/user_upload/Download/s/Catalog_Chapters/10_2024/PLPE/PLPE_10_2024_ES.pdf
	Controlador del motor Brushless DC 	1	- Controlador vectorial	0,96	N/A	N/A	Batería	https://dcmotor.en.made-in-china.com/product/TJBrgeqZYRYI/China-Motor-Controller-with-Hall-Encoder-Speed-Control-with-48V-1kw-Servo-BLDC-Motor.html

	Componente:	Cantidad:	Características principales:	Datos para selección:			Accionamiento mediante:	Link
				P [kW]	n [rpm]	i		
Sistema de traslación y rotación	Batería 	1	- Tipo: Ion-Litio (Li-ion) - Voltaje nominal: 48 V - Capacidad: 100 Ah	1,21	N/A	N/A	N/A	https://csbattery.cn/products/lpr48-100-48v-100ah-lifepo4-batteries-for-19-rack/?gad_source=1&gclid=Cj0KCQiApNW6BhD5ARIsACmEbkXLV70xtvusv-yY9Vbp51TxIVx3ynNVWAXq9pq1OAML0YKLJAwtB4EaAg97EALw_wcB
	Rueda motriz 	2	- Diámetro: 300 mm - Material: caucho sólido - Cada rueda será accionada de manera independiente por un motor. Por lo que se requerirán 4 motores idénticos (propulsión diferencial).	0,13	21	141	Servomotor DC	https://www.leadshine.com/product-detail/EVLM6020V48FH-B25-HD.html

	Componente:	Cantidad:	Características principales:	Datos para selección:			Accionamiento mediante:	Link
				P [kW]	n [rpm]	i		
	Reductor 	2	- Reductor planetario de alta eficiencia. - El modelo PLPE 090 proporciona un buen equilibrio entre tamaño, torque y relación de reducción (permite alcanzarla en etapas--> 10:1 + 14:1).	0,20	21	140	Servomotor - 0,2 kW de potencia	https://cdn.neugart.com/fileadmin/user_upload/Downloads/Catalog_Chapters/10_2024/PLPE/PLPE_10_2024_ES.pdf
	Controlador de los servomotores 	1	Controlador dual para motores DC con capacidad para manejar dos motores de forma independiente. - Design Generation: Gen3 - Max Voltage: 60 - Number of Channels: 2 - Max Amps per Channel: 150 - Continuous Amps per Channel: 80 - Power Connections: Wires	N/A	N/A	N/A	Batería	https://solvelight.com/product/roboteq-brushed-dc-motor-controller-hdc2460-dual-channel-150a-60v/

	Componente:	Cantidad:	Características principales:	Datos para selección:			Accionamiento mediante:	Link
				P [kW]	<i>n</i> [rpm]	i		
	PLC 	1	Alimentación 24VCC, incluye 14 entradas digitales y 10 salidas digitales.	N/A	N/A	N/A	Convertidor DC-DC (48V a 24V o 12V según el PLC).	https://mall.industry.siemens.com/mall/es/WW/Catalog/Product/6ES7211-1AG40-0XB0

	Componente:	Cantidad:	Características principales:	Datos para selección:			Accionamiento mediante:	Link
				P [kW]	n [rpm]	i		
	Convertidor DC-DC 	1	- Convertidor de 48V a 24V. - Salida de 3,125A. - 75W de potencia.	N/A	N/A	N/A	Batería	https://www.directindustry.es/prod/pico-electronics/product-23462-1321159.html

	Componente:	Cantidad:	Características principales:	Datos para selección:			Accionamiento mediante:	Link
				P [kW]	n [rpm]	i		
		4	Sensores ultrasónicos, 2 ubicados en el tren delantero y 2 ubicados en el tren trasero. Destinados a la detección de obstáculos en el camino. Por ejemplo, de la página web mencionada, la versión cilíndrica con rosca M30 y salida analógica o digital podría ser una buena alternativa ya que tiene un alcance mínimo de 30 mm y uno máximo de 8000 mm.	N/A	N/A	N/A	Batería	https://www.balluff.com/es-mx/products/areas/A0001/groups/G0104/products/F01405

	Componente:	Cantidad:	Características principales:	Datos para selección:			Accionamiento mediante:	Link
				P [kW]	n [rpm]	i		
	Sensores de posicionamiento 	2	Sensor óptico Keyence IV2. - Tipo de detección: Reconocimiento de marcadores ópticos en superficies. - Resolución: Alta precisión en la detección de líneas, marcas o puntos específicos. - Conectividad: Compatible con sistemas industriales como PLCs mediante Ethernet/IP o Profinet. - Resistencia: Diseñado para funcionar en entornos industriales con polvo, vibraciones y humedad. - Interfaz gráfica: Fácil configuración mediante software amigable.	N/A	N/A	N/A	PLC	https://ar.wiautomation.com/keyence/sensores/otro/iv2g500ca?utm_content=AR2166963&utm_source=google&utm_medium=shopping_free
	Sensores de carga y posición del tornillo 	3	- Enconder absoluto digital modelo RE16.	N/A	N/A	N/A	Batería	https://www.rls.si/eng/re16-super-small-incremental-and-absolute-encoder

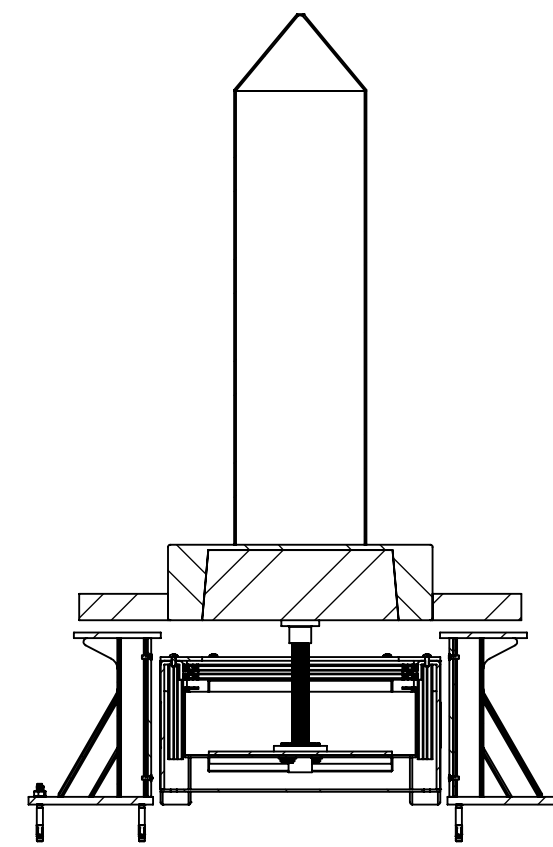
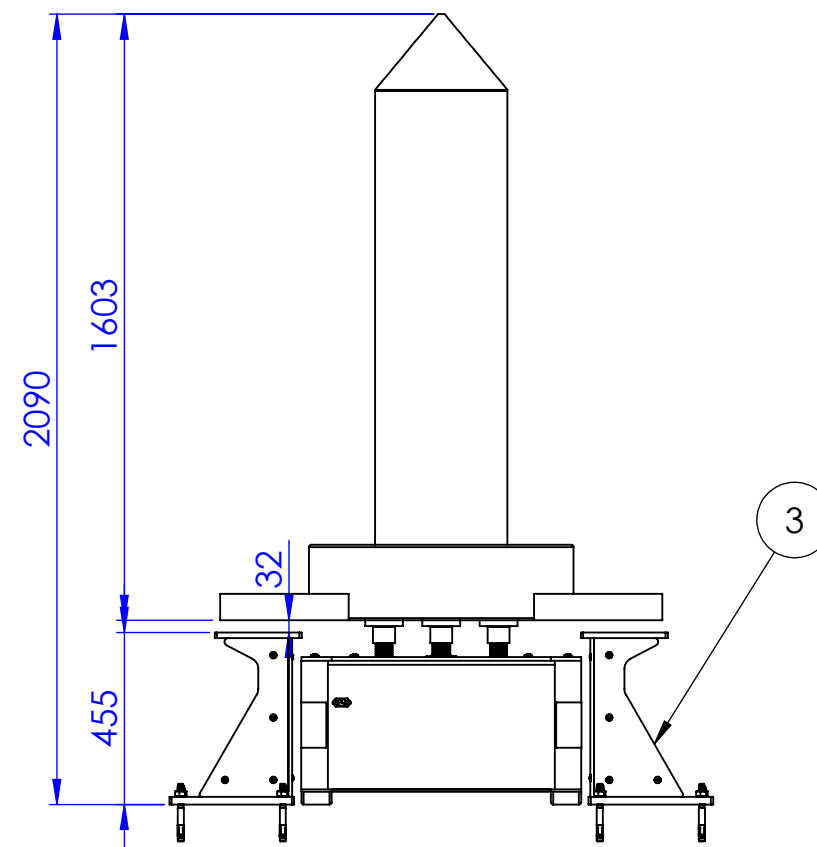
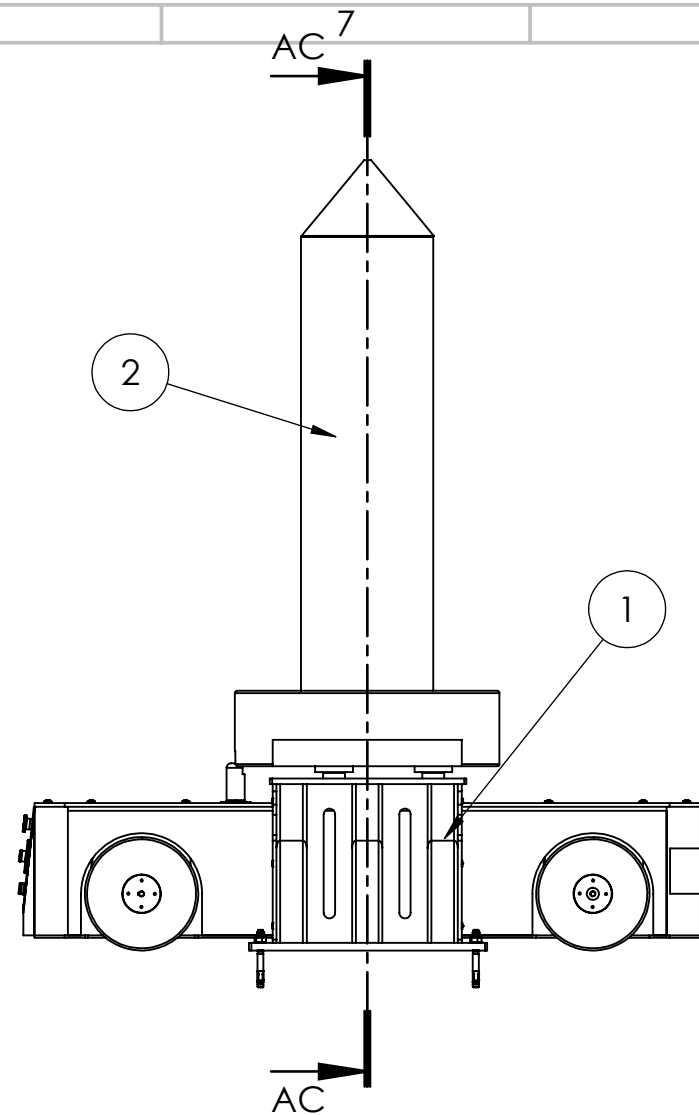
	Componente:	Cantidad:	Características principales:	Datos para selección:			Accionamiento mediante:	Link
				P [kW]	n [rpm]	i		
		3	Célula de carga modelo L6E3. - Capacidad máxima: 500 kg. - Clase de precisión: C3. Obs. Requiere convertidor a 12 V.	N/A	N/A	N/A	Batería	https://www.zemlin.com/media/Documentation/L6E3_Datasheet.pdf
	Sensores de velocidad y dirección 	2	- Tipo: Encoder absoluto rotativo. - Tecnología: Magnética.	N/A	N/A	N/A	Batería	https://www.bauer.com/es/es/vista-general-de-productos/encoders-sensores-angulares/encoder-absoluto-industrial/serie-r/eam360r-b/eam360r-b--canopen-sae-j1939/p/35316
	Sensor de nivel de batería 	1	Sistema de gestión de baterías (BMS). - Tipo de baterías compatibles: Ion-Litio (Li-ion) y LiFePO4. - Número de celdas en serie: hasta 15S (15 celdas en serie ≈ 54.6 V). - Corriente de descarga continua: hasta 60 A.	N/A	N/A	N/A	Batería	https://www.aliexpress.com/product-detail/JBD-SP25S003-Smart-bms-60V-72V_1600494816609.html

	Componente:	Cantidad:	Características principales:	Datos para selección:			Accionamiento mediante:	Link
				P [kW]	<i>n</i> [rpm]	i		
	Sensores de seguridad adicionales 	4	Botón de parada de emergencia.	N/A	N/A	N/A	Manual	https://www.se.com/ar/es/product/XB5AS8442/par-emer-1-4-giro-1nc-trig/

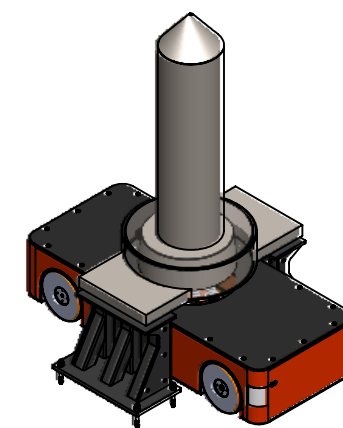
Anexo B: Planos

A continuación, se presenta el conjunto completo de planos técnicos correspondientes al diseño del sistema de traslado automatizado de spiders. Estos planos constituyen una herramienta fundamental para la fabricación, el ensamblaje y el control dimensional de los distintos subconjuntos y piezas que integran el proyecto.

El anexo incluye vistas isométricas, cortes seccionales, detalles constructivos, listas de materiales y especificaciones técnicas de cada uno de los componentes: el carro, el mecanismo de elevación, el spider, la estructura soporte y sus respectivas piezas asociadas. Cada plano fue desarrollado conforme a normas técnicas vigentes y contiene las tolerancias, tratamientos y procesos requeridos para su correcta ejecución.

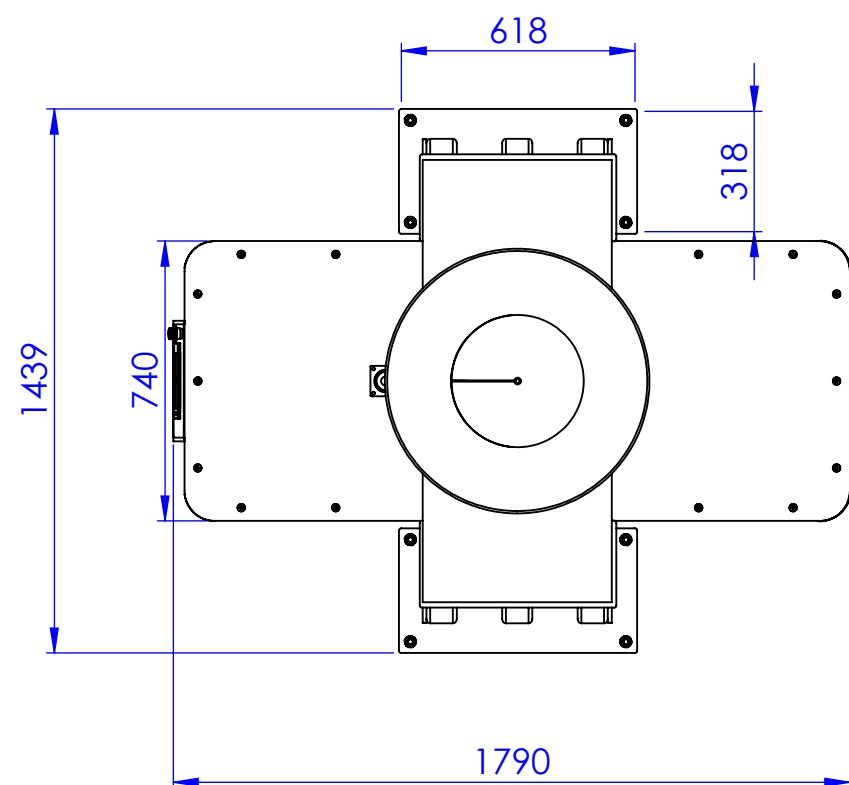


SECCIÓN AC-AC
ESCALA 1 : 20



VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:40

NOTA: El spider se apoya mediante dos superficies rectangulares sobre la estructura soporte fija al suelo. El centrado y acople con el mecanismo de elevación del AGV se realiza mediante encastre cónico macho-hembra. Ver detalle en sección AC-AC del subconjunto correspondiente.



LISTA DE MATERIALES

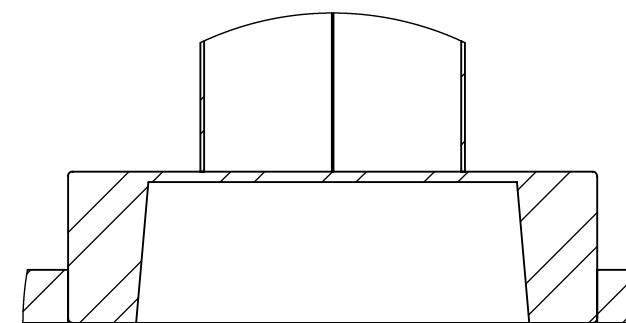
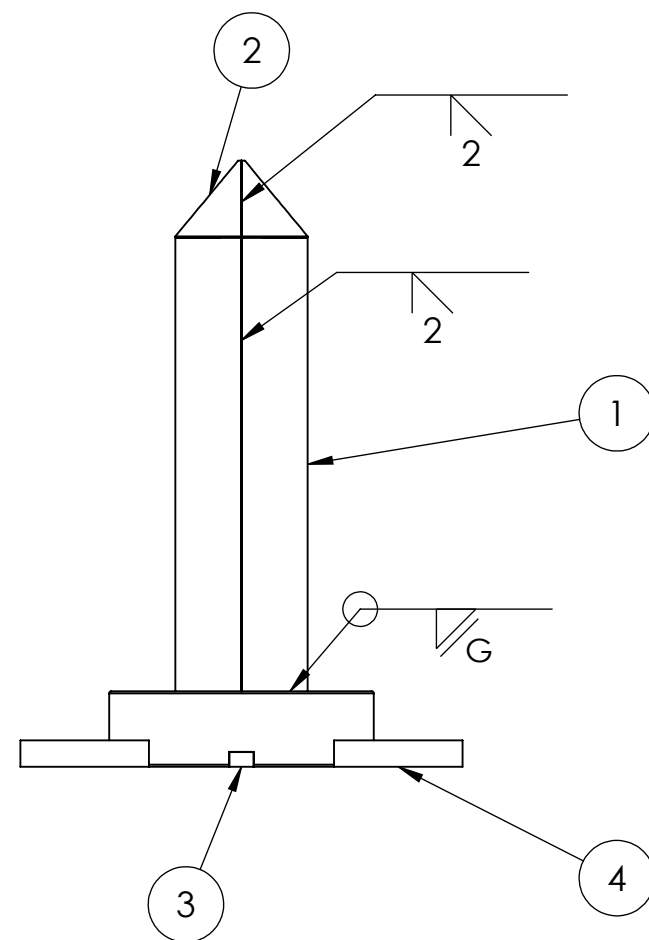
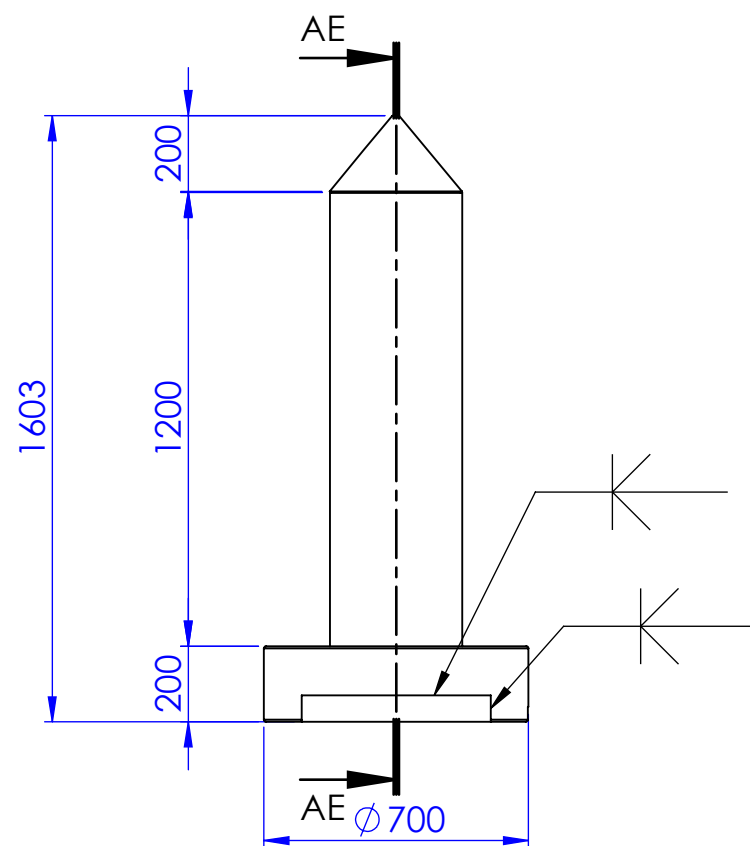
3	ESTRUCTURA SOPORTE	2	630x330x495	VER PLANO SC-03
2	SPIDER	1	1160x700x1600	VER PLANO SC-02
1	CARRO AGV	1	1760x740x400	VER PLANO SC-01
POS.	DENOMINACIÓN	CANTIDAD	DIMENSIÓN	OBSERVACIONES

Cátedra PROYECTO FINAL	FCEIA - UNR	Dibujó AMERISE - DELPRATO	Revisó -	Aprobó -	Firma
---------------------------	-------------	------------------------------	-------------	-------------	-------

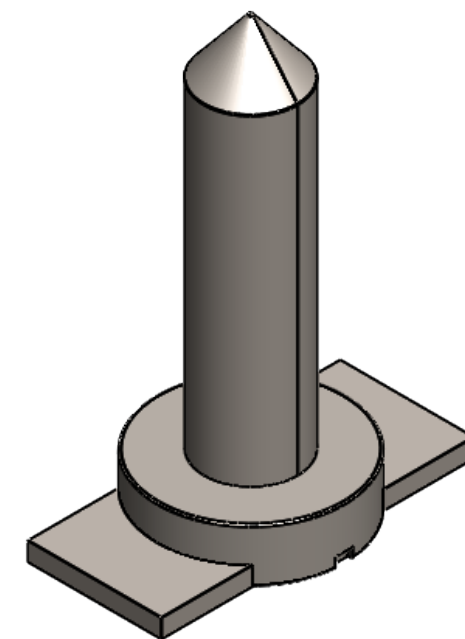


PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA
TRASLADO OPTIMIZADO DE SPIDERS

Tipo de Documento CONJUNTO	Escala 1:20	Documento base Conjunto general	Rev. 0	Fecha de creación 01/04/25	Unidad mm	Hoja 1 de 1
-------------------------------	----------------	------------------------------------	-----------	-------------------------------	--------------	----------------



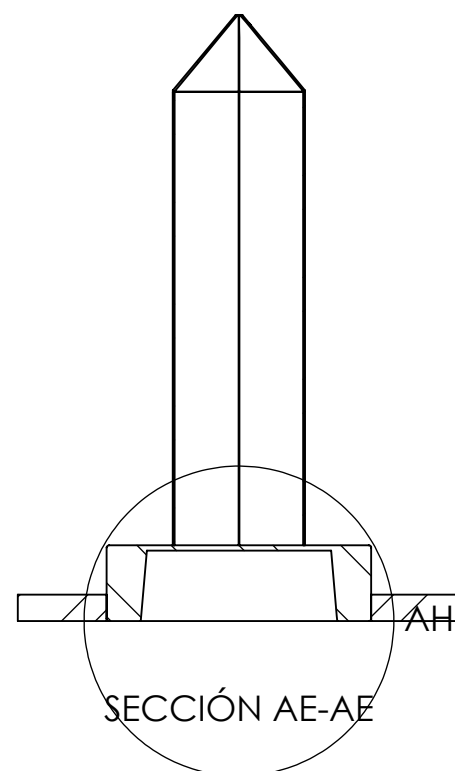
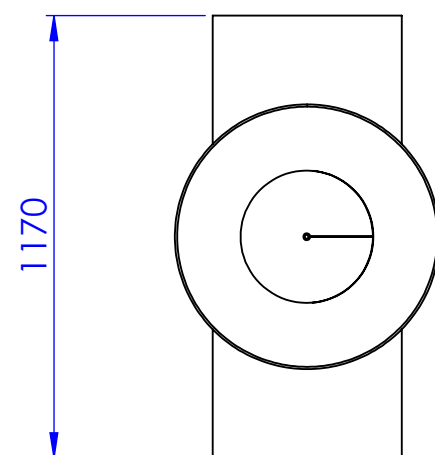
DETALLE AH
ESCALA 1 : 10



VISTA ISOMÉTRICA

SOLDADURAS

LOS CORDONES DE SOLDADURA SERAN CONTINUOS Y DE ESPESOR DE FILETE $a = 0,7$ DEL MINIMO ESPESOR A SOLDAR, SEGUN NORMA AWS D1.1 SALVO INDICACION CONTRARIA. REALIZAR TODAS LAS SOLDADURAS MEDIANTE MIG. SALVO INDICACION CONTRARIA



LISTA DE MATERIALES

4	SOPORTE SPIDER	ACERO CARBONO	2	500x340x70
3	BASE CÓNICA SPIDER	ACERO CARBONO	1	$\phi 700 \times 180$
2	CONO SPIDER	ACERO CARBONO	1	$\phi 350 \times \phi 18 \times 200$
1	CILINDRO SPIDER	ACERO CARBONO	1	$\phi 350 \times 1200$
POS.	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANTIDAD	DIMENSIÓN

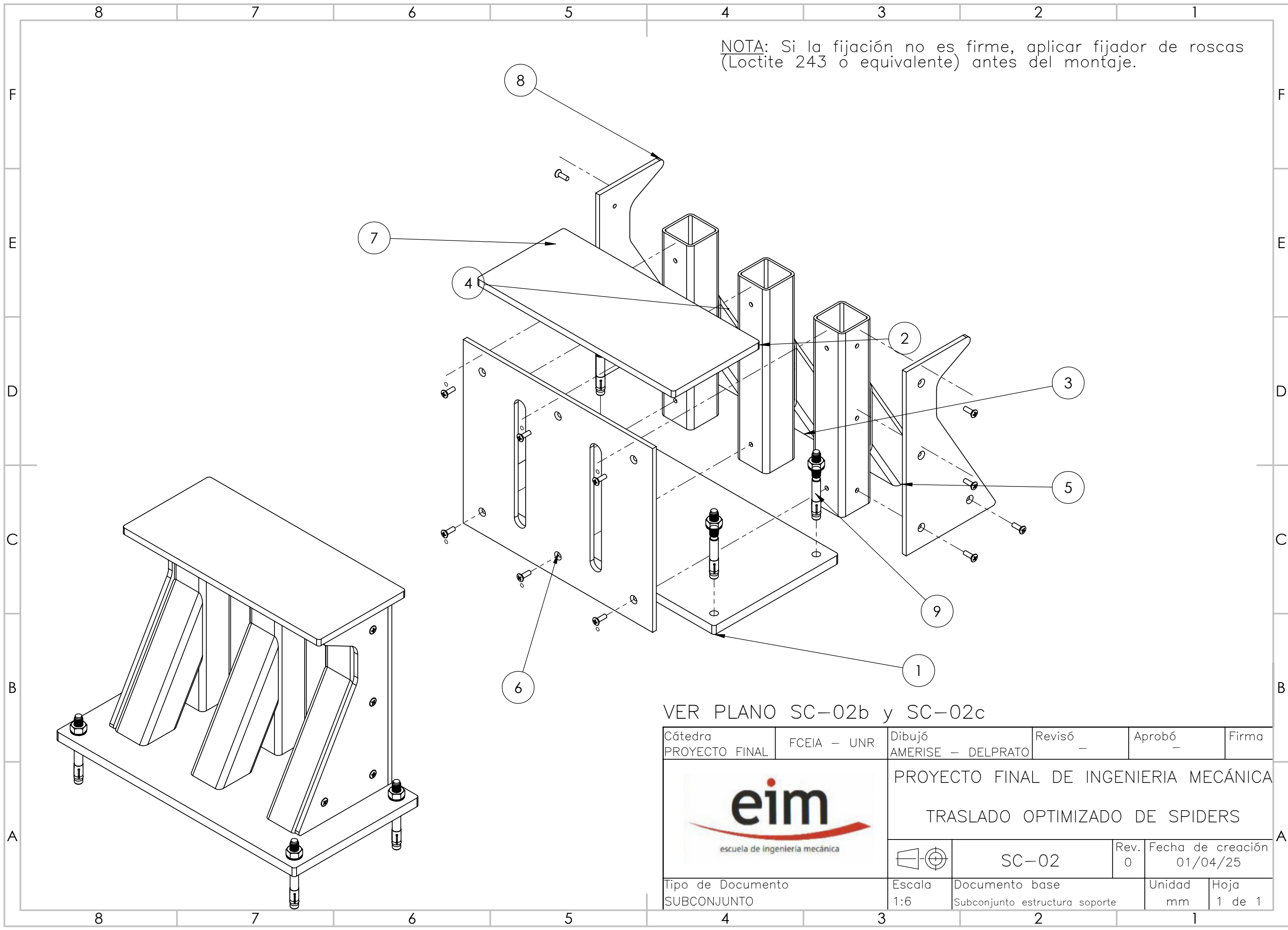
Cátedra PROYECTO FINAL	FCEIA – UNR	Dibujó AMERISE – DELPRATO	Revisó –	Aprobó –	Firma
---------------------------	-------------	------------------------------	-------------	-------------	-------

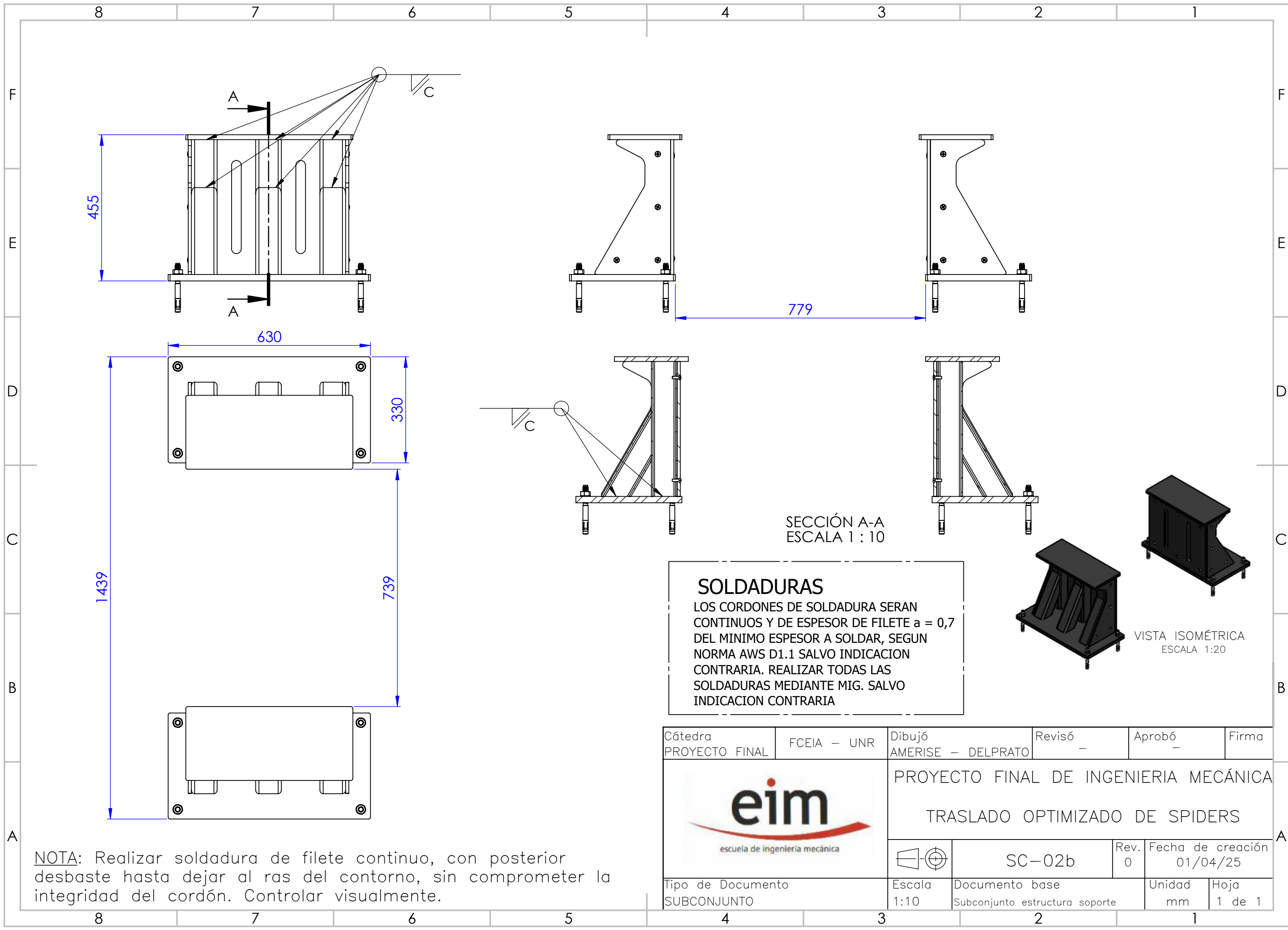


PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA
TRASLADO OPTIMIZADO DE SPIDERS

Tipo de Documento SUB CONJUNTO	Escala 1:20	Documento base Subconjunto spider	Rev. 0	Fecha de creación 01/04/25	Unidad mm	Hoja 1 de 1
-----------------------------------	----------------	--------------------------------------	-----------	-------------------------------	--------------	----------------

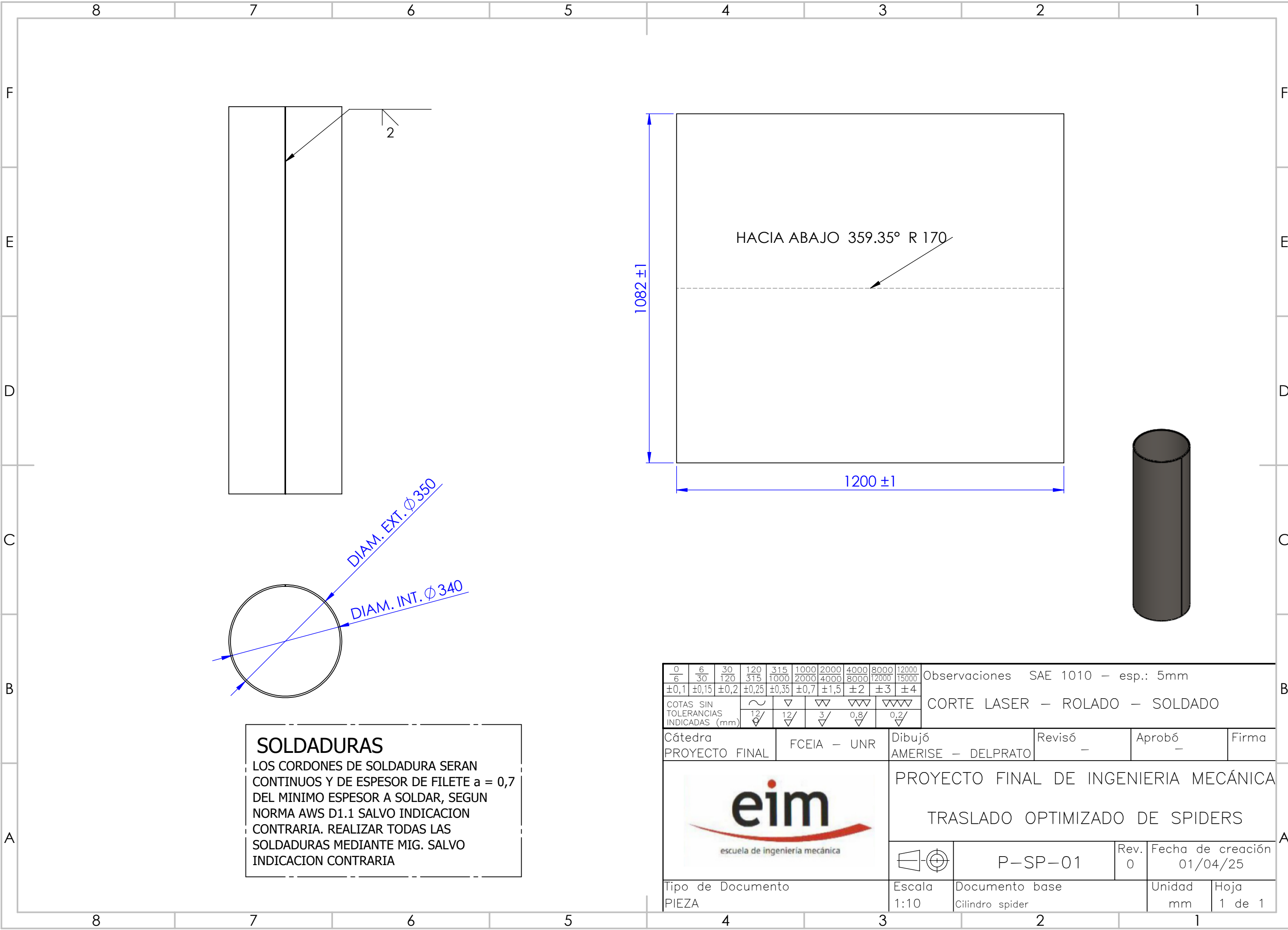
VER PLANO P-SP-01, P-SP-02, P-SP-03 y P-SP-04





Cátedra PROYECTO FINAL	FCEIA – UNR	Dibujó AMERISE – DELPRATO	Revisó –	Aprobó –	Firma
		PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA			
		TRASLADO OPTIMIZADO DE SPIDERS			
Tipo de Documento SUBCONJUNTO		Escala 1:10	Documento base Subconjunto estructura soporte	Rev. 0	Fecha de creación 01/04/25
				Unidad mm	Hoja 1 de 1

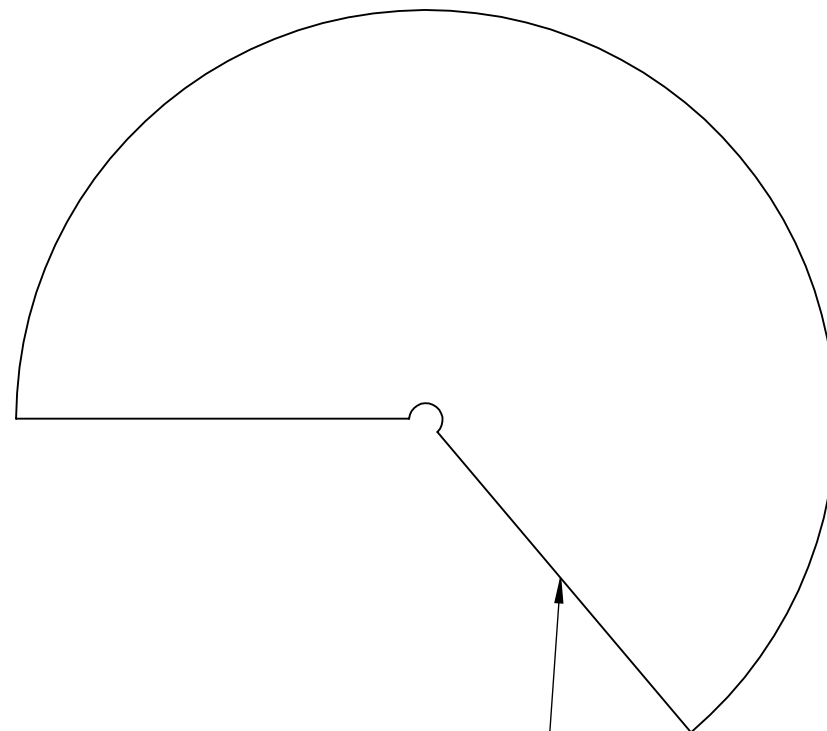
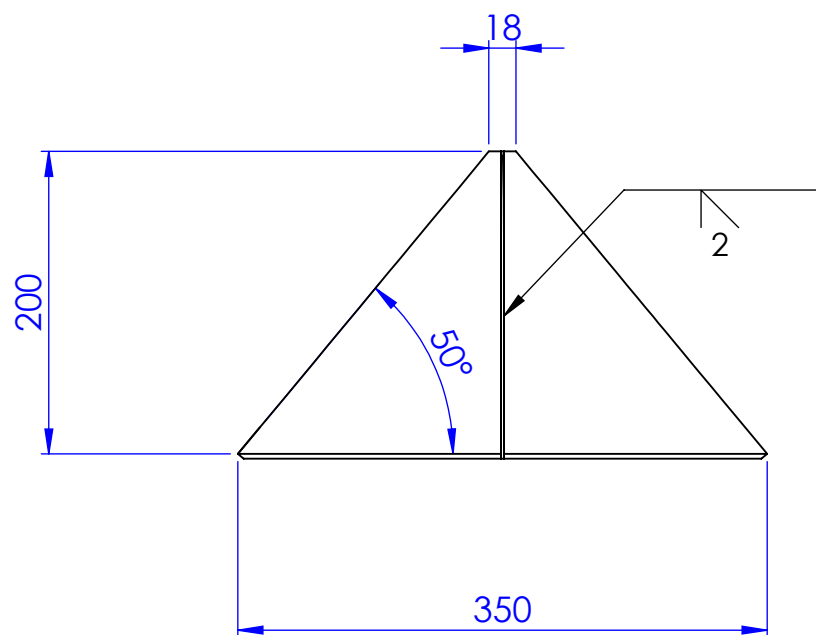
	8	7	6	5	4	3	2	1	
F	NOTA: Para este proyecto se utilizará un bulón de expansión Fischer M16, según ficha técnica del fabricante.								F
E									E
D	9	BULÓN DE EXPANSIÓN M16x152	ACERO GALVANIZADO	8	Tipo FAZ II – Fischer				D
	8	PLACA LATERAL	SAE 1010	4	10x460x185				
	7	TORNILLO CB. AVELLANDA	ACERO CARBONO	28	M6x30 – DIN 965				
	6	PLACA POSTERIOR	SAE 1010	2	10x460x500				
C	5	CONJUNTO SOPORTE LATERAL 2	TE–36	2	VER PLANO N3				C
	4	CONJUNTO SOPORTE LATERAL 1	TE–36	2	VER PLANO N2				
	3	CONJUNTO SOPORTE CENTRAL	TE–36	2	VER PLANO N1				
B	2	PLACA BASE SUPERIOR	SAE 1010	2	15x230x520				B
	1	PLACA BASE INFERIOR	SAE 1010	2	20x330x630				
	POS.	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANTIDAD	DIMENSIÓN				
				Cátedra PROYECTO FINAL	FCEIA – UNR	Dibujó AMERISE – DELPRATO	Revisó –	Aprobó –	Firma
A	LISTA DE MATERIALES ESTRUCTURA SOPORTE					PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA TRASLADO OPTIMIZADO DE SPIDERS			A
				Tipo de Documento SUBCONJUNTO		Escala 	SC–02c	Rev. 0	Fecha de creación 01/04/25
						Documento base		Unidad mm	Hoja 1 de 1
	8	7	6	5	4	3	2	1	



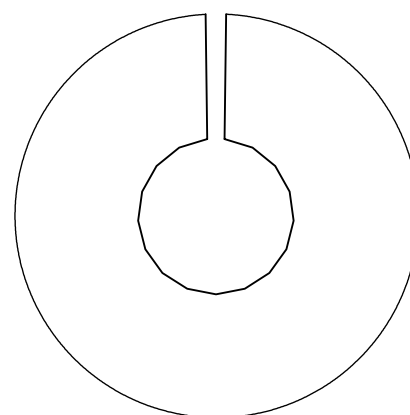
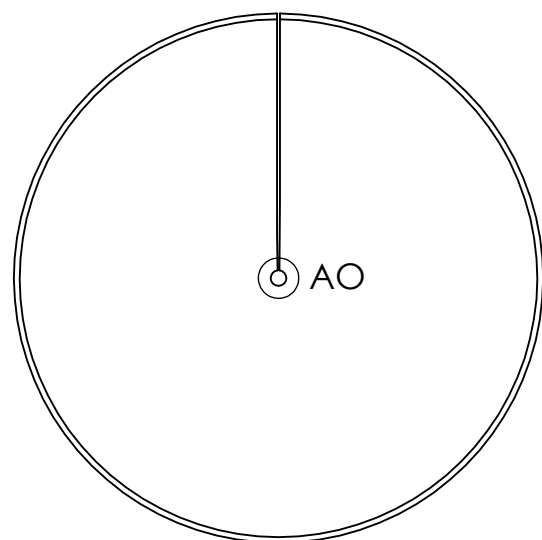
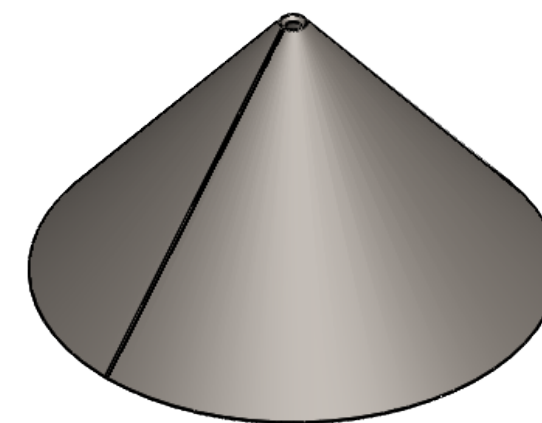
SOLDADURAS
LOS CORDONES DE SOLDADURA SERAN CONTINUOS Y DE ESPESOR DE FILETE $a = 0,7$ DEL MINIMO ESPESOR A SOLDAR, SEGUN NORMA AWS D1.1 SALVO INDICACION CONTRARIA. REALIZAR TODAS LAS SOLDADURAS MEDIANTE MIG. SALVO INDICACION CONTRARIA

<table><tr><td>0/6</td><td>6/30</td><td>30/120</td><td>120/315</td><td>315/1000</td><td>1000/2000</td><td>2000/4000</td><td>4000/8000</td><td>8000/12000</td><td>12000/15000</td></tr><tr><td>±0,1</td><td>±0,15</td><td>±0,2</td><td>±0,25</td><td>±0,35</td><td>±0,7</td><td>±1,5</td><td>±2</td><td>±3</td><td>±4</td></tr></table>	0/6	6/30	30/120	120/315	315/1000	1000/2000	2000/4000	4000/8000	8000/12000	12000/15000	±0,1	±0,15	±0,2	±0,25	±0,35	±0,7	±1,5	±2	±3	±4	Observaciones SAE 1010 – esp.: 5mm				
0/6	6/30	30/120	120/315	315/1000	1000/2000	2000/4000	4000/8000	8000/12000	12000/15000																
±0,1	±0,15	±0,2	±0,25	±0,35	±0,7	±1,5	±2	±3	±4																
COTAS SIN TOLERANCIAS INDICADAS (mm)	~	▽	▽	▽	▽	▽	▽	▽	▽																
	12/9	12/9	3/9	0,8/9	0,2/9																				
CORTE LASER – ROLADO – SOLDADO																									

Cátedra PROYECTO FINAL	FCEIA – UNR	Dibujó AMERISE – DELPRATO	Revisó –	Aprobó –	Firma
		PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA			
		TRASLADO OPTIMIZADO DE SPIDERS			
			P–SP–01	Rev. 0	Fecha de creación 01/04/25
Tipo de Documento PIEZA		Escala 1:10	Documento base Cilindro spider	Unidad mm	Hoja 1 de 1



HACIA ABAJO – GENERATRIZ SOLDADA – ÁNGULO 237.2°, R=265.8



DETALLE AO
ESCALA 2 : 1

SOLDADURAS

LOS CORDONES DE SOLDADURA SERAN CONTINUOS Y DE ESPESOR DE FILETE $a = 0,7$ DEL MINIMO ESPESOR A SOLDAR, SEGUN NORMA AWS D1.1 SALVO INDICACION CONTRARIA. REALIZAR TODAS LAS SOLDADURAS MEDIANTE MIG. SALVO INDICACION CONTRARIA

$\frac{0}{6}$	$\frac{6}{30}$	$\frac{30}{120}$	$\frac{120}{315}$	$\frac{315}{1000}$	$\frac{1000}{2000}$	$\frac{2000}{4000}$	$\frac{4000}{8000}$	$\frac{8000}{12000}$	$\frac{12000}{15000}$
$\pm 0,1$	$\pm 0,15$	$\pm 0,2$	$\pm 0,25$	$\pm 0,35$	$\pm 0,7$	$\pm 1,5$	± 2	± 3	± 4
COTAS SIN TOLERANCIAS INDICADAS (mm)			$\frac{12}{\nabla}$	$\frac{12}{\nabla}$	$\frac{3}{\nabla}$	$\frac{0,8}{\nabla}$	$\frac{0,2}{\nabla}$		

Observaciones SAE 1010 – esp.: 5mm

CORTE LASER – ROLADO – SOLDADO

Cátedra
PROYECTO FINAL

FCEIA – UNR

Dibujó
AMERISE – DELPRATO

Revisó
–

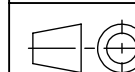
Aprobó
–

Firma



PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA

TRASLADO OPTIMIZADO DE SPIDERS



P–SP–02

Rev.
0

Fecha de creación
01/04/25

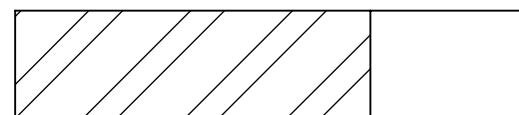
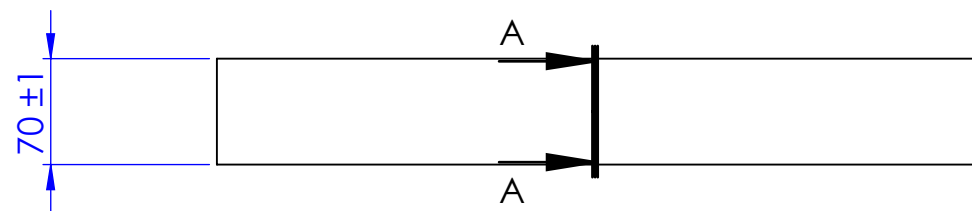
Tipo de Documento
PIEZA

Escala
1:5

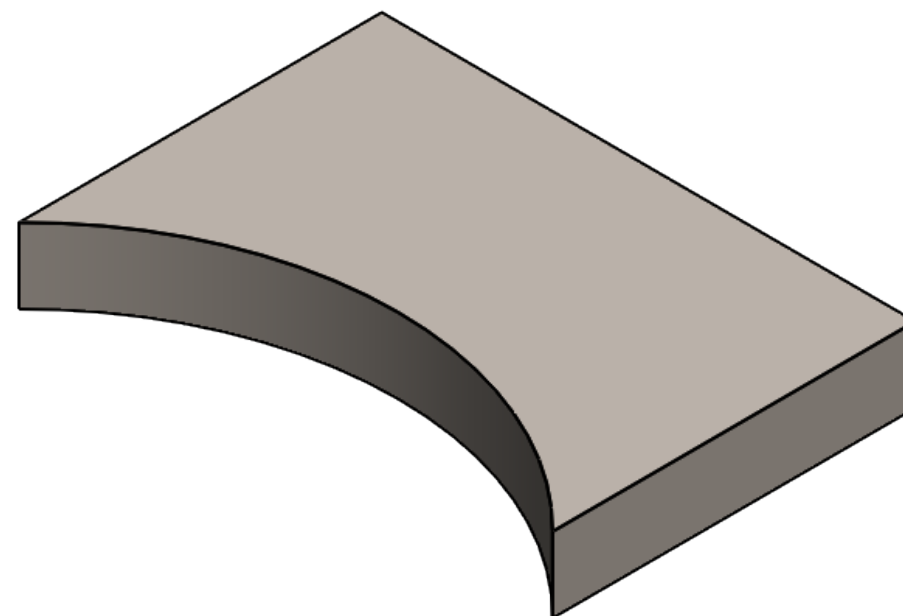
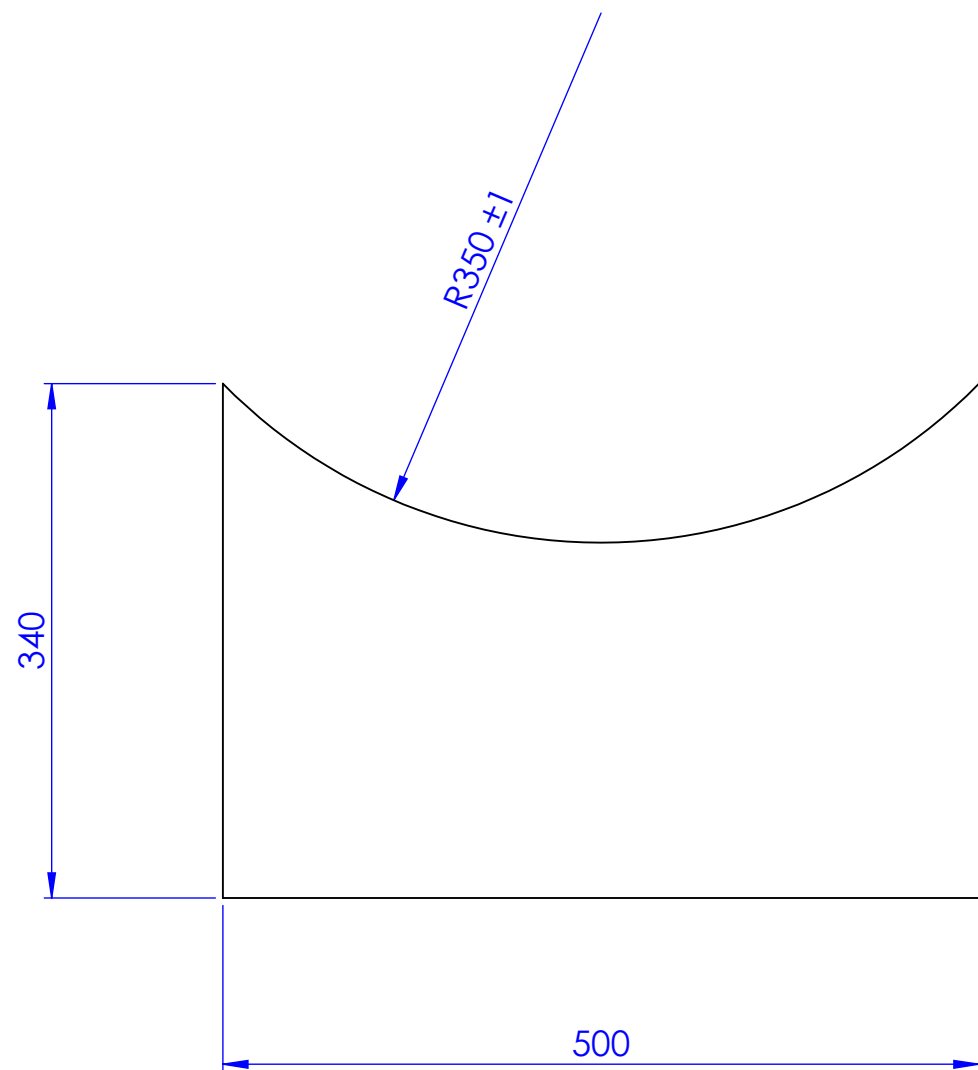
Documento base
Cono spider

Unidad
mm

Hoja
1 de 1



SECCIÓN A-A

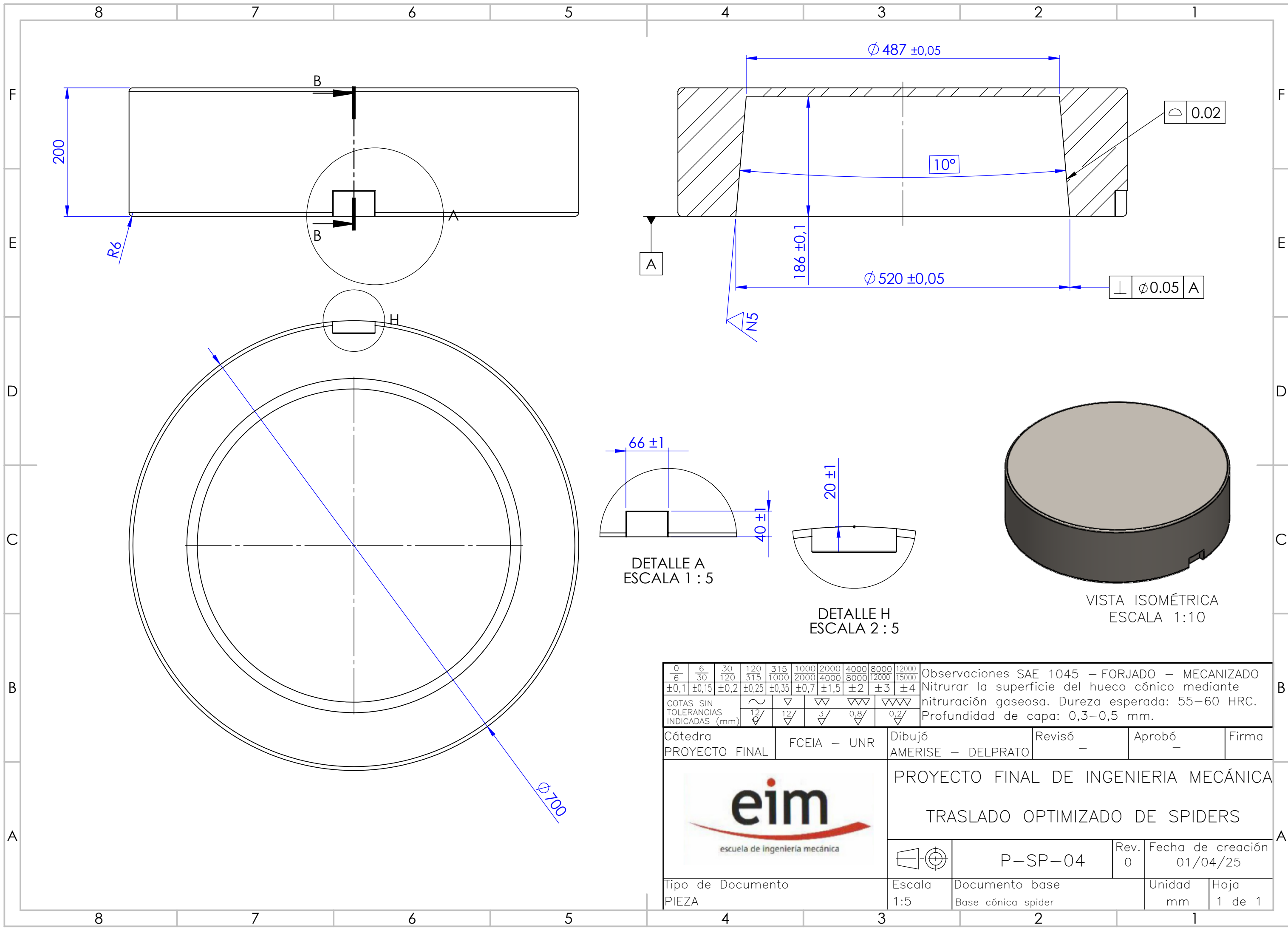


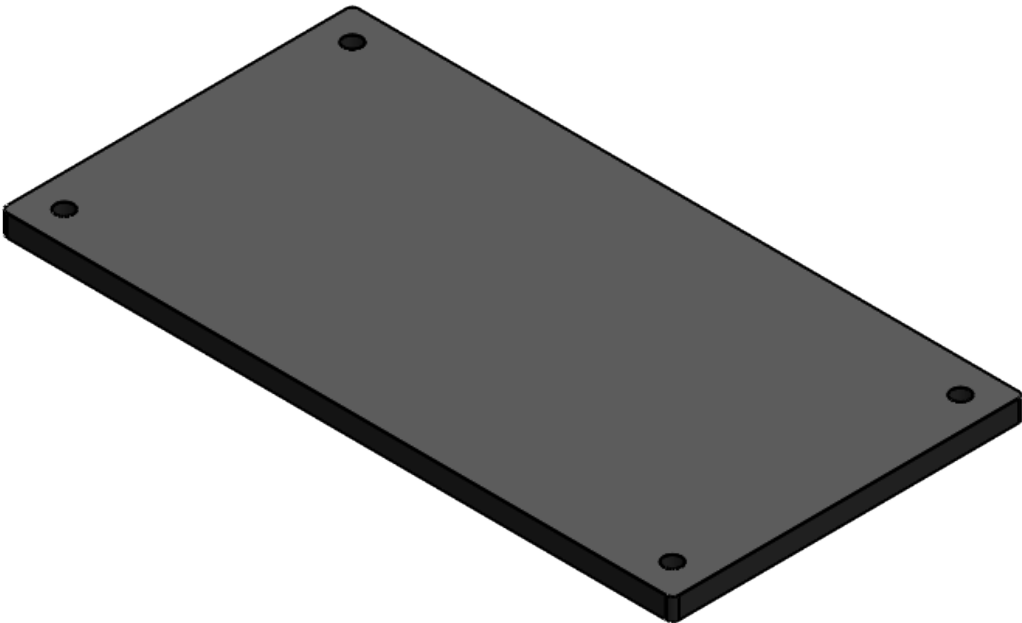
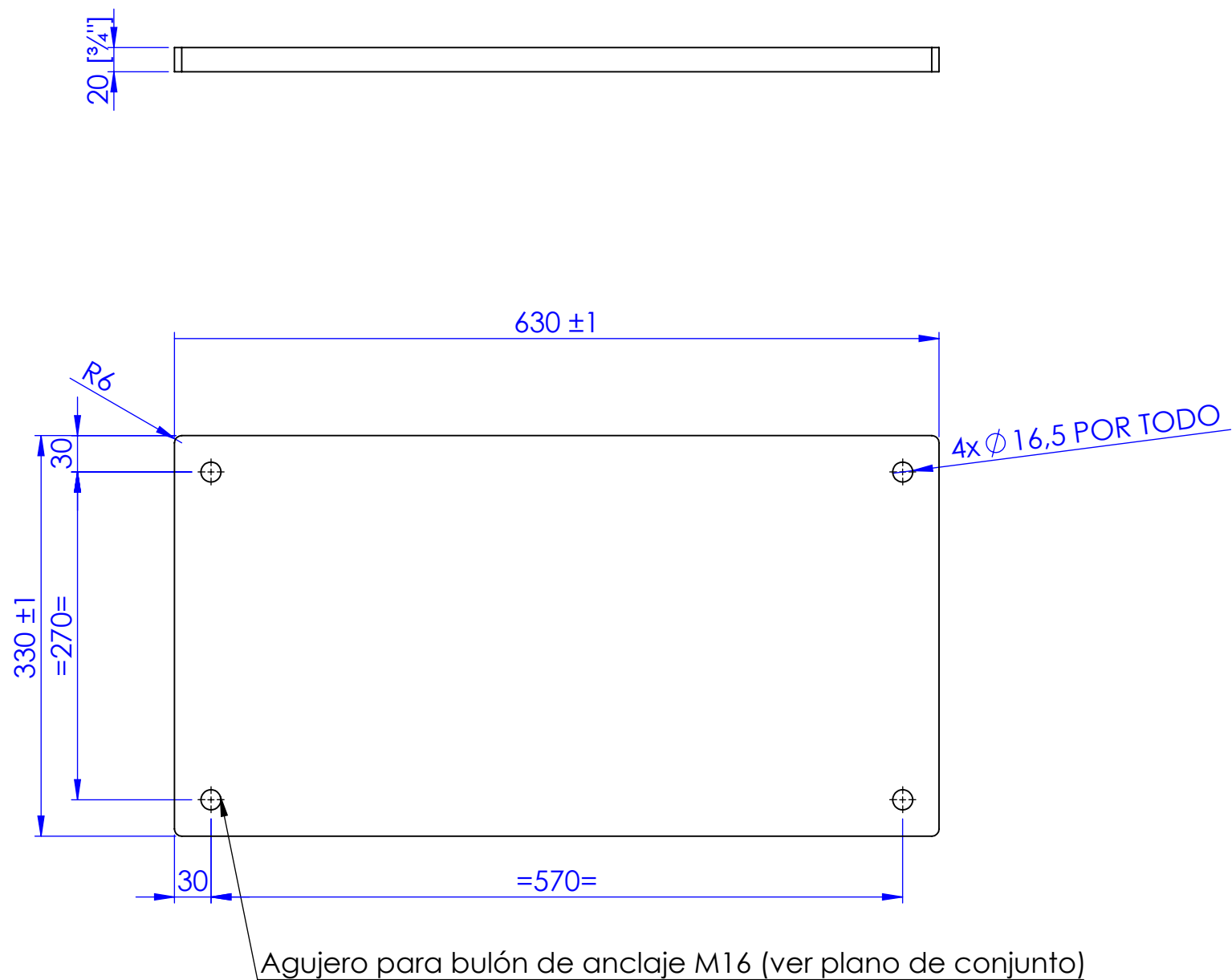
NOTA 1: Corte por plasma. Tolerancia general: ± 1 mm. Si el espesor excede la capacidad de corte por plasma, podrá utilizarse oxicorte.

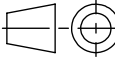
NOTA 2: Zona de contacto con el tubo debe ser revisada para buen ajuste antes de soldar.

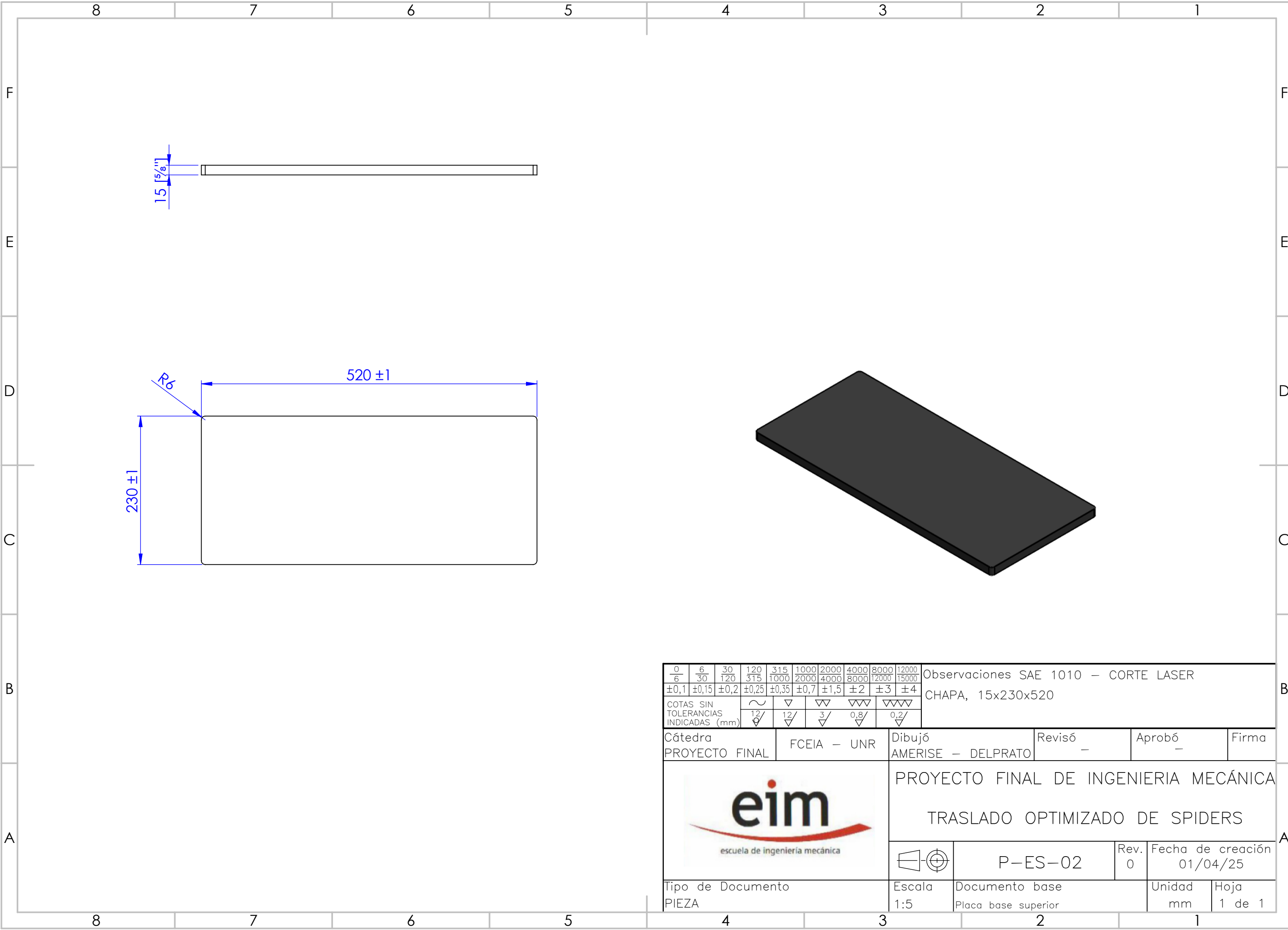
NOTA 3: En caso de variaciones en el corte por plasma, se deberá realizar lijado en las zonas críticas del radio para garantizar un acabado adecuado y un encaje preciso.

<table><tr><td>$\frac{0}{6}$</td><td>$\frac{6}{30}$</td><td>$\frac{30}{120}$</td><td>$\frac{120}{315}$</td><td>$\frac{315}{1000}$</td><td>$\frac{1000}{2000}$</td><td>$\frac{2000}{4000}$</td><td>$\frac{4000}{8000}$</td><td>$\frac{8000}{12000}$</td><td>$\frac{12000}{15000}$</td></tr><tr><td>$\pm 0,1$</td><td>$\pm 0,15$</td><td>$\pm 0,2$</td><td>$\pm 0,25$</td><td>$\pm 0,35$</td><td>$\pm 0,7$</td><td>$\pm 1,5$</td><td>± 2</td><td>± 3</td><td>± 4</td></tr><tr><td colspan="2" rowspan="2">COTAS SIN TOLERANCIAS INDICADAS (mm)</td><td>$\sim$</td><td>∇</td><td>$\nabla \nabla$</td><td>$\nabla \nabla \nabla$</td><td>$\nabla \nabla \nabla \nabla$</td><td colspan="3"></td></tr><tr><td>$\frac{12}{\nabla}$</td><td>$\frac{12}{\nabla}$</td><td>$\frac{3}{\nabla}$</td><td>$\frac{0,8}{\nabla}$</td><td>$\frac{0,2}{\nabla}$</td><td colspan="3"></td></tr></table>	$\frac{0}{6}$	$\frac{6}{30}$	$\frac{30}{120}$	$\frac{120}{315}$	$\frac{315}{1000}$	$\frac{1000}{2000}$	$\frac{2000}{4000}$	$\frac{4000}{8000}$	$\frac{8000}{12000}$	$\frac{12000}{15000}$	$\pm 0,1$	$\pm 0,15$	$\pm 0,2$	$\pm 0,25$	$\pm 0,35$	$\pm 0,7$	$\pm 1,5$	± 2	± 3	± 4	COTAS SIN TOLERANCIAS INDICADAS (mm)		$\sim$	∇	$\nabla \nabla$	$\nabla \nabla \nabla$	$\nabla \nabla \nabla \nabla$				$\frac{12}{\nabla}$	$\frac{12}{\nabla}$	$\frac{3}{\nabla}$	$\frac{0,8}{\nabla}$	$\frac{0,2}{\nabla}$				Observaciones SAE 1010 – esp.: 70mm								
$\frac{0}{6}$	$\frac{6}{30}$	$\frac{30}{120}$	$\frac{120}{315}$	$\frac{315}{1000}$	$\frac{1000}{2000}$	$\frac{2000}{4000}$	$\frac{4000}{8000}$	$\frac{8000}{12000}$	$\frac{12000}{15000}$																																						
$\pm 0,1$	$\pm 0,15$	$\pm 0,2$	$\pm 0,25$	$\pm 0,35$	$\pm 0,7$	$\pm 1,5$	± 2	± 3	± 4																																						
COTAS SIN TOLERANCIAS INDICADAS (mm)		$\sim$	∇	$\nabla \nabla$	$\nabla \nabla \nabla$	$\nabla \nabla \nabla \nabla$																																									
		$\frac{12}{\nabla}$	$\frac{12}{\nabla}$	$\frac{3}{\nabla}$	$\frac{0,8}{\nabla}$	$\frac{0,2}{\nabla}$																																									
Cátedra PROYECTO FINAL		FCEIA – UNR			Dibujó AMERISE – DELPRATO			Revisó –		Aprobó –		Firma																																			
					PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA																																										
					TRASLADO OPTIMIZADO DE SPIDERS																																										
						P–SP–03		Rev. 0	Fecha de creación 01/04/25																																						
					Escala 1:5		Documento base Soporte spider		Unidad mm	Hoja 1 de 1																																					
Tipo de Documento Pieza																																															

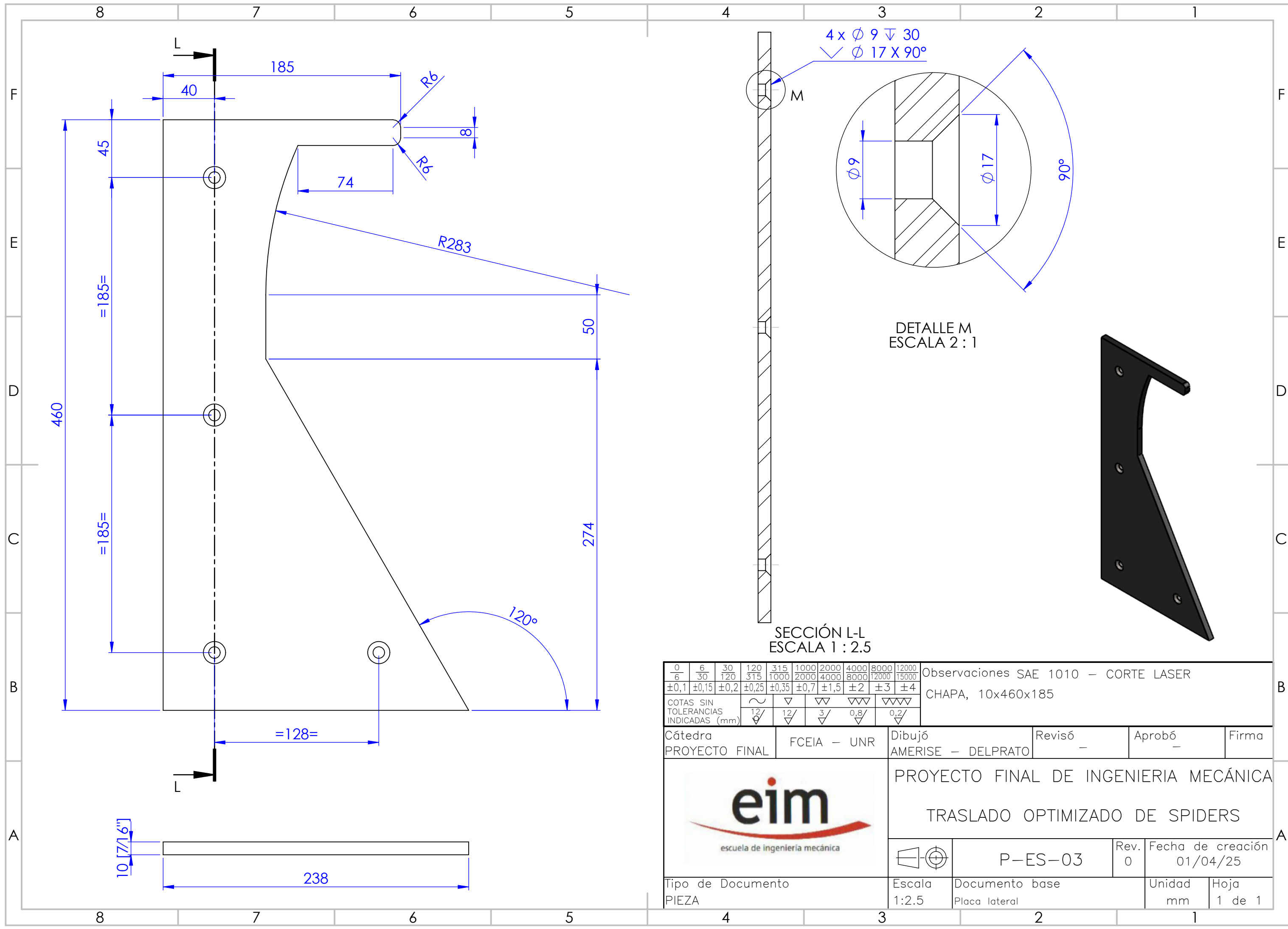




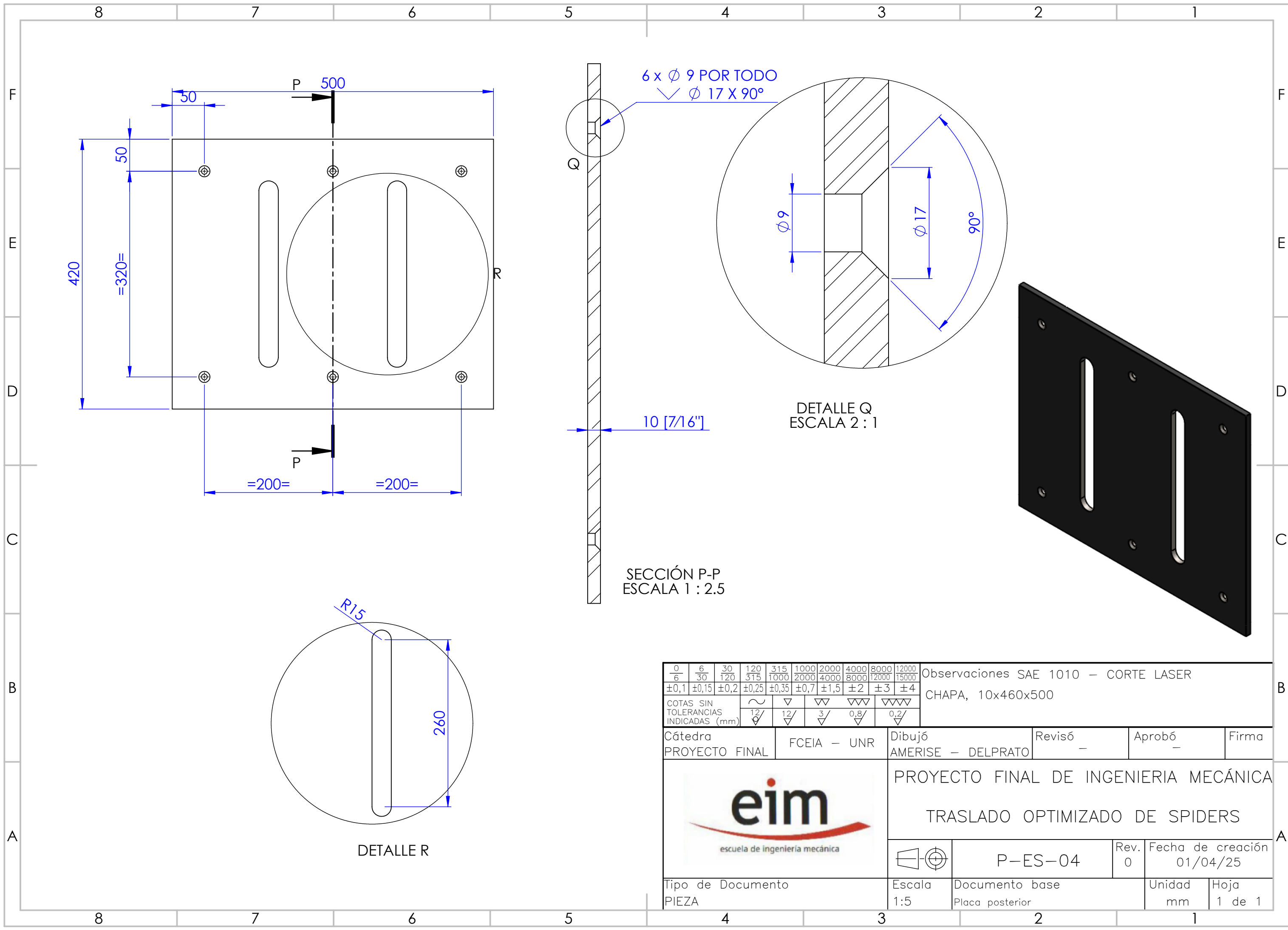
0/6	6/30	30/120	120/315	315/1000	1000/2000	2000/4000	4000/8000	8000/12000	12000/15000	Observaciones SAE 1010 – CORTE LASER CHAPA, 20x330x630				
±0,1	±0,15	±0,2	±0,25	±0,35	±0,7	±1,5	±2	±3	±4					
COTAS SIN TOLERANCIAS INDICADAS (mm)			~ 12/ 9	▽ 12/ 9	▽ 3/ 9	▽ 0,8/ 9	▽ 0,2/ 9	▽ 0,2/ 9						
Cátedra PROYECTO FINAL			FCEIA – UNR				Dibujó AMERISE – DELPRATO		Revisó –		Aprobó –		Firma	
							PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA							
							TRASLADO OPTIMIZADO DE SPIDERS							
								P–ES–01			Rev. 0	Fecha de creación 01/04/25		
Tipo de Documento PIEZA							Escala 1:5		Documento base Placa base inferior			Unidad mm	Hoja 1 de 1	



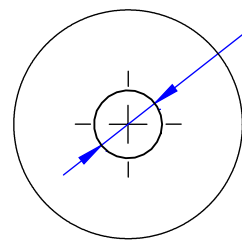
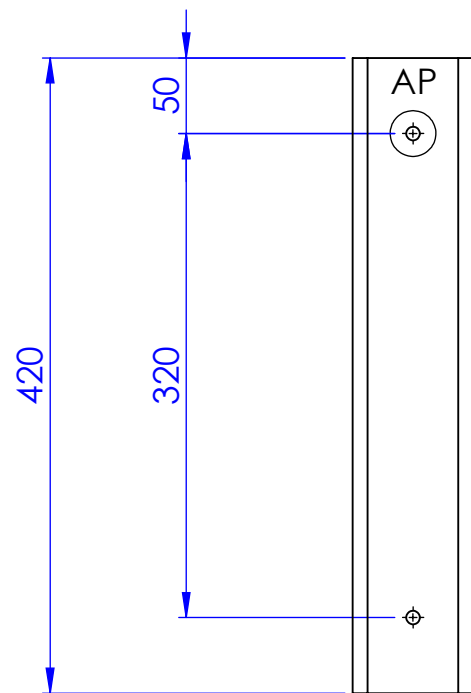
0/6	6/30	30/120	120/315	315/1000	1000/2000	2000/4000	4000/8000	8000/12000	12000/15000	Observaciones SAE 1010 – CORTE LASER CHAPA, 15x230x520				
±0,1	±0,15	±0,2	±0,25	±0,35	±0,7	±1,5	±2	±3	±4					
COTAS SIN TOLERANCIAS INDICADAS (mm)			~	▽	▽▽	▽▽▽	▽▽▽▽	▽▽▽▽▽						
			12/∅	12/▽	3/▽	0,8/▽	0,2/▽							
Cátedra PROYECTO FINAL			FCEIA – UNR					Dibujó AMERISE – DELPRATO		Revisó –	Aprobó –	Firma		
										PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA				
										TRASLADO OPTIMIZADO DE SPIDERS				
											P–ES–02		Rev. 0	Fecha de creación 01/04/25
Tipo de Documento PIEZA										Escala 1:5	Documento base Placa base superior		Unidad mm	Hoja 1 de 1



<table><tr><td>0/6</td><td>6/30</td><td>30/120</td><td>120/315</td><td>315/1000</td><td>1000/2000</td><td>2000/4000</td><td>4000/8000</td><td>8000/12000</td><td>12000/15000</td></tr><tr><td>±0,1</td><td>±0,15</td><td>±0,2</td><td>±0,25</td><td>±0,35</td><td>±0,7</td><td>±1,5</td><td>±2</td><td>±3</td><td>±4</td></tr></table>										0/6	6/30	30/120	120/315	315/1000	1000/2000	2000/4000	4000/8000	8000/12000	12000/15000	±0,1	±0,15	±0,2	±0,25	±0,35	±0,7	±1,5	±2	±3	±4	Observaciones SAE 1010 – CORTE LASER									
0/6	6/30	30/120	120/315	315/1000	1000/2000	2000/4000	4000/8000	8000/12000	12000/15000																														
±0,1	±0,15	±0,2	±0,25	±0,35	±0,7	±1,5	±2	±3	±4																														
COTAS SIN TOLERANCIAS INDICADAS (mm)										CHAPA, 10x460x185																													
<table><tr><td>~</td><td>▽</td><td>▽</td><td>▽▽</td><td>▽▽▽</td></tr><tr><td>12/9</td><td>12/▽</td><td>3/▽</td><td>0,8/▽</td><td>0,2/▽</td></tr></table>										~	▽	▽	▽▽	▽▽▽	12/9	12/▽	3/▽	0,8/▽	0,2/▽																				
~	▽	▽	▽▽	▽▽▽																																			
12/9	12/▽	3/▽	0,8/▽	0,2/▽																																			
Cátedra PROYECTO FINAL				FCEIA – UNR				Dibujó AMERISE – DELPRATO				Revisó –		Aprobó –		Firma																							
								PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA																															
								TRASLADO OPTIMIZADO DE SPIDERS																															
										P–ES–03				Rev. 0	Fecha de creación 01/04/25																								
Tipo de Documento PIEZA								Escala 1:2.5		Documento base Placa lateral				Unidad mm		Hoja 1 de 1																							

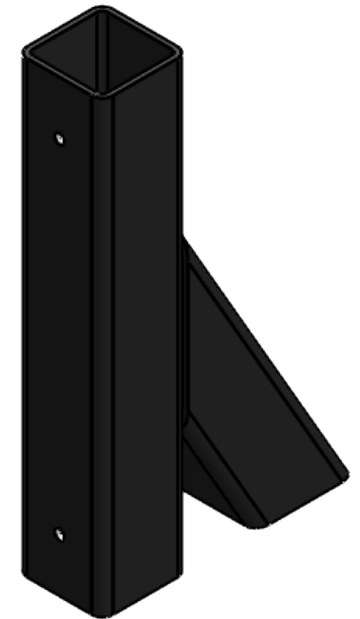
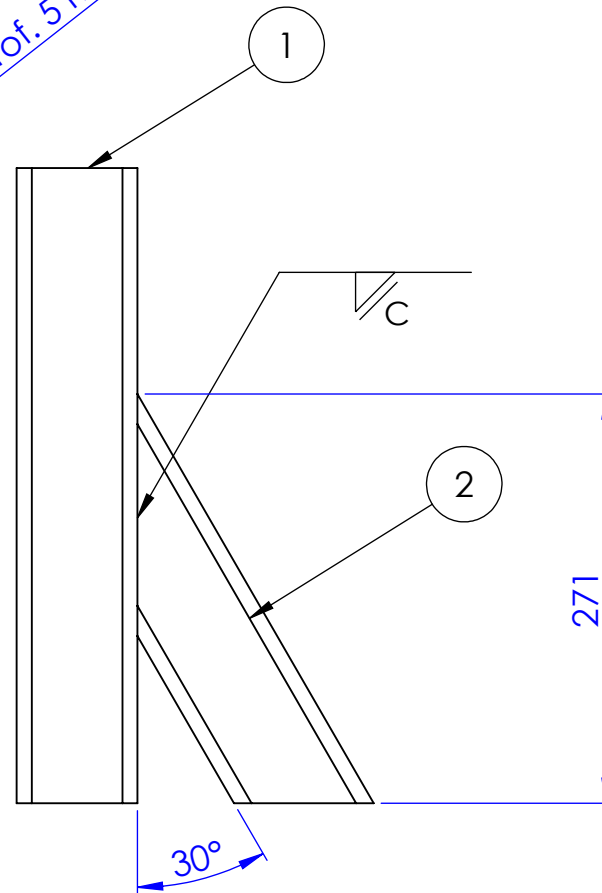


0/6	6/30	30/120	120/315	315/1000	1000/2000	2000/4000	4000/8000	8000/12000	12000/15000	Observaciones SAE 1010 – CORTE LASER CHAPA, 10x460x500					
±0,1	±0,15	±0,2	±0,25	±0,35	±0,7	±1,5	±2	±3	±4						
COTAS SIN TOLERANCIAS INDICADAS (mm)			~ 12/9	▽ 12/9	▽ 3/9	▽▽ 0,8/9	▽▽▽ 0,2/9								
Cátedra PROYECTO FINAL			FCEIA – UNR				Dibujó AMERISE – DELPRATO		Revisó –		Aprobó –		Firma		
							PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA								
							TRASLADO OPTIMIZADO DE SPIDERS								
								P–ES–04			Rev. 0	Fecha de creación 01/04/25			
Tipo de Documento PIEZA							Escala 1:5		Documento base Placa posterior			Unidad mm		Hoja 1 de 1	



DETALLE AP
ESCALA 1 : 1

4x Ø5 ROSCAR M6 (prof. 5 mm)

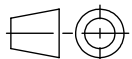


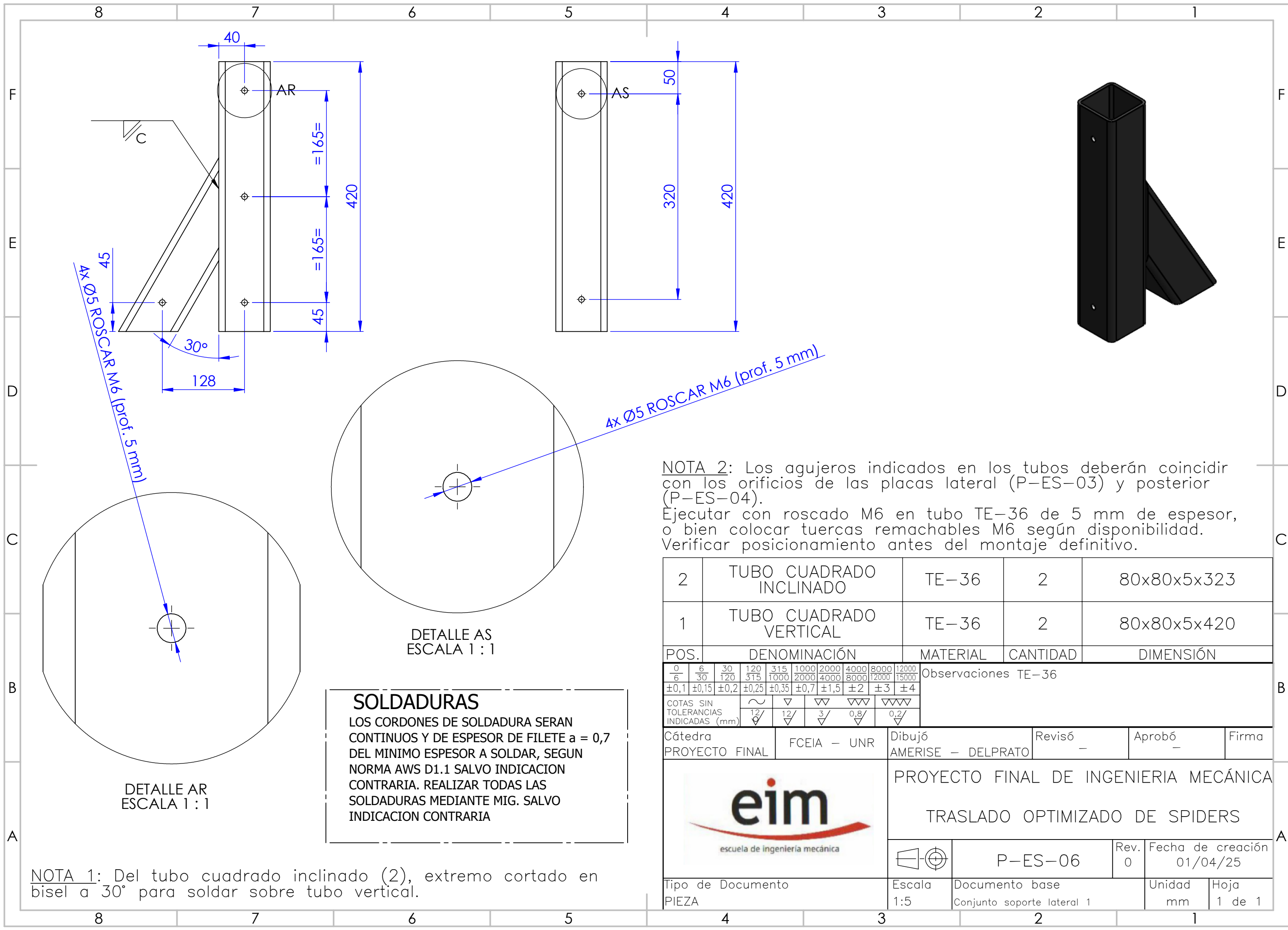
SOLDADURAS

LOS CORDONES DE SOLDADURA SERAN CONTINUOS Y DE ESPESOR DE FILETE $a = 0,7$ DEL MINIMO ESPESOR A SOLDAR, SEGUN NORMA AWS D1.1 SALVO INDICACION CONTRARIA. REALIZAR TODAS LAS SOLDADURAS MEDIANTE MIG. SALVO INDICACION CONTRARIA

NOTA 1: Del tubo cuadrado inclinado (2), extremo cortado en bisel a 30° para soldar sobre tubo vertical.

NOTA 2: Los agujeros indicados en los tubos deberán coincidir con los orificios de la placa posterior (P-ES-04). Ejecutar con roscado M6 en tubo TE-36 de 5 mm de espesor, o bien colocar tuercas remachables M6 según disponibilidad. Verificar posicionamiento antes del montaje definitivo.

2	TUBO CUADRADO INCLINADO									TE-36	2	80x80x5x323
1	TUBO CUADRADO VERTICAL									TE-36	2	80x80x5x420
POS.		DENOMINACIÓN								MATERIAL	CANTIDAD	DIMENSIÓN
0 6	6 30	30 120	120 315	315 1000	1000 2000	2000 4000	4000 8000	8000 12000	12000 15000	Observaciones TE-36		
±0,1	±0,15	±0,2	±0,25	±0,35	±0,7	±1,5	±2	±3	±4			
COTAS SIN TOLERANCIAS INDICADAS (mm)			~ 12/ ∇	▽ 12/ ∇	▽▽ 3/ ∇	▽▽▽ 0,8/ ∇	▽▽▽▽ 0,2/ ∇					
Cátedra PROYECTO FINAL				FCEIA – UNR				Dibujó AMERISE – DELPRATO		Revisó –	Aprobó –	Firma
				PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA								
				TRASLADO OPTIMIZADO DE SPIDERS								
Tipo de Documento PIEZA						P-ES-05		Rev. 0	Fecha de creación 01/04/25			
						Documento base Conjunto soporte central		Unidad mm	Hoja 1 de 1			



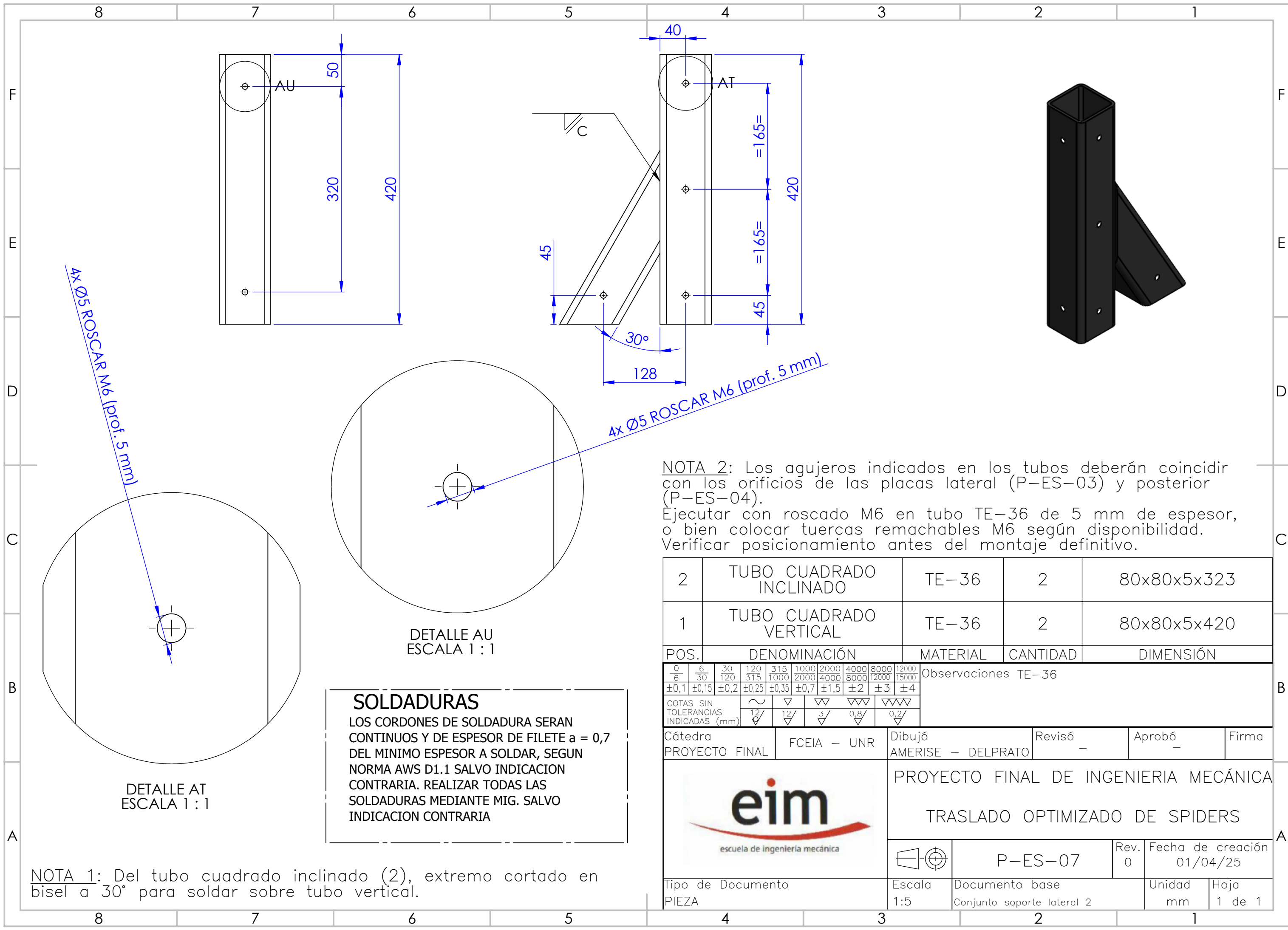
NOTA 2: Los agujeros indicados en los tubos deberán coincidir con los orificios de las placas lateral (P-ES-03) y posterior (P-ES-04). Ejecutar con roscado M6 en tubo TE-36 de 5 mm de espesor, o bien colocar tuercas remachables M6 según disponibilidad. Verificar posicionamiento antes del montaje definitivo.

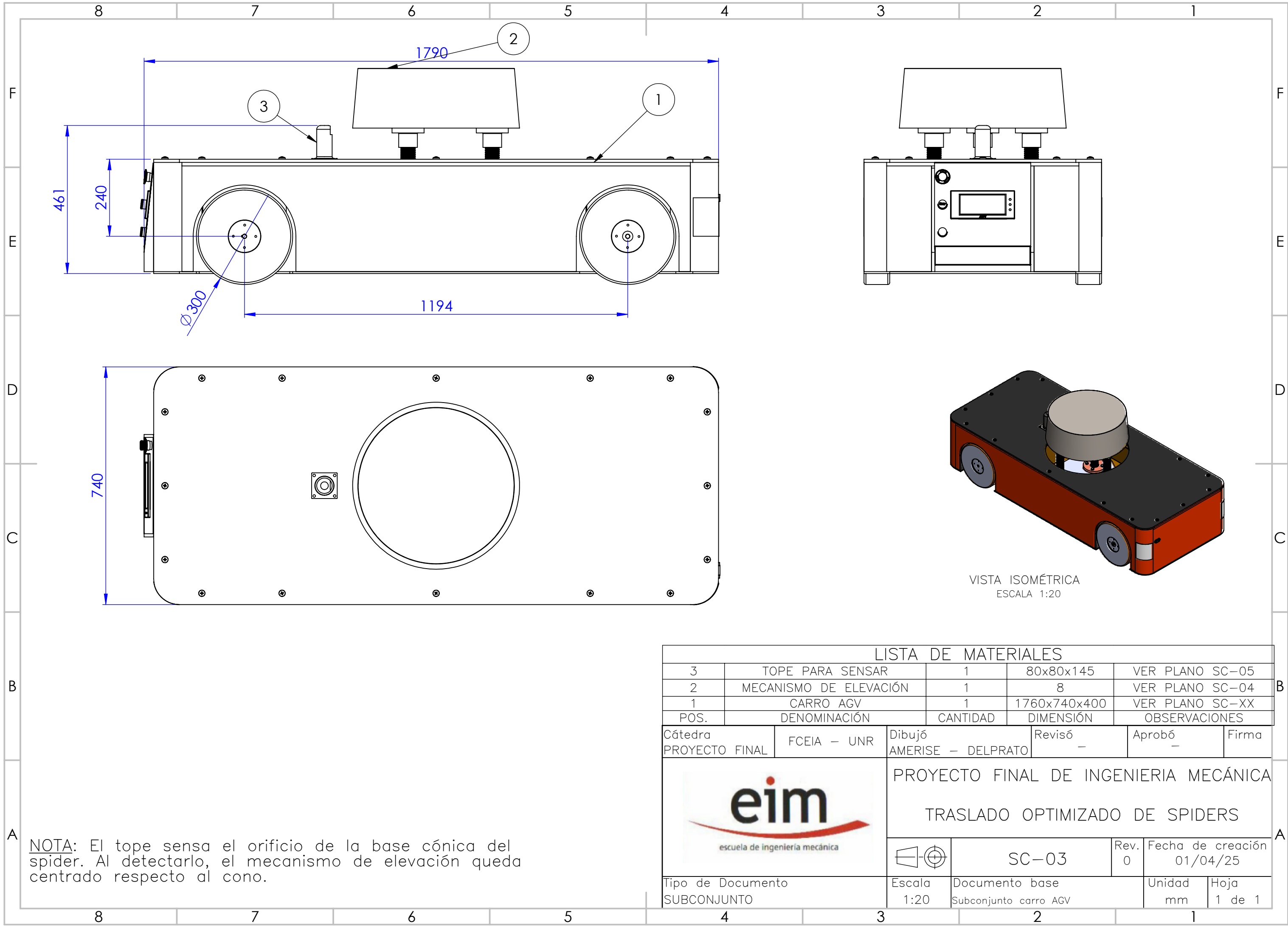
2	TUBO CUADRADO INCLINADO	TE-36	2	80x80x5x323
1	TUBO CUADRADO VERTICAL	TE-36	2	80x80x5x420
POS.	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANTIDAD	DIMENSIÓN
0/6	6/30	30/120	120/315	315/1000
±0,1	±0,15	±0,2	±0,25	±0,35
±0,7	±1,5	±2	±3	±4
COTAS SIN TOLERANCIAS INDICADAS (mm)	~	▽	▽▽	▽▽▽
12/9	12/9	3/9	0,8/9	0,2/9
Observaciones TE-36				

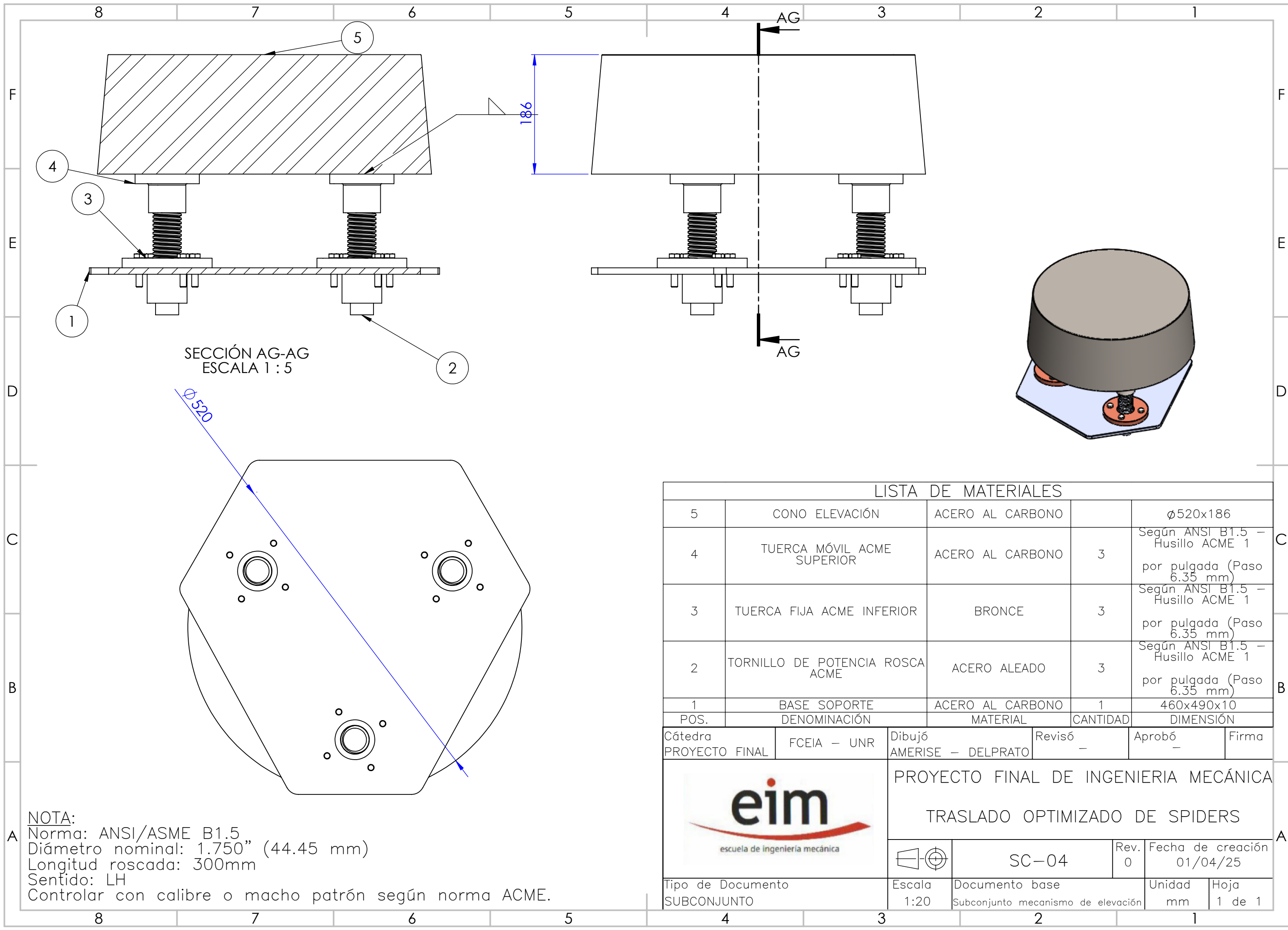
SOLDADURAS
LOS CORDONES DE SOLDADURA SERAN CONTINUOS Y DE ESPESOR DE FILETE $a = 0,7$ DEL MINIMO ESPESOR A SOLDAR, SEGUN NORMA AWS D1.1 SALVO INDICACION CONTRARIA. REALIZAR TODAS LAS SOLDADURAS MEDIANTE MIG. SALVO INDICACION CONTRARIA

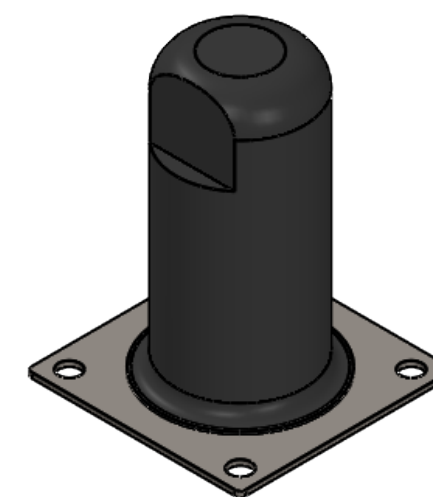
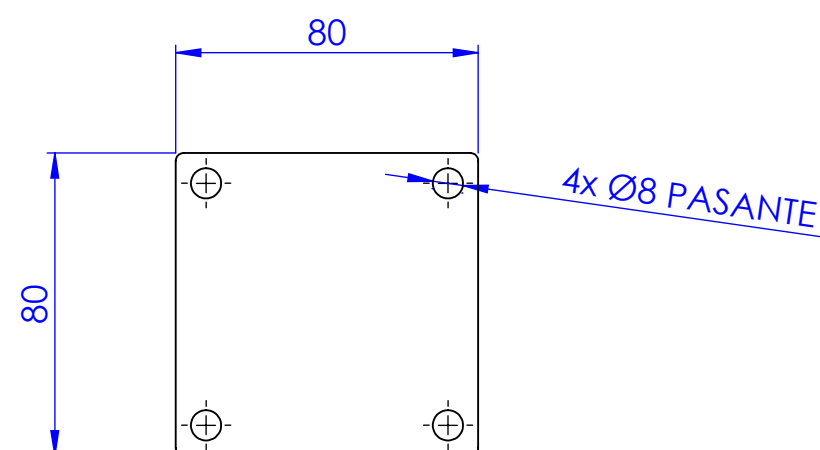
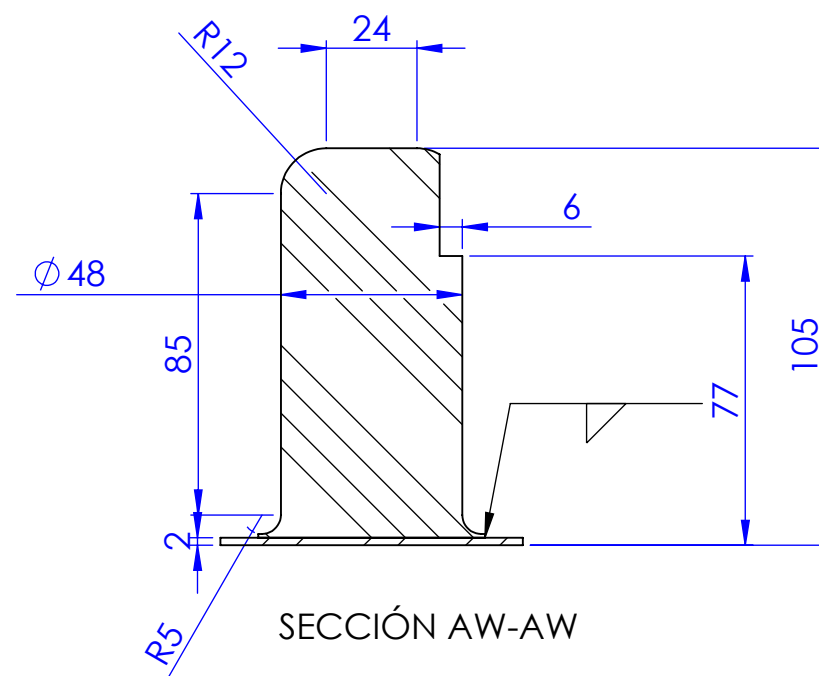
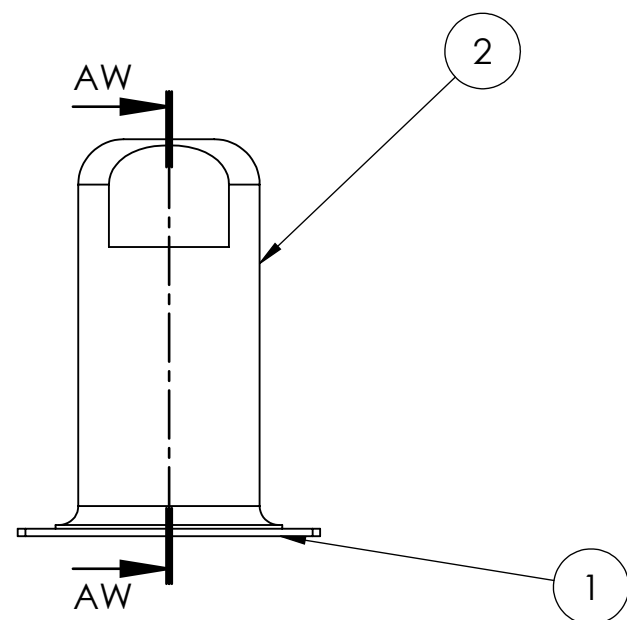
Cátedra PROYECTO FINAL	FCEIA - UNR	Dibujó AMERISE - DELPRATO	Revisó -	Aprobó -	Firma
eim escuela de ingeniería mecánica		PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA TRASLADO OPTIMIZADO DE SPIDERS			
Tipo de Documento PIEZA		Escala 1:5	Documento base Conjunto soporte lateral 1	Rev. 0	Fecha de creación 01/04/25
				Unidad mm	Hoja 1 de 1

NOTA 1: Del tubo cuadrado inclinado (2), extremo cortado en bisel a 30° para soldar sobre tubo vertical.





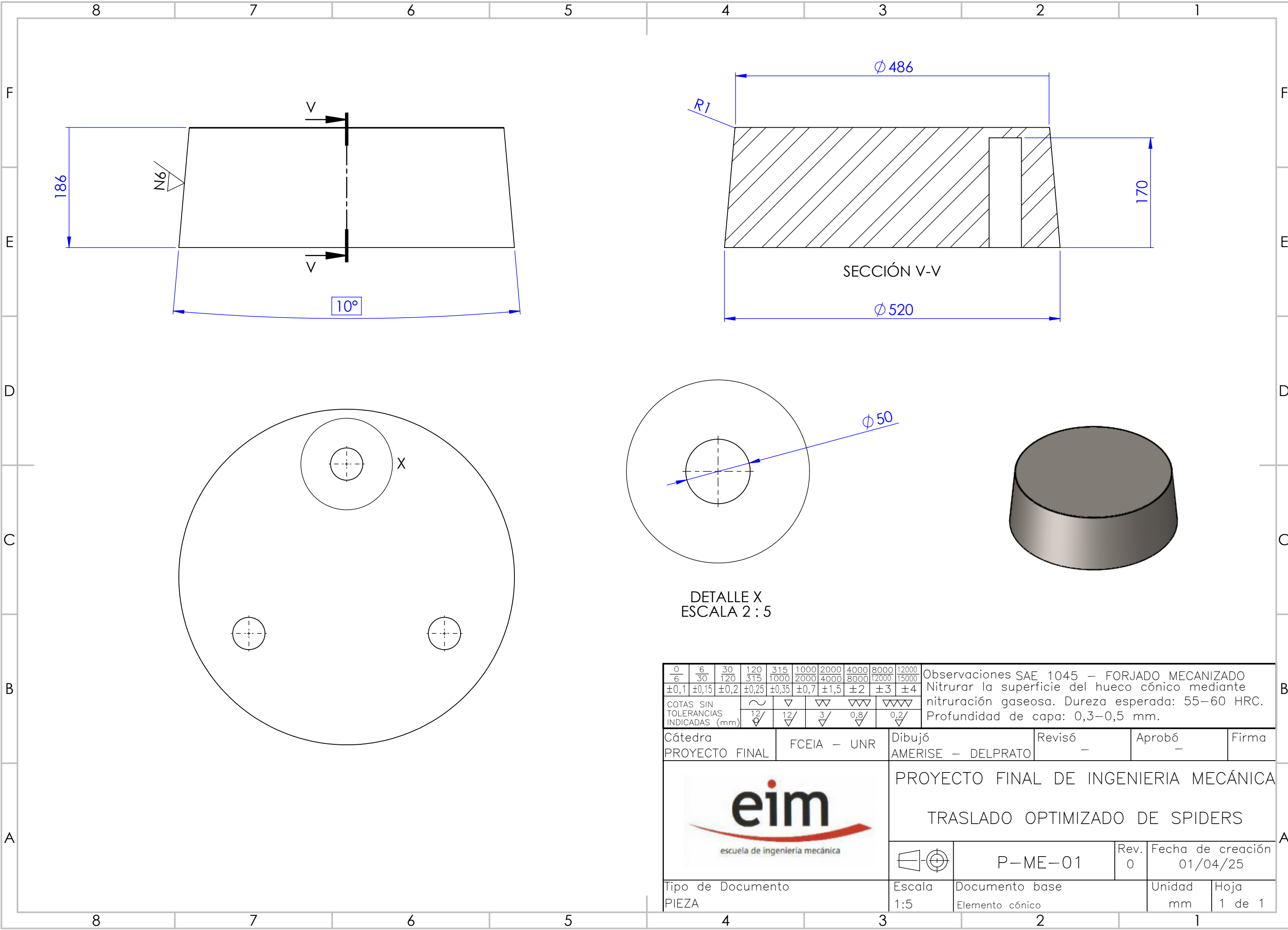




NOTA: Recubrir la zona de contacto del tope metálico con capa de poliuretano o goma NBR, espesor 3 a 5 mm, dureza Shore A 75 $\pm$ 5. El recubrimiento deberá ser resistente al impacto repetido con el spider, sin deformación permanente. Fijar mediante pegamento industrial de alta adherencia (ej. Loctite 406) o proceso de vulcanizado. Garantizar superficie continua, sin rebabas, para asegurar contacto uniforme con el spider.

LISTA DE MATERIALES

2	TOPE	ACERO AL CARBONO	1	
1	CHAPA BASE SOPORTE	ACERO AL CARBONO	1	80x80x2
POS.	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANTIDAD	DIMENSIÓN
Cátedra PROYECTO FINAL	FCEIA – UNR	Dibujó AMERISE – DELPRATO	Revisó –	Aprobó –
		PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA		
		TRASLADO OPTIMIZADO DE SPIDERS		
Tipo de Documento SUBCONJUNTO		Escala 1:2	Documento base Subconjunto tope para sensor	Rev. 0
		Fecha de creación 01/04/25		Unidad mm
		Hoja 1 de 1		



0 6	6 30	30 120	120 315	315 1000	1000 2000	2000 4000	4000 8000	8000 12000	12000 15000	Observaciones SAE 1045 – FORJADO MECANIZADO Nitrurar la superficie del hueco cónico mediante nitruración gaseosa. Dureza esperada: 55–60 HRC. Profundidad de capa: 0,3–0,5 mm.						
±0,1	±0,15	±0,2	±0,25	±0,35	±0,7	±1,5	±2	±3	±4							
COTAS SIN TOLERANCIAS INDICADAS (mm)			~	▽	▽	▽	▽	▽	▽							
			12/ ∇	12/ ▽	3/ ▽	0,8/ ▽	0,2/ ▽									
Cátedra PROYECTO FINAL			FCEIA – UNR					Dibujó AMERISE – DELPRATO		Revisó –		Aprobó –		Firma		
										PROYECTO FINAL DE INGENIERIA MECÁNICA						
										TRASLADO OPTIMIZADO DE SPIDERS						
												P–ME–01		Rev. 0	Fecha de creación 01/04/25	
Tipo de Documento PIEZA										Escala 1:5		Documento base Elemento cónico			Unidad mm	Hoja 1 de 1