

UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE ELCHE

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



"DISEÑO DE UNA MAQUINA DE
DESMOLDE Y EVACUACIÓN DE PANELES
DE REVESTIMIENTO"

TRABAJO FIN DE GRADO

Junio -2021

AUTOR: Yavor Rumenov Irmanov

DIRECTOR/ES: Miguel Angel Oliva Meyer
David Abellan Lopez

Me gustaría agradecer a toda mi familia y amigos el apoyo que me han ofrecido no solamente durante mi estancia en la UMH, sino durante toda mi vida, y decirles que gracias a ellos he podido llegar a ser la persona que soy hoy en día.

También quiero dar las gracias a Miguel Angel Oliva Meyer y David Abellan Lopez, ya que sin sus ayudas el presente TFG nunca se podría haber realizado.

¡GRACIAS!



RESUMEN

El diseño del mecanismo de desmolde y evacuación de paneles de revestimiento se ha realizado por la empresa Forms end Desing in Shower Tray S.L. que buscaba de optimizar sus procesos de fabricación. Esta mejora de eficiencia se ha realizado mediante sistemas de neumática, vacío y mecanismos mecánicos, que permite una rápida y sencilla evacuación de los paneles de sus moldes y depositarlos sobre plataformas de transporte. El modelo virtual se ha realizado mediante el programa Inventor 2020.

La metodología aplicada para la consecución del proyecto constará de varias fases, en primer lugar el cálculo de los componentes se realizará mediante calculo analítico, partiendo de las prestaciones y limitaciones del diseño, procediendo en segundo lugar a la selección de los componentes en distintos catálogos en función de los parámetros obtenidos en el cálculo previo. Por último se validarán los cálculos mediante la simulación que se realizara con Inventor 2020 y Ansys-Workbench 16.0.



ÍNDICE

1.-ANTECEDENTES.....	10
2.-OBJETIVOS	13
3.-MEMORIA.....	14
3.1-DATOS DE PARTIDA.....	14
3.2- BASES DE DISEÑO	15
3.3- SOLUCIONES Y ESPECIFICACIONES	16
3.4- DESCRIPCION DE LA MAQUINA.....	17
3.4.1- CHASIS PORTANTE	17
3.4.2- PLACAS BASE.....	19
3.4.3- SISTEMA MECANICO	21
3.4.3.1- GRUPO MOTOR	21
3.4.3.2- SELECCIÓN MOTORREDUCTOR	22
3.4.3.3- EJES	23
3.4.3.4 – RODAMIENTOS	25
3.4.3.5 – SISTEMA PIÑÓN-CREMALLERA	27
3.4.4- PLATO SOSTENEDOR DE ALUMINIO.....	31
3.4.5- ACTUADORES NEUMATICOS	32
3.4.6-ESTRUCTURA TUBULAR DE ALUMINIO.....	34
3.4.7- SISTEMA DE VACIO	36
3.4.7.1- GENERADOR DE VACIO	36
3.4.7.2- VENTOSAS	38
3.4.8 – RUEDAS Y ACTUADORES NEUMÁTICOS	43
3.4.9 – PROTECTORES	46
3.5-PLANIFICACIÓN	46
3.6-ESTUDIO DE SEGURIDAD	47
3.5.1- OBJETIVO DEL ESTUDIO	48

3.5.2- LUGAR DE CONSTRUCCION	48
3.5.3- SEGURIDAD INDIVIDUAL	48
3.5.4- EVALUACION DE RIESGOS Y MANTENIMIENTO	49
4.- ESTUDIO ECONOMICO.....	50
4.1- DISEÑO DEL PROYECTO	50
4.2- TALLER MECÁNICO	51
4.3- ANÁLISIS DE COSTOS DE POSIBLES MODIFICACIONES	51
4.4- PRESUPUESTO	53
4.4.1- CHASIS PORTANTE	53
4.4.2- SISTEMA MECÁNICO	54
4.4.3- RESTO DE COMPONENTES	55
4.4.4- PRESUPUESTO GENERAL.....	56
5.-PLIEGO DE CONDICIONES	56
5.1- PLIEGO DE CONDICIONES GENERALES	56
5.2- ESPECIFICACIONES DE MATERIALES Y EQUIPOS	57
5.2.1- MATERIALES	57
5.2.2- HOJAS DE CARACTERISTICAS	61
5.2.3- LUBRICACIÓN.....	69
5.2.3- MANTENIMIENTO.....	69
5.3- CONDICIONES ECONOMICAS	69
ANEXO 1	70
1. -DISEÑO DE EJE PRINCIPAL.....	70
1.1-DISTRIBUCION DE CARGAS.....	70
1.2-CARGAS ACTUANTES SOBRE EL EJE	70
1.3- CALCULO DE REACCIONES EN LOS APOYOS	71
1.4- DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR	73
1.5- SELECCION DEL MATERIAL	75
1.6- CALCULO DEL DIAMETRO.....	75

2.- DISEÑO DE ENGRANAJE.....	79
2.1- CALCULO DE ESTADOS DE CARGA	79
2.2- ECUACION DE FLEXION DE LA AGMA	79
2.3- ESFUERZOS SUPERFICIALES DE TRABAJO POR CONTACTO	84
2.4- ESFUERZOS ADMISIBLES	87
2.4.1- ESFUERZOS ADMISIBLES PARA LOS DIENTES DE ENGRANES DE DIENTES RECTOS A LA FLEXION.....	87
2.4.2- ESFUERZOS ADMISIBLES A LA DURABILIDAD SUPERFICIAL	90
3.- SELECCIÓN Y CÁLCULO DE LAS CHAVETAS.....	92
2.1- FALLA POR CORTANTE	92
2.2- FALLA POR APLASTAMIENTO	94
4.- CALCULO DE RESISTENCIAS DE LOS ESPARRAGOS	95
5.- DISEÑO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS	97
5.1- ANALISIS ESTATICO	97
5.2- ANALISIS DINAMICO.....	98
5.3 - SELECCIÓN DEL RODAMIENTO.....	100
ANEXO 2	100
1. – ANALISIS ESTRUCTURAL DEL CHASIS	100
2. – ANALISIS ESTRUCTURAL DEL CONJUNTO DE ESTRUCTURA TUBULAR Y SUS PLATOS SOSTENEDORES.....	104
PLANOS.....	108
ÍNDICE PLANOS	108

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Mesa de moldeo.....	10
Figura 2. Modelos clásicos de paneles y sus cotas	11
Figura 3 . Ubicación de mesas de moldeo en planta	11
Figura 4. Carros de evacuación y transporte de paneles.....	12
Figura 5. Disposición de mesas y altura de carro	14
Figura 6. Boceto chasis	18
Figura 7. TIG.....	18
Figura 8. Estructura chasis.....	19
Figura 9. Placas de base mecánica.....	20
Figura 10. conjunto chasis con placas	21
Figura 11. Sistema mecánico	22
Figura 12. Selección motorreductor	23
Figura 13. Sistema de ejes.....	24
Figura 14. Eje principal	24
Figura 15. Eje auxiliar	25
Figura 16. Conjunto de pareja engranes	25
Figura 17. Soporte autoalineante	26
Figura 18. Sistema de anclaje para ejes	26
Figura 19. Piñón - cremallera	27
Figura 20. Anclaje de piñón	28
Figura 21. Piñón.....	29
Figura 22. Cotas piñón	29
Figura 23. Cremallera	30
Figura 24. Sección cremallera.....	30
Figura 25. Guiado de cremalleras	31
Figura 26. Plato sostenedor.....	32
Figura 27. Distribución actuadores neumáticos	32
Figura 28. Cilindro ISO15552 de tubo perforado- serie453.....	34
Figura 29. Conjunto de estructura aligerada de aluminio.....	34
Figura 30. Unión entre tubos de aluminio y orificios de ventosas.....	35
Figura 31. Platos de aluminio sostenedores	36
Figura 32. Escala de vacío.....	36
Figura 33. Eyector de vacío.....	37
Figura 34. Funcionamiento	37
Figura 35. Información técnica de vacío.....	38
Figura 36. Ventosa VF.....	39
Figura 37. Fijación ventosa	40
Figura 38. Guía elección ventosas.....	40
Figura 39. Fijación ventosa	42
Figura 40. Distribución de las ventosas	43
Figura 41. Posiciones del conjunto rueda-pistón	44
Figura 42. Fuerza en las ruedas	44
Figura 43. Cilindro ISO 6431 - Serie G438.....	46
Figura 44. Protección	46
Figura 45. Sistema lineal mediante actuadores neumáticos	51

Figura 46. Sistema de elevación por husillo	52
Figura 47. Distribución de área.....	70
Figura 48. Diagrama cuerpo libre del eje	71
Figura 49. Diagrama cuerpo libre de plano x-y.....	72
Figura 50. Diagrama cuerpo libre de plano x-z.....	72
Figura 51. Diagrama de fuerza cortante y momento flector, plano x-y	73
Figura 52. Diagrama de fuerza cortante y momento flector, plano x-z.....	74
Figura 53. Diagrama momento torsor.....	74
Figura 54. Factor de superficie para varios acabados en acero	76
Figura 55. Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo Kt	77
Figura 56. Curvas de sensibilidad a la muesca para aceros.....	78
Figura 57. Grafica de AGMA para factor geométrico	81
Figura 58. Factores dinámicos de la AGMA	82
Figura 59. Factor de distribución de carga de la AGMA	82
Figura 60. Factor de aplicación de carga : AGMA	83
Figura 61. Coeficiente elástico.....	85
Figura 62. Factor de vida de resistencia a flexión de la AGMA.....	88
Figura 63. Factor de confiabilidad	88
Figura 64. Resistencias de la AGMA para fatiga por flexión en aceros	89
Figura 65. Factor de vida de la AGMA para resistencia superficial a la fatiga CL	90
Figura 66. Efecto de la dureza Brinell sobre el esfuerzo de contacto permisible .	91
Figura 67. Dimensiones de la chaveta	92
Figura 68. Chaveta sometida a fuerzas cortantes	93
Figura 69. Área de aplastamiento	94
Figura 70. Tabla longitud chavetas DIN-6885.....	94
Figura 71. Valores nominales del límite elástico fyb y de la resistencia a tracción fub	95
Figura 72. Área y resistencia a tracción en kN	95
Figura 73. Factor de velocidad para rodamientos de bolas	99
Figura 74. Factor de esfuerzos dinámicos para rodamientos de bolas.....	99
Figura 75. Tabla de rodamientos.	100
Figura 76. Deformación con carga máxima aplicada.....	101
Figura 77. Resultado de tensión de Von Mises.....	102
Figura 78. Resultado del coeficiente de seguridad	102
Figura 79. Deformación con carga máxima tras montaje de cartelas.....	103
Figura 80. Resultado de tensión de Von Mises con cartelas	103
Figura 81. Resultado del coeficiente de seguridad con cartelas.....	104
Figura 82. Estructura simplificada.....	105
Figura 83. Deformación con carga máxima	106
Figura 84. Resultado de tensión de Von Mises.....	106
Figura 85. Resultado del coeficiente de seguridad	107

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Especificaciones	17
Tabla 2. Peso total	33
Tabla 3. Planning	47
Tabla 4. Presupuesto para la realización del chasis portante	53
Tabla 5. Presupuesto para la realización del sistema mecánico	54
Tabla 6. Presupuesto para la realización el resto de componentes	55
Tabla 7. Presupuesto general	56



1.-ANTECEDENTES

Forms and Design In Shower Tray, S.L. se ha dedicado durante más de diez años a la fabricación de platos de ducha, encimeras y paneles de revestimiento. Es una empresa que se encuentra en crecimiento continuo buscando siempre innovaciones y mejoras en la producción automatizada.

Sus productos están compuestos por resina de poliéster y cargas minerales de última generación. Los paneles de revestimiento son la solución para sustituir una bañera por un plato de ducha. Dichos paneles se adaptan a cualquier pared, ya que se pueden cortar por cualquiera de sus lados. Se hacen en masa mineral y son altamente resistentes a golpes, ligeros y totalmente impermeables. Su funda exterior formada por Gel Coat antideslizante y textura de pizarra natural, son factores fundamentales en su producción, preparados de antemano antes de verter el material.

La fabricación de dichos paneles se realiza mediante técnica de moldeo sobre mesas especialmente elaboradas.



Figura 1. Mesa de moldeo

El crecimiento de mercados, y la expansión a nivel mundial han llevado a la empresa de aumentar la variedad de tamaños y colores.



Figura 2. Modelos clásicos de paneles y sus cotas

Esto implica disponer de una gran variedad de mesas de moldeo con diferentes medidas.



Figura 3 . Ubicación de mesas de moldeo en planta

El panel más grande que se produce es con cotas 2.65mx1.65m. Cada tamaño del panel vertido contiene unas cotas mayores que las cotas finales, de tal manera se consigue un mejor acabo a los paneles en un proceso posterior.

Después de verter el material empieza el proceso de curado hasta un cierto punto, a partir del cual se efectúa el desmolde del panel y su evacuación hasta los puntos de transporte, que en este caso están representados por carros móviles que acumulan hasta diez paneles.

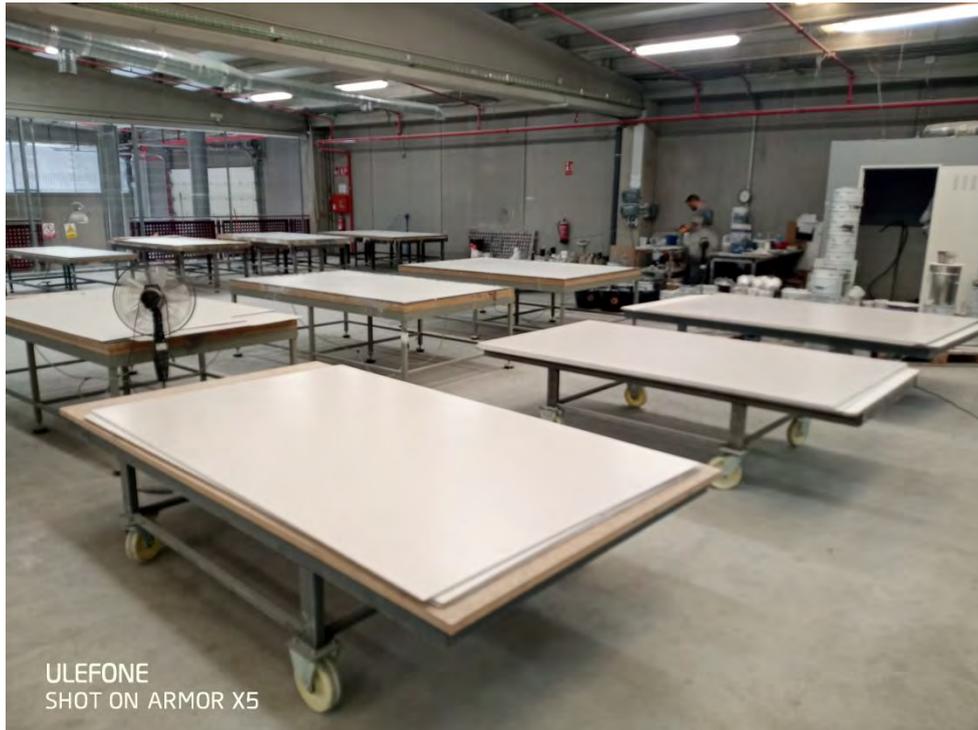


Figura 4. Carros de evacuación y transporte de paneles

Hasta ahora la empresa había realizado el proceso de desmolde y evacuación mediante ventosas manuales y con la ayuda de dos o cuatro operarios según el tamaño del panel. La producción diaria con dos operarios es de entre 32 y 37 paneles, como periódicamente es necesaria la incorporación de dos operarios más para la evacuación de paneles con tamaños grandes.

2.-OBJETIVOS

El objetivo de este trabajo fin de grado es el diseño de una máquina de desmolde y evacuación de paneles de revestimiento, la necesidad de este diseño surge del pedido de Forms and Design In Shower Tray, S.L. que necesita optimizar el proceso productivo de paneles, redistribuir sus empleados y con esto aumentar su producción. El dicho mecanismo manejado de solo un único operario, que realice el desmolde y la evacuación de todas posibles medidas de paneles y transportarlos a los puntos de descarga.

La optimización mediante el mecanismo se obtendrá con la implementación de sistemas de neumática, de vacío y conjuntos mecánicos, de esta forma se conseguirá eficacia, precisión y rapidez.

El modelo se realizará mediante el uso del programa de diseño Autodesk Inventor 2020, por lo que será un modelo virtual. En este trabajo fin de grado también se someterá al modelo a un estudio de su estado tensional mediante el método de elementos finitos realizado el programa Ansys-Workbench 16.0. Así mismo, en él también se describirá el proceso de fabricación y el orden de montaje, junto con un coste económico aproximado de la fabricación.

Por último, es importante mencionar que durante el diseño de la dicha máquina, en todo momento se buscara la mayor sencillez funcional posible, que a su vez suponga una reducción de mantenimiento lo que llevaría un gran ahorro y de esta manera será una ventaja clave para nuestro producto.

3.-MEMORIA

3.1-DATOS DE PARTIDA

A continuación serán presentados los datos de partida de los que se dispone y que podemos utilizar con el fin de conseguir el objetivo propuesto, es decir el diseño de la máquina de desmolde y evacuación de paneles que sería capaz de atender todos posibles tamaños de mesas, capaz de permitir un mantenimiento sencillo, abaratando de esta forma sus costes de explotación.

Para poder empezar a diseñar el mecanismo, se han de definir una serie de parámetros.

- Máxima carga a evacuar

Primeramente se define el peso del panel con mayor cota posible para evacuar de la mesa de moldeo. Una medida exacta sería 2.65m de longitud y 1.65m de anchura con una altura de 0.015m. De esta forma se obtiene un volumen de 0.0655875m^3 . La densidad del material líquido facilitada por el fabricante es de 1250 kg/m^3 . Para el peso propio del panel con cotas máximas se obtiene un dato aproximado de 82 kg.

- Variación del tamaño de las mesas de moldeo

Las medidas facilitadas del fabricante se representan en milímetros:
 2650 x1650 ; 2650 x1450 ; 2650 x1250 ; 2650 x 950
 2450 x1650 ; 2450 x1450 ; 2450 x1250 ; 2450 x 950

- Distancia entre mesas

La distancia establecida entre mesas es de 900 mm.

- Altura de operación

Se ha tomado la medida de las alturas de todas las mesas que corresponde a 830 mm y todo los carros móviles con el que dispone la empresa con una altura de 530 mm.

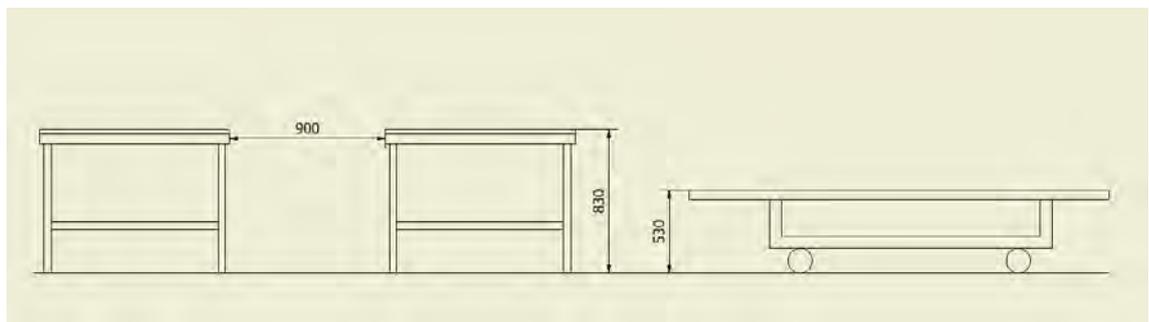


Figura 5. Disposición de mesas y altura de carro

3.2- BASES DE DISEÑO

La máquina estará construida sobre un chasis portante fabricado de tubo y ensamblado mediante soldadura. Este chasis se encargara de distribuir las cargas hasta el suelo y soportara las distintas partes de la maquina en las posiciones deseadas.

El ciclo de funcionamiento de la maquina será el siguiente:

1. Se deposita la maquina sobre la mesa de moldeo.
2. Se extrae el panel de la mesa mediante 4 cilindros neumáticos que soportan la estructura de aluminio del sistema de vacío.
3. La máquina se lleva sobre un carro de transporte.
4. Mediante el mecanismo mecánico el panel es colocado sobre el carro
5. El sistema de vacío deja de funcionar y el mecanismo mecánico vuelve en su posición inicial.
6. La máquina se lleva y deposita sobre una nueva mesa.

Para ello, la maquina constara de 7 grupos de componentes ensamblados por separado:

1. Chasis tubular
2. Conjunto de mecanismo mecánico cremallera-piñón para subir y bajar paneles
3. Plato sostenedor de aluminio
4. Actuadores neumáticos
5. Estructura de aluminio
6. Sistema de vacío
7. Ruedas y actuadores neumáticos

Nos centraremos en la parte mecánica y para la parte eléctrica, electrónica y neumática subcontrataremos una empresa de programación especializada.

El modulo mecánico llevara incorporado un sistema de detección ultrasónico para detectar la distancia necesaria de bajada. El eje del motor eléctrico tendría montado un codificador rotatorio el que convertiría la posición angular del eje a un código digital. Tanto el código del codificador como el dato ultrasónico serán leídos por un dispositivo de control de movimiento PLC. De este modo se realizara el control y el manejo del conjunto mecánico.

3.3- SOLUCIONES Y ESPECIFICACIONES

En el presente apartado se detallan las soluciones y especificaciones finales adoptadas para el cálculo y diseño de los distintos componentes que conforman la máquina.

Se optara por una máquina con mecanismo de elevación o descenso mecánico, de tipo cremallera-piñón. Dicho mecanismo tendrá cuatro cremalleras trabajando en vertical situadas por parejas en el plano de trabajo. Los motivos que justifican su elección son los siguientes:

- El material sobre que se opera no habrá alcanzado su punto de endurecimiento máximo, su manejo necesita movimientos suaves y ajustados. Mediante el codificador y el dispositivo de control se logrará manejar el mecanismo de forma satisfactoria logrando estos requisitos.
- Los paneles a operar tienen un área muy amplia que en la hora de funcionamiento de la máquina debe estar siempre en posición de equilibrio. Mediante el posicionamiento por parejas de las cremalleras trabajando siempre sincrónicamente en el plano "x-y" se logra este requisito.
- Menor coste de compra, montaje y mantenimiento. El conjunto cremallera-piñón es un sistema modular y una mejor solución coste/rendimiento.

Dicho mecanismo se moverá mediante motor eléctrico asíncrono trifásico de inducción de jaula de ardilla. Estos motores se caracterizan por su simplicidad, robustez, fiabilidad y resistencia, son económicos y los costes de mantenimiento son bajos dado el bajo índice de incidencias durante su funcionamiento.

La máquina contará con un motor-reductor de tipo coaxial, ya que para velocidades bajas (menores de 2 m/s) es recomendable la implantación de un reductor.

Las especificaciones principales para comenzar a dimensionar la maquina son las siguientes:

Especificaciones principales	
Peso máximo de panel	82 kg
Peso componentes por levantar o descender	

16 ventosas	1,7 kg
Racores, tuercas y eyectores	2,3 kg
Estructura de aluminio tubular	17 kg
Tornillos, tuercas, arandelas M10 x 100	3 kg
4 pletinas de aluminio	10 kg
Tornillos, tuercas, arandelas M10 x 70	2 kg
4 actuadores neumáticos	2 kg
Plato de aluminio	37 kg
4 cremalleras	7 kg
4 guía, tornillos	6kg
TOTAL	88 kg
Peso resto de componentes	
Placa base delantera	3,6 kg
Placa base intermedia	10 kg
Placa base trasera	5,7 kg
Motor-reductor	20 kg
Soporte UCP205 - 6 unidades	4,9 kg
Bloques de aluminio 6	3 kg
Ejes 2+1	4 kg
Chasis	135 kg
Guía + cremallera horizontal	2,6 kg
Cojinetes lineales	3 kg
Soportes cojinetes	5 kg
Cuadros eléctricos y componentes	35 kg
Protectores	15,5 kg
TOTAL	247,3 kg
Altura de trabajo	300 mm
Velocidad lineal de trabajo	0,1 m/s

Tabla 1. Especificaciones

3.4- DESCRIPCION DE LA MAQUINA

3.4.1- CHASIS PORTANTE

Estructura construida a base de perfil UPN, tubos rectangulares 80x40x3 y 100x40x3 en su pre- dimensionamiento. Su misión es soportar todo el peso de las diferentes partes de la máquina, distribuyendo las cargas hasta el suelo sin deformaciones ni fallos estructurales. El material será Acero S275JR.

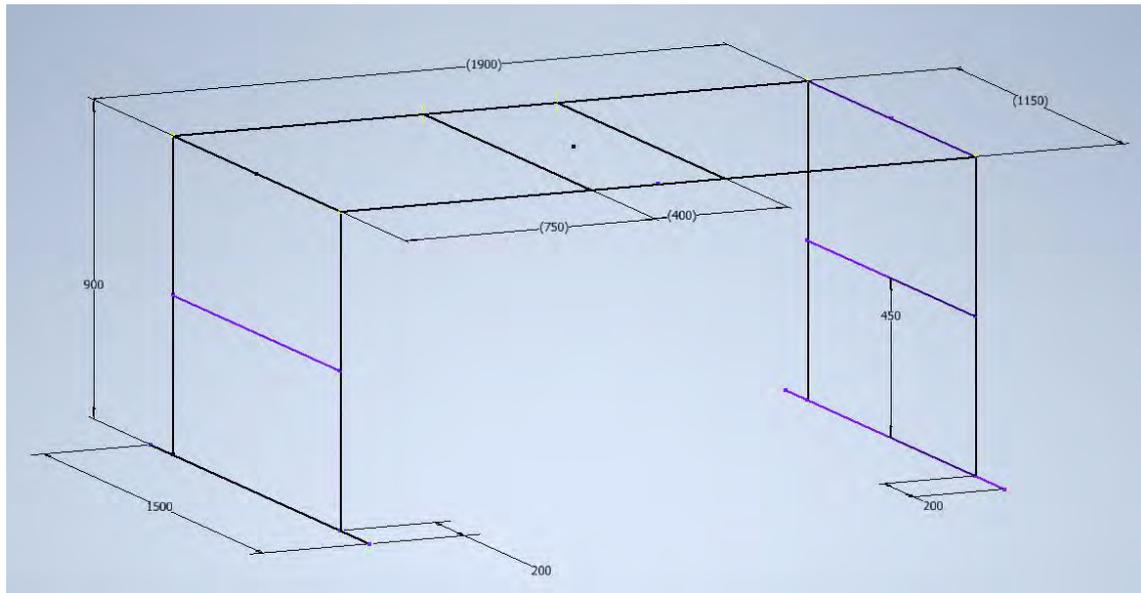


Figura 6. Boceto chasis

La longitud del chasis se diseña de tal manera que pueda cubrir cualquier tamaño en anchura de las mesas. También se tiene en cuenta la altura requerida para un exacto posicionamiento.

Se usará el método TIG (Tungsten Inert Gas) de electrodo no consumible con varilla de aportación para ensamblar los diferentes tubos.

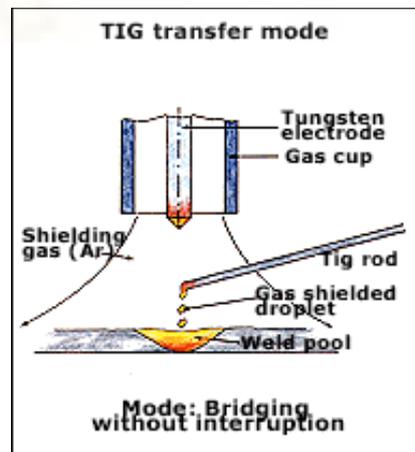


Figura 7. TIG

La gran ventaja de este método de soldadura es, básicamente, la obtención de cordones más resistentes, más dúctiles y menos sensibles a la corrosión que en el resto de procedimientos, ya que el gas protector impide el contacto entre la atmósfera y el baño de fusión. Además, dicho gas simplifica notablemente el soldeo de metales no ferrosos, por no requerir el empleo de desoxidantes, con las deformaciones o inclusiones de escoria que pueden implicar.

Otra ventaja de la soldadura por arco con protección gaseosa es la que permite obtener soldaduras limpias y uniformes debido a la escasez de humos y

proyecciones; la movilidad del gas que rodea al arco transparente permite al soldador ver claramente lo que está haciendo en todo momento, lo que repercute favorablemente en la calidad de la soldadura. El cordón obtenido es por tanto de un buen acabado superficial, que puede mejorarse con sencillas operaciones de acabado, lo que incide favorablemente en los costes de producción. Además, la deformación que se produce en las inmediaciones del cordón de soldadura es menor. El resto de uniones se harán con tornillería.

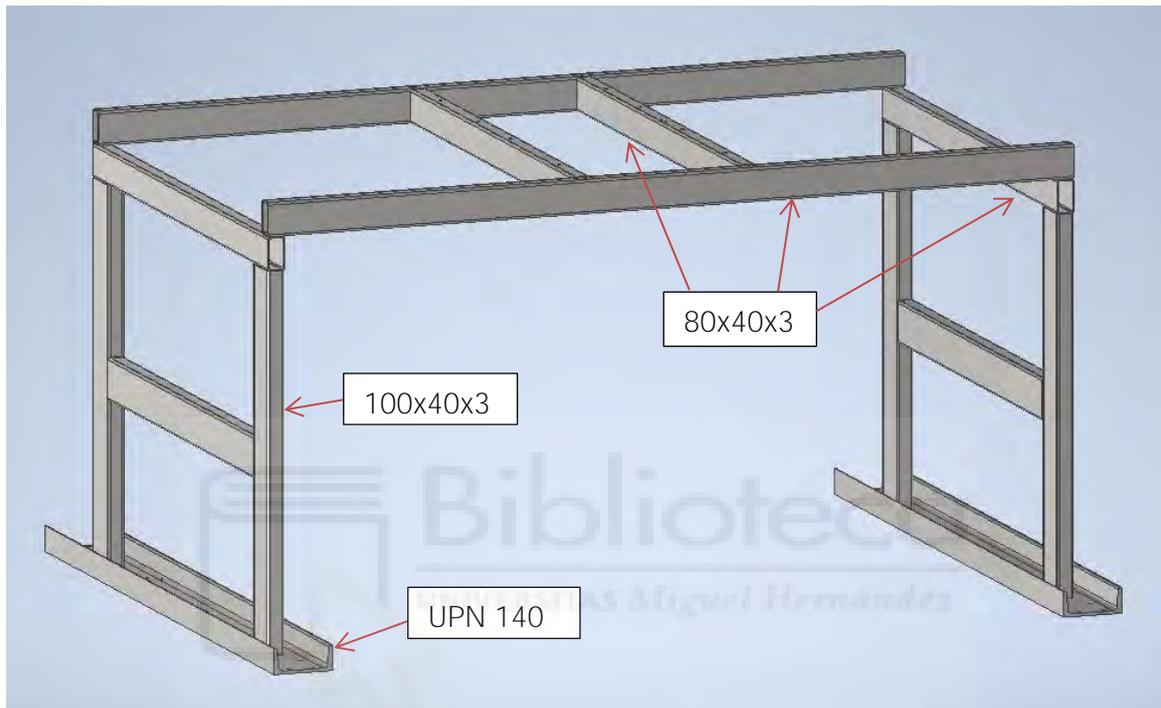


Figura 8. Estructura chasis

La estructura del chasis estará formada por dos vigas UPN 140 colocadas en la base de cada lateral de la estructura. De cada una de ellas están subiendo verticalmente en paralelo tubos de 100x40x3 que acaban con una unión entre sí en su parte superior. Dichos tubos forman los laterales del chasis. Para unir los laterales se usarán dos tubos de 80x40x3, cuales en su parte central vendrán unidos entre sí con otros dos tubos con las mismas especificaciones. Ambos últimos tubos servirán tanto para apoyo de las placas base del conjunto mecánico como para arriostar y evitar un posible pandeo lateral. En un apartado posterior se representará el ensayo frente a sollicitaciones.

3.4.2- PLACAS BASE

Sobre el chasis se colocarán placas de aluminio 6061-T6 con espesor 20 mm, cuales serán la base estructural sobre la que se colocaran los diferentes módulos del mecanismo mecánico de la máquina.

Los orificios dispuestos en estas placa han de ser extremadamente precisos ya que si alguno estuviese desplazado ligeramente podría provocar

desalineaciones durante el funcionamiento, las cuales podrían producir un desgaste y en consecuencia la rotura de algún componente antes de lo previsto.

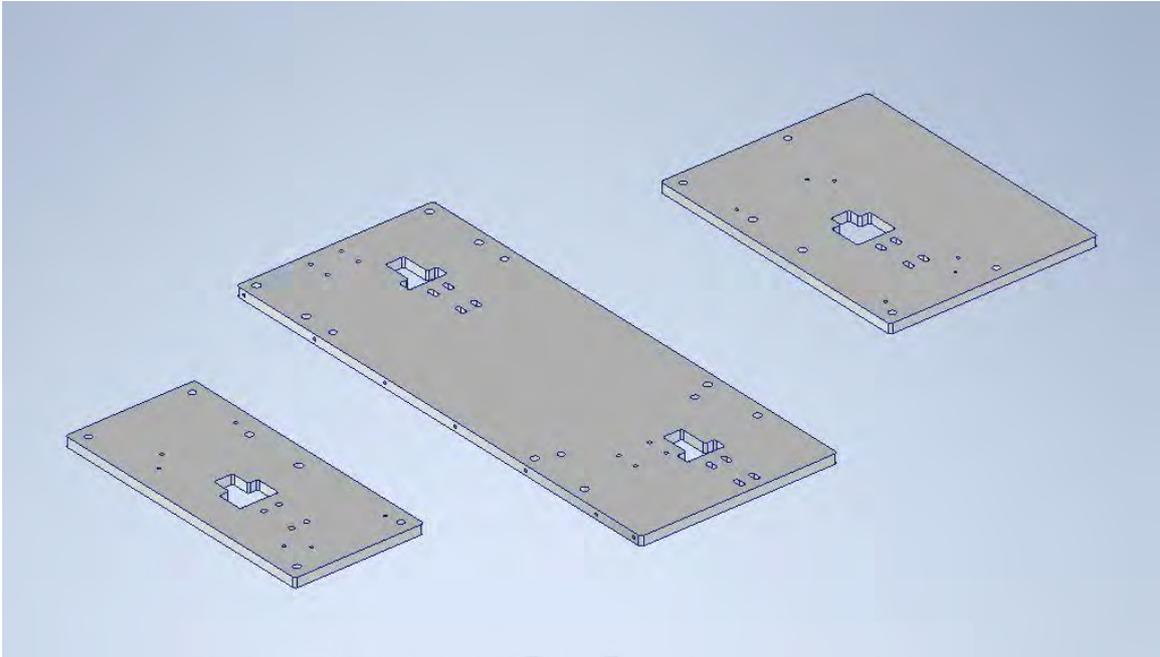


Figura 9. Placas de base mecánica

Para evitarlo, las mandaremos a construir a un centro de mecanizado especializado, así evitaremos problemas y gastos innecesarios más adelante. Normalmente el mecanizado de estas placas se realizara de corte por agua.

Una de las cosas buenas del proceso es que se trata de un procedimiento de corte en frío cuidadoso para metales, debido a que mantiene intacta la estructura de los mismos a lo largo de la superficie de corte y de ese modo no se generan malformaciones.

En el corte de metales el chorro de agua compite directamente con procedimientos alternativos de corte como el láser o el plasma. El chorro de agua puede procesar espesores de material más gruesos que el láser y corta con más precisión que el procedimiento de plasma. El corte por chorro de agua es un sistema de corte en frío y por eso resulta especialmente interesante en las aplicaciones en las que el material no puede verse afectado por el calor.

Aquí cabe mencionar que se debe dar importancia a la correcta y precisa instalación de las placas sobre la construcción del chasis. Debe ser tomado en cuenta la lineación entre las mismas.

Así queda el chasis con las placas montadas.

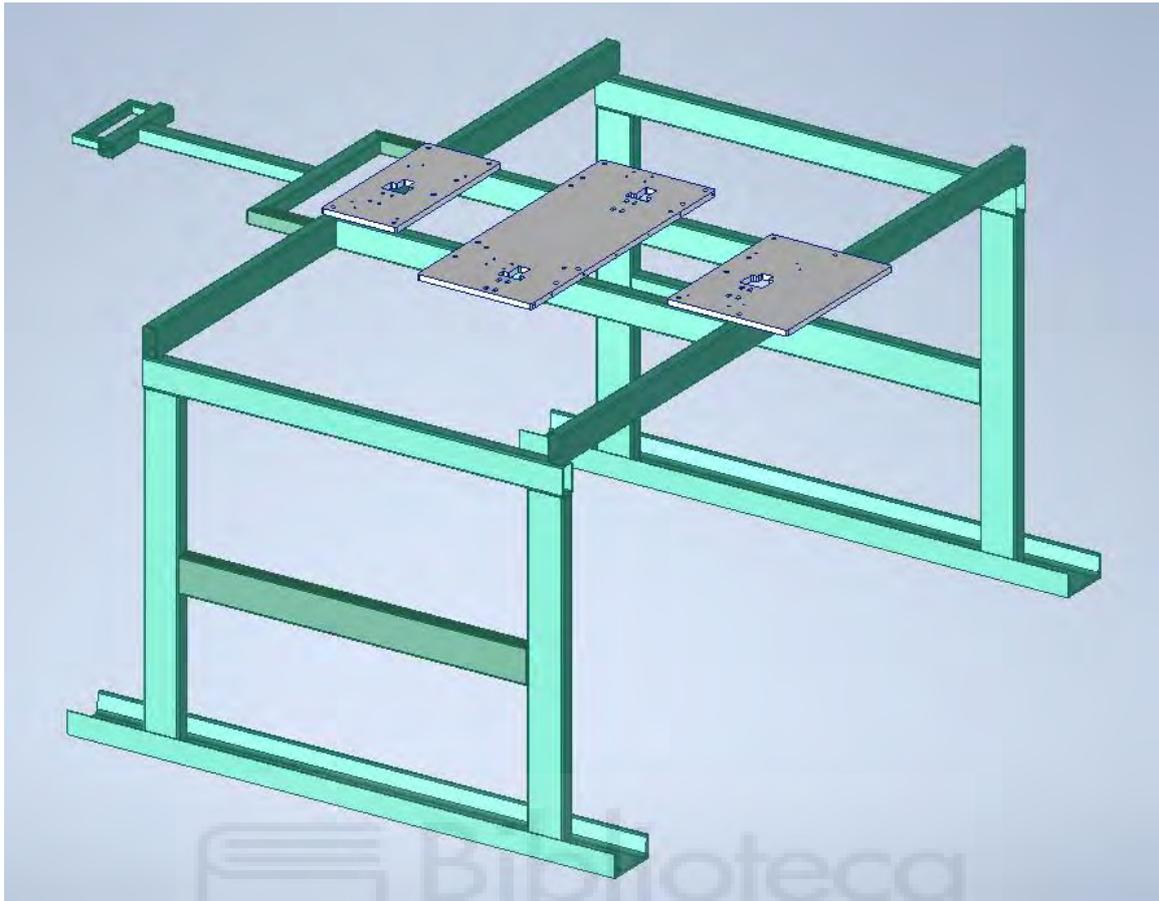


Figura 10. conjunto chasis con placas

3.4.3- SISTEMA MECANICO

3.4.3.1- GRUPO MOTOR

El grupo motor acoplado del conjunto mecánico permite el movimiento vertical tanto ascendente como descendente del sistema neumático y de vacío. Esto se consigue mediante un motor eléctrico con freno de CC, acoplado a un reductor de velocidad, que transmite el movimiento mediante acoplamiento flexible sobre el eje principal, que a su vez conduce los piñones engranados con cremalleras. Se han diseñado cuatro tramos verticales y uno horizontal del dicho conjunto.

Los comandos eléctricos necesarios para el funcionamiento del grupo motor se encuentran en el interior de un cuadro estanco montado sobre propia estructura tubular, que será acoplada mediante soldadura al chasis. Estos comandos se accionan a través de una botonera mediante pulsadores a baja tensión.

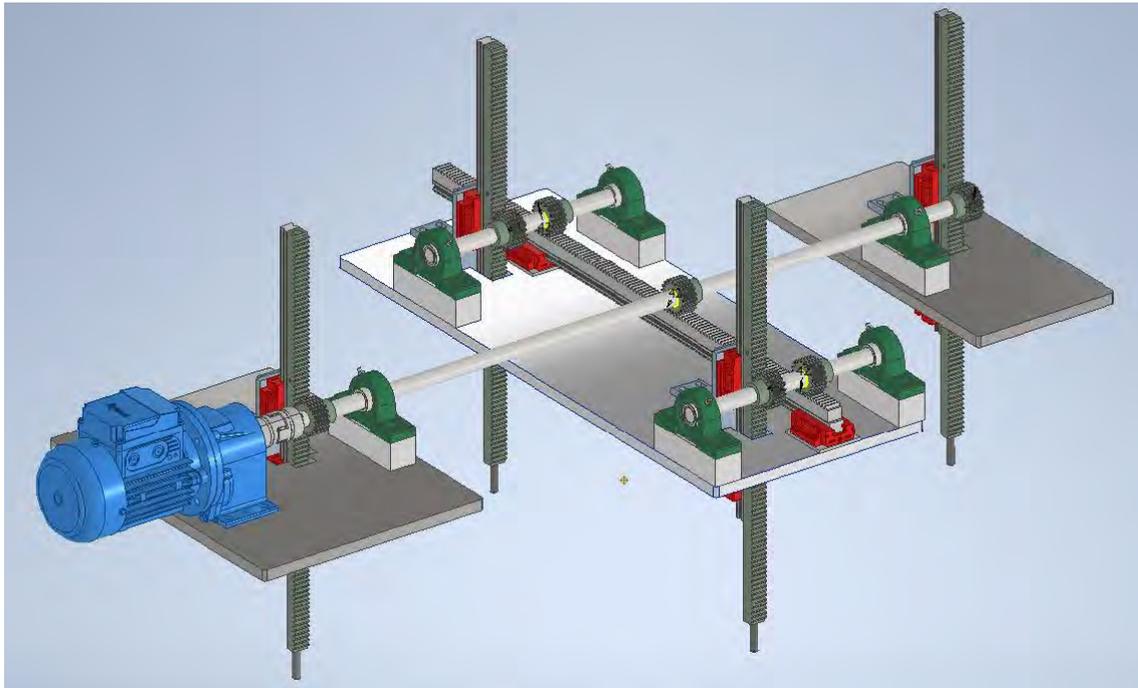


Figura 11. Sistema mecánico

3.4.3.2- SELECCIÓN MOTORREDUCTOR

El motor es el componente que transmite la tracción a los distintos elementos para elevar o bajar la carga. Debe suministrar la potencia necesaria para elevar al conjunto. En nuestro caso elegimos un motor asincrono con freno electromagnético acoplado a reductor coaxial y controlado por variador de frecuencia.

Una vez seleccionado el motor a utilizar, se procede al cálculo de la potencia del mismo. Necesitaremos saber que resistencia se opone a la reductora y el motor, que llevan ensamblado todo el conjunto. El dicho conjunto debe ser capaz de vencer el momento torsor producido en los piñones por las cargas del panel y el resto de sistemas acoplados a las cremalleras.

Partiremos de un diámetro primitivo de 42mm del piñón y posteriormente lo ajustaremos si fuese necesario. La velocidad lineal de trabajo se estima a 0,1 m/s. Con estos dos datos obtenemos la velocidad angular de los piñones y a su vez del eje central.

$$w = \frac{v}{r} = \frac{0.1 \text{ m/s}}{0.021 \text{ m}} = 4,76 \text{ rad/s}$$

Seguidamente pasamos la velocidad angular a revoluciones por minuto de esta manera sabremos la relación de transmisión necesaria para la elección de reductor. La velocidad del motor eléctrico será de 1400 rpm.

$$\frac{4,76 \cdot 60}{2\pi} = 45,45 \text{ rpm} \quad i = \frac{45,45}{1400} = 0.03246 \quad \frac{1}{i} = 30.8$$

El par torsor producido en los piñones será

$$T = r \cdot F = 0.021 \text{ m} \cdot 1700 \text{ N} = 35,7 \text{ Nm}$$

La fuerza F representa el peso total máximo con el que operará el mecanismo mecánico dada como la suma entre **“Peso componentes móviles”** y **“Peso máximo de panel”** en Tabla1. De esta manera obtenemos la potencia mecánica mínima necesaria en la salida del reductor.

$$P = 35,7 \cdot 4,76 = 170 \text{ W}$$

Una vez obtenidos los valores de potencia mecánica, par torsor y relación de transmisión podemos seleccionar el motorreductor en el catálogo del fabricante.

Según las especificaciones de selección del fabricante el motorreductor debe ser elegido en base a una potencia P_1 que será igual o superior a P requerida/ η , donde $\eta=0,98$ es el rendimiento del reductor, en nuestro caso de dos engranajes.

$$P_1 = \frac{170}{0.98} = 173.5 \text{ W} = 0,1735 \text{ kW}$$

8 - Programa de fabricación

8 - Programme de fabrication

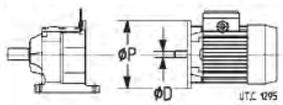
P_1 kW	n_2 min ⁻¹	M_2 N m	F_{r2} N	i	f_s		Masa Masse	
							HF kg	FO kg
0.25	46,4	52	3 000	28,9	2,36	MR2I 2 - 63 C 4 BX1 11 x 160	14	16
	51,3	46,3	3 150	26,1	2,8			
	57,7	41,4	3 250	23,2	3,55			
	64,2	37,2	3 350	20,9	4			
	61	39,2	2 800	22,8	3	MR2I 2 - 71 A 4 B5 14 x 160	15	18
	67,5	35,4	3 000	20,6	3,75			

Figura 12. Selección motorreductor

Se selecciona el motor, con una potencia de 0.25 kW, dado que cumple con los requisitos de potencia, velocidad y par nominal.

3.4.3.3- EJES

Los ejes se realizan en acero F-124 según los cálculos realizados en el ANEXO I. En total serán 3 ejes, uno central con longitud 1040 mm que será acoplado al reductor mediante enlace flexible y dos auxiliares de longitud 300 mm, todos rodando sobre rodamientos UCP. El movimiento del eje principal se transmite

sobre los ejes auxiliares a través de un sistema de riel de cremallera-engrane, guía lineal y dos cojinetes lineales.

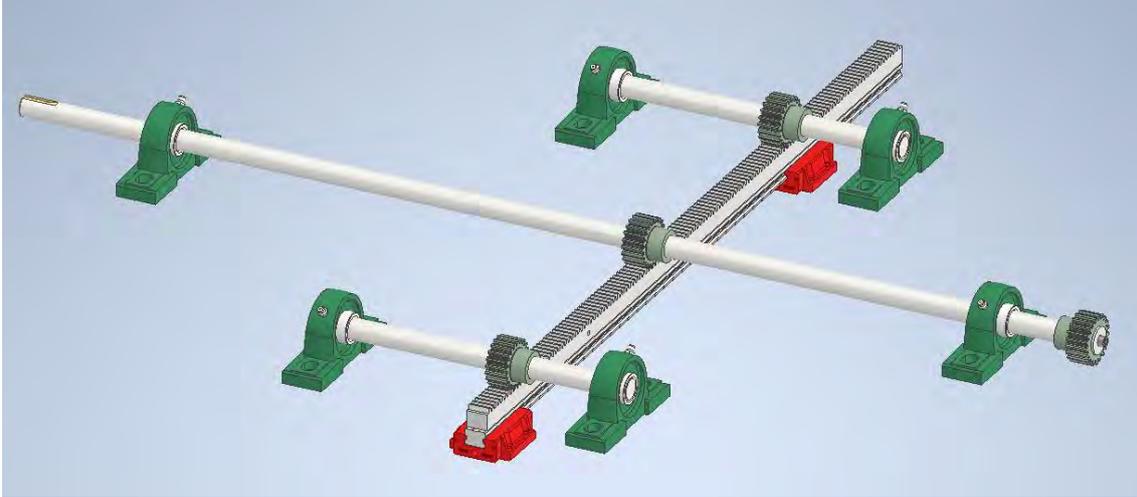


Figura 13. Sistema de ejes

El acoplamiento del eje principal con el enlace se realizará mediante chavetero y para poder asegurar que no se sale de su posición se le realiza un agujero roscado en el otro extremo en que se montará un tornillo y arandela para limitar su movimiento axial.

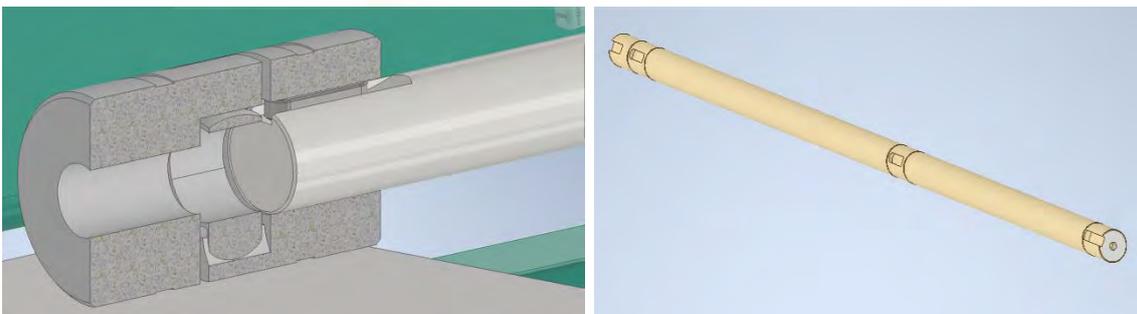


Figura 14. Eje principal

En los extremos de los ejes auxiliares se realizará el mismo procedimiento de agujero roscado. De esta manera se limitará su movimiento axial sobre los rodamientos que los sujetan y se evitará un posible desajuste del conjunto cremallera-engranaje.

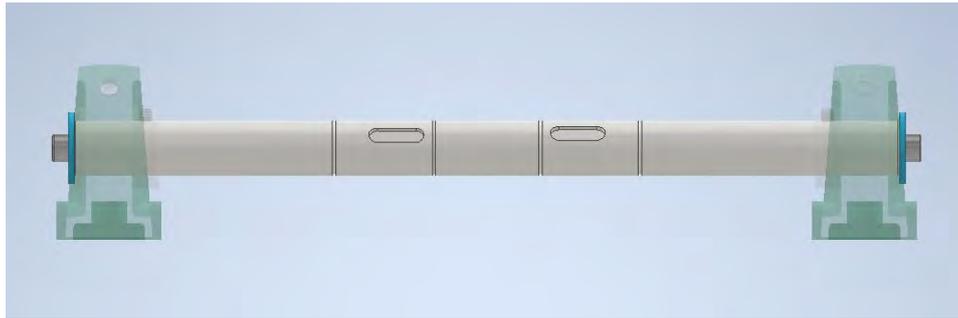


Figura 15. Eje auxiliar

Cada eje auxiliar contiene una pareja de engranes. Uno de los engranajes recibe el movimiento lineal de la cremallera horizontal y el otro transmite el mismo movimiento pero en sentido perpendicular a la cremallera vertical. Todos los engranajes tienen el mismo tamaño, modulo y número de dientes.

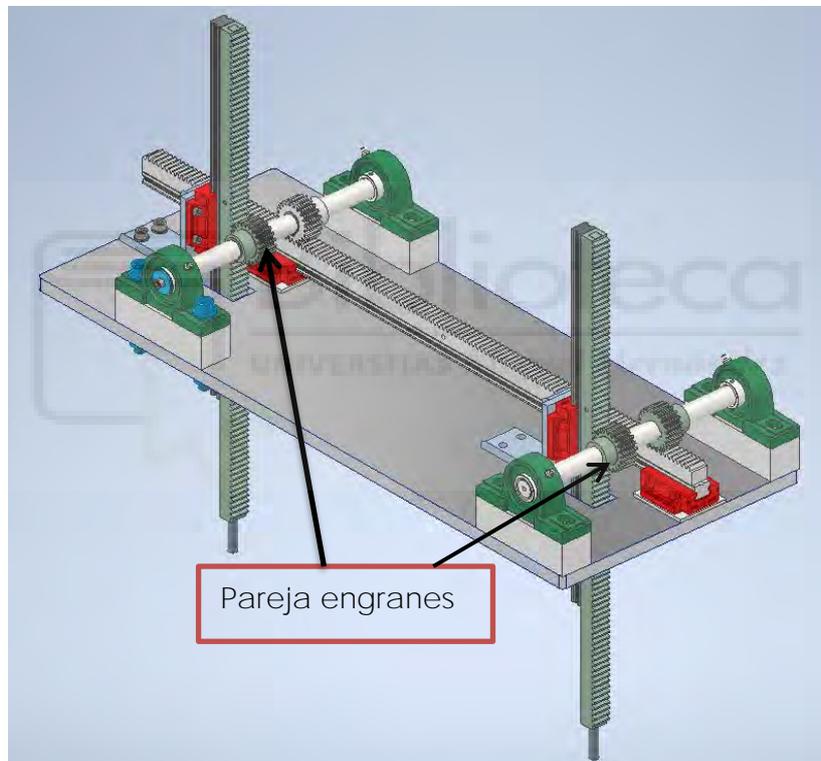


Figura 16. Conjunto de pareja engranes

3.4.3.4 – RODAMIENTOS

Para sujetar los ejes se utilizan soportes auto-alineantes UCP. El soporte de apoyo consta con cuerpo de fundición, rodamiento inserto de bolas de contacto radial, con tornillo de fijación, junta de estanqueidad con arandela de obturación. La elección del tamaño del rodamiento se basa a los cálculos del eje presentados en Anexo 1. En nuestro caso se elige rodamiento UCP205 para diámetro de eje 25mm.

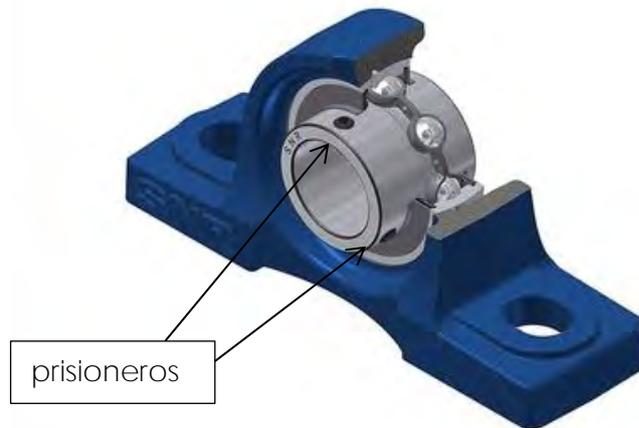


Figura 17. Soporte autoalineante

Las cargas dinámicas radiales que actúan sobre los rodamientos vienen calculadas en el ANEXO1.

El anillo interior del rodamiento se acopla al eje mediante tornillos prisioneros. Dichos prisioneros penetran en pequeños orificios realizados en el eje de antemano.

Cada uno de los rodamientos se fijará sobre soportes diseñados de bloques de aluminio-5083 que permiten fijar al eje en la posición deseada de altura. Todo ese conjunto se sujeta a la placa base mediante tornillos M12 x 80.

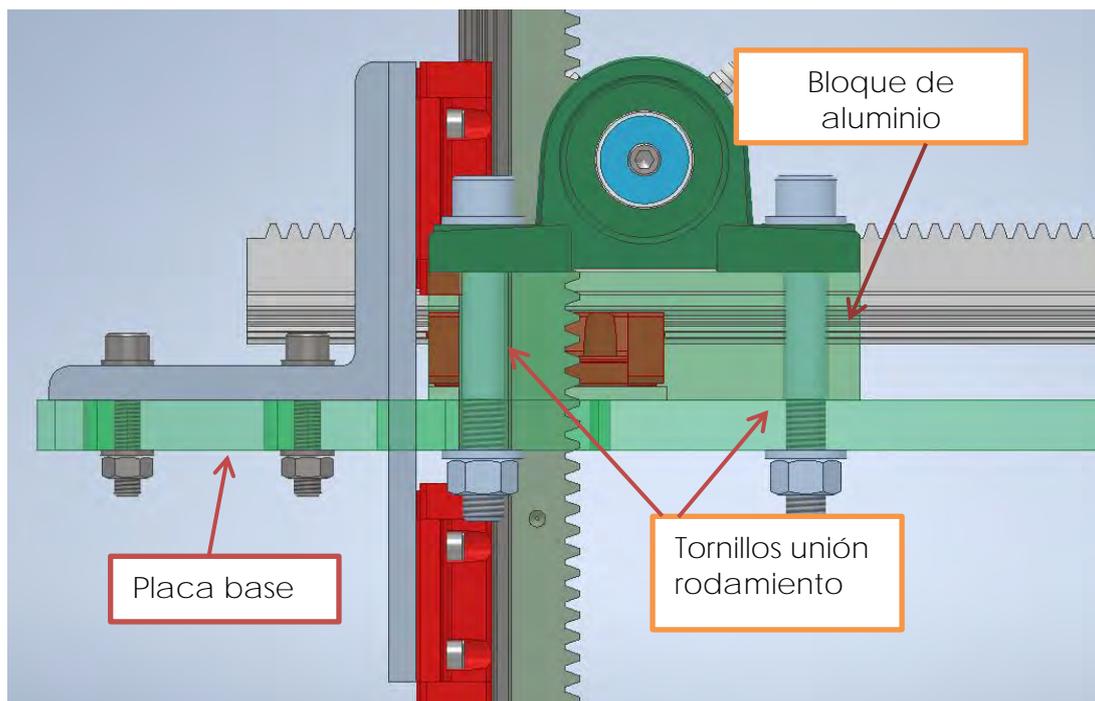


Figura 18. Sistema de anclaje para ejes

3.4.3.5 – SISTEMA PIÑÓN-CREMALLERA

Para poder transmitir el movimiento circular del eje en lineal, se utilizará el acoplamiento piñón-cremallera. Se ha optado por este sistema porque la transmisión es suave y con precisión trasmite potencias elevadas. También debe tenerse en cuenta la importancia del coste bajo y disponibilidad en el mercado. Algo indispensable a la hora de lograr la creación de movimiento es que ambas partes que componen el sistema de piñón cremallera dispongan del mismo módulo y paso.



Figura 19. Piñón - cremallera

El acoplamiento entre el piñón y el eje se realiza mediante chavetas de estándar DIN-6885. Para poder bloquear los piñones en sentido axial se introducen arandelas de retención elásticas.

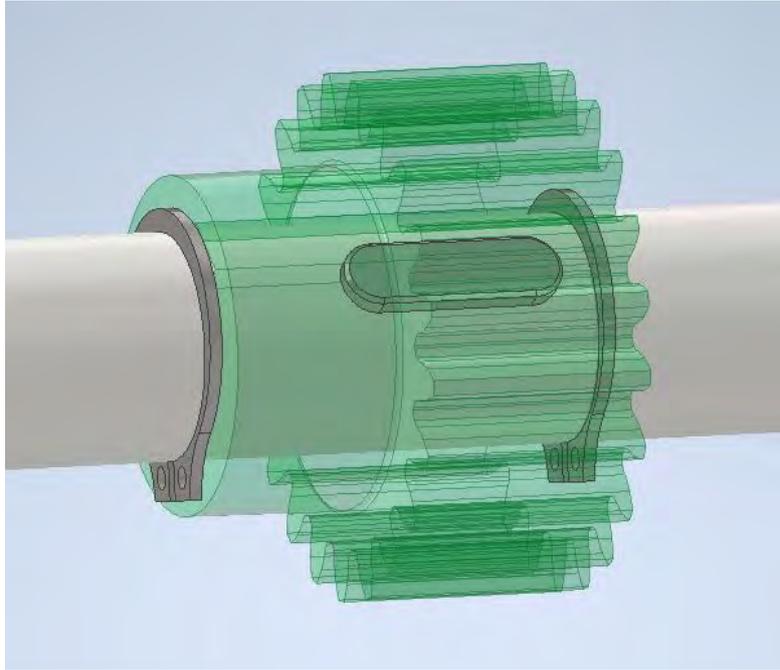


Figura 20. Anclaje de piñón

PIÑÓN

El engranaje piñón-cremallera va a tener 21 dientes y un módulo de 2, con un diámetro primitivo de 42 milímetros, todos los parámetros cumplen las recomendaciones de la norma AGMA, que son:

- Numero de dientes mayor de 18 para un ángulo de presión de 20°
- Utilizar un módulo normalizado (1.5, 2,2.5, etc...)

El cálculo del engranaje está representado en Anexo 1. Como no tenemos punto de partida a la hora de diseñar el piñón, seguiremos las recomendaciones de la norma AGMA e iremos probando distintas combinaciones de numero de dientes, modulo y diámetro primitivo hasta llegar a una que satisfaga todas las normas y sea apropiada para el diseño del piñón-cremallera.

El piñón ha sido diseñado para soportar el mayor momento torsor entre los distintos engranes del mecanismo, que asciende a 12,61 Nm.

La combinación definitiva fue la siguiente, piñón de 21 dientes, módulo 2 y Diámetro Primitivo de 42 milímetros. Ha sido fabricado en acero F-125 de las siguientes propiedades:

- Dureza Brinell: 325



Figura 21. Piñón

El diámetro interior es de 25mm, que es el mismo diámetro que tienen los ejes y ancho de cara de diente 20mm.

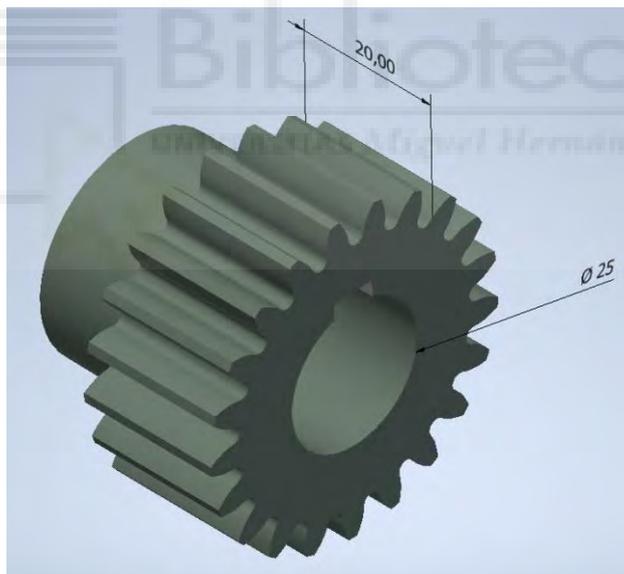


Figura 22. Cotas piñón

CREMALLERA

Diseñada con el mismo material que el piñón, acero F-125.

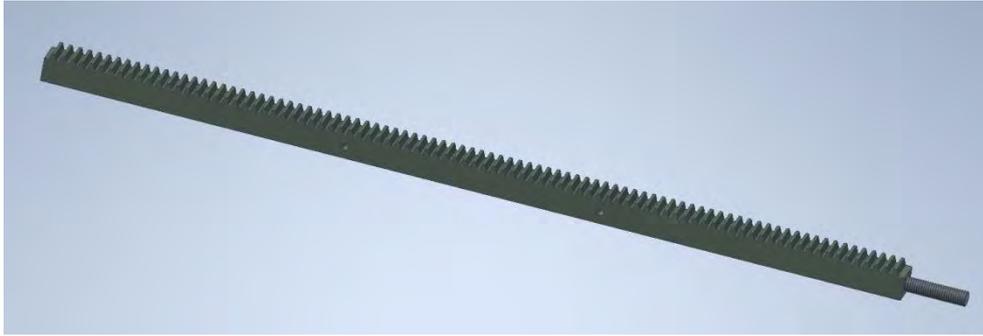


Figura 23. Cremallera

En la parte opuesta de la cara dentada de la cremallera se realizarán orificios roscados para poder ejercer el anclaje a la guía. En su extremo inferior será montado mediante roscado un espárrago de M12x80 de grado 8.8 con el cual se realiza la conexión entre la cremallera y plato base de aluminio. La comprobación de los espárragos a tracción frente a las sollicitaciones se podrá consultar en ANEXO1.



Figura 24. Sección cremallera

El guiado de las cremalleras se realizará mediante riel de guía lineal y cojinetes lineales. Las cremalleras serán sujetas a las guías mediante tornillos de M6x25, de tal manera se formará un conjunto móvil. Los cojinetes vendrán fijados en parejas sobre una pletina, la que a su vez se sujetará mediante soldadura en un trozo de perfil L cortado a medida y montado sobre la placa base mediante tornillos de M8x40, formando un nudo fijo y estable. Finalmente, cuando el piñón transmite el movimiento, el conjunto cremallera-guía deslizará verticalmente sobre los cojinetes lineales. El tamaño de guías y patines será elegido según las dimensiones de la cremallera.

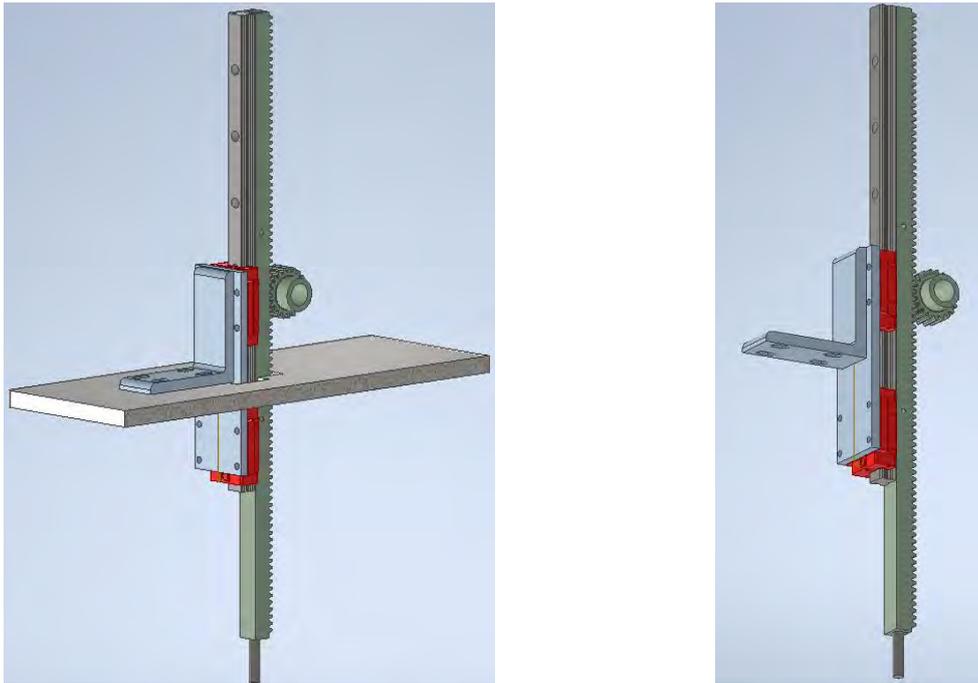


Figura 25. Guiado de cremalleras

Con el montaje de dos cojinetes en pareja seguidos se pretende conseguir un mejor contacto de rodadura, así como una mayor estabilidad frente posibles fuerzas laterales que podrían desalinear el acoplamiento cremallera-piñón.

3.4.4- PLATO SOSTENEDOR DE ALUMINIO

El siguiente plato de aluminio 6061-T6 tendrá la función de enlazar las cuatro cremalleras y los actuadores neumáticos. Viene con cotas 1300 mm x 600 mm y un espesor de 20mm. La conexión con las cremalleras se realizara en cuatro puntos agujereados con cotas entre si dadas en la figura. En sus cuatro extremos serán realizados orificios para el montaje de los actuadores neumáticos. Para conocer la medida exacta de los orificios en el apartado posterior se calculará el tamaño requerido del actuador neumático necesario para desempeñar la operación de desmolde.

En la parte central se situaran orificios para intentar aligerar el plato, distribuidos de tal manera que se mantenga la continuidad de material entre los puntos de conexión de cremalleras. En un Anexo posterior el dicho plato será analizado de deformaciones, tensiones y factor de seguridad.

Aquí, como en las placas base del sistema mecánico el mecanizado del plato se realizará mediante de corte por chorro de agua.

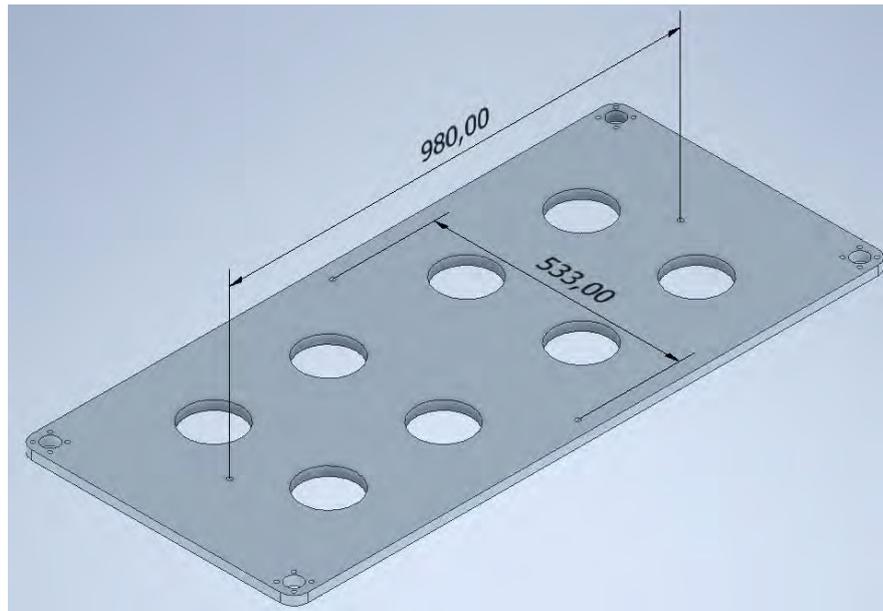


Figura 26. Plato sostenedor

3.4.5- ACTUADORES NEUMATICOS

El proceso de extracción del panel de la mesa se desempeñará mediante cuatro actuadores neumáticos de serie G-453 de simple efecto con amortiguación neumática, cilindro de tubo perfilado previsto para detectores magnéticos de posición y cumpliendo norma ISO 15552. Los cuatro pistones serán repartidos en los cuatro extremos del plato de aluminio moviendo la estructura tubular de aluminio en la que viene sujeta el sistema de succión que a su vez contiene ventosas y eyectores de vacío.

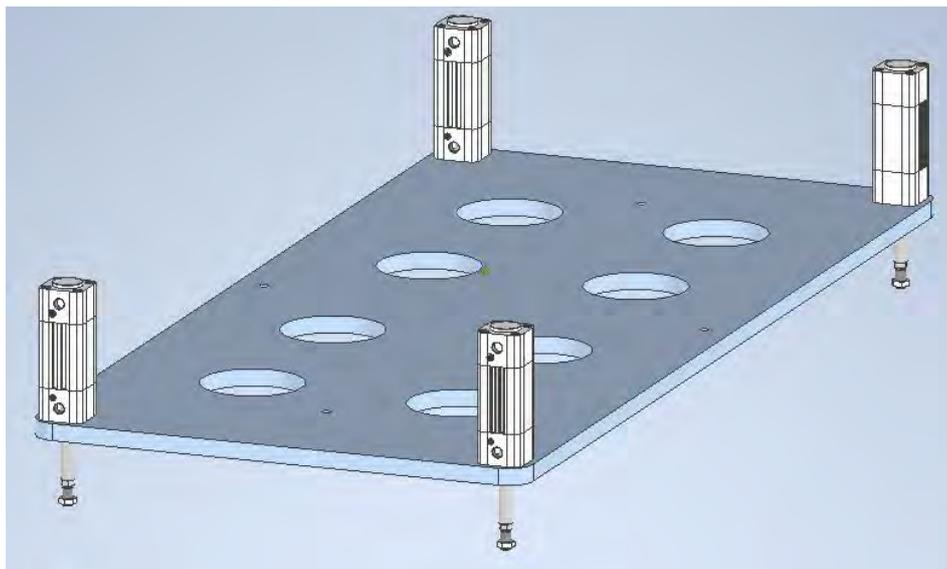


Figura 27. Distribución actuadores neumáticos

El fluido utilizado será aire comprimido con una presión de entrada a 6 bar. La utilización de actuadores neumáticos nos dará la posibilidad de regular la fuerza

de aplastamiento de la propia estructura sobre el panel, el que a su vez no estaría en un estado de currado total y de esta manera evitar unas posibles roturas del mismo. Esta regulación será posible mediante reguladores de presión.

Otra ventaja de los actuadores neumáticos es la posibilidad de ajustar la velocidad de movimiento de los vástagos por individual y de esta manera ajustar el deseado plano de actuación, así mismo conseguir un suave movimiento de desmolde. Dicho ajuste se realizará con el montaje de reguladores de caudal del flujo de aire en las entradas y salidas de los cilindros.

Procedemos de seleccionar el actuador neumático deseado. En este caso se calcula el diámetro mínimo de pistón que nos permitiría subir un cuarto de la suma de los pesos siguientes:

Peso máximo de panel	82 kg
16 ventosas	1.7 kg
Racores, tuercas y eyectores	2.3 kg
Estructura de aluminio tubular	17 kg
Tornillos, tuercas, arandelas M10 x 100	3 kg
4 pletinas de aluminio	10 kg
Tornillos, tuercas, arandelas M10 x 70	1.5 kg
TOTAL	117.5 kg

Tabla 2. Peso total

La carga F para levantar por pistón sería aproximadamente 294N. La presión P de aire comprimido será de 6 bar.

$$P = \frac{F}{A} \quad A = \pi r^2 \quad 6 \text{ bar} = 0,6 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$r = \sqrt{\frac{294}{\pi \cdot 0,6}} = 12,48 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo obtenido de pistón tiene que ser 25mm. Sin embargo el diámetro mínimo de pistón proporcionado del proveedor y el fabricante es de 32mm, que es superior del diámetro calculado. Entonces ese tamaño de pistón es totalmente satisfactorio para realizar el trabajo deseado.

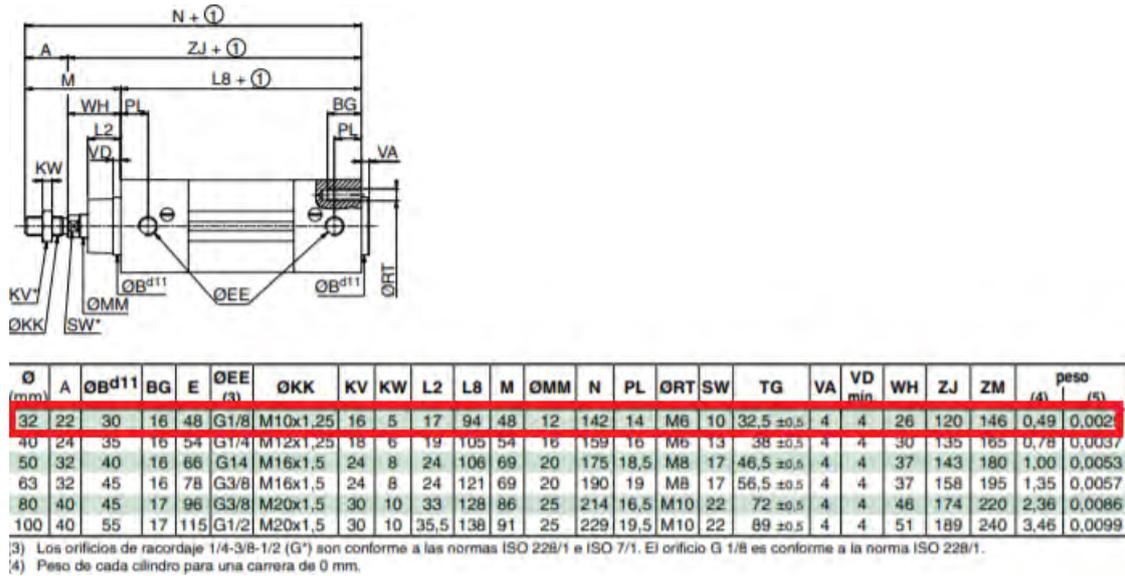


Figura 28. Cilindro ISO15552 de tubo perforado- serie453

3.4.6-ESTRUCTURA TUBULAR DE ALUMINIO

En la siguiente imagen se observa el diseño de la estructura que servirá de base y unirá todas ventosas. Para conseguir un menor peso la estructura será elaborada de tubos normalizados de aluminio 40x40x4 en aleación endurecida EN AW 6060-T66 y enlazados entre sí mediante anclaje de 20 tornillos de M10x100 de grado 8.8.

El análisis de la estructura se podrá observar en el ANEXO 2.

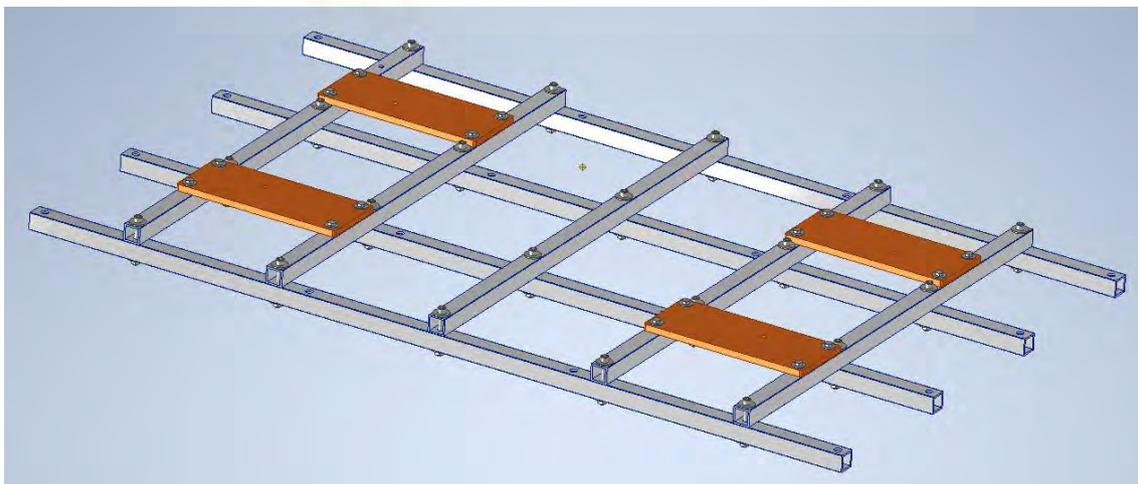


Figura 29. Conjunto de estructura aligerada de aluminio

En la unión de los tornillos entre tubos se utilizarán arandelas anchas para un mejor agarre y evitar una posible deformación del tubo a la hora del montaje.

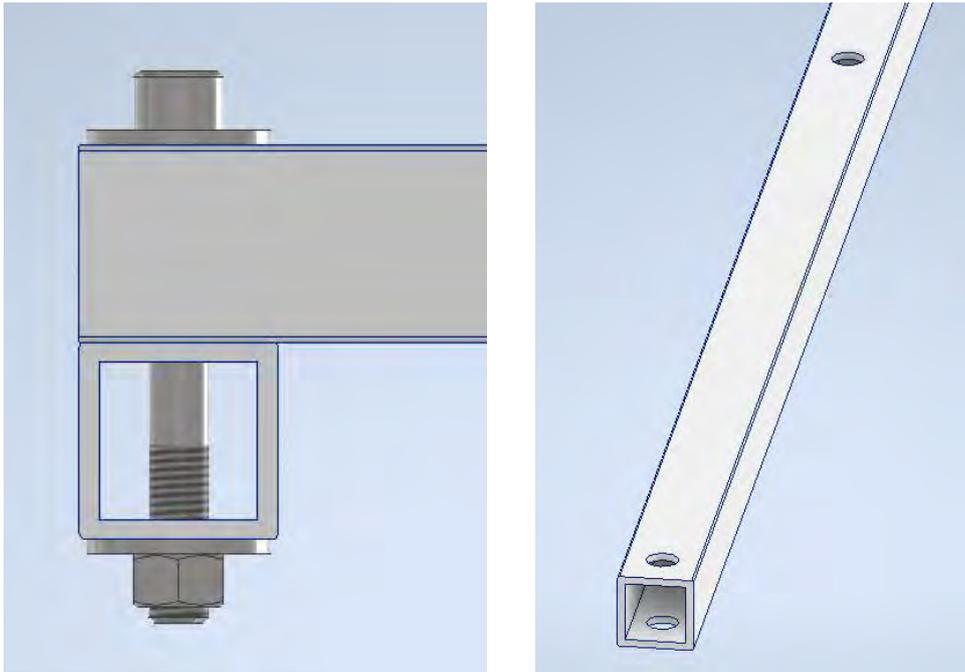
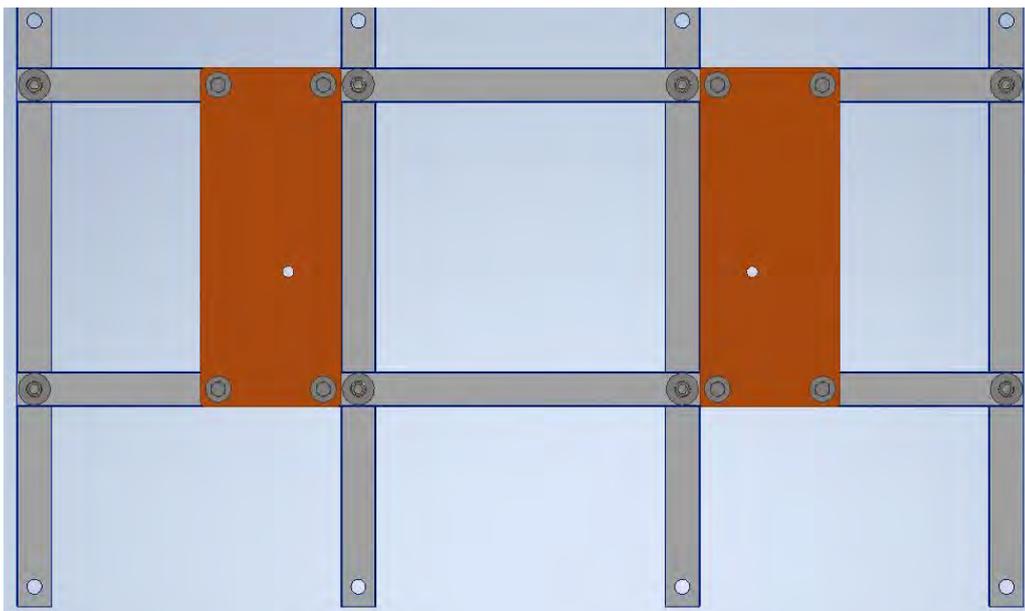


Figura 30. Unión entre tubos de aluminio y orificios de ventosas

EL diseño de la estructura constara de 4 tubos longitudinales y 5 transversales. Sobre los tubos longitudinales se realizarán orificios pasantes los que servirán para empotrar las ventosas.

En la siguiente imagen se observan los platos de aluminio 6061-T6 que tendrán la función de enlazar el vástago del actuador neumático y la estructura tubular. Se diseñan 4 platos con espesor 15mm atornillados en sus extremos a la estructura con tornillos M10x80, arandelas anchas y un orificio en la parte central para conectar el vástago del actuador neumático.



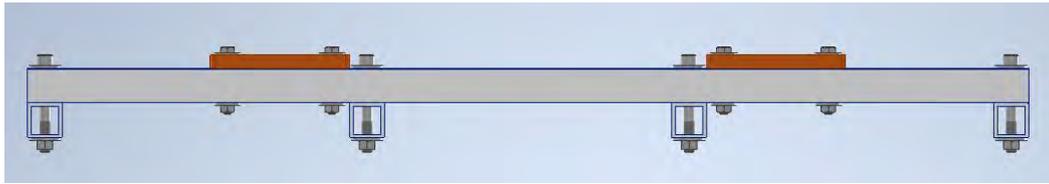


Figura 31. Platos de aluminio sostenedores

Con la implantación de aluminio, de nuevo buscamos aligerar la estructura y por otra parte conseguir que la estructura sea homogénea. La simulación estructural será representada en el ANEXO 2.

3.4.7- SISTEMA DE VACIO

Se trata de un sistema que permite ejercer la fuerza por una sola cara de la pieza, no daña la superficie funciona con cualquier material y resulta económico comparando con otros métodos. El sistema consiste en el montaje de ventosas conectadas a generador de vacío. Una vez sujeta la pieza, la maquina desplaza la pieza a su destino.

El vacío corresponde a una presión inferior a la atmosférica. Según la presión alcanzada el vacío se puede clasificar en bajo, medio o alto.

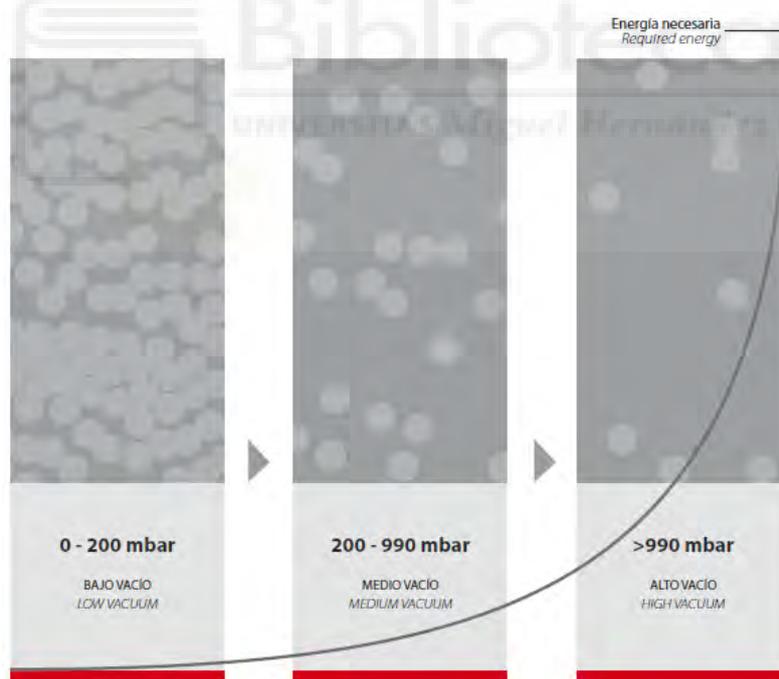


Figura 32. Escala de vacío

En el presente proyecto el alto vacío no será necesario, además la energía necesaria para conseguirlo es extremadamente alta.

3.4.7.1- GENERADOR DE VACIO

Los generadores de vacío AR únicamente precisan de alimentación de aire comprimido para funcionar. Este sistema presenta múltiples ventajas frente a

otras formas de generación de vacío. El aire comprimido alimentara el eyector de vacío desde la red, asegurándonos que la presión de trabajo es la adecuada. Es necesario su montaje cercano a las ventosas, lo que reducirá el tiempo de respuesta.



Figura 33. Eyector de vacío

El caudal de aire de alimentación se acelera al circular por el interior del eyector, generando un caudal de aire aspirado a su alrededor. El caudal de aire consumido y el de aire aspirado salen al exterior a través del silenciador.



Figura 34. Funcionamiento

En el presente proyecto se utilizara generador de vacío K2B por cada Ventosa. Seguidamente se representará su especificación técnica de funcionamiento para vacío de un depósito de 25 l. En nuestro caso el volumen encerrado de una ventosa es mucho menor.

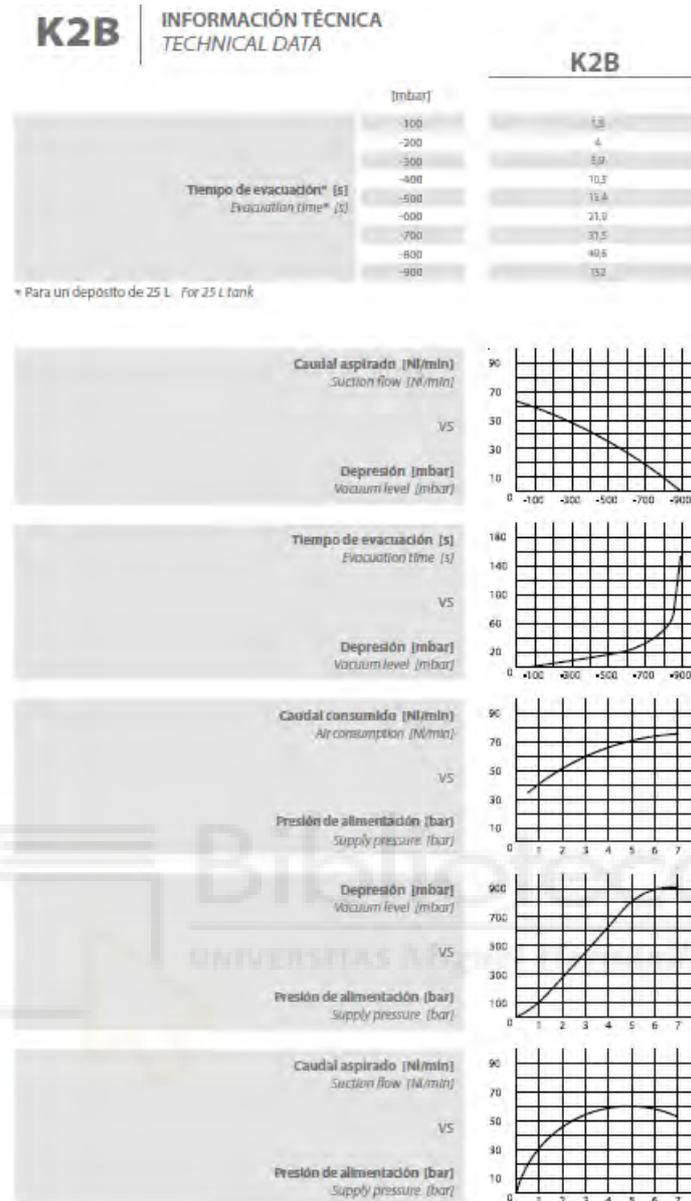


Figura 35. Información técnica de vacío

3.4.7.2- VENTOSAS

La mayoría de ventosas de AR están compuestas por dos elementos principales:

GOMA

Es la parte de contacto con la pieza a manipular, y constituye el cierre de la ventosa, manteniendo el nivel de vacío en su interior. Sus características son la clave del buen funcionamiento de la ventosa, y por lo tanto, de todo el sistema de vacío. Entre estas características, podemos destacar:

- Forma: utilizaremos forma Fuele no muy largo tipo VF. Son utilizadas cuando es necesario compensar diferencias de nivel en la

manipulación o cuando una matriz de ventosas debe posicionarse sobre piezas que poseen una forma irregular con superficies inclinadas o curvas. En nuestro proyecto el elemento de evacuar tiene una gran área de superficie considerando una posible irregularidad del plano de actuación.



Figura 36. Ventosa VF

- Material: Se utilizará Caucho Natural (azul): para piezas rugosas, abrasivas. Ventosas de labio muy adaptables.
- Dureza:

PARTE METALICA / RACOR

Elemento de la ventosa que permite su montaje en el emplazamiento escogido. Suele contar con una rosca para ello (macho o hembra). Habitualmente se utilizan roscas del tipo gas (G) por ser estancas.

En el presente proyecto utilizamos un segundo racor alargado con tuercas prensaestopas y arandelas anchas, para poder atravesar la estructura de aluminio y de esta manera fijar el conjunto con mayor estabilidad, evitando posibles deformaciones en el perfil a la hora de actuar la carga.

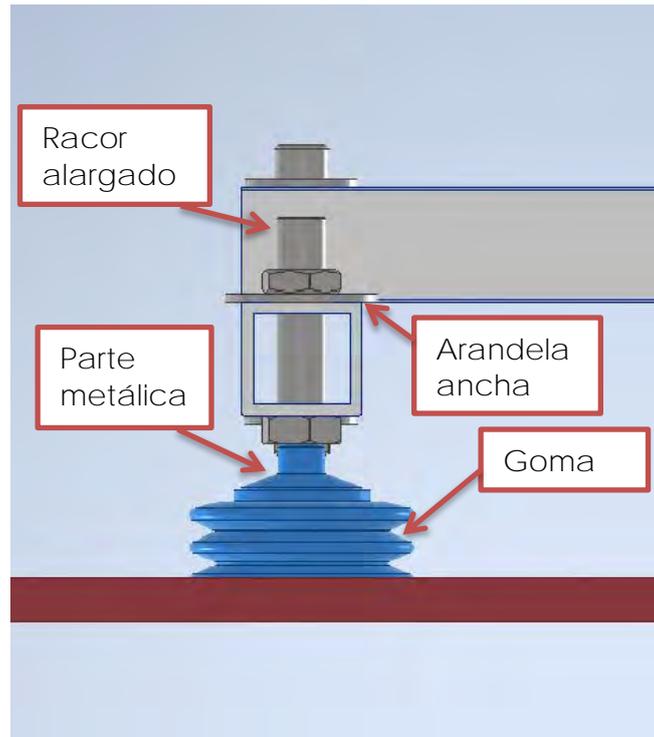


Figura 37. Fijación ventosa

Seguidamente procedemos de seleccionar el número de ventosas necesarias para evacuar cada tamaño de panel. Seguiremos la guía de selección facilitada del fabricante:

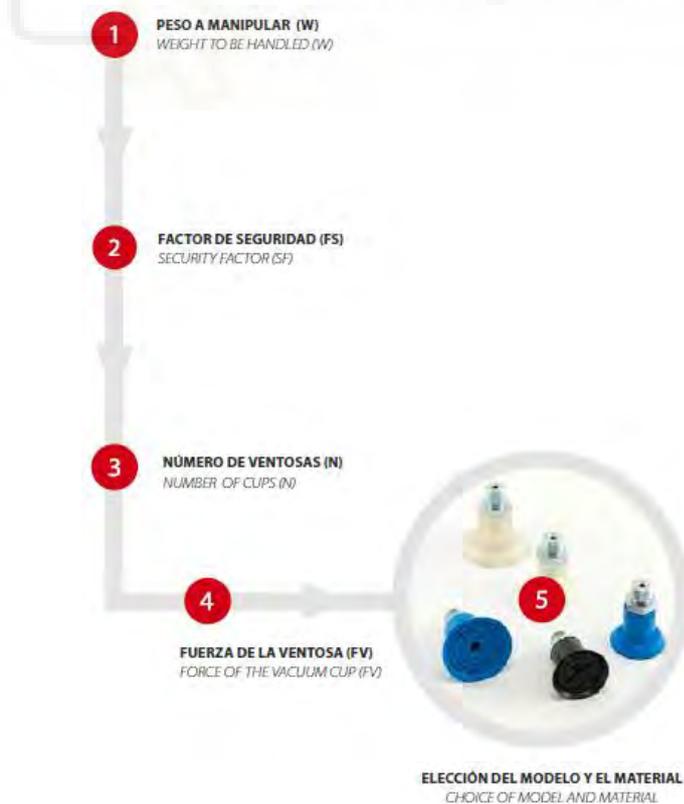


Figura 38. Guía elección ventosas

Dividiremos los tamaños en dos grupos: paneles con longitud de 2650mm y paneles con longitud 2465mm

GRUPO 1: 2650 x1650 ; 2650 x1450 ; 2650 x1250 ; 2650 x 950

Peso máximo a manipular W= 82 kg

FACTOR DE SEGURIDAD (FS)

Una vez conocido el peso de la pieza, se deben aplicar un factor de seguridad (FS) según las características de la aplicación.

$$FS = A \times B \times C$$

Posición de la pieza	Horizontal	Vertical
A	2	4
Superficie de contacto	Deslizante	No deslizante
B	1.5	1
Aceleraciones elevadas	Si	No
C	2	1

$$FS = 2 \cdot 1,5 \cdot 1 = 3$$

N - número de ventosas: La recomendación del fabricante para piezas con gran superficie disponible como por ej: placas metálicas, de mármol, de madera, etc. es utilizar un numero par de ventosas, con un mínimo de 4, dispuestas en dos filas. Se adopta una distribución de 16 ventosas situadas en 4 filas.

FV- Fuerza de la ventosa:

$$FV = \frac{W \cdot FS}{N} = \frac{82 \cdot 3}{16} = 15,375 \text{ kg}$$

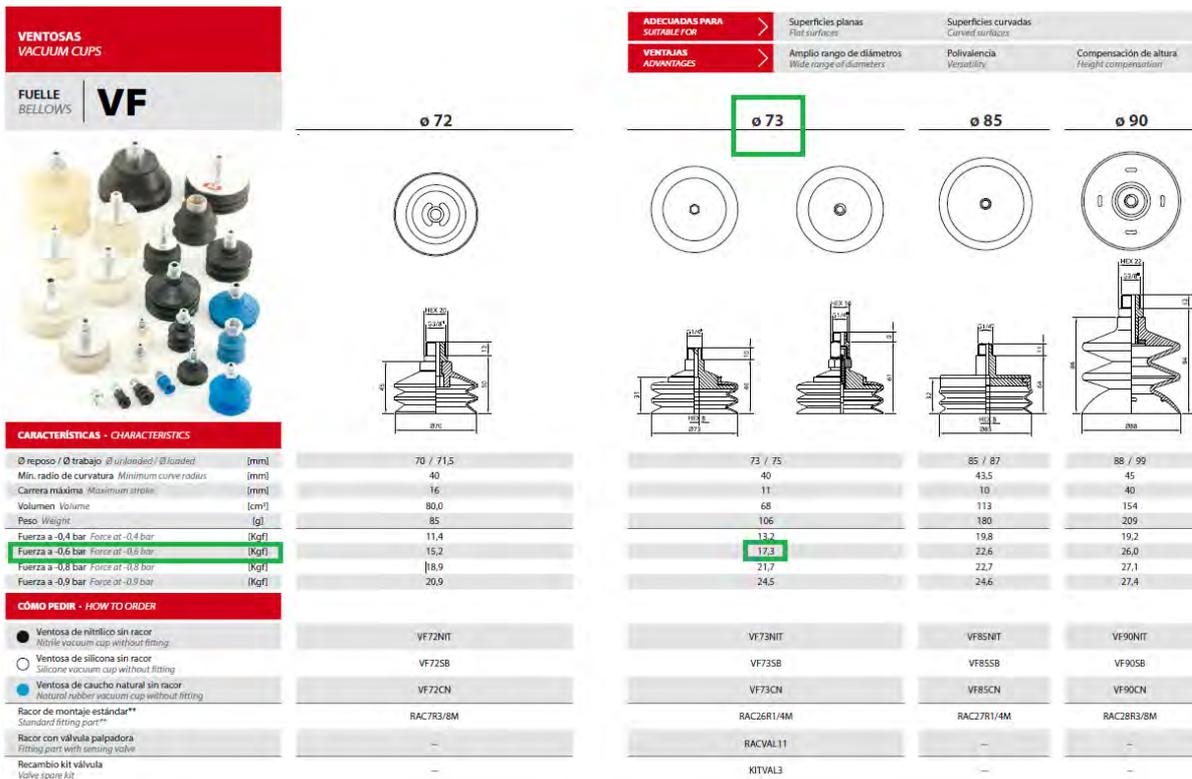


Figura 39. Fijación ventosa

Buscamos un caso más desfavorable por eso se adopta un diámetro de 73mm de ventosa tipo VF, aguantando 17.3 kg a una depresión de -0.6 bar. Cualquier depresión mayor significaría una mayor fuerza de sujeción.

Todos paneles del presente Grupo1 menos el ultimo de cota 950mm de ancho serán evacuados mediante las 16 ventosas. Seguidamente procedemos la comprobación de poder evacuar el dicho panel mediante 8 ventosas.

Teniendo en cuenta la densidad 1250 kg/m³ y la medida 2,65m x 0.95m x 0,015 m del panel, el peso propio obtenido es de 47,2 kg.

$$8 \text{ ventosas} \cdot 17,3\text{kg} = 138,4 \text{ kg} \gg 47,2\text{kg}$$

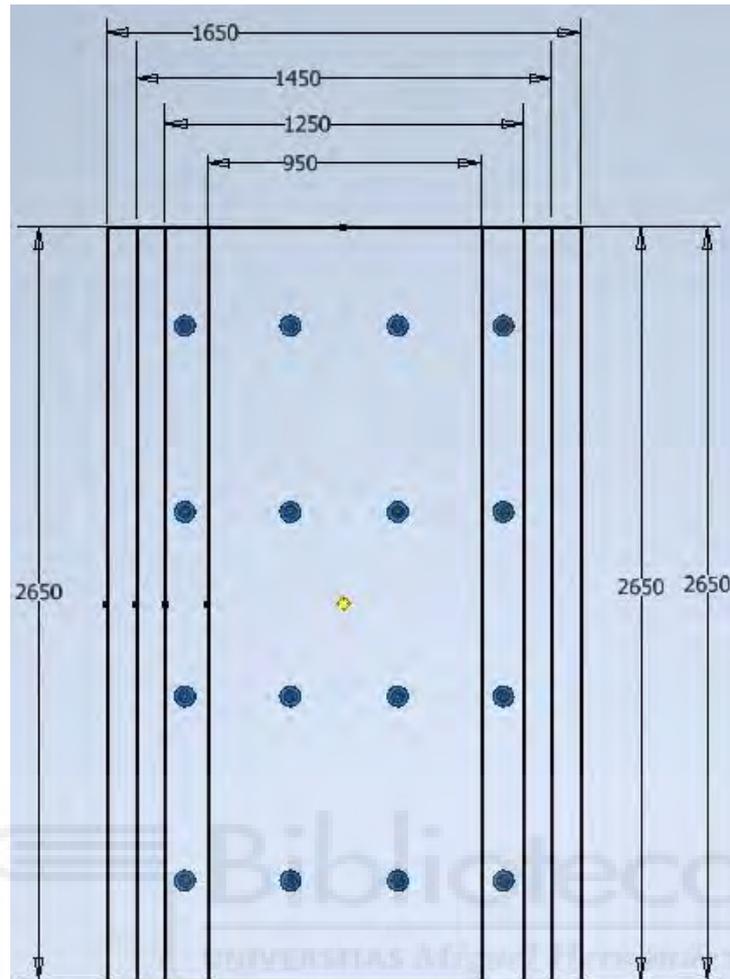


Figura 40. Distribución de las ventosas

Todos los cálculos son válidos y para los paneles del GRUPO 2: 2450 x1650 ; 2450 x1450 ; 2450 x1250 ; 2450 x 950 , teniendo en cuenta que sus longitudes son menores pero anchuras iguales.

3.4.8 – RUEDAS Y ACTUADORES NEUMÁTICOS

Para lograr un desplazamiento suave y uniforme de la máquina el diseño proporciona emplear ruedas de banda de goma y núcleo metálico. La fijación elegida será de por placas atornillables y como configuración industrial se destinarán 2 ruedas fijas y 2 móviles. De esta forma conseguimos buena capacidad de carga y maniobrabilidad. La disposición de las mesas y respectivamente de los carros de transporte nos lleva a la idea de introducir cilindros neumáticos para regular y por otro lado fijar la posición de las ruedas móviles. Asegurando así el movimiento y posicionamiento de la máquina a lo largo de la fila de mesas y la fácil retirada del panel en una posición perpendicular hacia el carro de descarga.

Un posible diseño se representa en las siguientes figuras:

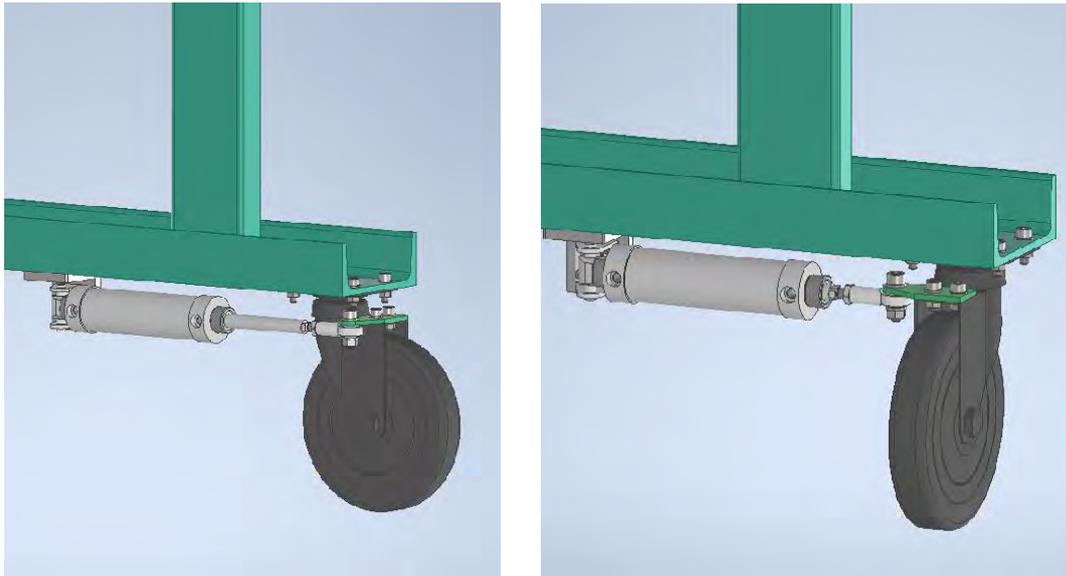


Figura 41. Posiciones del conjunto rueda-pistón

Por una parte el montaje del cilindro neumático a la estructura se hará con la ayuda de un perfil angular L con espesor 10mm cortado a medida y fijado con 2 tornillos M10 de cabeza avellanada enroscados al perfil, y por otro lado a la rueda mediante una pletina de acero con espesor 5mm y 2 tornillos de cabeza cilíndrica állen de M8.

Una vez ya teniendo la idea de manejar la rueda mediante cilindros neumáticos, tenemos que calcular el diámetro del pistón necesario para girar la ruda. Cuando actúa el pistón se crea una fuerza de fricción en la rueda la cual hay que vencer para poderla mover. La fuerza en la rueda será la siguiente:

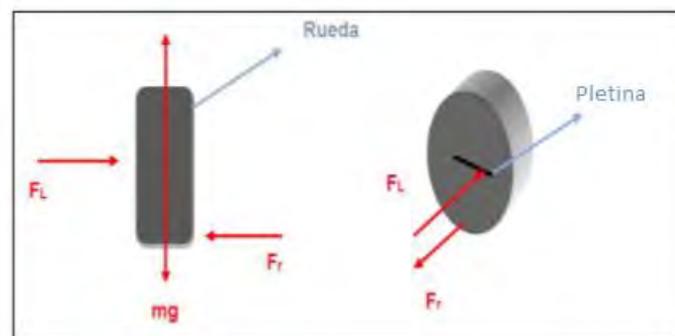


Figura 42. Fuerza en las ruedas

Donde:

F_r = Fuerza de fricción

mg = Peso

F_l = Fuerza lateral

N = Normal

Ø	AM	ØBE	BF	ØCD	ØEE	EW	ØG	H	ØKK	L*	L1	M	ØMM	MR	P	PK	S
32	22	M30 x 1,5	16	10	G1/8	26	39,4	10,5	M10 x 1,25	92	92	49	12	10,5	24	71	5
40	24	M36 x 1,5	19	12	G1/4	28	46,5	12,5	M12 x 1,25	107	108	53	16	13	24,3	81	6
50	32	M45 x 1,5	23,5/18,5	12	G1/4	32	56,8	12,8	M16 x 1,5	110	110	67	20	13	25,5	84,5	8
63	32	M45 x 1,5	23	16	G3/8	40	70	16,5	M16 x 1,5	125	125	67	20	17	31	92	8

Ø	SW	T	WH	XD*	ZB*	ZM	peso	
							(4)	(5)
32	10	17	27	143	119	147	0,367	0,0017
40	13	19	29	160	136	167	0,639	0,0024
50	17	24	35	170	145	181	1,017	0,0033
63	17	24	35	191	160	196	1,506	0,0038

* Dimensiones cilindro de simple efecto:
 - carrera 25 = Doble efecto
 - carrera 50 = Doble efecto + 25 mm
 (4) Peso de cada cilindro para una carrera de 0 mm.
 (5) Peso a añadir por cada 100 mm de carrera suplementaria.

Figura 43. Cilindro ISO 6431 - Serie G438

3.4.9 – PROTECTORES

Por último, si bien no menos importante cabe mencionar que la maquina dispondrá de protección para garantizar la inaccesibilidad a las partes peligrosas, refiriendo se a las normativas aplicables de seguridad. El diseño de la protección sobre la parte mecánica debe asegurar que no se puede acceder al órgano por ninguna dirección. Los protectores diseñados deberían proteger del ambiente exterior y hacer los mecanismos de elevación adecuados para operaciones en ambientes de cierta agresividad atmosférica. Para ello se fabricarán protectores de chapa de 1 mm de espesor sujetos mediante tornillos a las bases de aluminio del mecanismo mecánico. El diseño seleccionado se muestra a la siguiente figura:

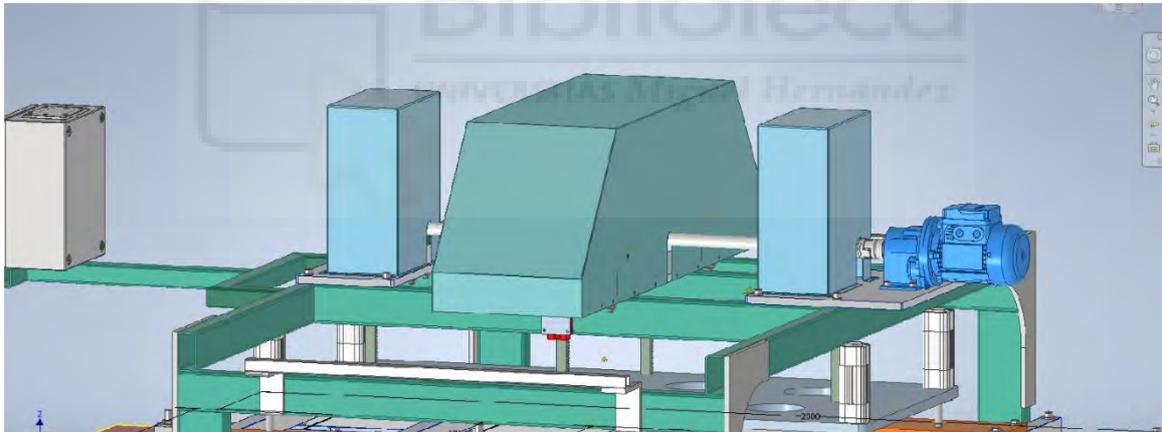


Figura 44. Protección

El desarrollo del modelo virtual de cada una de las protecciones, será proporcionado directamente a la empresa que realizará las operaciones mecanizadas necesarias para lograr la forma final.

3.5-PLANIFICACIÓN

La distribución y orden de tareas para poder ejecutar el Proyecto de manera adecuada debe ser la siguiente:

Etapas	Tareas	Día																											
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
1	Cortar perfiles a medida	█																											
2	Soldar chasis		█	█																									
3	Montaje conjunto mecánico				█	█	█	█	█																				
4	Montaje plato de aluminio								█																				
5	Instalación actuadores neumáticos e instalación circuito neumático.									█	█	█	█	█															
6	Montaje de estructura de aluminio																												
7	Instalación de conjunto de vacío																												
8	Montaje ruedas y sistema neumático de giro																												
9	Instalación parte eléctrica																												
10	Instalación sistemas de detección y control																												

Tabla 3. Planning

3.6-ESTUDIO DE SEGURIDAD

En el proyecto y la construcción de este mecanismo, se han adoptado los criterios y previsiones destinados a satisfacer los requisitos esenciales en materia de seguridad, previstos en;

- Ley 31/1995, de 8 de noviembre, de Prevención de Riesgos Laborales
- RD 1215/97, por el que se establecen las disposiciones mínimas de seguridad y salud para la utilización por los trabajadores de los equipos de trabajo
- R.D. 1644/2008, de 10 de octubre, por el que se establecen las normas para la comercialización y puesta en servicio de las máquinas
- R. D. 7/1998 y 154/1995 que transponen la directiva sobre seguridad eléctrica 73/23/CEE, unificada junto con todas las directivas que la modificaron por la directiva 2006/95/CE

- R.D. 1580/2006 que transpone la directiva sobre Compatibilidad Electromagnética 2004/108/CE.

3.5.1- OBJETIVO DEL ESTUDIO

Este estudio tiene como objetivo dar unas instrucciones básicas al taller ejecutor que realizará el proyecto, para hacer de forma satisfactoria el cumplimiento de la prevención de riesgos profesionales.

La Ley 31/1995, de 8 de noviembre, de Prevención de Riesgos Laborales, es la Normativa legal por la que se determina el cuerpo básico de garantías y responsabilidades necesario para determinar un adecuado nivel de protección de la salud de los trabajadores como consecuencia a los riesgos derivados de las condiciones de trabajo, en el marco de una política acorde, sincrónica y eficiente.

De acuerdo con el artículo 6 de dicha Ley, serán las normas reglamentarias las que establecerán y precisarán los ámbitos más técnicos de las medidas preventivas, a través de normas mínimas que garanticen la adecuada protección de los trabajadores.

Entre éstas se encuentran necesariamente las destinadas a garantizar la salud y la seguridad de los trabajadores por la utilización de los equipos de trabajo.

3.5.2- LUGAR DE CONSTRUCCION

El lugar de construcción donde se va a realizar el mecanismo debe ser seguro y minimizar en la medida de lo posible los siguientes riesgos:

- RIESGOS EN TALLER
 - Atropellos o atrapamientos por vehículos.
 - Contaminación acústica, humos, polvos, etc.
 - Salpicaduras por soldaduras u otros elementos.
- RIESGOS ELECTRICOS
 - Imprecisa instalación del sistema de protección contra contactos eléctricos en general y de tomas de tierra.
 - Equipo deteriorado o inapropiado
 - Trabajar sin tensión sin cerciorarte de que los circuitos están impedidos o que se pueden reconectar.
- RIESGOS DE INCENDIO
 - Cortocircuitos.
 - Soldadura eléctrica.

3.5.3- SEGURIDAD INDIVIDUAL

Para los trabajadores de corte de material y labores de esmerilado de piezas metálicas y de otra naturaleza, el trabajador deberá ir provisto de un equipo de gafas, y cascos que disminuyan el nivel sonoro.

En las operaciones de lijado a máquina y pintura, el trabajador estará equipado con mascarilla que evite o disminuya sustancialmente la inhalación de vapores nocivos, polvo y otras partículas.

Se utilizarán guantes resistentes para la manipulación de piezas que pudieran estar provistas de vértices cortantes o desprender fragmentos que se introduzcan con facilidad bajo la piel.

En caso de transporte y acarreo de material pesado empleando como modo de sujeción las manos, el trabajador estará equipado de calzado cómodo y resistente al impacto de una caída del material.

Para las operaciones de soldadura o corte de metales donde se desprenden proyecciones y radiaciones ultravioleta e infrarrojas, el operario debe emplear ropas sin dobleces hacia arriba y sin bolsillos, además de una protección adecuada para la vista.

Para casos en que se suelden metales que desprendan humos tóxicos, el operario deberá ir provisto de careta antigás, será obligatorio el uso de polainas y mandiles.

3.5.4- EVALUACION DE RIESGOS Y MANTENIMIENTO

A la hora de utilizar el mecanismo de desmolde y elevación, los operarios deben atenerse escrupulosamente a las instrucciones, procedimientos y recomendaciones contenidas en el manual de la máquina. Los operarios también deben considerar la legislación vigente sobre la seguridad en el ámbito de trabajo, así como la utilización de los elementos de protección previstos.

El mantenimiento es esencial para eliminar peligros en el lugar de trabajo y crear un entorno laboral seguro y fiable.

El R.D. 1215/1997, de 18 de julio, sobre equipos de trabajo establece disposiciones específicas relativas a las actividades de mantenimiento, así en sus artículos 3 y 4 establece que el empresario:

- Adoptará las medidas necesarias para que, mediante un mantenimiento adecuado, los equipos de trabajo se conserven durante todo el tiempo de utilización.
- Deberá velar para que los equipos de trabajo sometidos a influencias susceptibles de ocasionar deterioros que puedan generar situaciones peligrosas estén sujetos a comprobaciones y, en su caso, pruebas de carácter periódico, con objeto de asegurar el cumplimiento de las disposiciones de seguridad y salud y remediar a tiempo dichos deterioros.

Cuando la utilización de un equipo de trabajo pueda presentar un riesgo específico para la seguridad o la salud de los trabajadores, el empresario adoptará las medidas necesarias con el fin de que:

- La utilización del equipo de trabajo quede reservada a los trabajadores encargados de dicha utilización.
- Los trabajos de reparación, transformación, mantenimiento y conservación sean realizados por trabajadores específicamente capacitados para ello

El Anexo II del R.D. 1215/1997 contiene igualmente disposiciones relativas a la utilización de los equipos de trabajo y en el que se establece que:

- Las operaciones de mantenimiento, ajuste, desbloqueo, revisión o reparación de los equipos de trabajo se realizarán tras haber parado o desconectado el equipo. Si ello no fuera posible, deberán poder adaptarse las medidas de protección pertinentes para la ejecución de dichas operaciones, o éstas deberán poder efectuarse fuera de las zonas peligrosas.
- Cada equipo de trabajo que posea un libro de mantenimiento, es necesario que éste se encuentre actualizado.
- Los trabajadores deberán poder acceder y permanecer en condiciones de seguridad en todos los lugares necesarios para efectuar las operaciones de producción, ajuste y mantenimiento de los equipos de trabajo

El R.D. 1644/2008, de 10 de octubre, por el que se establecen las normas para la comercialización y puesta en servicio de las máquinas, transpone al derecho español las disposiciones de la Directiva 2006/42/CE, El ANEXO I contiene los requisitos esenciales de seguridad y de salud relativos al diseño y la fabricación de las máquinas, incluyendo los principios de integración de la seguridad, los requisitos que deben cumplir los sistemas de mando y disposiciones específicas sobre el mantenimiento de las máquinas, además de normas relativas a la información, a las señales de advertencia y a las instrucciones.

4.- ESTUDIO ECONOMICO

El estudio económico de la máquina proyectada que se va a presentar supone el presupuesto completo de elaboración del producto, detallando el coste por unidad producida y el precio de venta unitario; y considerando todas las etapas que intervienen en la construcción del mismo, desde la propia fase de proyecto.

4.1- DISEÑO DEL PROYECTO

Se consideran en este apartado las horas de ingeniería necesarias para el desarrollo completo del proyecto, desde los primeros estudios de viabilidad hasta el diseño final de la máquina.

Al costo de los materiales de la maquina es necesario agregar el costo del diseño, el cual se calcula tomando en cuenta un costo por hora de 30€ y tomando un aproximado de 150 horas de trabajo, lo que da un resultado de 4500€.

4.2- TALLER MECÁNICO

En la fabricación, se necesitarán toda una serie de procesos de mecanizado, corte y soldadura para completar la máquina. La producción de solo una unidad del mecanismo, no aconseja invertir demasiado en maquinaria pesada, por lo que las operaciones complejas de mecanizado (corte por láser, torneado, fresado, etc.) se encargarán a talleres externos especializados.

Lo que sí se habilitará es un pequeño taller mecánico en el que se puedan ejecutar las operaciones básicas de corte, soldadura y pequeños mecanizados (taladrado, roscado, etc.).

4.3- ANÁLISIS DE COSTOS DE POSIBLES MODIFICACIONES

Con el objetivo de poder comparar los costos de los componentes del mecanismo elegidos en el presente proyecto con componentes que realicen la misma función en unas posibles otras alternativas de construcción del mismo, se realizará una recopilación de precios referentes a estos componentes existentes en el mercado. De esta forma se obtendrá una visión económica y ver si se ha cumplido con el requerimiento de que el diseño sea económico.

Es necesario de tener en cuenta que en el mecanismo diseñado en el presente PROYECTO, dada la inexistencia de otro producto de este tipo, se ha buscado una sencillez elevada, consiguiendo de esta forma, además, una fiabilidad elevada. Sin embargo existen mejoras que se podrían realizar pero a costa de un precio de inversión elevado.

Una solución muy útil para realizar la operación principal que desempeña el mecanismo presente es el uso de 2 cilindros neumáticos que proporcionarían el trabajo lineal. Una posible variación esta mostrada en la siguiente figura:

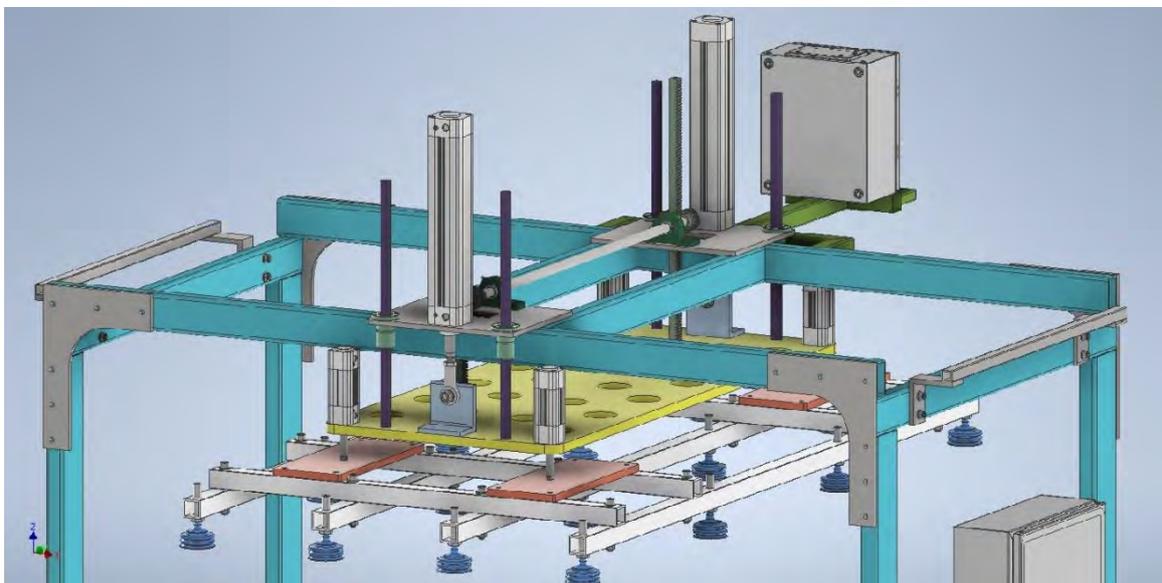


Figura 45. Sistema lineal mediante actuadores neumáticos

Los actuadores neumáticos es una solución bastante practica por su sencillez, tamaño y bajo coste. Sin embargo, ante estas ventajas, hay que destacar que el funcionamiento sincronizado entre dos cilindros es difícil de conseguir, ya que trabajamos con aire comprimido. Esta es la razón que nos llevará a utilizar cualquier tipo de sistema de estabilización o sincronización de los cilindros. Unas posibles soluciones serían adaptar mecanismos de piñon-cremallera unidos en parejas entre si mediante ejes, situados en las coordenadas longitudinal y/o transversal, o combinación de los dichos mecanismos con guías lineales de cualquier tipo.

La desventaja, como en cualquier industria, es la preparación del aire comprimido. Disponer de instalación y grupo generador, lograr un aire limpio, libre de contaminación, es crucial para preservar los elementos en general.

En segundo lugar se podría utilizar otra solución sobre el mecanismo mecánico de la máquina. Una posible configuración de mecanismo sería el mostrado a la siguiente figura.

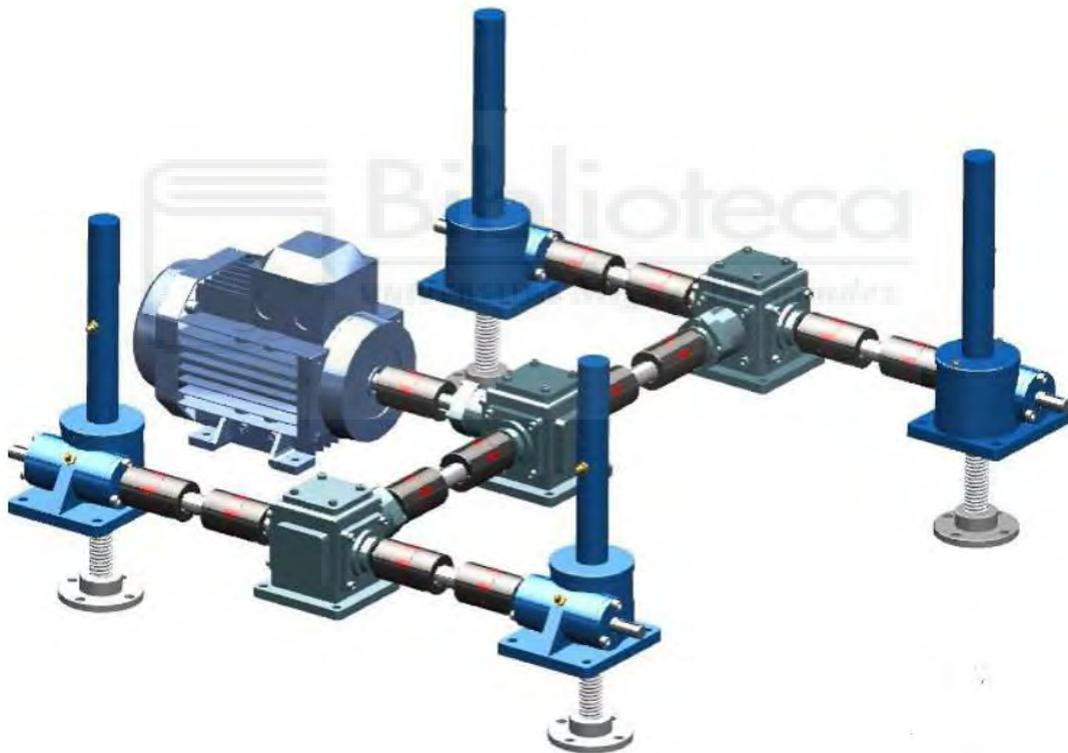


Figura 46. Sistema de elevación por husillo

El sistema de elevación mediante husillos utiliza motor eléctrico AC con freno para paradas y encoder para posicionamiento exacto. El mecanismo consiste de cajas reductoras con engranajes cónicos para reenvíos angulares unidas entre si mediante ejes de transmisión y sus acoplamientos. Finalmente en los extremos conectan 4 elevadores a husillo. Dichos elevadores mecánicos están basados en reductores de sinfín corona, y están estudiados específicamente para soportar y transmitir esfuerzos de tracción y compresión que se generan a

partir de movimientos lineales de un husillo o una tuerca colocados como elemento transmisor de par de dicho reductor.

Los elevadores de husillos se convierten muchas veces en la solución técnica óptima, para aplicaciones que requieren un movimiento lineal preciso y seguro. Sus principales ventajas frente a otros sistemas como cilindros neumáticos son:

- ✓ Mayor precisión de movimiento y posicionamiento
- ✓ Montaje más sencillo y rápido al no precisar de grupos neumáticos, sino simplemente de un motor eléctrico en la propia unidad.
- ✓ Mayor seguridad, debido a su irreversibilidad en muchas configuraciones y la incorporación de diferentes dispositivos de frenado.

Este sistema es una buena opción para nuestra máquina, pero el único inconveniente es el alto costo de todo el conjunto, así como la imposibilidad de adquirir rápidamente piezas de recambios en caso de averías y reparaciones, por lo tanto de momento esta versión del mecanismo será descartada.

4.4- PRESUPUESTO

4.4.1- CHASIS PORTANTE

	Pieza / Trabajo	Descripción	Material	Precio	Cantidad	Precio Total	
CHASIS PORTANTE	Tubo rectangular	100x40x3	S235	7,15 €/m	6 metros	42,90 €	
	Tubo rectangular	80x40x4	S235	7,82 €/m	6 metros	46,92 €	
	Tubo rectangular	40x40x2	S235	5,48 €/m	6 metros	32,88 €	
	Perfil UPN	UPN 140	S275	50,00 €/m	3 metros	150,00 €	
	Corte de los perfiles	Corte a medida de los perfiles	-	20,00 €/h	2 h	40,00 €	
	Soldadura y montaje	Soldadura y montaje de la construcción	-	20,00 €/h	10 h	200,00 €	
	Mecanizado de orificios	Mecanizado de orificios en los UPN	-	20,00 €/h	3 h	60,00 €	
	Placas de aluminio	1000x1000x20	6061/T6	500,00 €	1 un	500,00 €	
	Corte por agua	Corte a medida y orificios de las placas	-	437,00 €	-	437,00 €	
	Cartelas	Corte por láser incluido material	Acero	22 €	4 un	88,00 €	
	TOTAL (sin IVA)						1597,70 €
	IVA (21%)						335,52 €
	TOTAL						1933,22€

Tabla 4. Presupuesto para la realización del chasis portante

4.4.2- SISTEMA MECÁNICO

Pieza / Trabajo	Descripción	Material	Precio	Cantidad	Precio Total
Motorreductor	Motorreductor coaxial Rossi con freno / 0,25 kW	-	279,00€	1 un	279,00€
Enlace	Lovejoy tipo L	Acero sinterizado/ Hvtrel	48,00 €	1 un	48,00 €
Ejes	Acero calibrado redondo $\Phi 25$	Acero F-124	23,16 €/m	2 metros	46,32 €
Mecanizado 1	Mecanizado de eje principal y dos auxiliares	-	35,00 €/h	4 h	140,00€
Rodamientos	Rodamientos auto-alineantes UCP 205 . ASAHI	-	15,89 €	6 un	95,34 €
Aluminio soporte rodamiento UCP	Barra cuadrada de aluminio 40x40	Aluminio 5083	37,00 €/m	1 metro	37,00 €
Mecanizado 2	Mecanizado de los soportes del UCP	-	35,00 €/h	2 h	70,00 €
Pinón	Pinón cilíndrico recto	F-125	11,57 €	7 un	80,99 €
Chaveta	Chaveta DIN 6885	F-112	1,95 €	7 un	13,65 €
Cremallera	Cremallera RS 1000mm	F-125	47,28 €	5 un	236,40 €
Mecanizado 3	Mecanizado de cremalleras	-	35,00 €/h	4 h	140,00 €
Carril guía	Carril guía HIWIN HGR20 1000mm	GCR15	42,09 €	5 un	210,45 €
Patín	Patín HIWIN HGW20	-	44,98 €	10 un	449,80 €
Soportes de patines	Mecanizado, soldadura con material incluido	Acero	35,00 €/h	6 h	210,00 €
Tornillería	Incluyendo todas medidas de tornillos, tuercas, arandelas, espárragos	8.8 calidad de acero	25,00 €	1 un	25,00 €
Montaje del mecanismo	Montaje del mecanismo	-	15,00 €/h	40 h	600,00 €
TOTAL (sin IVA)					2681,95 €
IVA (21%)					563,21 €
TOTAL					3245,16 €

Tabla 5. Presupuesto para la realización del sistema mecánico

4.4.3- RESTO DE COMPONENTES

Pieza / Trabajo	Descripción	Material	Precio	Cantidad	Precio Total
Plato sostenedor de aluminio	1500X700X20	6061/T6	525,00 €	1 un	525,00 €
Corte por agua	Corte a medida y orificios del plato	-	444 €	-	444 €
Actuadores neumáticos	Actuadores neumáticos ASCO NUMATICS-serie453	-	74,72	4 un	298,88 €
Tubo rectangular de aluminio	Tubo rectangular 40x40x4	Aleación de aluminio EN AW 6060-T66	73,11 €/un	1 un. de 6 metros	73,11 €
Platos de aluminio	1000x500x20	6061/T6	250,00 €	1 un	250,00 €
Corte por agua	Corte a medida y orificios de los cuatro platos	-	144,00 €	-	144,00 €
Tornillería	Incluyendo todas medidas de tornillos, tuercas y arandelas	8.8 calidad de acero	18,00 €	1 un	18,00 €
Generador de vacío	Generador de vacío AR - K2B	-	13,78 €	16 un	220,48 €
Ventosas	Ventosas AR – VF 73	-	14,55 €	16 un	232,80 €
Racor alargado con tuerca	Racor alargado 3/8 pulg. con tuerca	Latón	3,17 €	16 un	50,72 €
Ruedas giratorias	Rueda giratoria ALEX serie HG	-	44,12 €	4 un	176,48 €
Actuador neumático	Actuador neumático ASCO NUMATICS serie 438	-	59,17 €	2 un	118,34 €
Protectores	Chapa decapada 2000x1000x1	S-235	25,20 €/m ²	2 m ²	50,40 €
Mecanizado 4	Corte por láser y plegado la chapa decapada de los protectores	-	124,00 €	-	124,00 €
Montaje	Montaje de los componentes	-	15,00 €/h	32 h	480,00 €
TOTAL (sin IVA)					2984,82 €
IVA (21%)					626,81 €
TOTAL					3611,63€

Tabla 6. Presupuesto para la realización el resto de componentes

4.4.4- PRESUPUESTO GENERAL

Al precio total de los elementos comerciales, fabricación y montaje, habría que sumar las horas de diseño. Teniendo en cuenta que el diseño ha llevado casi un mes, habría que sumar a la cantidad inicial unos 4500 €.

También habría que añadir 4000€ de materiales neumático, eléctrico y electrónico, horas de programación y montaje de los dichos componentes de la máquina, los cuales correrán por cuenta de una empresa externa.

PARTIDA	CANTIDAD
CHASIS PORTANTE	1933,22 €
SISTEMA MECANICO	3245,16 €
RESTO DE COMPONENTES	3611,63 €
PARTES ELECTRICA , ELECTRONICA y NEUMATICA	4000,00 €
DISEÑO DE PROYECTO Y DOCUMENTACION	4500.00 €
TOTAL	17290,01 €

Tabla 7. Presupuesto general

Finalmente, el diseño más la fabricación de la máquina de desmolde y evacuación de paneles saldría por 17290,01 €.

5.-PLIEGO DE CONDICIONES

5.1- PLIEGO DE CONDICIONES GENERALES

Artículo 1. Las distintas fases de trabajo a que se refiere el presente pliego de condiciones, planos y restantes documentos que lo acompañan, es el diseño y fabricación de una máquina de desmolde y evacuación de paneles de revestimiento de 0.25kW de potencia.

Artículo 2. Todos los requisitos enumerados en este documento serán de obligado cumplimiento por la empresa contratada para la fabricación de dicho producto. En el caso que las condiciones expuestas en este documento entrasen en conflicto con la legislación vigente referente a la construcción de maquinaria industrial, se deberá seguir la reglamentación más restrictiva.

Artículo 3. Todos los trabajos de ejecución y montaje se realizarán con entera sujeción a la correspondiente memoria y planos del presente proyecto, y a cuantas órdenes escritas o verbales sean dictadas por el autor del proyecto, pudiendo ejercer su función directamente o por un técnico que designe.

Artículo 4. La empresa constructora de la máquina estará obligada a tener en todo momento una persona a cargo de los trabajos que se llevan a cabo, pudiendo responsabilizar a los encargados o jefes de taller de todas las órdenes, avisos o comunicaciones no desempeñadas correctamente.

Artículo 5. El ingeniero técnico asumirá la responsabilidad ante la empresa constructora del elevador por cualquier fallo derivado de un cálculo erróneo de cualquier elemento del proyecto.

Artículo 6. Todas y cada una de las unidades de trabajo y sus materiales correspondientes serán ejecutados con entera sujeción a las normas del presente pliego de condiciones, siendo éste el que indique la norma a seguir cuando exista alguna discrepancia con cualquier otro documento del proyecto.

Artículo 7. El ingeniero técnico se reserva el derecho de realizar las pruebas, ensayos e inspecciones que crea oportuna durante la fabricación de piezas y el montaje de las mismas, así como a retirar todos los materiales y elementos que a su juicio no reúnan las condiciones necesarias y exigir su restitución.

Artículo 8. En la fabricación de las piezas, el taller no tendrá derecho a indemnización por el mayor precio que pudiera costar, ni por las erradas maniobras de fabricación que se cometieran.

Artículo 9. La empresa constructora estará obligada a aceptar cualquier modificación en la realización del proyecto, aunque esto implique un aumento o reducción de trabajo.

Artículo 10. La empresa constructora deberá atender a cuantas órdenes verbales o escritas le sean dirigidas por el ingeniero técnico para una mejora en la fabricación.

Artículo 11. La empresa constructora tiene la obligación de realizar correctamente cada una de las piezas, debiendo en caso de dudas, solicitar las aclaraciones pertinentes al autor del proyecto o al ingeniero técnico a cargo.

Artículo 12. El encargado y el jefe de taller atenderán al personal que esté a cargo del trabajo y realizarán tanto la vigilancia oportuna como la necesaria interpretación de planos y cuidado de las instalaciones.

Artículo 13. La empresa constructora del proyecto tiene derecho a sacar copias de todos los documentos que constituyen el proyecto.

Artículo 14. Al finalizar la fabricación de la máquina, se facilitarán los certificados y autorizaciones necesarias para su funcionamiento, garantizando las piezas, los materiales empleados y su correcta manipulación.

Artículo 15. El plazo de garantía de la máquina será de un año a partir de la fecha de recepción definitiva. Tras ese periodo, comprobando que no hay defectos, el taller encargado de la fabricación quedará eximido de toda responsabilidad, procediéndose a la recepción definitiva de la máquina.

5.2- ESPECIFICACIONES DE MATERIALES Y EQUIPOS

5.2.1- MATERIALES

Artículo 16. Los materiales de fabricación propia han sido elegidos en función de las solicitudes a las que serán sometidos y el precio. El resto de materiales son establecidos según el fabricante de cada pieza.

Acero F-111. Será el material de las chavetas. Su composición química y propiedades mecánicas serán las siguientes:

Carbono (C)	Silicio (Si)	Manganeso (Mg)	Sulfuro (S)	Fósforo (P)
0.25%	0,25%	0,65%	0,035%	0,035%

- Limite elástico: 300 MPa
- Resistencia de rotura: 550 MPa
- Dureza (HB): 140-185
- Alargamiento: 23%

Acero S275JR. Se utiliza en varios perfiles comerciales para la estructura de la máquina. Su composición química y propiedades mecánicas serán las siguientes:

Carbono (C)	Silicio (Si)	Manganeso (Mg)	Sulfuro (S)	Fósforo (P)
0.18%	0,03%	1,5%	0,035%	0,035%

- Limite elástico: 275($t < 16mm$) MPa
- Resistencia de rotura: 400-560 MPa
- Dureza (HB): 120-170
- Alargamiento: 20%

Acero F-124. Acero aleado al Cr-Mo de gran resistencia de construcción. Se utiliza para en fabricación de los ejes de la máquina. Su composición química y propiedades mecánicas serán las siguientes:

Carbono (C)	Silicio (Si)	Manganeso (Mg)	Molibdeno (Mo)	Cromo (Cr)
0.4%	0,35%	0,7%	0,5%	3%

- Limite elástico: 800 MPa
- Resistencia de rotura: 1200 MPa
- Dureza (HB): 280-370
- Alargamiento: 8%

Acero F-125. Acero aleado al Cr-Mo de gran resistencia de construcción. Se utiliza para en fabricación de los piñones y cremalleras. Su composición química y propiedades mecánicas serán las siguientes:

Carbono (C)	Silicio (Si)	Manganeso (Mg)	Molibdeno (Mo)	Cromo (Cr)
0,4%	0,35%	0,7%	0,3%	1,2%

- Limite elástico: 750 MPa
- Resistencia de rotura: 1100 MPa
- Dureza (HB): 325
- Alargamiento: 12%

Aluminio 6061 T6: Este aluminio se utilizará para la fabricación de las placas base del mecanismo mecánico, el plato sostenedor y los platos pequeños de la estructura tubular de aluminio.

La aleación de aluminio 6061-T6 es ideal para la elaboración de piezas maquinadas con calidad de excelencia y para trabajos que requieren buen acabado superficial. Se aplica en la industria para la fabricación de moldes, troqueles, maquinaria, etc. Su composición química y propiedades mecánicas serán las siguientes:

-6061- (ALUMINIO – MAGNESIO – SILICIO)

COMPOSICIÓN QUÍMICA

%	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti	Otros elementos		Al
Mínimo	0,40		0,15		0,80	0,04			Otros	Total	
Máximo	0,80	0,70	0,40	0,15	1,20	0,35	0,25	0,15	0,05	0,15	El resto

PROPIEDADES MECÁNICAS TÍPICAS (a temperatura ambiente de 20°C)

Estado	Características a la tracción				Resistencia a la cizalladura τ N/mm ²	Dureza Brinell (HB)
	Carga de rotura Rm. N/mm ²	Límite elástico Rp 0,2, N/mm ²	Alargamiento A 5,65%	Límite a la fatiga N/mm ²		
0	125	55	27	120	85	30
T4	235	140	21	180	150	65
T6	310	270	14	190	190	95

Aluminio EN AW 6060-T66: Este aluminio se utilizará para la fabricación de la estructura tubular. Aleación de aluminio-silicio EN AW-6060 presenta valores medios de resistencia entre las aleaciones de aluminio que pueden ser endurecidas, y cuenta además con una buena resistencia frente a la corrosión en agua de mar y a la intemperie. El material ofrece una buena soldabilidad y se utiliza, por ejemplo, en la arquitectura y en las industrias ferroviaria y automovilística. Su composición química y propiedades mecánicas serán las siguientes:

Composición química (análisis de colada en %)

Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti	Al
0,30-0,6	0,10-0,30	≤ 0,10	≤ 0,10	0,35-0,6	≤ 0,05	≤ 0,15	≤ 0,10	Rest

Propiedades mecánicas a temperatura ambiente (barras y tubos extruidos)

Designación de estado	Medidas			Limite elástico $R_{p0,2}$ [N/mm ²]	Tensión de rotura R_m [N/mm ²]	Alargamiento de rotura		Dureza ¹⁾ HBW
	D ²⁾ [mm]	S ²⁾ [mm]	t ³⁾ [mm]			A [%]	A ₅₀ [%]	
T4	≤ 150	≤ 150	≤ 15	≥ 60	≥ 120	≥ 16	≥ 14	50
T5	≤ 150	≤ 150	≤ 15	≥ 120	≥ 160	≥ 8	≥ 6	60
T6	≤ 150	≤ 150	≤ 15	≥ 150	≥ 190	≥ 8	≥ 6	70
T64	≤ 50	≤ 50	≤ 15	≥ 120	≥ 180	≥ 12	≥ 10	60
T66	≤ 150	≤ 150	≤ 15	≥ 160	≥ 215	≥ 8	≥ 6	75

Aluminio 5083: Este aluminio se utilizará para la fabricación de los bloques necesarios como soporte de los rodamientos. El aluminio aleación magnesio 5083 es de uso general en la construcción de maquinaria industrial. Su composición química y propiedades mecánicas serán las siguientes:

Composición Química (pletinas, tubos, placas, barras, chapas)

%	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti	Ti+Zr	Otros	Al
Min.Max	0,40	0,40	0,10	0,40 1,00	4,00 4,90	0,05 0,25	0,25	0,15	0,20	0,15	Resto

Equivalencias Internacionales (pletinas, tubos, placas, barras, chapas)

USA	ESPAÑA	FRANCIA	ALEMANIA	G.B	SUECIA	SUIZA	CANADA	ITALIA
A.A.	U.N.E.	AFNOR	DIN(1712-1725)	B.S.	S.I.S.	VSM	ALCAN	UNI
5083	L-3321 38.340	A-G4,5Mg	AlMg4,5Mn 3.3547	N8	4140	Peraluman 460	D 54s	7790

Propiedades Mecánicas (pletinas, tubos, placas, barras, chapas)

ESTADO	Carga de rotura R_m N/mm ²	Limite elástico $R_p 0.2$ N/mm ²	Alargamiento 5,65 V So	Resistencia de la Cizalladura N/mm ²	Dureza	
					Brinell(HB)	Vickers
H-III	300	140	18	180	72	76
H-32	330	240	12	190	95	100
H-34	375	285	9	-	110	116

Propiedades Físicas (pletinas, tubos, placas, barras, chapas)

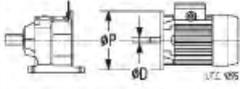
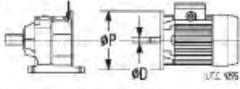
Módulo elástico N/mm ²	Peso específico gms/cm ³	Temperatura de fusión °C	Coefficiente de dilatac. lineal (20°-100°) 10 ⁻⁶ /°C	Conductividad térmica w/m °C	Resistencia eléctrica Micro Ohm cm.	Conduct. eléctrica % IACS	Potencial de disolución V.
71.000	2,70	580-645	24´5	120	6´1	28´3	0´86

5.2.2- HOJAS DE CARACTERISTICAS

Motorreductor

8 - Programa de fabricación

8 - Programme de fabrication

P ₁ kW	n ₂ min ⁻¹	M ₂ N.m	F ₁₂ N	i	fs		Masa Masse				
							HF kg	F0 kg			
0,25	7,67	311	4 500	181	0,85		25	28			
	8,49	291	5 800	164	1,06						
	9,62	248	6 000	145	1,32						
	10,8	221	6 000	129	1,5						
	9,72	246	5 800	143	1,06						
	10,8	222	6 000	129	1,32						
	12,2	196	6 000	114	1,7						
	13,7	174	6 000	102	1,9						
	15,2	157	6 000	91,5	2,12						
	17	140	6 000	81,6	2,36						
	18,2	131	6 000	76,4	2,5						
	20,4	117	6 000	68,3	2,8						
	9,08	263	5 800	98	0,85				MR 3I 4 - 71 A 4 BX2 11 x 160	25	28
	9,44	253	5 300	94,3	0,8				MR 3I 4 - 71 A 4 B5 14 x 160	25	28
	10	238	5 300	88,8	0,8				MR 3I 4 - 71 A 4 B5 14 x 160	25	28
10,9	218	4 370	123	0,85	MR 3I 4 - 71 A 4 B5 14 x 160	25	28				
12,3	194	5 150	109	1,06	MR 3I 4 - 71 A 4 B5 14 x 160	25	28				
13,7	175	6 000	98	1,32	MR 3I 4 - 71 A 4 B5 14 x 160	25	28				
14,2	169	4 870	98,2	1	MR 3I 4 - 71 A 4 B5 14 x 160	25	28				
15,7	152	5 600	88,8	1,18	MR 3I 4 - 71 A 4 B5 14 x 160	25	28				
17,6	135	5 600	78,8	1,5	MR 3I 4 - 71 A 4 B5 14 x 160	25	28				
19,6	122	5 800	71	1,8	MR 3I 4 - 71 A 4 B5 14 x 160	25	28				
20,3	117	5 300	68,3	1,7	MR 3I 4 - 71 A 4 B5 14 x 160	25	28				
22,6	106	5 450	61,5	2,12	MR 3I 4 - 71 A 4 B5 14 x 160	25	28				
26,8	89	5 800	51,8	2,5	MR 3I 4 - 71 A 4 B5 14 x 160	25	28				
29,3	82	5 800	47,5	2,65	MR 3I 4 - 71 A 4 B5 14 x 160	25	28				
13,2	180	3 650	101	0,85	MR 3I 3 - 71 B 6 B5R 11 x 140	17	19,5				
14,7	162	4 120	91	0,95	MR 3I 3 - 71 B 6 B5 14 x 160	17	19,5				
16,9	142	4 250	82,4	1	MR 3I 3 - 71 B 6 B5 14 x 160	17	19,5				
19	126	4 500	73,3	1,18	MR 3I 3 - 71 B 6 B5 14 x 160	17	19,5				
21,9	109	4 250	63,5	1,4	MR 3I 3 - 71 B 6 B5 14 x 160	17	19,5				
24,3	98	4 250	57,1	1,5	MR 3I 3 - 71 B 6 B5 14 x 160	17	19,5				
26,9	89	3 870	51,7	1,7	MR 3I 3 - 71 B 6 B5 14 x 160	17	19,5				
29,5	81	3 870	47,1	1,9	MR 3I 3 - 71 B 6 B5 14 x 160	17	19,5				
36,3	66	3 450	38,3	2,24	MR 3I 3 - 71 B 6 B5 14 x 160	17	19,5				
40,4	59	3 450	34,4	2,5	MR 3I 3 - 71 B 6 B5 14 x 160	17	19,5				
44,6	54	3 450	31,2	2,8	MR 3I 3 - 71 B 6 B5 14 x 160	17	19,5				
49	48,7	3 450	28,4	3,15	MR 3I 3 - 71 B 6 B5 14 x 160	17	19,5				
46,4	52	3 000	28,9	2,36	MR 3I 3 - 71 B 6 B5 14 x 160	17	19,5				
51,3	46,5	3 150	26,1	2,8	MR 3I 3 - 71 B 6 B5 14 x 160	17	19,5				
57,7	41,4	3 250	23,2	3,55	MR 3I 3 - 71 B 6 B5 14 x 160	17	19,5				
64,2	37,2	3 350	20,9	4	MR 3I 3 - 71 B 6 B5 14 x 160	17	19,5				
61	39,2	2 800	22,8	3	MR 3I 3 - 71 B 6 B5 14 x 160	17	19,5				
67,5	35,4	3 000	20,6	3,75	MR 3I 3 - 71 B 6 B5 14 x 160	17	19,5				
13,2	180	3 650	101	0,85	MR 3I 2 - 63 C 4 B5* 11 x 140	14	16				
14,7	162	4 120	91	0,95	MR 3I 2 - 63 C 4 B5* 11 x 140	14	16				
16,9	142	4 250	82,4	1	MR 3I 2 - 63 C 4 B5* 11 x 140	14	16				
19	126	4 500	73,3	1,18	MR 3I 2 - 63 C 4 B5* 11 x 140	14	16				
21,9	109	4 250	63,5	1,4	MR 3I 2 - 63 C 4 B5* 11 x 140	14	16				
24,3	98	4 250	57,1	1,5	MR 3I 2 - 63 C 4 B5* 11 x 140	14	16				
26,9	89	3 870	51,7	1,7	MR 3I 2 - 63 C 4 B5* 11 x 140	14	16				
29,5	81	3 870	47,1	1,9	MR 3I 2 - 63 C 4 B5* 11 x 140	14	16				
36,3	66	3 450	38,3	2,24	MR 3I 2 - 63 C 4 B5* 11 x 140	14	16				
40,4	59	3 450	34,4	2,5	MR 3I 2 - 63 C 4 B5* 11 x 140	14	16				
44,6	54	3 450	31,2	2,8	MR 3I 2 - 63 C 4 B5* 11 x 140	14	16				
49	48,7	3 450	28,4	3,15	MR 3I 2 - 63 C 4 B5* 11 x 140	14	16				
46,4	52	3 000	28,9	2,36	MR 3I 2 - 63 C 4 B5* 11 x 140	14	16				
51,3	46,5	3 150	26,1	2,8	MR 3I 2 - 63 C 4 B5* 11 x 140	14	16				
57,7	41,4	3 250	23,2	3,55	MR 3I 2 - 63 C 4 B5* 11 x 140	14	16				
64,2	37,2	3 350	20,9	4	MR 3I 2 - 63 C 4 B5* 11 x 140	14	16				
61	39,2	2 800	22,8	3	MR 3I 2 - 63 C 4 B5* 11 x 140	14	16				
67,5	35,4	3 000	20,6	3,75	MR 3I 2 - 63 C 4 B5* 11 x 140	14	16				
25,4	94	1 800	52,9	1	MR 2I 2 - 63 C 4 BX1 11 x 160	15	18				
27,8	86	1 900	48,1	1,12	MR 2I 2 - 63 C 4 BX1 11 x 160	15	18				
34,4	69	1 800	39	1,4	MR 2I 2 - 63 C 4 BX1 11 x 160	15	18				
38,2	63	1 850	35,1	1,5	MR 2I 2 - 63 C 4 BX1 11 x 160	15	18				
42,2	57	1 750	31,8	1,7	MR 2I 2 - 63 C 4 BX1 11 x 160	15	18				
46,3	52	1 750	28,9	1,8	MR 2I 2 - 63 C 4 BX1 11 x 160	15	18				
55,1	43,4	1 600	24,3	2,24	MR 2I 2 - 63 C 4 BX1 11 x 160	15	18				
51,8	46,1	1 700	17,2	2	MR 2I 2 - 63 C 4 BX1 11 x 160	15	18				
57,6	41,5	1 650	15,5	2,24	MR 2I 2 - 63 C 4 BX1 11 x 160	15	18				
63,6	37,6	1 550	14	2,5	MR 2I 2 - 63 C 4 BX1 11 x 160	15	18				
60,2	39,7	1 600	22,3	1,9	MR 2I 2 - 63 C 4 BX1 11 x 160	15	18				
69,6	34,3	1 450	19,3	2,5	MR 2I 2 - 63 C 4 BX1 11 x 160	15	18				
78	30,6	1 450	17,2	3	MR 2I 2 - 63 C 4 BX1 11 x 160	15	18				
86,7	27,5	1 500	15,5	3,35	MR 2I 2 - 63 C 4 BX1 11 x 160	15	18				
95,7	24,9	1 400	14	3,75	MR 2I 2 - 63 C 4 BX1 11 x 160	15	18				
36,4	66	1 090	36,8	0,85	MR 2I 1 - 71 B 6 B5R 11 x 140	13	16				
41	58	1 150	32,7	0,95	MR 2I 1 - 71 B 6 B5R 11 x 140	13	16				
45,8	52	1 150	29,3	1,06	MR 2I 1 - 71 B 6 B5R 11 x 140	13	16				
50,8	47	1 150	26,4	1,18	MR 2I 1 - 71 B 6 B5R 11 x 140	13	16				
60	39,8	1 060	22,3	1,4	MR 2I 1 - 71 B 6 B5R 11 x 140	13	16				
65,6	36,4	1 060	20,4	1,5	MR 2I 1 - 71 B 6 B5R 11 x 140	13	16				
36,4	66	1 090	36,8	0,85	MR 2I 1 - 71 B 6 B5R 11 x 140	13	16				
41	58	1 150	32,7	0,95	MR 2I 1 - 71 B 6 B5R 11 x 140	13	16				
45,8	52	1 150	29,3	1,06	MR 2I 1 - 71 B 6 B5R 11 x 140	13	16				
50,8	47	1 150	26,4	1,18	MR 2I 1 - 71 B 6 B5R 11 x 140	13	16				
60	39,8	1 060	22,3	1,4	MR 2I 1 - 71 B 6 B5R 11 x 140	13	16				
65,6	36,4	1 060	20,4	1,5	MR 2I 1 - 71 B 6 B5R 11 x 140	13	16				
36,4	66	1 090	36,8	0,85	MR 3I 0 - 63 C 4 B5R 9 x 120	10	12				
41	58	1 150	32,7	0,95	MR 3I 0 - 63 C 4 B5R 9 x 120	10	12				
45,8	52	1 150	29,3	1,06	MR 3I 0 - 63 C 4 B5R 9 x 120	10	12				
50,8	47	1 150	26,4	1,18	MR 3I 0 - 63 C 4 B5R 9 x 120	10	12				
60	39,8	1 060	22,3	1,4	MR 3I 0 - 63 C 4 B5R 9 x 120	10	12				
65,6	36,4	1 060	20,4	1,5	MR 3I 0 - 63 C 4 B5R 9 x 120	10	12				

* Potencia o relación potencia-tamaño motor no normalizada.

* Puissance ou correspondance puissance-grandeur moteur pas normalisée.

Rodamientos

VERION **RODAMIENTOS** **ASAHI**
JAPON ISO 9001

Soporte de pie
MUCP200 Inoxidable de 12 a 50 mm.
MUCA 200 Plastic serie de 12 a 40 mm.

Ø EJE mm	MODELO	DIMENSIONES										TAMAÑO PERNO mm	CAPACIDAD BÁSICA DE CARGA(KN)			ALOJA-MIENTO Nº	PESO kg
		H	L	J	A	N	N _i	H _i	H _e	B	S		Nº	DINÁMICA C _n	ESTÁTICA Cor		
12	UCP 201	30.2	127	95	38	13	19	15	62	31	12.7	M10	UC 201	12.8	6.6	P 203	0.65
15	UCP 202	30.2	127	95	38	13	19	15	62	31	12.7	M10	UC 202	12.8	6.6	P 203	0.63
17	UCP 203	30.2	127	95	38	13	19	15	62	31	12.7	M10	UC 203	12.8	6.6	P 203	0.62
20	UCP 204	33.3	127	95	38	13	19	15	65	31	12.7	M10	UC 204	12.8	6.6	P 204	0.65
25	UCP 205	36.5	140	105	38	13	16	16	70	34.1	14.3	M10	UC 205	14.0	7.9	P 205	0.79
30	UCP 206	42.9	165	121	48	17	21	18	83	38.1	15.9	M14	UC 206	19.6	11.3	P 206	1.3
35	UCP 207	47.6	167	127	48	17	21	19	94	42.9	17.5	M14	UC 207	25.9	15.4	P 207	1.6
40	UCP 208	49.2	184	137	54	17	25	19	100	49.2	19	M14	UC 208	29.3	17.9	P 208	1.9
45	UCP 209	54	190	146	54	17	22	20	108	49.2	19	M14	UC 209	33.0	20.5	P 209	2.2
50	UCP 210	57.2	208	159	60	20	25	22	114	51.6	19	M16	UC 210	35.5	23.2	P 210	2.6
55	UCP 211	63.5	219	171	60	20	25	22	126	55.6	22.2	M16	UC 211	43.0	29.4	P 211	3.3
60	UCP 212	66.8	241	184	70	20	25	25	138	65.1	25.4	M16	UC 212	52.5	36.1	P 212	4.7
65	UCP 213	76.2	265	203	70	25	29	27	150	65.1	25.4	M20	UC 213	57.5	40.0	P 213	5.6
70	UCP 214	79.4	266	210	72	25	31	27	156	74.6	30.2	M20	UC 214	52.0	44.0	P 214	7.3
75	UCP 215	82.6	276	217	74	25	31	28	163	77.8	33.3	M20	UC 215	66.0	48.2	P 215	7.9
80	UCP 216	88.9	292	232	78	25	31	30	175	82.6	33.3	M20	UC 216	72.5	53.0	P 216	10.0
85	UCP 217	95.2	310	247	83	25	31	32	187	85.7	34.1	M20	UC 217	83.6	61.8	P 217	12.2
90	UCP 218	101.6	327	262	88	27	33	34	200	96	39.7	M22	UC 218	95.5	71.4	P 218	14.7

Acoplamiento

ACOPLAMIENTO ELÁSTICO LOVEJOY

LOVEJOY TIPO L

El acoplamiento elástico LOVEJOY tipo L, se compone de dos mangones simétricos de acero sinterizado y un elemento elástico en forma de estrella. Los mangones disponen de varias aletas, sobre las que queda intercalado el elemento elástico. Ello significa que es un acoplamiento que trabaja a compresión. En caso de rotura del elemento elástico, el acoplamiento continúa acoplado al sistema.

MANGONES LOVEJOY TIPO L

Los mangones son de acero sinterizado y se suministran con agujeros mecanizados a tolerancia H7 con chaveteros según DIN 6885 y un tornillo prisionero sobre chaveta. Los diámetros de los agujeros para cada tipo de acoplamiento están relacionados en la Tabla 4. Disponemos de stock en todas las medidas para servicio inmediato. Los mangones de los tipos L190 y L225 son de fundición GG 25. Bajo pedido, podemos suministrar mangones en acero inoxidable, aluminio o bronce (consultar).

ELEMENTO ELÁSTICO

El elemento elástico (estrella), se fabrica en cuatro calidades. La fabricación standard del elemento elástico se realiza en caucho nitrílico (NBR) color negro, de gran elasticidad. Tipos E - A. Disponemos de otros materiales para la fabricación del elemento elástico como son el poliuretano de alta resistencia a los aceites y buen comportamiento a los agentes químicos, Tipo U - EL elastómero de poliéster HYTREL, que permite un aumento considerable del par y excelente resistencia a los agentes químicos, Tipo H, y el bronce poroso impregnado de aceite, recomendado solo para bajas velocidades (max. 250 rpm) en instalaciones que requieren alto par y altas temperaturas, Tipo B. Consultar la Tabla 1.

El elemento elástico (estrella) standard es el Tipo E.

El elemento elástico tipo A dispone de un anillo de sujeción que permite su intercambio sin desacoplar el equipo.

TIPO	Temperatura °C	Dureza Shore	Elasticidad	Desalineaciones ang. °C	Desalineaciones radial mm.	Resistencia aceite	Resistencia químicos	Color	Factor de par
E - A	-40 +100	90A	ALTA	1	0.38	BAJA	BAJA	NEGRO	1
H	-50 +150	55D	BAJA	0.5	0.38	BUENA	BUENA	DORE	3
U	-35 +120	90A	REGULAR	1	0.38	BUENA	BUENA	AZUL	1.5
B	-40 +220	rigido	NULLA	0.5	0.25	EXCEL.	EXCEL.	BRONCE	3

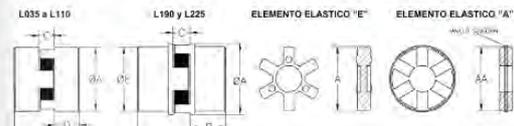


Tabla 2

DIMENSIONES (cotas en mm)										MATERIAL MANGON			
TIPOS	d máx.	A	B	C	D	E	AA	Peso Kg.	acero	aluminio	bronce	GG 25	GG 17
L035	10	15.9	20.6	7.1	6.8	15.9		0.05	x			x	
L050	15	27.4	43.6	12.2	15.7	27.4		0.14	x	x	x		
L070	19	34.5	50.8	12.7	18.0	34.5		0.27	x	x	x		
L075	24	44.5	54.0	12.7	20.6	44.5		0.45	x	x	x		
L090	28	53.6	54.0	13.2	20.6	53.6	85	0.88	x	x	x		
L095	28	53.6	83.5	13.2	25.4	53.6	85	0.81	x	x	x		
L100	35	64.3	89.0	18.0	35.0	64.3	78	1.58	x	x	x		
L110	42	84.1	108.0	22.3	42.7	84.1	98	2.97	x	x	x		
L150	48	95.3	114.3	25.4	44.4	95.3	116	4.10	x	x	x		
L190	55	114.3	123.8	25.4	49.3	101.6	132	7.65	x	x	x		
L225	65	127.0	136.5	25.4	55.4	108.0	138	10.35	x	x	x		

PAR NOMINAL TRANSMISIBLE

Factor de par (ver tabla 1)

TIPOS	E + A NBR	PAR Nm		U URETANO	KW Potencia transmitida a diferentes velocidades				NBR	Momento de inercia kg-cm²
		H HYTREL			750	1000	1500	3000		
L035	0.4				0.030	0.040	0.050	0.120	0.01	
L050	3.0				0.230	0.310	0.465	0.930	0.2	
L070	4.9	5.6	4.5		0.380	0.510	0.765	1.53	0.3	
L075	10.2	12.9	7.3		0.795	1.06	1.59	3.18	1	
L090	15.3	25.6	15.3		1.27	1.71	2.58	5.11	2	
L095	21.9	45.3	24.4		1.71	2.28	3.42	6.84	3	
L100	37.1	83.4	32.9		3.68	4.90	7.45	14.70	8	
L110	62.5	128.0	70.7		6.98	9.30	14.00	27.90	26	
L150	140.0	256.0	134.0		14.96	19.60	29.00	57.80	64	
L190	195.0	410.0	210.0		20.94	27.40	40.60	81.20	96	
L225	264.0	520.0	290.0		28.62	37.80	56.40	112.80	128	

Mangones con agujeros mecanizados (mm) a tolerancia H7 con chavetero según DIN 6885, incluyendo tornillo prisionero sobre chaveta (stock standard).

Tabla 4

Diam.	8	9	10	11	12	14	15	16	17	18	19	20	22	24	25	28	30	32	35	38	40	42	45	48	50	55	
L035	x	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
L050	x	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
L070	x	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
L075	x	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
L090	x	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
L095	x	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
L100	x	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
L110	x	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
L150	x	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
L190	x	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
L225	x	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*

Guía

GUÍAS LINEALES. SERIES HG Y QH



DIMENSIONES DEL RAÍL HG

Los ralles HG se usan tanto para los patines HG como para los QH.

DIMENSIONES DE HGR_R

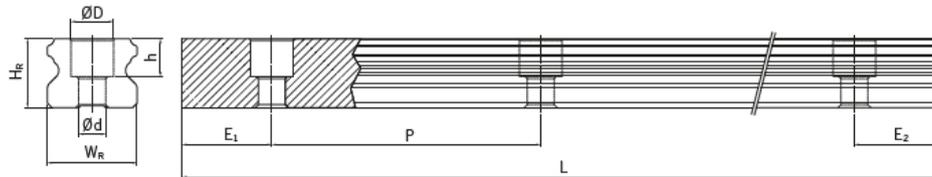


Tabla 3.9 DIMENSIONES DEL RAÍL HGR_R

Series / tamaño	Tornillo montaje para rail (mm)	Dimensiones del rail (mm)						Longitud máx. (mm)	Longitud máx. $E_1 = E_2$ (mm)	$E_{1/2}$ mín. (mm)	$E_{1/2}$ máx. (mm)	Peso (kg/m)
		W_R	H_R	D	h	d	P					
HGR15R	M4 x 16	15	15,0	7,5	5,3	4,5	60	4.000	3.900	6	54	1,45
HGR20R	M5 x 16	20	17,5	9,5	8,5	6,0	60	4.000	3.900	7	53	2,21
HGR25R	M6 x 20	23	22,0	11,0	9,0	7,0	60	4.000	3.900	8	52	3,21
HGR30R	M8 x 25	28	26,0	14,0	12,0	9,0	80	4.000	3.920	9	71	4,47
HGR35R	M8 x 25	34	29,0	14,0	12,0	9,0	80	4.000	3.920	9	71	6,30
HGR45R	M12 x 35	45	38,0	20,0	17,0	14,0	105	4.000	3.885	12	93	10,41
HGR55R	M14 x 45	53	44,0	23,0	20,0	16,0	120	4.000	3.840	14	106	15,08
HGR65R	M16 x 50	63	53,0	26,0	22,0	18,0	150	4.000	3.750	15	135	21,18



Patín

GUÍAS LINEALES. SERIES HG Y QH



DIMENSIONES DE LOS PATINES HG / QH

DIMENSIONES DE HGW / QHW

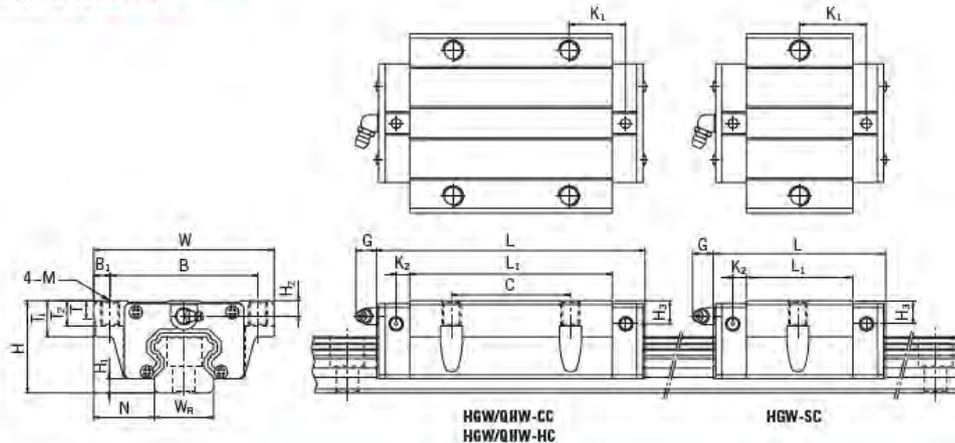


Tabla 3.8 DIMENSIONES DEL PATÍN

Series / tamaño	Dimensiones instalación (mm)								Dimensiones del patín (mm)										Capacidades de carga (N)		Peso (kg)
	H	H ₁	N	W	B	B ₁	C	L ₁	L	K ₁	K ₂	M	G	T	T ₁	T ₂	H ₂	H ₃	C _{dyn}	C ₀	
HGW15CC	24	4,3	16,0	47	38	4,5	30	39,4	61,4	8,00	4,85	M5	5,3	6,0	8,9	7,0	3,95	3,7	11.380	16.970	0,17
QHW15CC	24	4,0	16,0	47	38	4,5	30	39,4	61,4	8,00	5,00	M5	5,3	6,0	8,9	7,0	3,95	4,2	13.880	14.360	0,17
HGW20SC								29,5	54,3	19,65									12.190	16.110	0,28
HGW20CC	30	4,6	21,5	63	53	5,0	40	50,5	77,5	10,25	5,00	M6	12,0	8,0	10,0	9,5	6,00	6,0	17.750	27.760	0,40
HGW20HC								65,2	92,2	17,60									21.180	35.900	0,52
QHW20CC							40	50,5	76,7	9,75									23.080	25.630	0,40
QHW20HC	30	4,6	21,5	63	53	5,0	40	65,2	91,4	17,10	6,00	M6	12,0	8,0	10,0	9,5	6,00	6,0	27.530	31.670	0,52
HGW25SC								38,2	64,2	23,20									18.650	24.290	0,42
HGW25CC	36	5,5	23,5	70	57	6,5	45	58,0	84,0	10,70	6,00	M8	12,0	8,0	14,0	10,0	6,00	5,0	26.480	36.490	0,59
HGW25HC								78,6	104,6	21,00									32.750	49.440	0,80
QHW25CC							45	58,0	83,4	10,70									31.780	33.680	0,59
QHW25HC	36	5,5	23,5	70	57	6,5	45	78,6	104,0	21,00	6,00	M8	12,0	8,0	14,0	10,0	6,00	5,0	39.300	43.620	0,80
HGW30CC	42	6,0	31,0	90	72	9,0	52	70,0	97,41	14,25									38.740	52.190	1,09
HGW30HC								93,0	120,42	25,75	6,00	M10	12,0	8,5	16,0	10,0	6,50	10,8	47.270	63.160	1,44
QHW30CC							52	70,0	97,4	13,50									46.490	48.170	1,09
QHW30HC	42	6,0	31,0	90	72	9,0	52	93,0	120,4	25,75	6,25	M10	12,0	8,5	16,0	10,0	6,50	6,0	56.720	65.090	1,44
HGW35CC	48	7,5	35,0	100	82	9,0	62	80,0	112,4	14,60									49.520	69.160	1,56
HGW35HC								105,8	138,2	27,50	7,00	M10	12,0	10,1	18,0	13,0	9,00	12,6	60.210	91.630	2,06
QHW35CC							62	80,0	113,6	13,00									60.520	63.840	1,56
QHW35HC	48	7,5	35,0	100	82	9,0	62	105,8	139,4	25,90	7,50	M10	12,0	10,1	18,0	13,0	8,50	6,5	73.590	86.240	2,06
HGW45CC	60	9,5	37,5	120	100	10,0	80	97,0	139,4	13,00									77.570	102.710	2,79
HGW45HC								128,8	171,2	28,90	10,00	M12	12,9	15,1	22,0	15,0	8,50	20,5	94.540	136.460	3,69
QHW45CC							80	97,0	139,4	13,00									89.210	94.810	2,79
QHW45HC	60	9,2	37,5	120	100	10,0	80	128,8	171,2	28,90	10,00	M12	12,9	15,1	22,0	15,0	8,50	10,0	108.720	128.430	3,69
HGW55CC	70	13,0	43,5	140	116	12,0	95	117,7	166,7	17,35									114.440	148.330	4,52
HGW55HC								155,8	204,8	36,40	11,00	M14	12,9	17,5	26,5	17,0	12,00	19,0	139.350	196.200	5,96
HGW65CC	90	15,0	53,5	170	142	14,0	110	144,2	200,2	23,10	14,00	M16	12,9	25	37,5	23,0	15,00	15,0	163.630	215.330	9,17
HGW65HC								203,6	259,6	52,80									208.360	303.130	12,89

1) 98,8 para la versión SE | 2) 121,8 para la versión SE

Para las dimensiones del raíl, véase la pág. 30; para adaptadores de lubricación estándar y opcional, véase pág. 108.

Actuadores neumáticos

numatics

CILINDRO ISO 15552 DE TUBO PERFILADO - SERIE 453

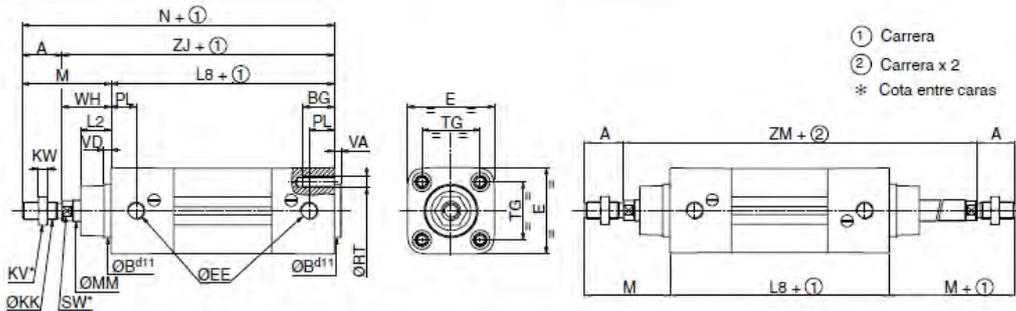
DIMENSIONES (mm), PESOS (kg) 



CILINDRO DE SIMPLE VÁSTAGO
Cilindro solo
ISO 15552



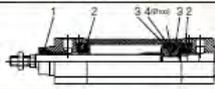
CILINDRO DE VÁSTAGO PASANTE
Cilindro solo
ISO 15552



Ø (mm)	A	ØBd11	BG	E	ØEE (3)	ØKK	KV	KW	L2	L8	M	ØMM	N	PL	ØRT	SW	TG	VA	VD min.	WH	ZJ	ZM	peso (4)	peso (5)
32	22	30	16	48	G1/8	M10x1,25	16	5	17	94	48	12	142	14	M6	10	32,5 ±0,5	4	4	26	120	146	0,49	0,0029
40	24	35	16	54	G1/4	M12x1,25	18	6	19	105	54	16	159	16	M6	13	38 ±0,5	4	4	30	135	165	0,78	0,0037
50	32	40	16	66	G1/4	M16x1,5	24	8	24	106	69	20	175	18,5	M8	17	46,5 ±0,5	4	4	37	143	180	1,00	0,0053
63	32	45	16	78	G3/8	M16x1,5	24	8	24	121	69	20	190	19	M8	17	56,5 ±0,5	4	4	37	158	195	1,35	0,0057
80	40	45	17	96	G3/8	M20x1,5	30	10	33	128	86	25	214	16,5	M10	22	72 ±0,5	4	4	46	174	220	2,36	0,0086
100	40	55	17	115	G1/2	M20x1,5	30	10	35,5	138	91	25	229	19,5	M10	22	89 ±0,5	4	4	51	189	240	3,46	0,0099

- (3) Los orificios de recordaje 1/4-3/8-1/2 (G*) son conforme a las normas ISO 228/1 e ISO 7/1. El orificio G 1/8 es conforme a la norma ISO 228/1.
 (4) Peso de cada cilindro para una carrera de 0 mm.
 (5) Peso a añadir por mm de carrera suplementaria.

CÓDIGOS PIEZAS DE RECAMBIO

Ø (mm)	1 + 2 + 3 + 4 (1)	
		vástago + pistón
32	97802343	97802736 (2)
40	97802344	97802737 (2)
50	97802345	97802738 (2)
63	97802346	97802739 (2)
80	97802347	97802740 (2)
100	97802259	97802741 (2)

- (1) Para obtener un funcionamiento óptimo, se recomienda utilizar la grasa provista con cada bolsa. Tubo suplementario (11 cm³) bajo demanda, código: 97802100
 (2) Precisar la carrera (en mm).

0140EES-20/02/P01
Las especificaciones y dimensiones pueden ser modificadas sin previo aviso. Todos los derechos reservados.

Consulte nuestra documentación en : www.asconumatics.eu

INSTALACIÓN

- Posibilidad de montaje de los cilindros en cualquier posición
- Los cilindros 438B no son reparables
- Las fijaciones se suministran siempre sin montar.
- Fijaciones: código

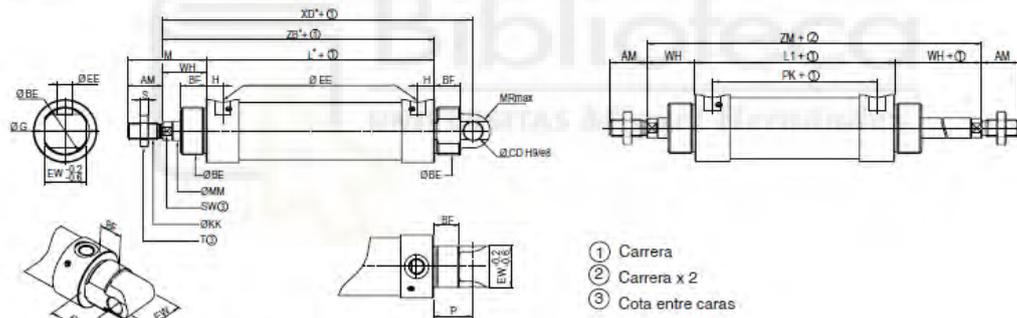
Ø (mm)	Esquadra alta (2 tuercas) MS3		Tenón trasero MP4	Fijación articulada completa MP2	Articulación trasera (no estandarizada)
	32	P493A3325000A00		integrado (con el fondo del cilindro)	P493A3121110A00
40	P493A4325000A00			P493A4121110A00	P493A432C000A00
50	P493A5325000A00			P493A5121110A00	P493A532C000A00
63	P493A6325000A00			P493A6121110A00	P493A632C000A00

Ø (mm)	Horquilla hembra para extremo de vástago ISO 8140 - RP 102 P AP2		Tenón con rótula de extremo de vástago ISO 8139 - RP 103 P AP6	Tuerca de fondo MR3
	32	P493A3131000A00		P493A3132000A00
40	P493A4131000A00		P493A4132000A00	P493A432F000A00
50	P493A5131000A00		P493A5132000A00	P493A532F000A00
63				

DIMENSIONES (mm), PESOS (kg)

CILINDRO DE SIMPLE VÁSTAGO
Cilindro redondo, simple y doble efecto
Suministrado con una tuerca de fondo
ISO 6431 - 8139 - 8140

CILINDRO DE VÁSTAGO PASANTE
Cilindro redondo, doble efecto
Suministrado con una tuerca de fondo
ISO 6431 - 8139 - 8140



Longitud de amortiguación doble efecto:
Ø32 mm = 16 mm / Ø40 mm = 20 mm
Ø50 mm = 26 mm / Ø63 mm = 30 mm

Ø	AM	ØBE	BF	ØCD	ØEE	EW	ØG	H	ØKK	L*	L1	M	ØMM	MR	P	PK	S
32	22	M30 x 1,5	16	10	G1/8	26	39,4	10,5	M10 x 1,25	92	92	49	12	10,5	24	71	5
40	24	M36 x 1,5	19	12	G1/4	28	46,5	12,5	M12 x 1,25	107	108	53	16	13	24,3	81	6
50	32	M45 x 1,5	23,5/18,5	12	G1/4	32	56,8	12,8	M16 x 1,5	110	110	67	20	13	25,5	84,5	8
63	32	M45 x 1,5	23	16	G3/8	40	70	16,5	M16 x 1,5	125	125	67	20	17	31	92	8

Ø	SW	T	WH	XD*	ZB*	ZM	peso	
							(4)	(5)
32	10	17	27	143	119	147	0,367	0,0017
40	13	19	29	160	136	167	0,639	0,0024
50	17	24	35	170	145	181	1,017	0,0039
63	17	24	35	191	160	196	1,506	0,0038

*: Dimensiones cilindro de simple efecto:
- carrera 25 = Doble efecto
- carrera 50 = Doble efecto + 25 mm
(4) Peso de cada cilindro para una carrera de 0 mm.
(5) Peso a añadir por cada 100 mm de carrera suplementaria.

Consulte nuestra documentación en: www.asconumatics.eu

P225-2

0142TES-2015/RO1
Los plazos, especificaciones y dimensiones pueden ser modificados sin previo aviso. Todos los derechos reservados.

Generador de vacío

**GENERADORES DE VACÍO
VACUUM GENERATORS**

**MONOETAPA
MONOSTAGE** | **K2B**



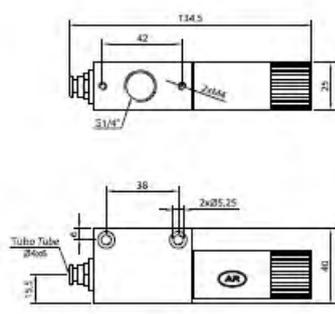
CARACTERÍSTICAS - CHARACTERISTICS

Depresión máx. <i>Max vacuum degree</i>	[mbar]	-920
Máx. caudal aspirado <i>Max suction air flow</i>	[NI/min]	60
Caudal consumido <i>Air flow consumption</i>	[NI/min]	60
Presión de alimentación <i>Supply pressure</i>	[bar]	4 ... 6
Nivel de ruido en carga <i>Working Noise level</i>	[dB]	75
Potencia absorbida <i>Power consumption</i>	[W]	—
Puerto de alimentación <i>Supply port</i>		T6x4
Puerto de vacío <i>Vacuum port</i>		G1/4"
Materiales <i>Materials</i>		Al, latón, PEAD, PP <i>Al, brass, HDPE, PP</i>
Temperatura de trabajo <i>Working Temperature</i>	[°C]	-20 ... 70
Peso <i>Weight</i>	[g]	150

CÓMO PEDIR - HOW TO ORDER

Eyector básico <i>Basic ejector</i>	EVK2B
Eyector con electroválvula 24 V CC / 24 V CA / 220 V CA <i>Ejector with valve 24 V DC / 24 V AC / 220 V AC</i>	—
Eyector con expulsión rápida <i>Ejector with quick release</i>	—
Silenciador recambio <i>Spare silencer</i>	SILRL1/4
Electroválvula recambio 24 V CC / 24 V CA / 220 V CA <i>Spare solenoid valve 24 V DC / 24 V AC / 220 V AC</i>	—
Bobina de recambio 24 V CC / 24 V CA / 220 V CA <i>Spare coil 24 V DC / 24 V AC / 220 V AC</i>	—

K2B



5.2.3- LUBRICACIÓN

Artículo 17. La lubricación del mecanismo mecánico es fundamental para su correcto funcionamiento. Por ello, sólo se deberán usar aquellos lubricantes que tengan las mismas características que los citados en este proyecto.

5.2.3- MANTENIMIENTO

Artículo 18. La lubricación del mecanismo deberá hacerse con intervalos que garanticen siempre la existencia de una película de lubricante limpio entre las partes en contacto. La falta de lubricación puede provocar sobrecalentamientos y desgaste excesivo. Es indispensable controlar periódicamente el estado de lubricación.

Artículo 19. El motorreductor se suministra lleno de aceite sintético para lubricación -en ausencia de contaminación exterior – “de por vida”.

Artículo 20. Para realizar cualquier inspección de mantenimiento, se hará referencia a los reglamentos y normas establecidas.

5.3- CONDICIONES ECONOMICAS

Artículo 21. El técnico realizará un contrato con el encargado de taller, en el cual constarán las condiciones legales y económicas y la responsabilidad que éste tiene ante él, en relación a la ejecución del proyecto.

Artículo 22. El pago por la realización del presente proyecto se efectuará de la siguiente forma:

- 50% en el momento de firma del proyecto.
- 50% restante en el momento que se efectúe la recepción definitiva.

Artículo 23. Existirá un plazo límite para la finalización del proyecto que constará en el contrato.

Artículo 24. El dueño o técnico podrá efectuar multas por el retraso en la ejecución del proyecto.

Artículo 25. Se consideran causas suficientes para la rescisión del contrato las siguientes:

- La quiebra del taller contratado para la ejecución del proyecto.
- El abandono de la ejecución sin causa justificada.
- La mala fe en la ejecución de los trabajos.

ANEXO 1

1. -DISEÑO DE EJE PRINCIPAL

1.1-DISTRIBUCION DE CARGAS

Se realiza una estimación de la división de área total, tomando la mayor medida de panel y asumiendo la distancia entre los puntos de acople de las cremalleras, trazando líneas cuales dividen la dicha distancia en partes iguales. De tal manera se obtienen 4 áreas mostradas en la imagen.

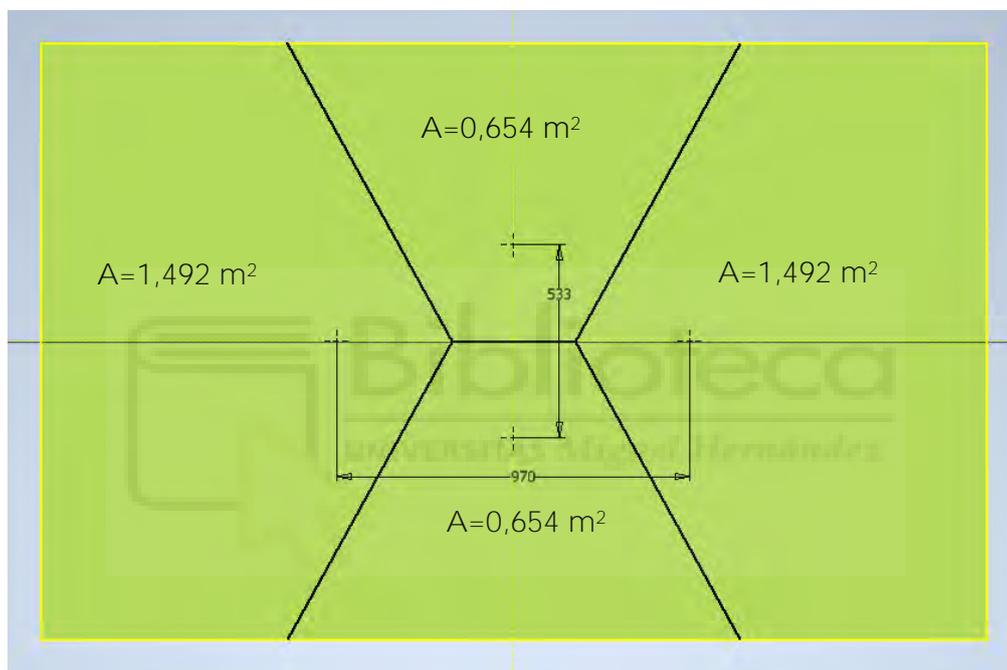


Figura 47. Distribución de área

Peso total de evacuar por el grupo Motorreductor distribuido sobre el área total de $4,3725 \text{ m}^2$ es de 170 kg , que incluye el peso de mayor panel y peso propio de los componentes por levantar o descender del mecanismo.

De esta manera estimamos que para el área de $0,654 \text{ m}^2$ en su punto de acople corresponde un peso de 26 kg y para el área de $1,492 \text{ m}^2$ corresponden 58 kg .

1.2-CARGAS ACTUANTES SOBRE EL EJE

El sistema mecánico que genera el movimiento vertical tanto ascendente como descendente, contiene 3 ejes. Eje principal motriz con una mayor longitud y dos auxiliares. Se asume que a mayor longitud y mayor número de esfuerzos soportados por el eje principal, este es un caso más desfavorable para el diseño, para lo cual solo se analizará el eje mencionado, de tal manera el resultado obtenido será válido para el resto de ejes.

Las fuerzas tangenciales sobre los engranajes se obtienen mediante la división de pesos propios entre los cuatro puntos de elevación previamente representados en el apartado anterior. La fuerza tangencial del engranaje intermedio es la resultante de la suma de las fuerzas tangenciales en los ejes auxiliares. El engranaje recto tiene un ángulo de presión de 20° , lo cual significa que también hay una componente radial de fuerza en el diente.

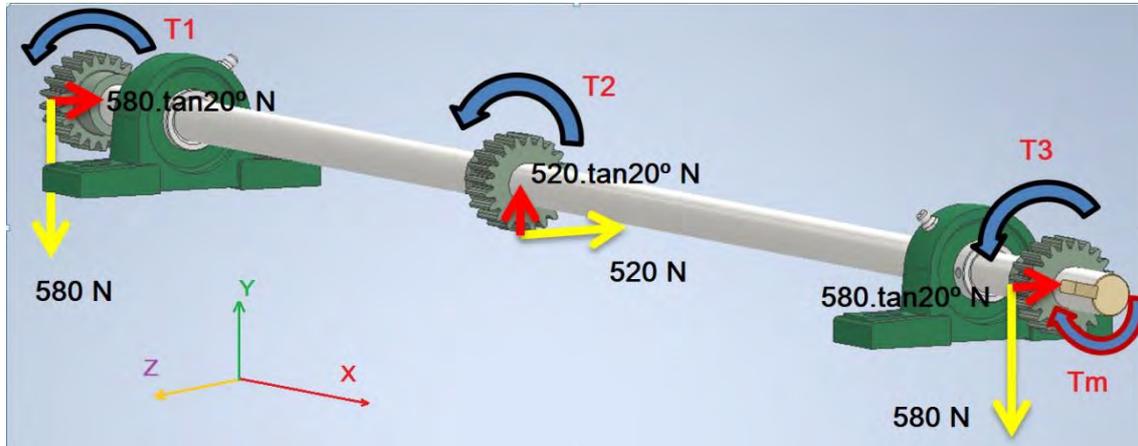


Figura 48. Diagrama cuerpo libre del eje

$$F_{t1} = F_{t3} = 580 \text{ N}$$

$$F_{t2} = 520 \text{ N}$$

$$F_{r1} = F_{r3} = 580 \cdot \tan 20^\circ = 211,1 \text{ N}$$

$$F_{r2} = 520 \cdot \tan 20^\circ = 189,26 \text{ N}$$

Una vez que se encuentran las fuerzas tangenciales, se obtienen los torques en cada engranaje, sabiendo que el diámetro primitivo es el mismo para los tres:

$$T_1 = T_3 = 12,61 \text{ Nm}$$

$$T_2 = 10,92 \text{ Nm}$$

1.3- CALCULO DE REACCIONES EN LOS APOYOS

En la siguiente figura se representa el diagrama de cuerpo libre del eje en el espacio donde se pueden observar las fuerzas y momentos principales aplicados, a continuación se muestran los diagramas de cuerpo libre en los planos x-y y x-z, con sus respectivas ecuaciones de equilibrio.

Plano x-y

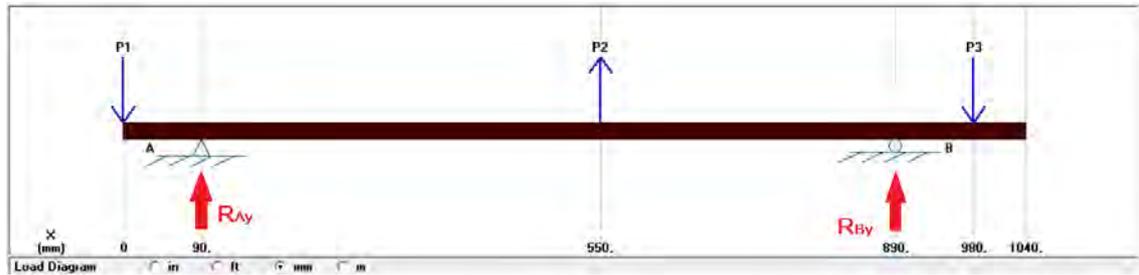


Figura 49. Diagrama cuerpo libre de plano x-y

Sumatoria de Momentos respecto al punto A:

$$\sum M_A = 0$$

$$0,09 \cdot P1 + 0,46 \cdot P2 + R_{By} \cdot 0,8 - P3 \cdot 0,89 = 0$$

$$0,09 \cdot 580 + 0,46 \cdot 189,26 + R_{By} \cdot 0,8 - 580 \cdot 0,89 = 0$$

Despejando R_{By} se obtiene:

$$R_{By} = 471,175 \text{ N}$$

Sumatoria de fuerzas en y :

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{Ay} + R_{By} - P1 - P2 - P3 = 0$$

Despejando R_{Ay} y reemplazando el valor de R_{By} se obtiene:

$$R_{Ay} = 499,565 \text{ N}$$

Plano x-z

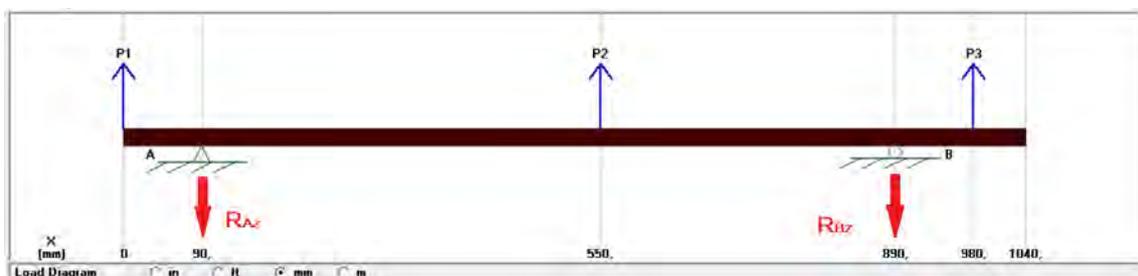


Figura 50. Diagrama cuerpo libre de plano x-z

De la misma manera se realiza el procedimiento para calcular las reacciones en el plano x-z:

$$\sum M_A = 0$$

$$-0,09 \cdot P1 + 0,46 \cdot P2 - R_{Bz} \cdot 0,8 + P3 \cdot 0,89 = 0$$

$$0,09 \cdot 211,1 + 0,46 \cdot 520 - R_{Bz} \cdot 0,8 + 211,1 \cdot 0,89 = 0$$

Despejando R_{Bz} se obtiene:

$$R_{Bz} = 510,1 \text{ N}$$

Realizando la sumatoria de fuerzas en z:

$$\sum F_z = 0$$

$$-R_{Az} - R_{Bz} + P1 + P2 + P3 = 0$$

Despejando R_{Az} y reemplazando el valor de R_{Bz} se obtiene:

$$R_{Az} = 432,1 \text{ N}$$

1.4- DIAGRAMAS DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR

Con los datos calculados se procede a generar los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores en los respectivos planos, usando como herramienta de verificación el software MD Solid.

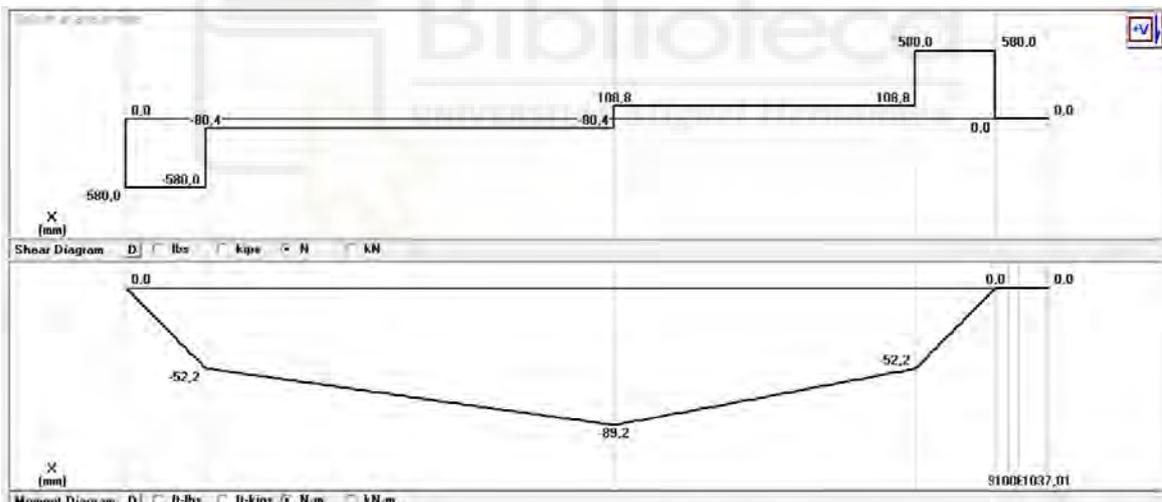


Figura 51. Diagrama de fuerza cortante y momento flector, plano x-y

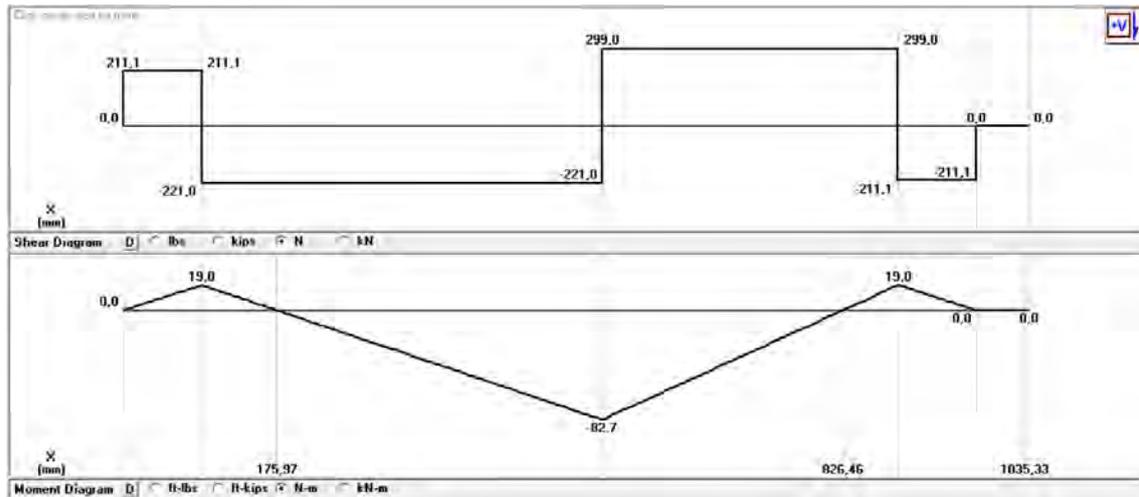


Figura 52. Diagrama de fuerza cortante y momento flector, plano x-z

Para el diseño es de mayor interés obtener el momento flector resultante entre las secciones, la magnitud del mismo está dado mediante la ecuación:

$$M = \sqrt{M_z^2 + M_y^2}$$

La sección crítica del eje se encuentra ubicada en el punto donde se sitúa el engranaje intermedio, ya que aquí se encuentran ubicados los momentos máximos. Por lo tanto el momento resultante crítico es de:

$$M = \sqrt{(-89.2)^2 + (-82.7)^2} = 121,62 \text{ Nm}$$

Tomaremos el máximo momento torsor (a la derecha de la sección):

$$T = 35,7 \text{ Nm}$$

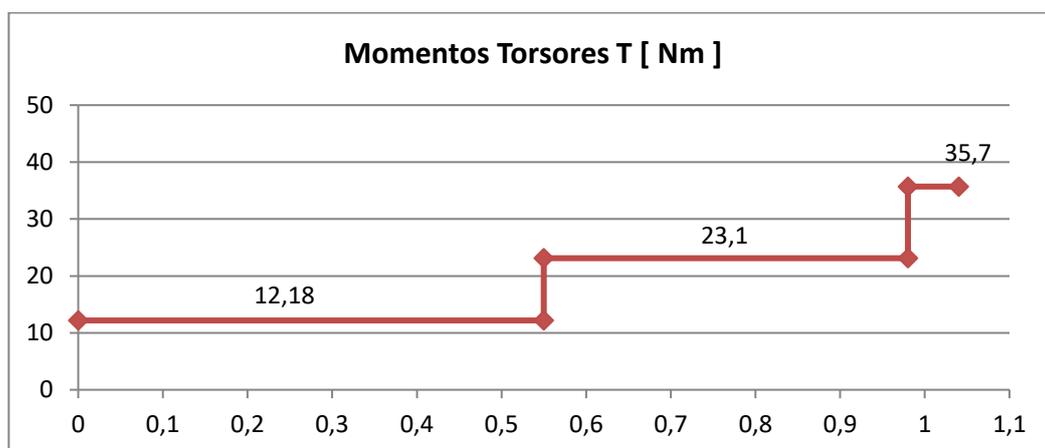


Figura 53. Diagrama momento torsor

1.5- SELECCION DEL MATERIAL

Para este elemento de maquina se ha optado por seleccionar un material tomando en cuenta a sus propiedades mecánicas, disponibilidad y maquinabilidad, un acero de gran resistencia y buena tenacidad, aleado al cromo - molibdeno F-124 con resistencia a tracción $S_{ut} = 1200 \text{ N/mm}^2$, limite elástico $S_y = 800 \text{ N/mm}^2$ y dureza Brinell 350.

El grupo F-120 representa aceros aleados de gran resistencia. La adición de elementos de aleación como el níquel, cromo, molibdeno y vanadio consigue facilitar el temple de las piezas de grosor considerable. Además, facilita el empleo de medios de enfriamiento poco energéticos y evita las deformaciones y las grietas en las piezas tratadas. Los resultados obtenidos son aceros de gran resistencia a la tracción, elevada dureza y pequeño alargamiento porcentual o estricción.

1.6- CALCULO DEL DIAMETRO

Nos basamos en el método ASME para el diseño del eje. El dicho componente motriz está sometido a cargas de flexión y torsión, generadas por efecto de la transmisión de potencia hacia las ruedas. Las cargas sobre el eje provocan una flexión alternante con la frecuencia de giro del eje, lo que produce FATIGA.

Se diseña el eje con un factor de seguridad $N_f = 2$. Se calcula también la resistencia de fatiga teórica:

$$S'_e = 0,5 \cdot S_{ut} \quad \text{para} \quad S_{ut} < 1400 \text{ N/mm}^2$$

$$S'_e = 0,5 \cdot S_{ut} = 0,5 \cdot 1200 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 600 \text{ N/mm}^2$$

Factor de carga: El eje es sometido a flexión – torsión

$$C_{carga} = 1$$

Factor de Tamaño: No se conoce el tamaño de la pieza

$$\text{para } 8 \text{ mm} < d < 250 \text{ mm} \quad \Rightarrow \quad C_{tamaño} = 1,189 \cdot d^{-0,097}$$

Estimamos un diámetro de 30 mm y obtenemos:

$$C_{tamaño} = 1,189 \cdot 30^{-0,097} = 0,855$$

Factor de Superficie: se considera la curva de pulido comercial, de tal manera

$$C_{sup} = 0,89$$

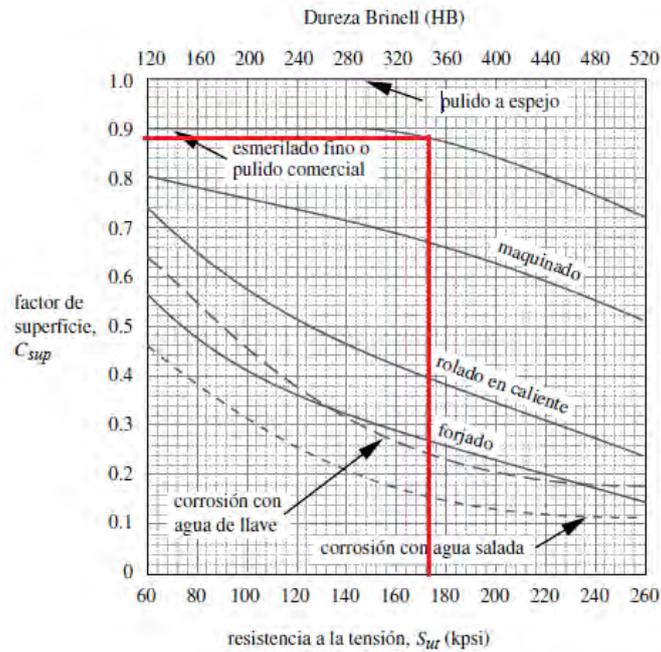


Figura 54. Factor de superficie para varios acabados en acero

Factor de Temperatura: Se considera que la temperatura no es elevada. (Temperatura < 450°C)

para $T \leq 450 \text{ }^\circ\text{C}$ (840 °F): $C_{temp} = 1$
 para $450 \text{ }^\circ\text{C} < T \leq 550 \text{ }^\circ\text{C}$: $C_{temp} = 1 - 0.0058(T - 450)$
 para $840 \text{ }^\circ\text{F} < T \leq 1\ 020 \text{ }^\circ\text{F}$: $C_{temp} = 1 - 0.0032(T - 840)$

Factor de Confiabilidad: En la etapa de diseño preliminar se supondrá un 50% de confiabilidad

Factores de confiabilidad
para $S_d = 0.08 \mu$

% de confiabilidad	C_{conf}
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.9999	0.620

$$C_{conf} = 1$$

En definitiva la resistencia a la fatiga corregida queda determinada por

$$S_e = S'_e \cdot C_{carga} \cdot C_{tamaño} \cdot C_{sup} \cdot C_{temp} \cdot C_{conf}$$

$$S_e = 600 \cdot 1 \cdot 0,855 \cdot 0,89 \cdot 1 \cdot 1 = 456,57 \text{ N/mm}^2$$

Factores de concentración de esfuerzos por fatiga:

Suponemos los factores de concentración por fatiga, lo cual nos dará una sobredimensión del eje en la primera iteración.

$$K_t = 2,2 \cong K_f \text{ para cargas por flexión}$$

$$K_{ts} = 3 \cong K_{fsm} \text{ para cargas por torsión}$$

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d = 0.02$)	2.2	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Figura 55. Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo K_t .

Para el diámetro en la primera iteración se obtiene:

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot N_f}{\pi} \left[\left(K_f \frac{M}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(K_{fsm} \frac{T}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot 2}{\pi} \left[\left(2,2 \frac{121,62}{456,57 \cdot 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(3 \frac{35,7}{800 \cdot 10^6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} = 0,023 \text{ m} = 23 \text{ mm}$$

Con el diámetro obtenido se rectifica el coeficiente de tamaño $C_{\text{tamaño}}$:

$$C_{\text{tamaño}} = 1,189 \cdot 23^{-0,097} = 0,877$$

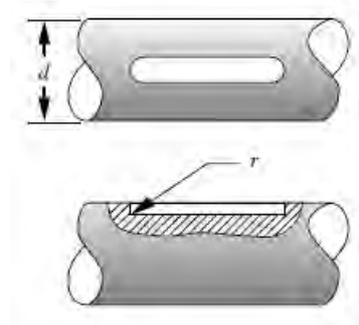
De este modo se calcula de nuevo la resistencia a fatiga corregida:

$$S_e = 600 \cdot 1 \cdot 0,877 \cdot 0,89 \cdot 1 \cdot 1 = 468,318 \text{ N/mm}^2$$

Cálculo de la sensibilidad en las muescas o entallas del eje:

Se toma razón promedio aproximado para $d \leq 165 \text{ mm}$

$$\frac{r}{d} = 0,021$$



Donde se obtiene el radio de la muesca:

$$r = 0,021 \cdot 23 \text{ mm} = 0,5 \text{ mm}$$

Con el radio de la muesca se toma la sensibilidad del material a la muesca para flexión y torsión.

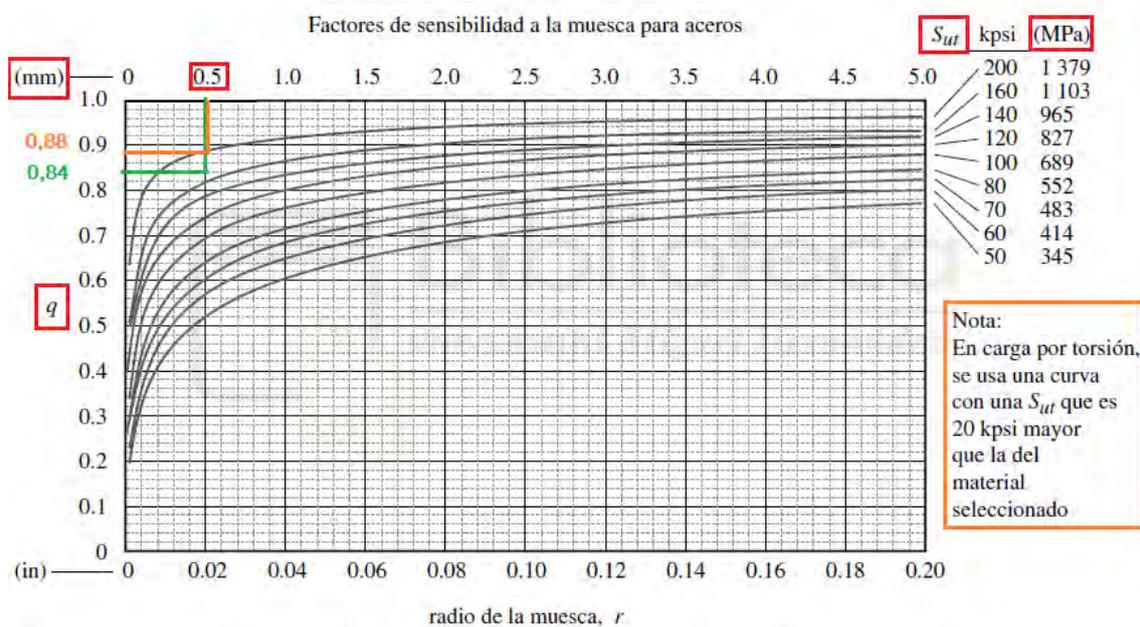


Figura 56. Curvas de sensibilidad a la muesca para aceros

Para cargas a flexión se obtiene:

$$q = 0,84$$

Para cargas a torsión se obtiene:

$$q_s = 0,88$$

Los factores de concentración de esfuerzos quedan determinados mediante:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0,84(2,2 - 1) = 2$$

$$K_{fsm} = 1 + q(K_{ts} - 1) = 1 + 0,88(3 - 1) = 2,76$$

Se calcula de nuevo el diámetro del eje con los nuevos valores obtenidos:

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot 2}{\pi} \left[\left(2 \frac{121,62}{468,318 \cdot 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(2,76 \frac{35,7}{800 \cdot 10^6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} = 0.0221 \text{ m} = 22,1 \text{ mm}$$

Teniendo como referencia el diámetro calculado anteriormente se proporciona un eje con diámetro 25 mm.

2.- DISEÑO DE ENGRANAJE

Para el diseño del engranaje nos basamos a los dos modos de falla que pueden ocurrir: fractura por fatiga, debida a la variación de los esfuerzos de flexión en la raíz del diente, y fatiga superficial en la superficie del diente.

En el presente anexo se verificaran ambos modos de falla mediante los procedimientos recomendados por AGMA.

2.1- CALCULO DE ESTADOS DE CARGA

Las magnitudes de las componentes radial y tangencial, así como, la carga total que actúa sobre el diente se determinan a partir de las expresiones:

$$W_t = \frac{2T}{D_p} \quad W_r = W_t \cdot \tan \varphi \quad W = \frac{W_t}{\cos \varphi}$$

Siendo:

- $D_p = 42 \text{ mm}$
- $T = 12,61 \text{ Nm}$

$$W_t = \frac{2T}{D_p} = \frac{2 \cdot 12,61}{0,042} = 600,5 \text{ Nm}$$

El engranaje piñon-cremallera va a tener 21 dientes y un módulo de 2, ambos parámetros cumplen las recomendaciones de la norma AGMA, que son:

- Numero de dientes mayor de 18 para un ángulo de presión de 20°
- Utilizar un módulo normalizado (1.5, 2,2.5, etc...)

Ancho de la cara del diente: $F = m \cdot 10 = 20 \text{ mm}$

2.2- ECUACION DE FLEXION DE LA AGMA

La ecuación de flexión de la AGMA se basa en las siguientes hipótesis:

1. La razón de contacto es entre 1 y 2.
2. No hay interferencia entre los engranes.
3. Ningún diente es puntiagudo.
4. Existe un juego distinto de cero.
5. Los filetes de las raíces son estándar, se suponen lisos.

6. Se desprecia las fuerzas de fricción

La forma fundamental de la AGMA para la determinación del esfuerzo flexionante de trabajo que se induce en los dientes de los engranes de dientes rectos son:

$$\sigma_f = \frac{W_t}{FmJ} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I$$

Donde:

- σ_f : esfuerzo de trabajo por flexión en los dientes
- F : ancho de la cara
- m : modulo
- J : factor geométrico
- K_a : factor de aplicación de carga
- K_m : factor de forma y determinación de carga
- K_v : factor dinámico
- K_s : factor de tamaño
- K_B : factor del espesor del aro
- K_I : factor de un engranaje loco

Factor J

El factor J toma en consideración los aspectos siguientes: el punto de aplicación de la carga en el diente, la forma que poseen los dientes, el efecto de concentración de esfuerzos y la forma como está compartida la carga. Para un conjunto de engranes de altura completa y carga compartida podemos determinar el factor geométrico de la siguiente manera.

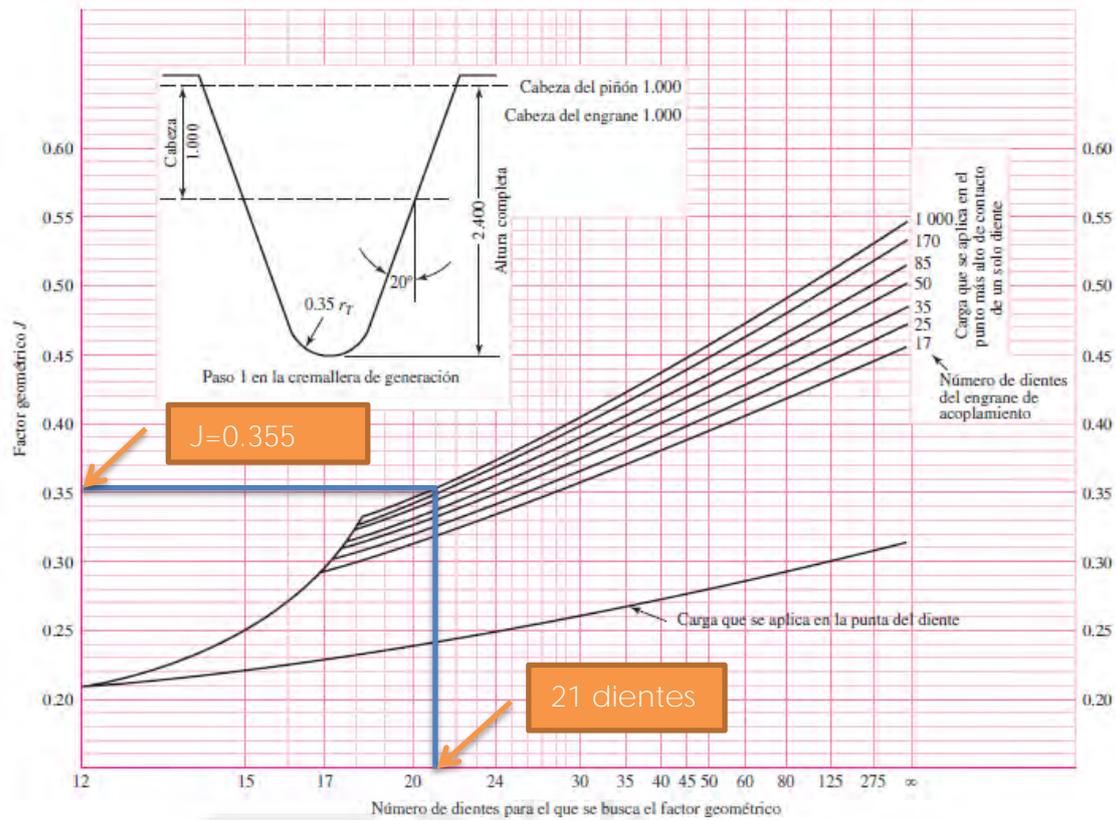


Figura 57. Grafica de AGMA para factor geométrico

Factor dinámico K_v

El factor dinámico K_v trata de tomar en cuenta las cargas vibratorias internas que se generan por el impacto entre dientes y están inducidas por un engranaje desajustado de los dientes del engrane. Tales cargas vibratorias se conocen como error de transmisión.

El cálculo del dicho factor dinámico se basa en los índices de calidad Q_v , y se realiza a partir de las expresiones:

$$V_t = \frac{d_p w}{2} \quad B = 0,25 \cdot (12 - Q_v)^{\frac{2}{3}} \quad A = 50 + 56 \cdot (1 - B)$$

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200 \cdot V_t}} \right)^B$$

Q_v – por AGMA se considera igual al número de calidad. Los números de calidad de 3 a 7 incluyen la mayoría de los engranajes de calidad comercial. Se considera $Q_v=5$

$$B = 0,25 \cdot (12 - 5)^{\frac{2}{3}} = 0,915 \quad A = 50 + 56 \cdot (1 - 0,915) = 54,76$$

$$K_v = \left(\frac{54,76}{54,76 + \sqrt{200 \cdot 0,1}} \right)^{0,915} = 0,93$$

Lo que corresponde al obtenido del grafico facilitado de AGMA.

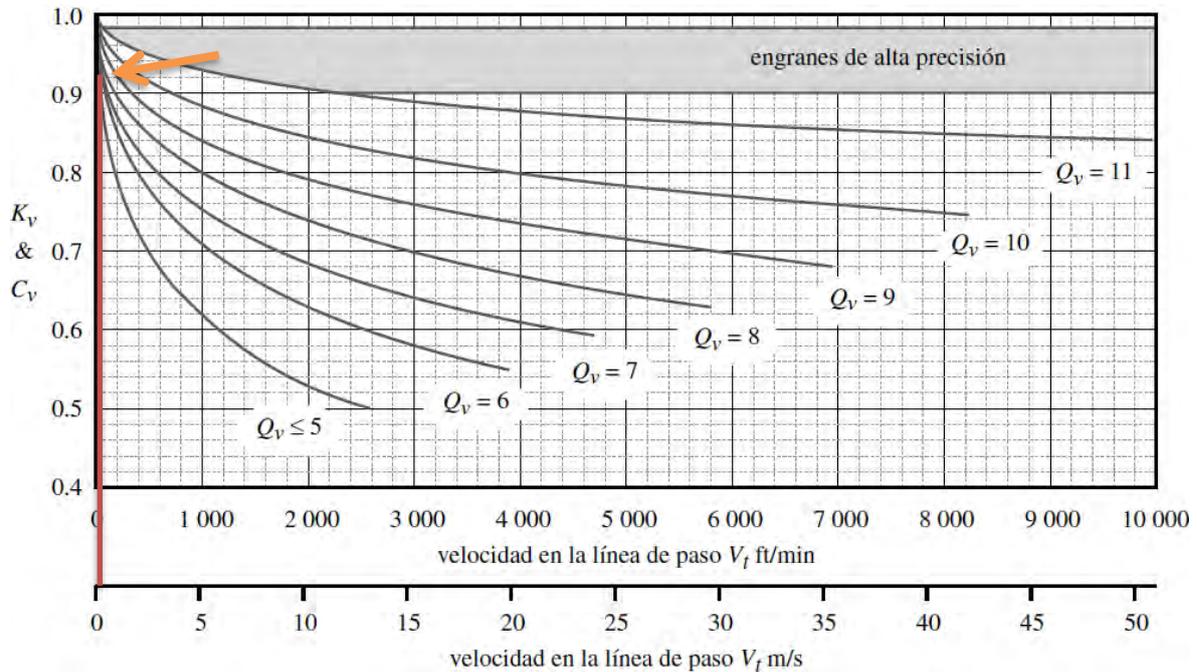


Figura 58. Factores dinámicos de la AGMA

Factor de forma y determinación de carga K_m

El factor de distribución de carga K_m (C_m) se emplea para considerar los aspectos siguientes: el desalineamiento de los ejes geométricos de rotación, las desviaciones del avance, y las de flexiones elásticas originadas por las cargas en los ejes, cojinetes o en el alojamiento.

Algunos valores sugeridos se muestran en la tabla:

Tabla 8-16
Factores K_m de distribución de carga

Ancho de cara in (mm)	K_m
<2 (50)	1.6
6 (150)	1.7
9 (250)	1.8
≥20 (500)	2.0

Figura 59. Factor de distribución de carga de la AGMA

Como la anchura de la cara es de 20 mm y cumple la condición anteriormente dictada, según la tabla el factor de distribución de carga es igual a 1,6.

Una regla práctica útil es mantener el ancho de la cara F de un engrane recto dentro de los límites $\frac{8}{P_d} < F < \frac{16}{P_d}$:

$$\frac{8}{0,5} < F < \frac{16}{0,5} \Rightarrow 12 < F < 32 \Rightarrow \textit{valido}$$

Estas restricciones no son rígidas, puesto que a medida que los dientes son fabricados con mayor precisión, los perfiles de los mismos se acercan más al perfil teórico.

Factor de tamaño K_s

El factor de tamaño K_s toma en consideración principalmente, cualquier falta de uniformidad de las propiedades del material del cual se fabrica el engrane. La AGMA no establece normas para este factor, se recomienda utilizar el valor de 1 salvo que se presenten situaciones particulares; como el caso de los dientes demasiado largos; donde debería tomarse valores mayores. Valores conservativos para K_s podrían establecerse en el rango:

$$1,25 \leq K_s \leq 1,5$$

Para asegurarnos utilizaremos un valor conservativo de 1.3

Factor de aplicación de carga K_a

El factor de aplicación de carga K_a (C_a) se utiliza con el objeto de compensar la posible existencia de valores de carga real mayores que la carga transmitida W_t . En efecto, los momentos de flexión fluctuantes podrían originar variaciones de carga tangencial de magnitud mayor que la carga transmitida W_t . Y todo dependerá de cómo se realiza la transmisión entre la maquina conductora y la conducida.

Máquina impulsora	Máquina impulsada		
	Uniforme	Impacto moderado	Impacto fuerte
Uniforme (motor eléctrico, turbina)	1.00	1.25	1.75 o mayor
Impacto suave (motor de varios cilindros)	1.25	1.50	2.00 o mayor
Impacto medio (motor de un solo cilindro)	1.50	1.75	2.25 o mayor

Figura 60. Factor de aplicación de carga : AGMA

Optaremos por suponer un choque uniforme tanto en la maquina conductora como en la conducida por lo que el factor de aplicación de carga será 1,25.

Factor de espesor del aro K_B

El factor del espesor de aro K_B (C_b) considera los casos de engranes de gran diámetro, hechos con un aro y rayos en lugar de un disco sólido; donde dicho aro posee un espesor delgado en comparación con la altura de los dientes. La AGMA define una relación entre el espesor del aro y la altura de los dientes, es decir:

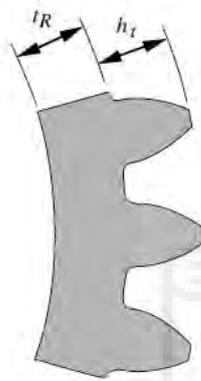
$$m_B = \frac{t_R}{h_T} = \frac{5,905}{4,595} = 1,285$$

Dónde:

m_B : relación detrás del pie del diente

t_R : espesor del aro desde el diámetro de dedendo a diámetro interior del aro

h_T : altura total del diente (suma de adendo mas el dedendo).



$$K_B = -2m_B + 3.4 \quad 0.5 \leq m_B \leq 1.2$$

$$K_B = 1.0 \quad m_B > 1.2$$

Como $m_B = 1,285 > 1,2$, utilizaremos un $K_B = 1$

Para la relación m_B no se recomienda valores menores de 0,5 , y en el caso de engranes de disco sólido, se toma $K_B = 1$.

Factor de un engranaje loco K_I

En nuestro caso el engranaje loco es ausente, por eso tomamos $K_I = 1$.

Esfuerzo de trabajo por flexión en los dientes

$$\sigma_f = \frac{W_t}{FmJ} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I = \frac{600,5}{20 \cdot 2 \cdot 0,355} \frac{1,25 \cdot 1,6}{0,93} 1,3 \cdot 1 \cdot 1 = \mathbf{118,22 MPa}$$

2.3- ESFUERZOS SUPERFICIALES DE TRABAJO POR CONTACTO

La ecuación fundamental de la AGMA para la determinación del esfuerzo por contacto en los dientes es:

$$\sigma_C = C_P \cdot \sqrt{\frac{W_t \cdot C_a \cdot C_m}{F \cdot I \cdot D_p \cdot C_V}} \cdot C_S \cdot C_f$$

Donde:

σ_C : esfuerzo por contacto superficial.

C_P : coeficiente elástico

I : factor geométrico

C_a, C_m, C_v, C_s : son iguales a los valores K_a, K_m, K_v y K_s respectivamente, y se determinan de la misma forma.

C_f : factor de condición de superficie.

Coeficiente elástico C_P

El coeficiente C_P toma en consideración las diferencias de los materiales del piñón y la rueda. Por ejemplo:

Tabla 8-18 Coeficiente elástico C_P de la AGMA en unidades de [psi]^{0.5} ([MPa]^{0.5})*†

Material del piñón	E_p psi (MPa)	Material del engrane					
		Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Hierro fundido	Bronce al aluminio	Bronce al estaño
Acero	30E6 (2E5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25E6 (1.7E5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	24E6 (1.7E5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	22E6 (1.5E5)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	17.5E6 (1.2E5)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	16E6 (1.1E5)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

† Los valores de E_p en esta tabla son aproximados; se utilizó $\nu = 0.3$ como una aproximación de la razón de Poisson para todos los materiales. Si existen números más precisos de E_p y ν , éstos se deberían emplear en la ecuación 7.23 para determinar C_P .

Figura 61. Coeficiente elástico

Si se dispone de toda la información concerniente a los materiales utilizados para piñón y rueda, el coeficiente C_P se determina en forma exacta de la expresión:

$$C_P = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\left(\frac{1 - \nu_p^2}{E_p} \right) + \left(\frac{1 - \nu_g^2}{E_g} \right) \right]}}$$

Dónde:

ν_p y ν_g : relaciones de poisson de los materiales de piñón y rueda, respectivamente.

E_p y E_g : módulos de elasticidad de los materiales de piñón y rueda, respectivamente.

Tanto la rueda dentada como la cremallera están diseñadas en acero por lo que el $C_p = 191 \text{MPa}$.

Factor de condición de superficie C_f

Se aplica para tomar en consideración acabados superficiales anormalmente ásperos en los dientes de engrane.

AGMA todavía no ha establecido normas para factores de acabado superficial y recomienda que C_f se defina igual a 1 para aquellos engranes que se fabrican mediante métodos convencionales.

Factor geométrico I

El factor geométrico I , también denominado factor geométrico de resistencia a la picadura por la AGMA, toma en cuenta el radio de curvatura de los dientes de los engranes y el ángulo de presión. La AGMA define para el referido factor la expresión:

$$I = \frac{\cos \varphi}{D_p \cdot \left(\frac{1}{\rho_p} \pm \frac{1}{\rho_r} \right)}$$

Dónde:

ρ_p, ρ_r : radios de curvatura de los dientes del piñón y la rueda, respectivamente. Los signos (+) para engranes externos y el signo (-) para engranes internos

Las ecuaciones para la determinación de los radios de curvatura de los dientes del piñón y rueda se obtienen de:

$$\rho_p = \sqrt{\left(\frac{D_p}{2} + \frac{1}{P_d} \right)^2 - \left(\frac{D_p \cdot \cos \varphi}{2} \right)^2} - \frac{\pi \cos \varphi}{P_d}$$

$$\rho_r = C \cdot \sin \varphi \pm \rho_p$$

Dónde:

C : distancia entre centros de rotación del piñón y la rueda, $C =$

$$P_d = \frac{1}{m} = 0.5, \quad \varphi = 20^\circ$$

$$\rho_p = \sqrt{\left(21 + \frac{1}{0.5} \right)^2 - \left(\frac{42 \cdot \cos 20^\circ}{2} \right)^2} - \frac{\pi \cos 20^\circ}{0.5} = 5,91$$

$$\rho_r = 39. \sin 20^\circ + 5.91 = \mathbf{19,25}$$

Por lo que:

$$I = \frac{\cos \varphi}{D_p \cdot \left(\frac{1}{\rho_p} \pm \frac{1}{\rho_r} \right)} = \frac{\cos 20}{42 \cdot \left(\frac{1}{5,91} + \frac{1}{19,25} \right)} = \mathbf{0,101}$$

Esfuerzo de trabajo por contacto en los dientes:

$$\sigma_c = 191. \sqrt{\frac{600,5 \cdot 1,25 \cdot 1,6}{20 \cdot 0,101 \cdot 42 \cdot 0,93}} \cdot 1,3 \cdot 1 = \mathbf{849,64 MPa}$$

2.4- ESFUERZOS ADMISIBLES

Los esfuerzos de trabajo que se originan en los dientes de los engranes rectos, debidos a esfuerzos repetitivos de flexión y de contacto superficial, deberán ser comparados con esfuerzos admisibles que pueden resistir los materiales con los cuales se fabrican los engranes, para verificar si son capaces de resistir aquellos. Obviamente, que en un proceso general de diseño de estos elementos mecánicos, el objetivo principal que se busca es que los mismos, no fallen ni por ruptura de los dientes (debido a esfuerzos de flexión) ni por picadura (debido a esfuerzos por contacto superficial).

2.4.1- ESFUERZOS ADMISIBLES PARA LOS DIENTES DE ENGRANES DE DIENTES RECTOS A LA FLEXION

Para el caso de los esfuerzos de flexión, el esfuerzo admisible se obtiene de:

$$\sigma_{f \text{ adms}} = S_T \frac{K_L}{K_T \cdot K_R}$$

Dónde:

$\sigma_{f \text{ adms}}$: Esfuerzo de flexión admisible

K_L : factor de duración o vida

K_T : factor de temperatura

K_R : factor de confiabilidad

S_T : número de esfuerzos admisibles de la AGMA

Factor de duración o vida K_L

El factor de duración o vida K_L se determina por medio de la gráfica. Utilizaremos la parte superior de la zona sombreada para un mayor grado de confianza.

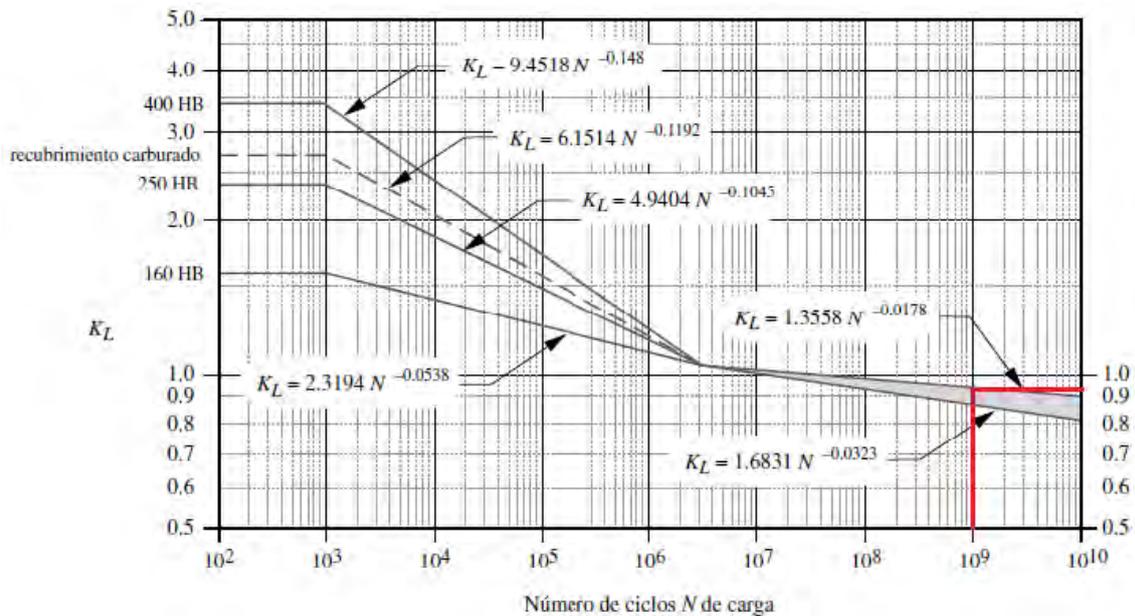


Figura 62. Factor de vida de resistencia a flexión de la AGMA

Suponiendo que se ha diseñado el sistema mecánico para que tenga una vida infinita, es decir 10^9 ciclos, según la gráfica anterior, K_L es igual a 0,93.

Factor K_T de temperatura

El factor K_T depende de la temperatura de trabajo del engrane, este valor puede asumirse como 1 para temperaturas menores a 120°C . Para temperaturas mayores y solamente para aceros, el factor se calcula a través de:

$$K_T = \frac{460 + T_a}{620}$$

Dónde:

K_T : temperatura del aceite lubricante.

Como en nuestro sistema mecánico se trabajaría en rangos de temperatura menos a 120°C el factor de temperatura K_T será igual a 1.

Factor K_R de confiabilidad

El factor de confiabilidad K_R es un indicativo de la probabilidad de fallo del engrane.

Factor K_R de la AGMA

% de confiabilidad	K_R
90	0.85
99	1.00
99.9	1.25
99.99	1.50

Figura 63. Factor de confiabilidad

Para un factor de confiabilidad del 99% que es lo que he considerado oportuno para el diseño el factor K_R es igual a 1. No me ha parecido oportuno tomar un mayor grado de confiabilidad ya que menos de 1% de confiabilidad suponía entre un 25 y 50% de aumento del K_R , por lo que un despreciable aumento del valor de confiabilidad iba a determinar de manera importante nuestro valor admisible de flexión, reduciéndose al final en un aumento de costes en materiales.

Número de esfuerzos admisibles S_T de la AGMA

El material utilizado tanto para la rueda dentada como para la cremallera es un acero F125 cuya dureza Brinell es de 325. Por lo que según la gráfica, S_t es igual a 340 MPa.

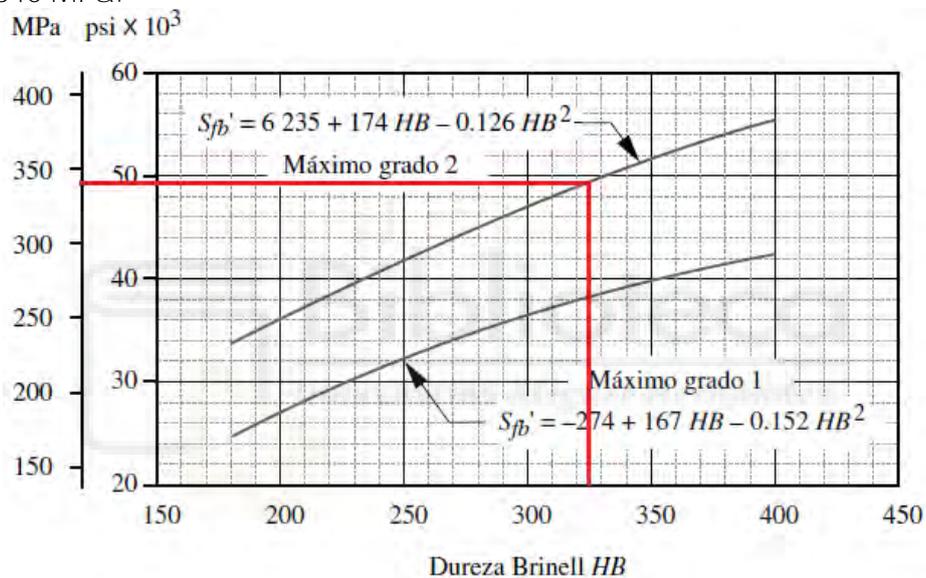


Figura 64. Resistencias de la AGMA para fatiga por flexión en aceros

Esfuerzo de flexión admisible :

$$\sigma_{f \text{ adms}} = S_T \frac{K_L}{K_T \cdot K_R} = 340 \cdot \frac{0,93}{1.1} = 316,2 \text{ MPa}$$

En los engranes de dientes rectos, se tendrá seguridad contra fallo por ruptura de los dientes debido a esfuerzos repetitivos de flexión, si se cumple que:

$$\sigma_f \leq \sigma_{f \text{ adms}}$$

$$118,22 \text{ MPa} \leq 316,2 \text{ MPa}$$

El diseño cumple con la norma AGMA a flexión

2.4.2- ESFUERZOS ADMISIBLES A LA DURABILIDAD SUPERFICIAL

Los esfuerzos admisibles a la durabilidad superficial se determina de:

$$\sigma_{C\ adms} = S_C \frac{C_L C_H}{C_T \cdot C_R}$$

Dónde:

$\sigma_{C\ adms}$: esfuerzo admisible a la durabilidad superficial

C_L : factor de duración

C_H : factor de relación de durezas

C_T : factor de temperatura

C_R : factor de confiabilidad

S_C : número de esfuerzos permisibles a la durabilidad superficial

Factor de duración C_L

El factor C_L posee el mismo propósito que el factor K_L , aunque se obtiene de la siguiente figura.

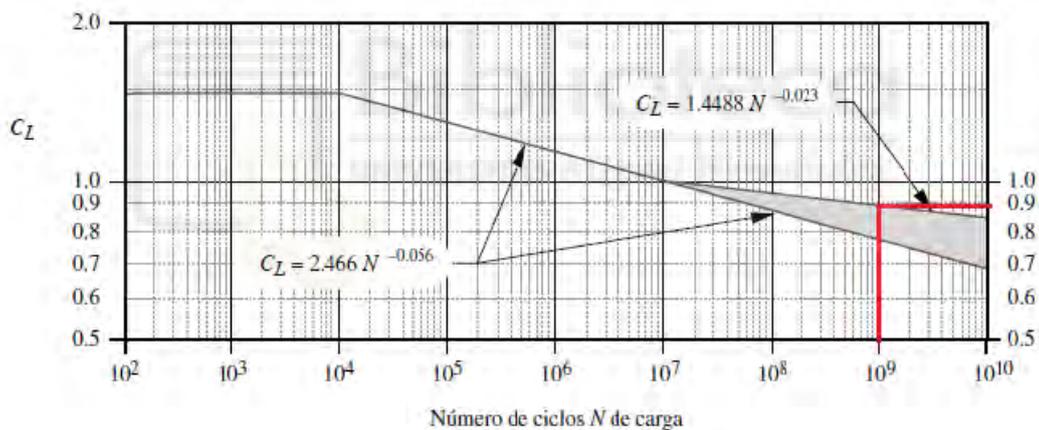


Figura 65. Factor de vida de la AGMA para resistencia superficial a la fatiga C_L

Suponiendo que se ha diseñado el sistema de dirección para que tenga una vida infinita, es decir 10^9 ciclos, según la gráfica anterior, C_L es igual a 0,89.

Factor de temperatura C_T y factor de confiabilidad C_R

Los factores C_T y C_R son idénticos, respectivamente a los factores K_T y K_R utilizados para esfuerzos admisibles a la flexión, y se determina de la misma forma descrita para los últimos.

Factor de relación de dureza C_H

El factor C_H , puede decirse que es en función de la dureza de los materiales con los cuales se fabrican el piñón y la rueda, y su valor debe ser siempre mayor que 1, con objeto de incrementar el valor de los números de esfuerzos admisibles de los materiales usados para la construcción de los engranes. Además, el factor C_H solo se aplica para determinar el esfuerzo admisible a la

durabilidad superficial de la rueda, y no tiene efecto sobre el piñón, con el objeto de ajustar los números de esfuerzos admisibles a la durabilidad superficial. Las fórmulas para el cálculo de C_H son dadas por la AGMA, dichas formulas son:

$$C_H = 1 + A(m_G - 1)$$

Donde m_G es la razón de engrane y A se obtiene a partir de:

$$\frac{HB_p}{HB_g} < 1,2 \text{ entonces } A = 0$$

Como en nuestro caso $HB_p = HB_g$, C_H es igual a 1.

S_C número de esfuerzos permisibles a la durabilidad superficial

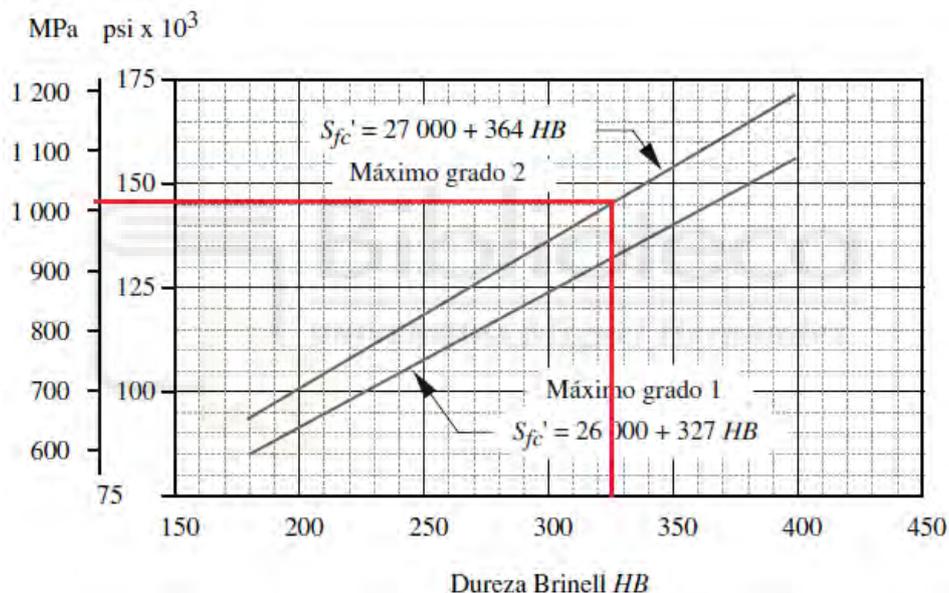


Figura 66. Efecto de la dureza Brinell sobre el esfuerzo de contacto permisible

El material utilizado tanto para la rueda dentada como para la cremallera es un acero F125 cuya dureza Brinell es de 325. Por lo que según la gráfica, S_C es igual a 1000 MPa.

Esfuerzo a contacto admisible :

$$\sigma_{C \text{ adms}} = S_C \frac{C_L C_H}{C_T \cdot C_R} = 1000 \cdot \frac{0,89 \cdot 1}{1 \cdot 1} = \mathbf{890 \text{ MPa}}$$

Con el objeto de asegurar que un sistema de transmisión a través de engranes de dientes rectos posea seguridad contra fallo por picadura, debido a esfuerzos por contacto superficial tipo Hertziano, debe cumplirse que:

$$\sigma_C \leq \sigma_{C \text{ adms}}$$

$$849,64 \text{ MPa} \leq 890 \text{ MPa}$$

El diseño cumple con la norma AGMA a contacto.

3.- SELECCIÓN Y CÁLCULO DE LAS CHAVETAS

El diseño y cálculo de una chaveta, consiste básicamente en la determinación de la longitud de la misma, debido a que el resto de dimensiones están determinadas bajo norma, y en función del diámetro del eje con el que se las va a acoplar. El cálculo se realiza bajo dos criterios, corte y aplastamiento.

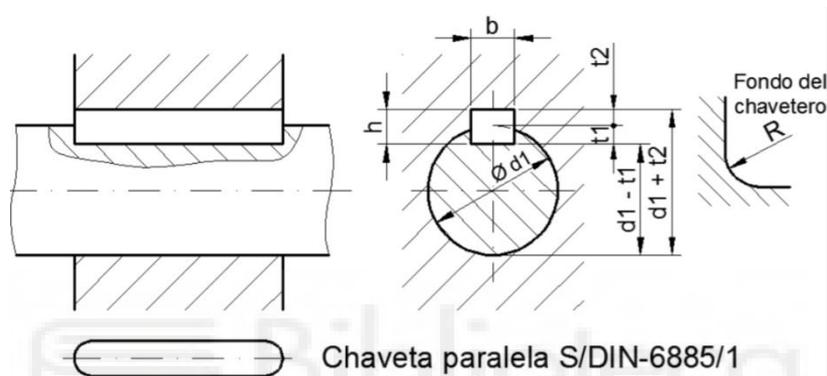


Figura 67. Dimensiones de la chaveta

Por lo general las chavetas suelen ser fabricadas de aceros al carbono laminados en frío, permitiendo que estos actúen como un elemento de seguridad ante las sobrecargas e imprevistos de funcionamiento en el diseño, evitando así daños costosos en otros elementos de máquinas.

Se dimensiona la chaveta para el piñón, donde se tienen los siguientes parámetros:

- Torque aplicado, $T = 12,18 \text{ Nm}$
- Material de la chaveta, Acero F-112
- Los valores de b y h se los selecciona de acuerdo al diámetro del eje, de acuerdo a la norma DIN 6885 para chavetas. Se tiene que para un diámetro de 25 mm el ancho de la chaveta es $b = 8 \text{ mm}$, y el alto $h = 7 \text{ mm}$

2.1- FALLA POR CORTANTE

Sobre una cuña se aplica una fuerza de corte F debida al momento M que transmite, como se muestra en la siguiente figura:

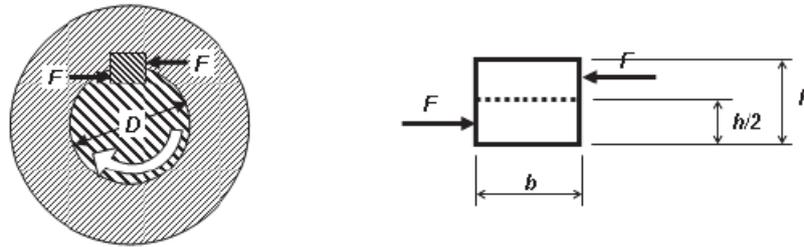


Figura 68. Chaveta sometida a fuerzas cortantes

Los esfuerzos cortantes producidos por la fuerza F , se aplican sobre el área transversal, y están determinados mediante:

$$F = \frac{T}{r} = \frac{2T}{D}$$

Mediante la teoría de la energía de distorsión, la resistencia al cortante es:

$$S_{sy} = 0,577(S_y)$$

El esfuerzo cortante a lo largo de área transversal de la chaveta, está dado mediante:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{2T}{D \left((l-b)b + \frac{\pi d^2}{4} \right)}$$

Sustituyendo τ por la resistencia al cortante dividido entre el factor de seguridad se obtiene:

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{2T}{D \left((l-b)b + \frac{\pi d^2}{4} \right)}$$

Despejando l se determina la longitud necesaria para la chaveta sometida a esfuerzos cortantes, la longitud está dada mediante:

$$l_c = \left(\frac{2nT}{S_{sy}Db} - \frac{\pi d^2}{4b} \right) + b$$

Donde:

l_c : Longitud de la chaveta

n : Factor de seguridad recomendado, $n = 3$

S_y : Limite de fluencia acero F-112, $S_y = 300 \text{ N/mm}^2$

T : Torque generado a transmitir, en (Nm)

D : diámetro del eje, en (m)

b : ancho de la chaveta en (m)

Reemplazando se tiene:

$$l_c = 0,004 \text{ m} = 4 \text{ mm}$$

2.2- FALLA POR APLASTAMIENTO

Para resistir la tensión de compresión sobre las caras laterales, se utiliza el área de la mitad de la cara de la chaveta.

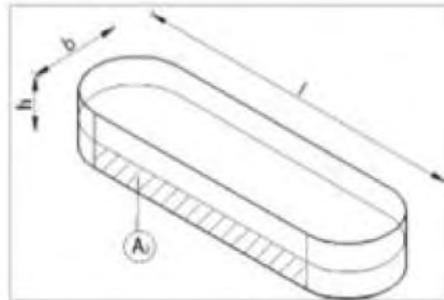


Figura 69. Área de aplastamiento

$$\sigma_{apl} = \frac{F}{A_{apl}} = \frac{2T}{D \cdot \frac{h}{2} \cdot l}$$

Como la tensión a la compresión no debe exceder al esfuerzo permisible a compresión, y por cuestiones de seguridad al esfuerzo de compresión se lo divide para un factor de seguridad, se tiene que:

$$l \geq \frac{2nT}{D \cdot \frac{h}{2} \cdot S_y}$$

Reemplazando tenemos:

$$l_a = 0,003 \text{ m} = 3 \text{ mm}$$

Los valores obtenidos de las dos comprobaciones son longitudes mínimas de la chaveta, que a su vez son tan pequeñas debido al menor par torsor. Por diseño se adoptaran longitudes mayores recomendadas, según norma UNI 6604 – DIN 6885.

$b \times h \times h^{11}$	L mm																			Chavetero			
	8	10	12	14	15	16	18	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50			t_1	$d+t_2$	
3 x 3	8	10	12	14	15	16	18	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50			1,8	$d+1,4$	
4 x 4	8	10	12	14	15	16	18	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50			2,5	$d+1,8$	
5 x 5	10	12	14	15	16	18	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50	55	56	60	70	3	$d+2,3$
6 x 6	12	14	15	16	18	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50	55	56	60	70	80	3,5	$d+2,8$
8 x 7	18	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50	55	56	60	63	70	80	90	100	110	4	$d+3,3$
10 x 8	20	22	25	28	30	32	35	36	40	45	50	55	56	60	63	70	80	90	100	110	120	5	$d+3,3$

Figura 70. Tabla longitud chavetas DIN-6885

La longitud del cubo es de 35 mm, se implementara una longitud para la chaveta de 20 mm igual a la anchura del diente.

4.- CALCULO DE RESISTENCIAS DE LOS ESPARRAGOS

Las uniones de las cremalleras con el plato sostenedor de aluminio son uniones básicas y se realizaran en cuatro puntos mediante espárragos roscados M12x80 de calidad de acero 8.8, tuercas y arandelas anchas. En este caso hay que verificar la resistencia a los dichos eslabones. La ausencia o el fallo de un eslabón invalida todo el sistema.

En el caso de los tornillos solicitados según la dirección de su eje, tracción, la EAE y el EC3 categorizan: uniones sin pretensar y uniones pretensados. En nuestro caso, para la primera categoría se utilizaran tornillos ordinarios o de alta resistencia. Se tiene que cumplir la comprobación determinada:

$$F_{t,Sd} \leq F_{t,Rd}$$

$$F_{t,Sd} \leq B_{p,Rd}$$

A continuación se indica en las siguientes tablas las principales características geométricas del tipo de tornillo empleado:

Grado de tornillo	4.6	5.6	6.8	8.8	10.9
f_{yb} N/mm ²	240	300	480	640	900
f_{ub} N/mm ²	400	500	600	800	1.000

Figura 71. Valores nominales del límite elástico f_{yb} y de la resistencia a tracción f_{ub}

DIÁMETRO (mm)	A_s (mm ²)	GRADO			
		4.6	5.6	8.8	10.9
12	84,3	24,28	30,35	48,56	60,70
16	157	45,22	56,52	90,43	113,04
20	245	70,56	88,20	141,12	176,4
22	303	87,26	109,08	174,53	218,16
24	353	101,66	127,08	203,33	254,16
27	456	131,33	164,16	262,66	328,30

Figura 72. Área y resistencia a tracción en kN

La resistencia a tracción $F_{t,Rd}$ de un tornillo viene dada por la expresión:

$$F_{t,Rd} = \frac{0,9 \cdot f_{ub} \cdot A_s}{\gamma_{M_2}}$$

Como la unión consta de 4 espárragos la resistencia total de la unión se calculará multiplicando la anterior expresión por el número de espárragos empleados.

$$F_{t,Rd} = \frac{0,9 \cdot f_{ub} \cdot A_s \cdot 4}{\gamma_{M_2}}$$

Donde:

A_s : es el área resistente a tracción del tornillo, que según la tabla anterior es $A_s = 84,3 \text{ mm}^2$

f_{ub} : es la tensión última a tracción del tornillo de valor

γ_{M_2} : es el coeficiente parcial de seguridad el cual para uniones atornilladas vale $\gamma_{M_2} = 1,25$

Con estos valores, la resistencia total a tracción de la unión entre los cuatro espárragos es:

$$F_{t,Rd} = 194227 \text{ N}$$

Por otro lado el esfuerzo de tracción que actúa sobre la unión es $F_{t,Sd} = 1700 \text{ N}$, resulta inferior al valor de resistencia al esfuerzo de tracción que tiene la unión, es decir, se cumple que:

$$F_{t,Sd} = 1700 \text{ N} \leq F_{t,Rd} = 194227 \text{ N}$$

Por otro lado, cuando el tornillo trabaja a tracción la norma exige realizar una comprobación a punzonamiento de la chapa en contacto con la cabeza del tornillo, en el presente caso será la tuerca del espárrago. La resistencia a punzonamiento viene dada por la expresión siguiente:

$$B_{p,Rd} = \frac{0,6 \cdot \pi \cdot d_m \cdot t \cdot f_u}{\gamma_{M_2}}$$

Donde:

f_u : es la resistencia a tracción del aluminio 6061-T6, $f_u = 290 \text{ MPa}$

d_m : es el menor valor de la distancia media entre vértices y caras de la cabeza del tornillo o la tuerca $d_m = 20,5 \text{ mm}$

t : espesor de la placa que se encuentra bajo la cabeza de la tuerca, $t = 20 \text{ mm}$

Sustituyendo valores, se obtiene una resistencia a punzonamiento de la chapa:

$$B_{p,Rd} = 179296 \text{ N}$$

Valor éste que es muy superior al esfuerzo de tracción, $F_{t,sd}$ que actúa sobre la unión atornillada, que tenía un valor $F_{t,sd} = 1700 \text{ N}$. Por lo tanto se cumple la condición que:

$$F_{t,sd} \leq B_{p,Rd}$$

A pesar de que la resistencia de punzonamiento es muy superior al esfuerzo que actúa se instalarán arandelas anchas en ambos lados de la placa de aluminio para mayor seguridad.

5.- DISEÑO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

De acuerdo al diseño de la máquina, esta presenta solo cargas radiales, pues en ningún caso se ha encontrado cargas de tipo axial.

Las cargas radiales están determinadas por las reacciones de cada uno de los ejes, se tomara las de mayor valor que corresponden al eje central, por cuanto requiere de márgenes de seguridad apropiados a las condiciones del diseño.

5.1- ANALISIS ESTATICO

La carga radial en este caso es la mayor resultante de las reacciones en los apoyos del eje, paralelas a los ejes cartesianos y y z .

$$F_{RB} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{510,1^2 + 471,175^2} = 694,4 \text{ N}$$

Bajo una sollicitación a carga estática, se calcula el factor de esfuerzos estáticos f_s , para demostrar que se ha elegido un rodamiento con suficiente capacidad de carga.

$$f_s = \frac{C_0}{P_0}$$

f_s : Factor de esfuerzos estáticos

C_0 : Capacidad de carga estática

P_0 : Carga estática equivalente

Este factor de esfuerzos f_s es un valor de seguridad contra deformaciones elevadas en los puntos de contacto de los cuerpos rodantes. Para rodamientos que giran con mayor facilidad, se elije un factor de esfuerzo alto. Si las exigencias de suavidad de giro son más reducidas, bastan valores bajos. En general se pretende conseguir los siguientes valores:

$$f_s = 1,5 \dots 2,5 \text{ para exigencias elevadas}$$

$$f_s = 1,0 \dots 1,5 \text{ para exigencias normales}$$

$$f_s = 0,7 \dots 1,0 \text{ para exigencias reducidas}$$

La carga equivalente P_0 es un valor teórico. Es una carga radial en rodamientos y una carga axial y centrada en los rodamientos axiales. P_0 origina la misma sollicitación en el punto de contacto más cargado entre cuerpos rodantes y camino de rodadura que la carga combinada real.

$$P_0 = X_o \cdot F_r + Y_o \cdot F_a$$

P_0 : Carga estática equivalente

F_r : Carga radial = F_{RB}

F_a : Carga axial

X_o : Factor radial = 1

Y_o : Factor axial = 0

Capacidad de carga estática requerida:

$$C_0 = f_s \cdot P_0 = 1,3 \cdot 694,4 = 902,7 \text{ N} = \mathbf{0.902 \text{ kN}}$$

5.2- ANALISIS DINAMICO

El comportamiento de un rodamiento, se determina por la carga dinámica equivalente P , la misma que se evaluará por la siguiente ecuación:

$$P = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

V : Factor de rotación, cuando gira la pista interior, $V = 1$

F_r : Carga radial = F_{RB}

F_a : Carga axial = 0

X_o : Factor radial = 1

Y_o : Factor axial = 0

Por lo tanto: $P = F_r$

La carga dinámica C se determina con la ecuación:

$$C = P \cdot \frac{f_i}{f_n}$$

Siendo:

f_i : Factor de esfuerzos dinámicos

C : Capacidad de carga dinámica

P : Carga dinámica equivalente

f_n : Factor de velocidad

Factor de velocidad

El factor de velocidad f_n , se determina en tablas, a partir de las rpm a las que se encontrará sometido el rodamiento, siendo este factor inversamente proporcional a las revoluciones, por lo cual es recomendable calcularlo con el menor número de revoluciones.

▼ Valores f_n para rodamientos de bolas

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 \frac{1}{2}}{n}}$$

n	f_n								
min ⁻¹									
10	1,49	55	0,846	340	0,461	1800	0,265	9500	0,152
11	1,45	60	0,822	360	0,452	1900	0,26	10000	0,149
12	1,41	65	0,8	380	0,444	2000	0,255	11000	0,145
13	1,37	70	0,781	400	0,437	2200	0,247	12000	0,141
14	1,34	75	0,763	420	0,43	2400	0,24	13000	0,137
15	1,3	80	0,747	440	0,423	2600	0,234	14000	0,134
16	1,28	85	0,732	460	0,417	2800	0,228	15000	0,131
17	1,25	90	0,718	480	0,411	3000	0,223	16000	0,128
18	1,23	95	0,705	500	0,405	3200	0,218	17000	0,125
19	1,21	100	0,693	550	0,393	3400	0,214	18000	0,123
20	1,19	110	0,672	600	0,382	3600	0,21	19000	0,121
22	1,15	120	0,652	650	0,372	3800	0,206	20000	0,119
24	1,12	130	0,635	700	0,362	4000	0,203	22000	0,115
26	1,09	140	0,62	750	0,354	4200	0,199	24000	0,112
28	1,06	150	0,606	800	0,347	4400	0,196	26000	0,109
30	1,04	160	0,593	850	0,34	4600	0,194	28000	0,106
32	1,01	170	0,581	900	0,333	4800	0,191	30000	0,104
34	0,993	180	0,57	950	0,327	5000	0,188	32000	0,101
36	0,975	190	0,56	1000	0,322	5500	0,182	34000	0,0993
38	0,957	200	0,55	1100	0,312	6000	0,177	36000	0,0975
40	0,941	220	0,533	1200	0,303	6500	0,172	38000	0,0957
42	0,926	240	0,518	1300	0,295	7000	0,168	40000	0,0941
44	0,912	260	0,504	1400	0,288	7500	0,164	42000	0,0926
46	0,898	280	0,492	1500	0,281	8000	0,161	44000	0,0912
48	0,886	300	0,481	1600	0,275	8500	0,158	46000	0,0898
50	0,874	320	0,471	1700	0,27	9000	0,155	50000	0,0874

Figura 73. Factor de velocidad para rodamientos de bolas

En nuestro caso la velocidad mínima es de 46 rpm, y $f_n = 0,898$

Factor de esfuerzos dinámicos

Para el diseño se va a tomar un valor de vida nominal $L_h = 20\ 000\ h$. De las tablas de obtiene $f_l = 3,42$

▼ Valores f_L para rodamientos de bolas

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}}$$

L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L
h		h		h		h		h	
100	0,585	420	0,944	1700	1,5	6500	2,35	28000	3,83
110	0,604	440	0,958	1800	1,53	7000	2,41	30000	3,91
120	0,621	460	0,973	1900	1,56	7500	2,47	32000	4
130	0,638	480	0,986	2000	1,59	8000	2,52	34000	4,08
140	0,654	500	1	2200	1,64	8500	2,57	36000	4,16
150	0,669	550	1,03	2400	1,69	9000	2,62	38000	4,24
160	0,684	600	1,06	2600	1,73	9500	2,67	40000	4,31
170	0,698	650	1,09	2800	1,78	10000	2,71	42000	4,38
180	0,711	700	1,12	3000	1,82	11000	2,8	44000	4,45
190	0,724	750	1,14	3200	1,86	12000	2,88	46000	4,51
200	0,737	800	1,17	3400	1,89	13000	2,96	48000	4,58
220	0,761	850	1,19	3600	1,93	14000	3,04	50000	4,64
240	0,783	900	1,22	3800	1,97	15000	3,11	55000	4,79
260	0,804	950	1,24	4000	2	16000	3,17	60000	4,93
280	0,824	1000	1,26	4200	2,03	17000	3,24	65000	5,07
300	0,843	1100	1,3	4400	2,06	18000	3,3	70000	5,19
320	0,862	1200	1,34	4600	2,1	19000	3,36	75000	5,31
340	0,879	1300	1,38	4800	2,13	20000	3,42	80000	5,43
360	0,896	1400	1,41	5000	2,15	22000	3,53	85000	5,54
380	0,913	1500	1,44	5500	2,22	24000	3,63	90000	5,65
400	0,928	1600	1,47	6000	2,29	26000	3,73	100000	5,85

Figura 74. Factor de esfuerzos dinámicos para rodamientos de bolas

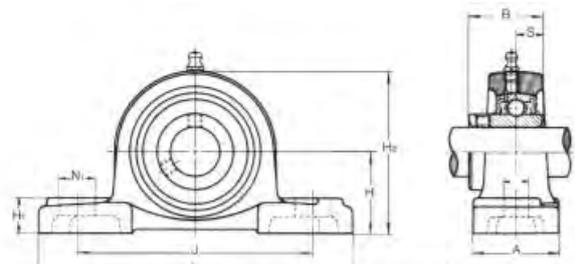
Capacidad de carga dinámica requerida:

$$C = P \cdot \frac{f_l}{f_n} = 694,4 \cdot \frac{3,42}{0,898} = 2644,6 \text{ N} = \mathbf{2,64 \text{ kN}}$$

5.3 - SELECCIÓN DEL RODAMIENTO

De los catálogos se selecciona un rodamiento que tenga capacidad de carga dinámica y estática superior a las calculadas, un diámetro de 25 mm con soportes de pie o chumaceras de fundición gris.

Soporte de pie
MUCP200 Inoxidable de 12 a 50 mm.
MUCA 200 Plastic serie de 12 a 40 mm.



Ø EJE mm	MODELO	DIMENSIONES										TAMAÑO PERNO mm	CAPACIDAD BÁSICA DE CARGA(KN)			ALOJA- MIENTO Nº	PESO kg
		H	L	J	A	N	N	H	H	B	S		Nº	DINÁMICA Cr	ESTÁTICA Cor		
12	UCP 201	30,2	127	95	38	13	19	15	62	31	12,7	M10	UC 201	12,8	6,6	P 203	0,65
15	UCP 202	30,2	127	95	38	13	19	15	62	31	12,7	M10	UC 202	12,8	6,6	P 203	0,63
17	UCP 203	30,2	127	95	38	13	19	15	62	31	12,7	M10	UC 203	12,8	6,6	P 203	0,62
20	UCP 204	33,3	127	95	38	13	19	15	65	31	12,7	M10	UC 204	12,8	6,6	P 204	0,65
25	UCP 205	36,5	140	105	38	13	16	16	70	34,1	14,3	M10	UC 205	14,0	7,9	P 205	0,79
30	UCP 206	42,9	165	121	48	17	21	18	83	38,1	15,9	M14	UC 206	19,6	11,3	P 206	1,3
35	UCP 207	47,6	167	127	48	17	21	19	94	42,9	17,5	M14	UC 207	25,9	15,4	P 207	1,6
40	UCP 208	49,2	184	137	54	17	25	19	100	49,2	19	M14	UC 208	29,3	17,9	P 208	1,9
45	UCP 209	54	190	146	54	17	22	20	108	49,2	19	M14	UC 209	33,0	20,5	P 209	2,2
50	UCP 210	57,2	206	159	60	20	25	22	114	51,6	19	M16	UC 210	35,5	23,2	P 210	2,6
55	UCP 211	63,5	219	171	60	20	25	22	126	55,6	22,2	M16	UC 211	43,0	29,4	P 211	3,3
60	UCP 212	69,8	241	184	70	20	25	25	138	65,1	25,4	M16	UC 212	52,5	36,1	P 212	4,7
65	UCP 213	78,2	265	203	70	25	29	27	150	65,1	25,4	M20	UC 213	57,5	40,0	P 213	5,6
70	UCP 214	79,4	266	210	72	25	31	27	156	74,6	30,2	M20	UC 214	62,0	44,0	P 214	7,3
75	UCP 215	82,6	275	217	74	25	31	28	163	77,8	33,3	M20	UC 215	66,0	46,2	P 215	7,9
80	UCP 216	88,9	292	232	78	25	31	30	175	82,6	33,3	M20	UC 216	72,5	53,0	P 216	10,0
85	UCP 217	95,2	310	247	83	25	31	32	187	85,7	34,1	M20	UC 217	83,5	61,8	P 217	12,2
90	UCP 218	101,6	327	262	86	27	33	34	200	96	39,7	M22	UC 218	95,5	71,4	P 218	14,7

Figura 75. Tabla de rodamientos.

ANEXO 2

1. – ANALISIS ESTRUCTURAL DEL CHASIS

Se va analizar la resistencia de la estructura tubular del chasis frente a las solicitaciones. Para ello se ha realizado en el programa Ansys-Workbench16 utilizando el método de elementos finitos.

Aquí cabe mencionar que para el análisis estructural se han utilizado las superficies medias de los distintos cuerpos del modelo, con el objetivo de trabajar con elementos tipos Shell. Se trata de extraer la superficie media de

aquellos cuerpos cuyo espesor es mucho menor que el resto de sus dimensiones. Es decir, se convierte a 2D un componente 3D.

Extraer las superficies medias sirve para reducir el número de elementos y nodos necesarios para resolver el cálculo. Evitamos consumir recursos, en términos computacionales, innecesarios al realizar el cálculo.

Para empezar se introdujo en el programa el material asignado para la estructura, con cada una de sus propiedades. Posteriormente se procede a generar los elementos tipo Shell y los contactos entre ellos. Una vez generada la geometría se procede a generar la malla. Para el mallado utilizamos una malla MultiZone ya que esta opción nos ayuda de tener un mallado uniforme en toda la estructura. Una vez realizado el mallado a la estructura se le asignan los soportes y las cargas. El soporte fijo se ha realizado en los orificios de cada una de las cuatro ruedas de la estructura. La carga de 1700N se aplica dividida entre los dos tubos centrales en los que viene montado el mecanismo mecánico encargado de elevar o descender la carga.

A continuación se muestran en las siguientes figuras los resultados del análisis estático estructural:

La deformación que tiene la estructura con la carga máxima aplicada se produce en la parte central de la misma en el lugar donde se sitúan las placas sostenedoras del mecanismo mecánico, con un valor de 0,934mm.

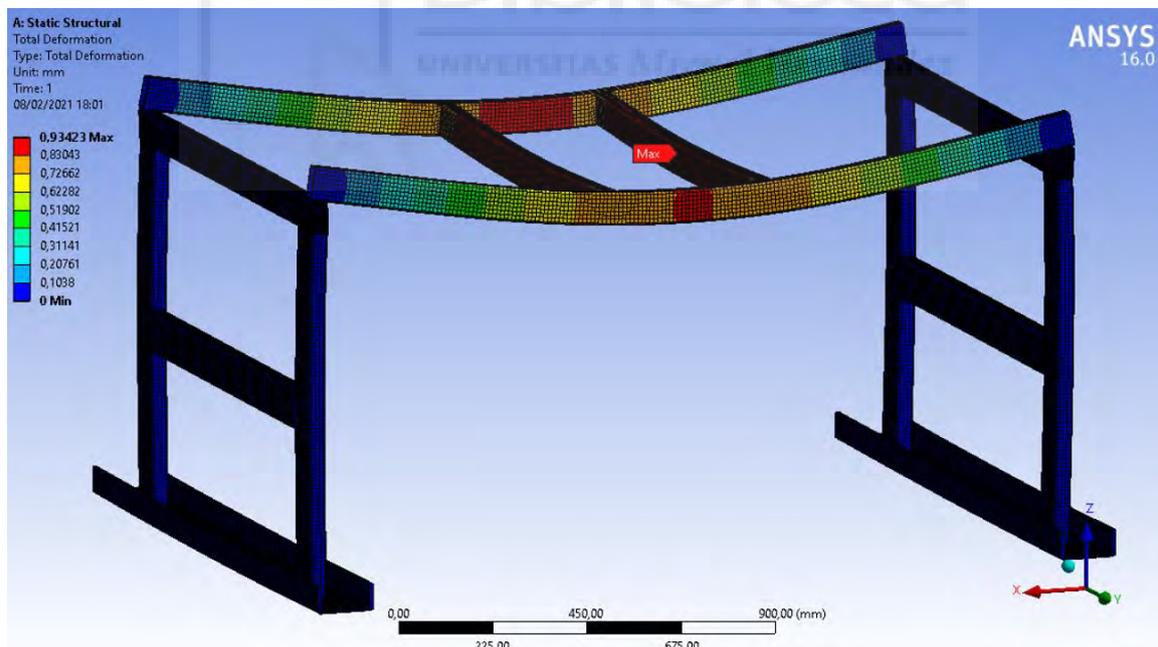


Figura 76. Deformación con carga máxima aplicada

En la siguiente imagen podemos observar la Tensión de Von Mises y su punto de aplicación máxima. Este punto se encuentra por una parte en la soldadura entre los tubos transversales y las partes laterales y por otra en la soldadura entre los dos tubos centrales y tubos transversales.

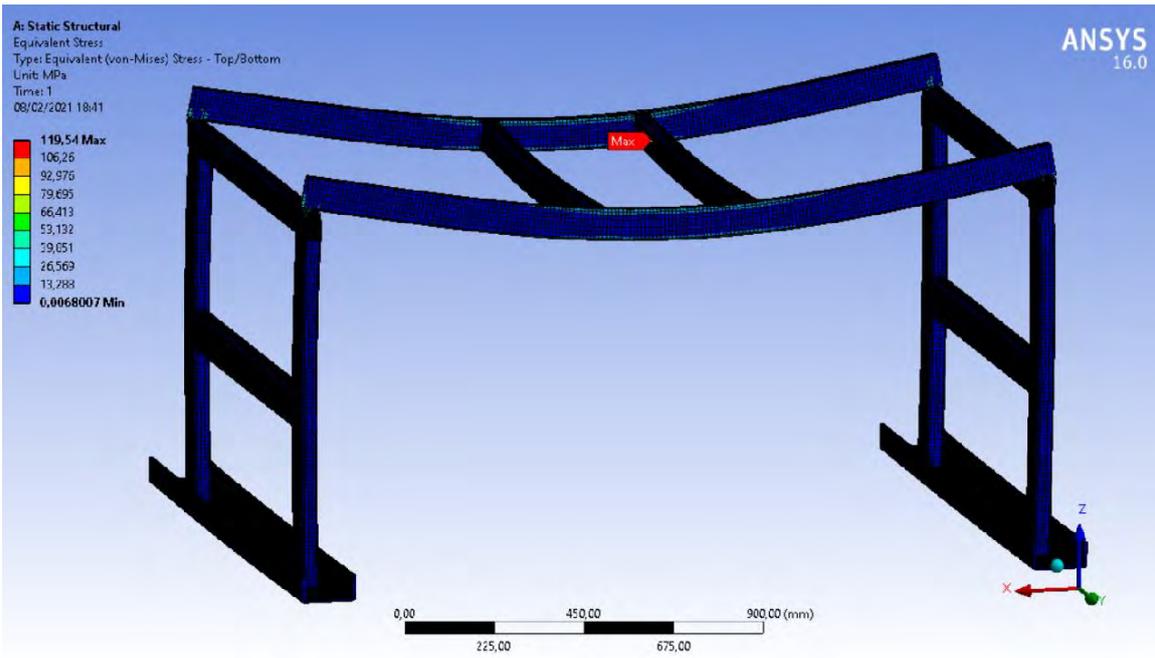


Figura 77. Resultado de tensión de Von Mises

El coeficiente de seguridad lo podemos observar en la siguiente imagen. Se obtiene un valor de 2 que es completamente aceptable.

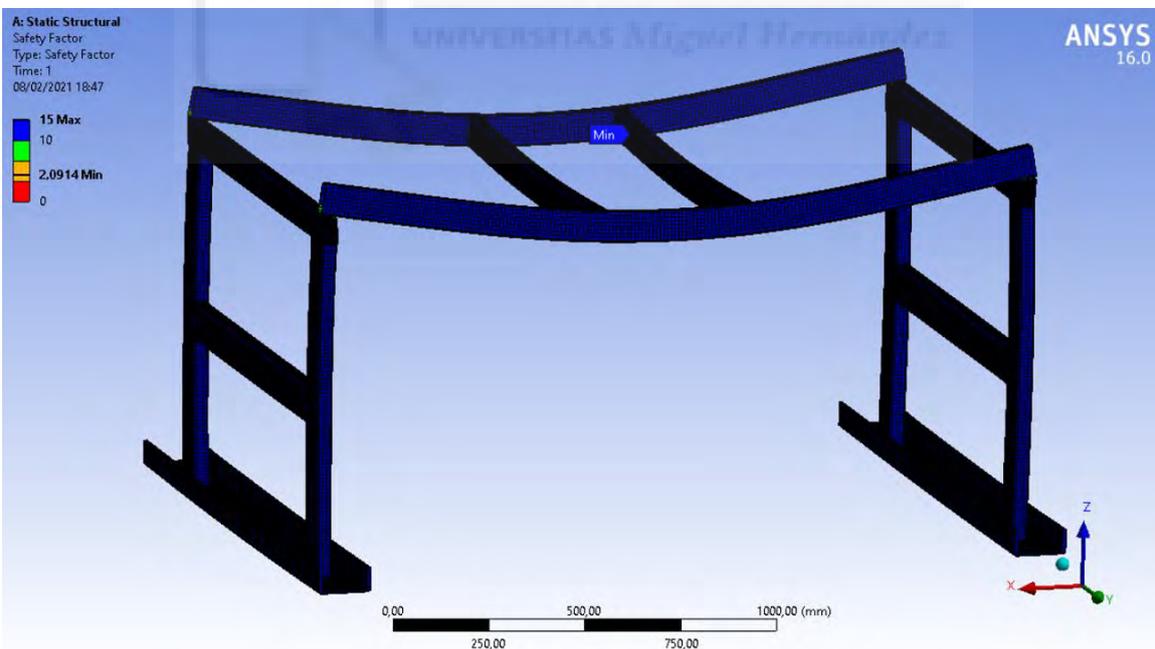


Figura 78. Resultado del coeficiente de seguridad

No obstante para corregir estos no tan malos valores y aumentar el valor del coeficiente de seguridad, se introducirán mediante soldadura, cartelas en los cuatro extremos de la parte superior de la estructura, lo que fortalecerá las partes laterales con la transversal. Por otro lado las propias placas sostenedoras, que están montadas con pernos, jugarán el papel de fortalecer la estructura en la parte central.

A continuación se muestra en las siguientes figuras los resultados del análisis estático estructural tras el montaje de las cartelas.

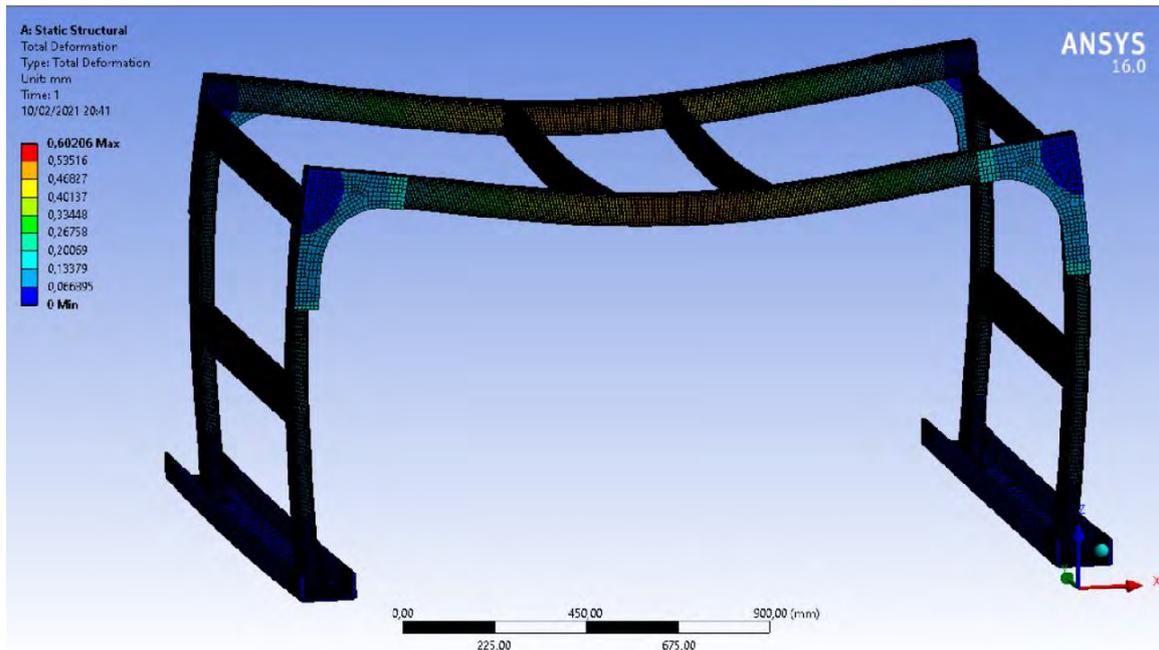


Figura 79. Deformación con carga máxima tras montaje de cartelas

En el análisis de desplazamientos se puede observar que el valor máximo es inferior al obtenido anteriormente. Se observa también en este caso, pandeo de las partes laterales, que es insignificante en comparación con la parte horizontal superior. Teniendo como valor máximo un desplazamiento de 0,6mm

En la siguiente imagen podemos observar los nuevos valores de estrés de Von Mises y su punto máximo de aplicación. Nuevamente el valor máximo se produce en las uniones entre las partes lateral y horizontal, pero con un valor ya inferior.

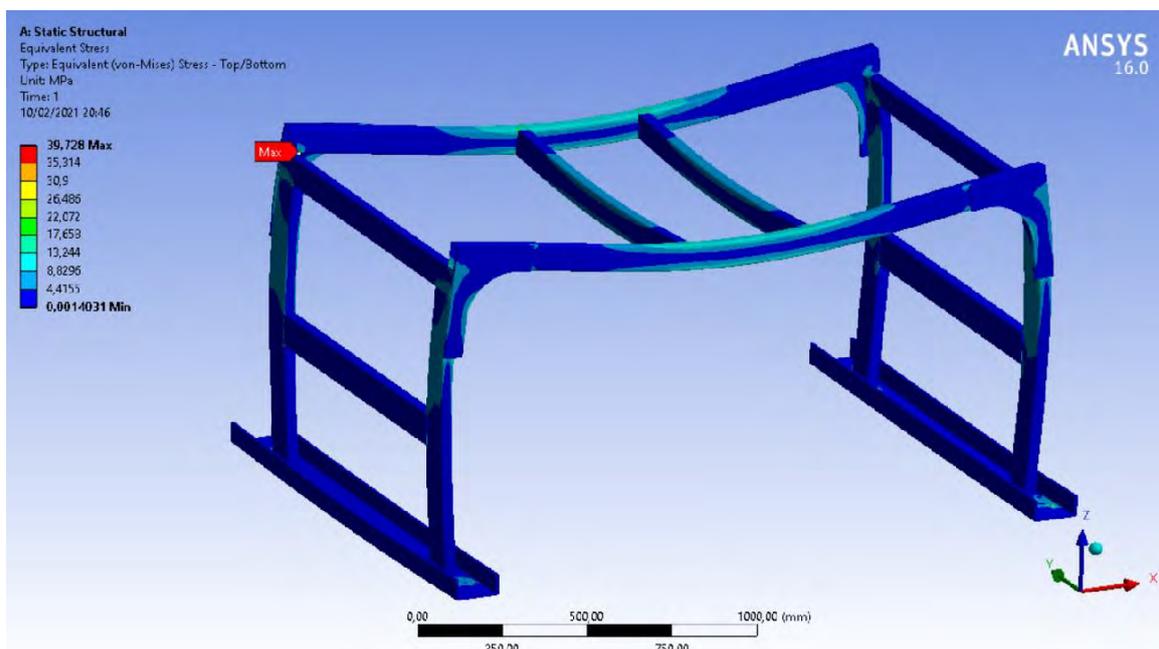


Figura 80. Resultado de tensión de Von Mises con cartelas

En el caso del coeficiente de seguridad, el dato obtenido ya es mucho mayor, reportando un valor mínimo de 6,29.

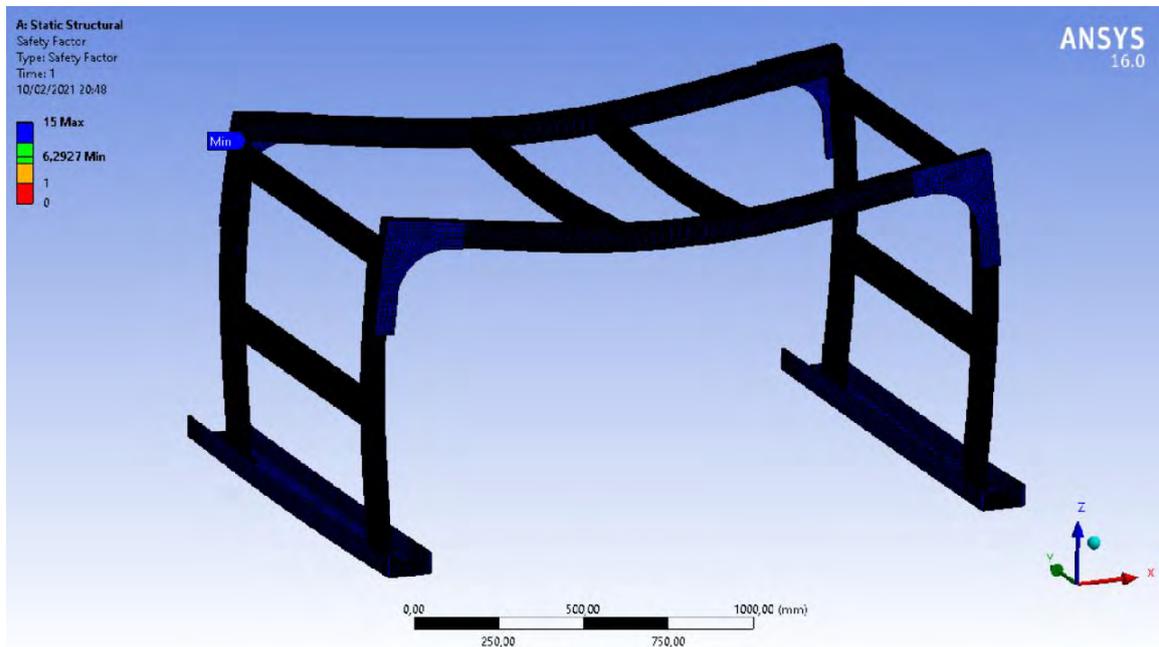


Figura 81. Resultado del coeficiente de seguridad con cartelas

2. – ANALISIS ESTRUCTURAL DEL CONJUNTO DE ESTRUCTURA TUBULAR Y SUS PLATOS SOSTENEDORES.

En esta segunda parte del anexo se representará la simulación estructural del conjunto de la estructura tubular de aluminio diseñado para soportar el sistema de vacío y a su vez el panel extraído, conectada a sus platos sostenedores también fabricados de aluminio.

Para realizar la simulación del comportamiento de la estructura se a creado un modelo 3D empleando el software Inventor-2020, de tal manera que la unión entre el plato grande sostenedor y los platos pequeños se realiza mediante unos vástagos como unión fija entre ellos. Los dichos elementos representan los vástagos de los actuadores neumáticos.

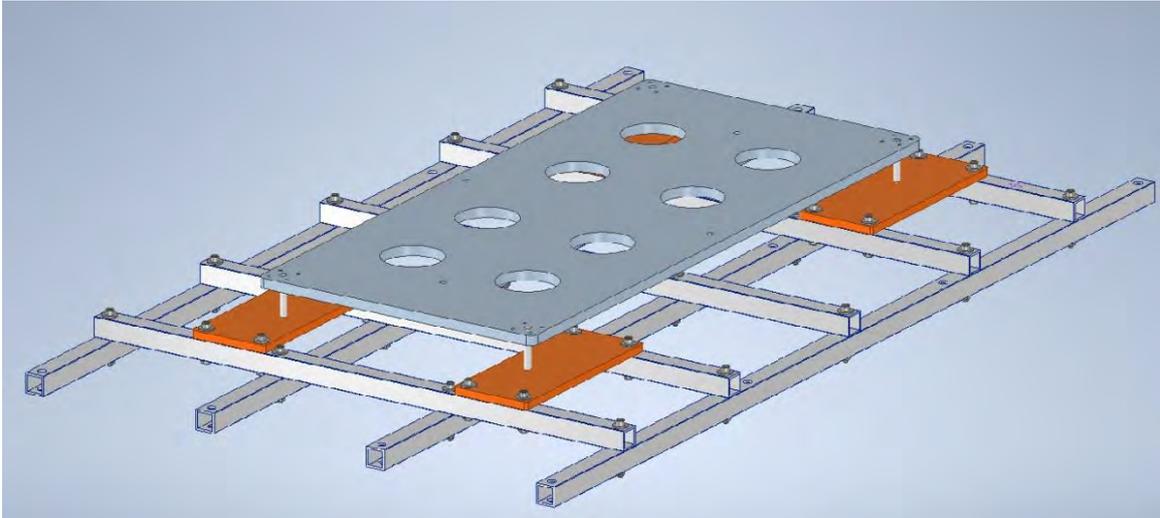


Figura 82. Estructura simplificada

Se introduce en Ansys-Workbench16 el material asignado para cada elemento de la estructura, con cada una de sus propiedades. Para realizar el cálculo se utiliza mallado de Hex Dominant Method en los distintos sólidos, a excepción de los vástagos fijos, donde se elige el método de Sweep Method. Cuanto más pequeño sea el tamaño del elemento, más fina será la malla y más fiables serán los resultados, pero más tardará el ordenador en llegar a la solución. Una vez está todo preparado se procede al análisis estático. A este modelo se va a aplicar una fuerza correspondiente al peso máximo por elevar y distribuida entre las 16 ventosas. En cada posición de ventosa se asignan 52 N. Los soportes fijos se aplican sobre el plato sostenedor en sus 4 orificios de conexión con las cremalleras.

A continuación se muestra en la siguientes figura el resultado que se refiere a la deformación. Se puede observar que a la hora de aplicar la carga el lugar donde más desplazamiento sufrirá son los extremos más lejanos con un valor máximo de 0,258mm. Este desplazamiento es insignificante y no afectará el funcionamiento de la maquina ni al estado del panel transportado.

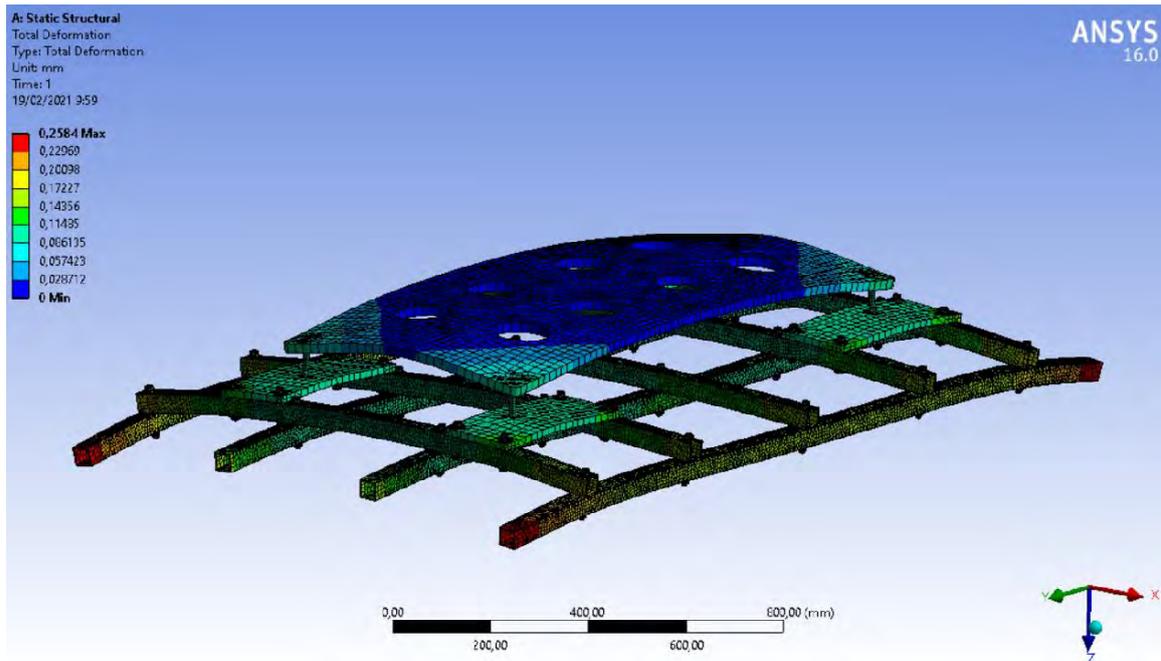


Figura 83. Deformación con carga máxima

En la siguiente imagen podemos observar la Tensión de Von Mises y su punto de aplicación máxima. Este punto se encuentra en la parte superior de la unión entre los tubos cuadrados. Dicha unión esta realizada mediante tornillos con montaje de arandelas anchas.

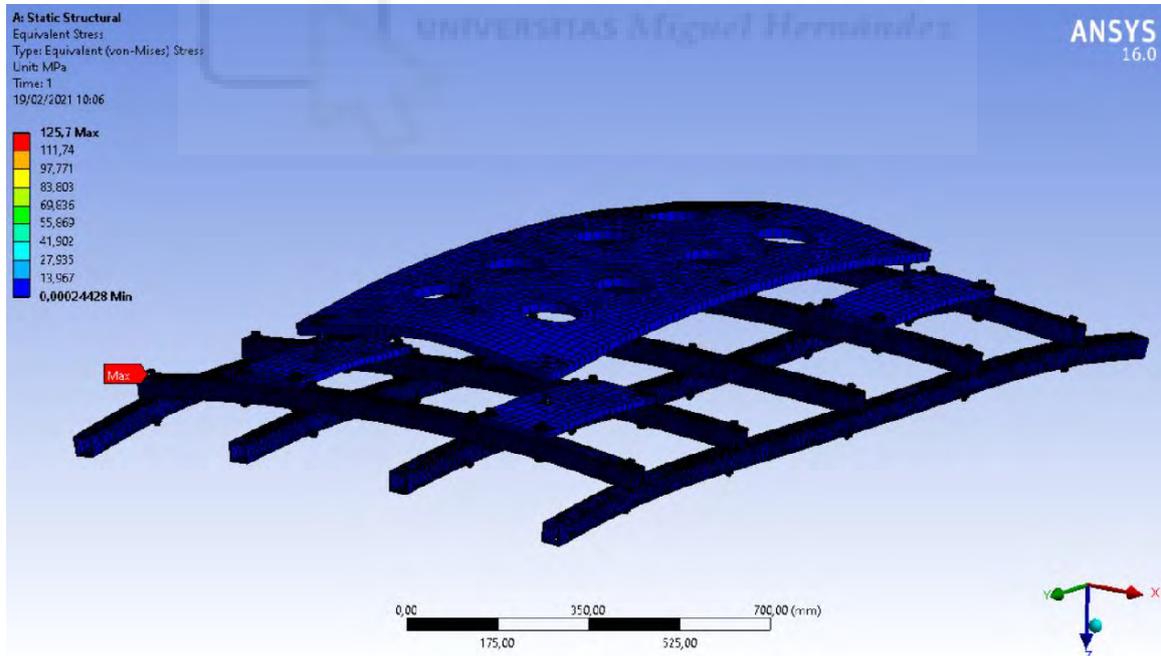


Figura 84. Resultado de tensión de Von Mises

En el mismo punto se observa también el valor mínimo del coeficiente de seguridad. El valor de este coeficiente de seguridad es de 1,98 casi un 2 y es aceptable. Por lo tanto este será el diseño definitivo de la unión entre los distintos elementos. Una posible mejora sería incorporar casquillos entre las arandelas y de esta forma aliviar el estado de tensiones.

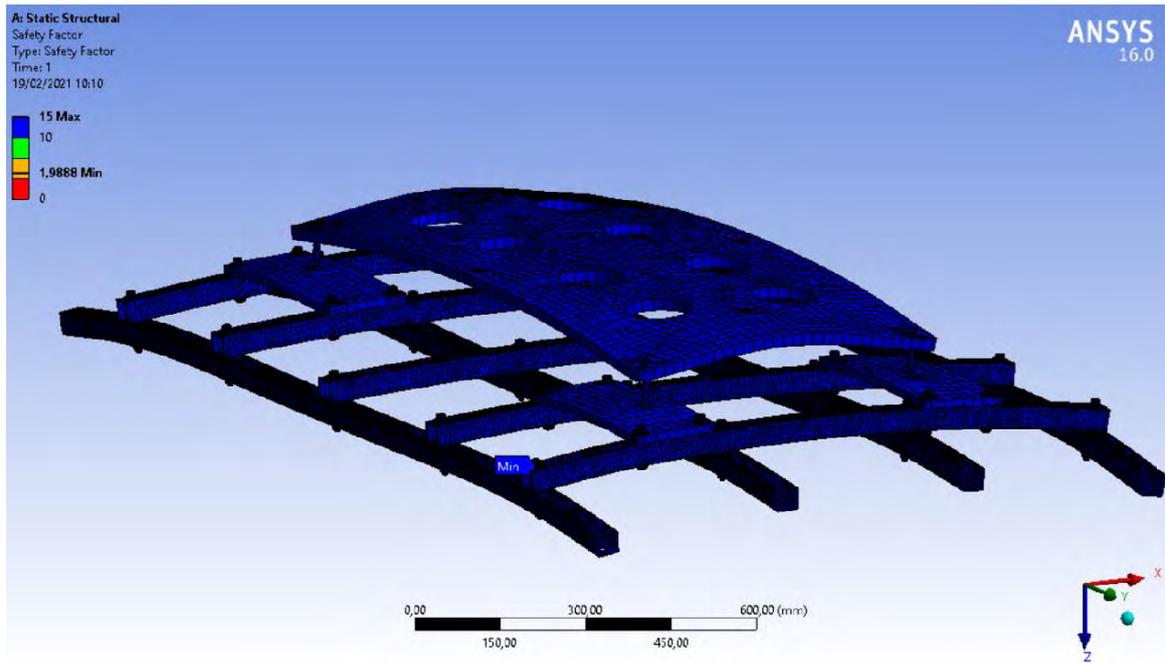


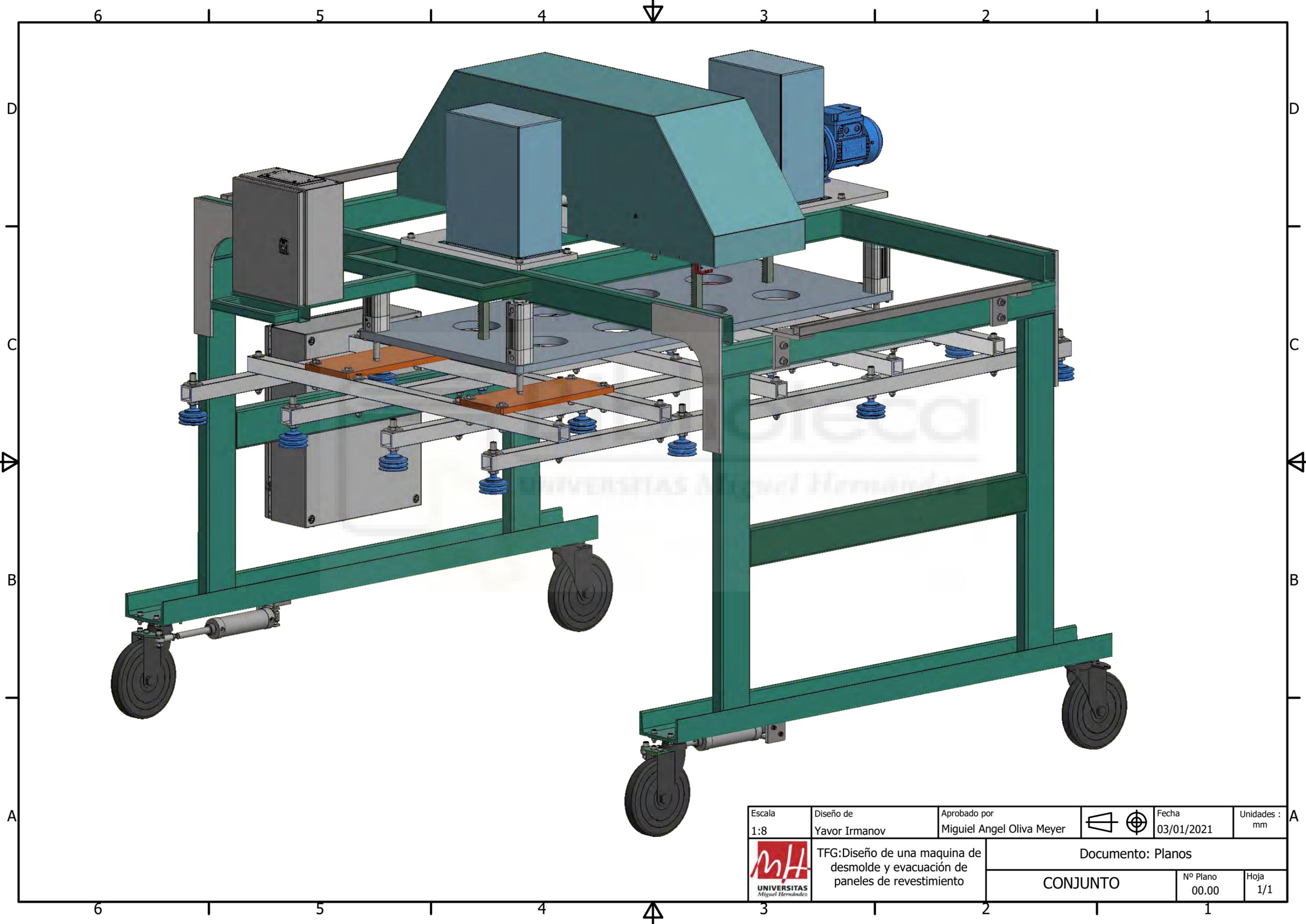
Figura 85. Resultado del coeficiente de seguridad



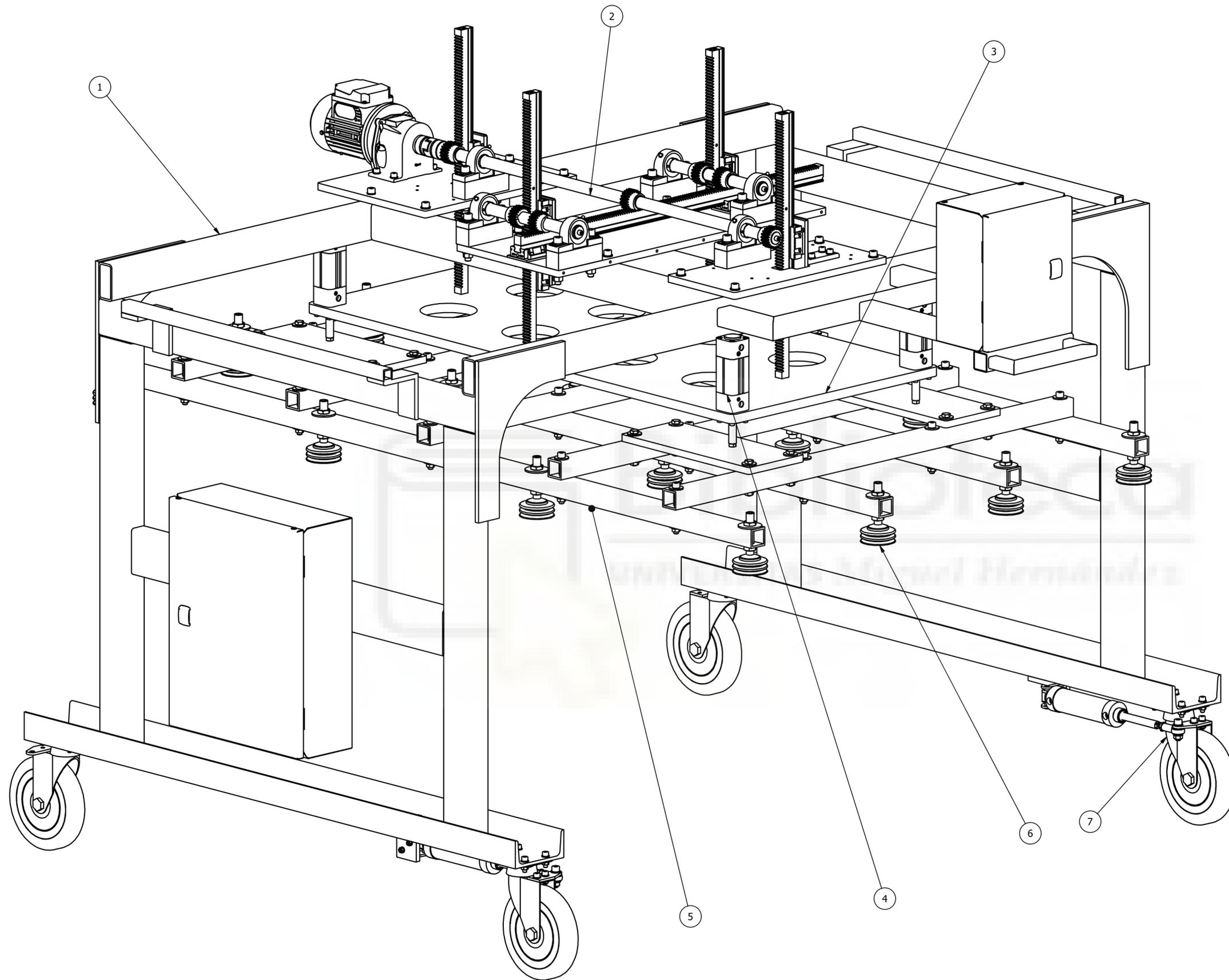
6.- PLANOS

ÍNDICE PLANOS

1. Plano conjunto isométrico 1	Nº 00.00
2. Plano conjunto isométrico 2	Nº 00.01
3. Plano conjunto soldado	Nº 01.00
4. Plano perfil UPN	Nº 01.01
5. Plano pletina delantera	Nº 01.03
6. Plano tubo 80x40x4	Nº 01.11
7. Plano tubo 80x40x4	Nº 01.12/1
8. Plano tubo 80x40x4	Nº 01.12/2
9. Plano cartela	Nº 01.14
10. Plano pletina central	Nº 01.17
11. Plano pletina motor	Nº 01.18
12. Plano conjunto mecánico	Nº 02.00
13. Soporte UCP	Nº 02.06
14. Soporte patín	Nº 02.08
15. Eje principal	Nº 02.09
16. Engranaje	Nº 02.10
17. Cremallera vertical.....	Nº 02.11
18. Cremallera horizontal	Nº 02.13
19. Eje auxiliar	Nº 02.26
20. Plato sostenedor	Nº 03.00
21. Conjunto estructura de aluminio.....	Nº 05.00/1
22. Conjunto estructura de aluminio.....	Nº 05.00/2
23. Perfil 2000	Nº 05.01
24. Perfil 1150	Nº 05.02
25. Plato	Nº 05.06
26. Rueda giratoria con actuador neumático	Nº 07.00
27. Pletina rotula	Nº 07.02
28. Perfil de sujeción.....	Nº 07.06

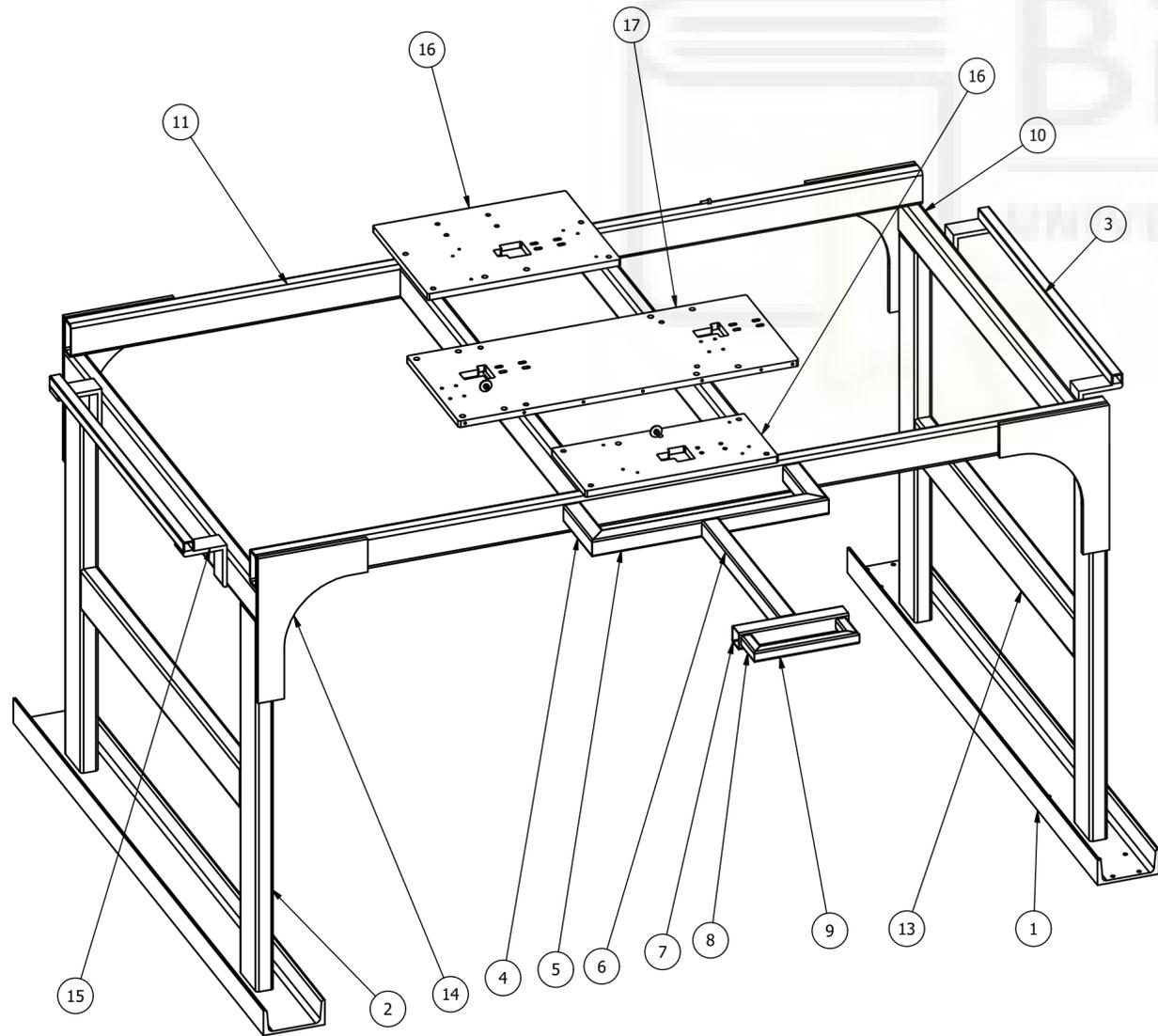
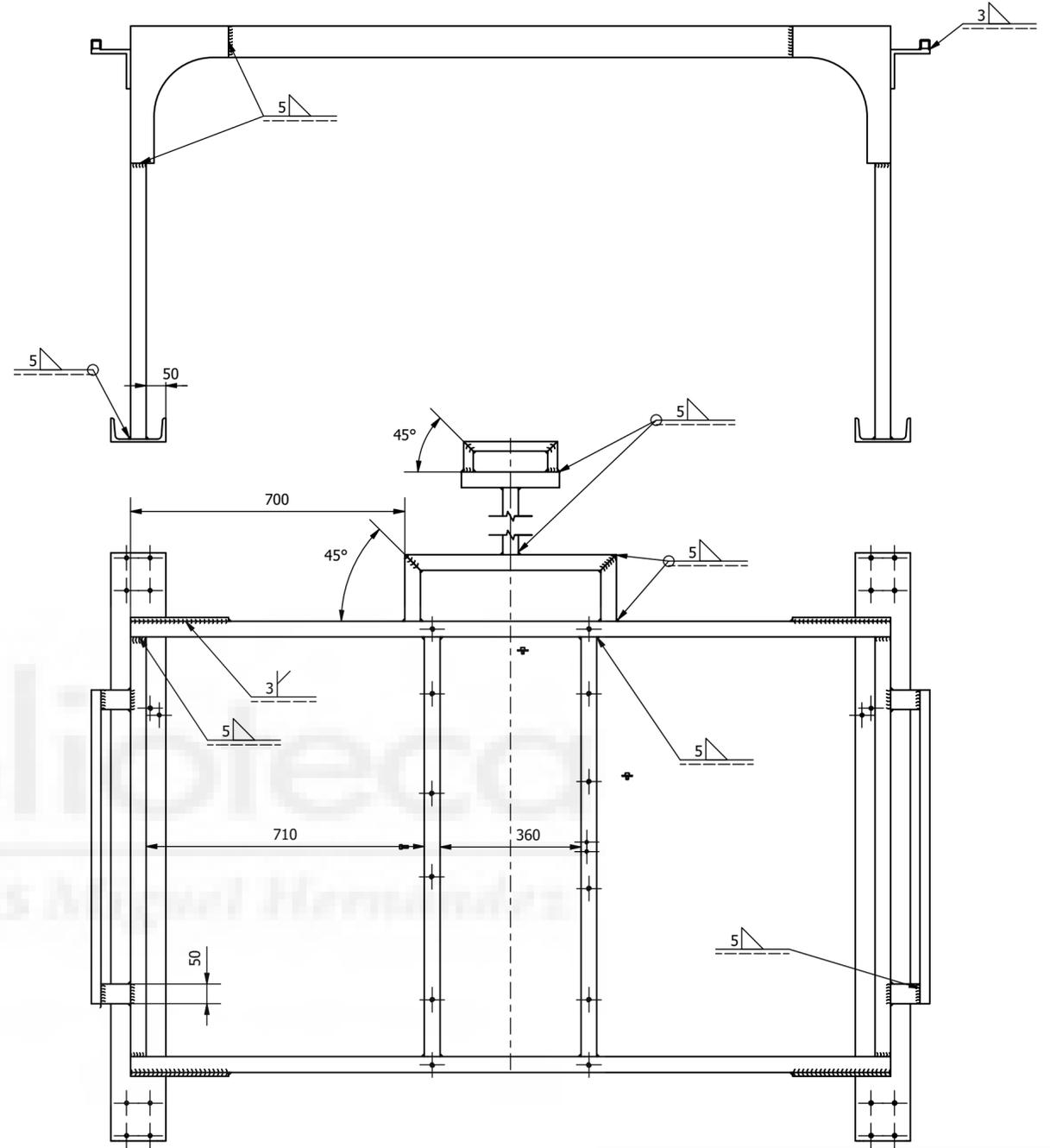
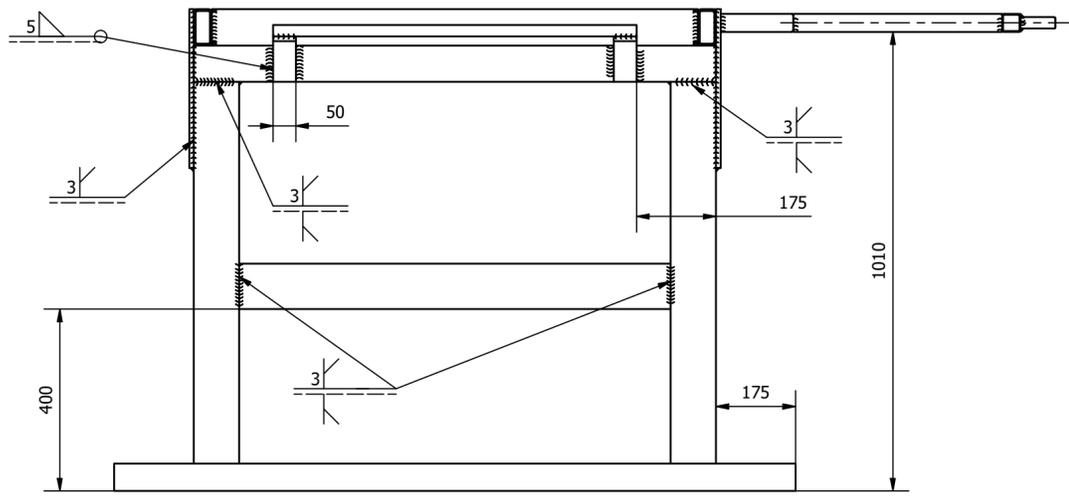


Escala 1:8	Diseño de Yavor Irmanov	Aprobado por Miguel Angel Oliva Meyer	  Fecha 03/01/2021	Unidades : mm
 TFG:Diseño de una maquina de desmolde y evacuación de paneles de revestimiento		Documento: Planos		
		CONJUNTO	Nº Plano 00.00	Hoja 1/1



LISTA DE PIEZAS		
Nº DE PIEZA	Nº PILANO	DESCRIPCIÓN
1	01.00	Chasis tubular
2	02.00	Conjunto mecánico
3	03.00	Plato sostenedor
4	04.00	Actuadores neumáticos ISO 15552
5	05.00	Estructura de aluminio
6	06.00	Sistema de vacío
7	07.00	Ruedas giratorias con actuador neumático ISO 6431

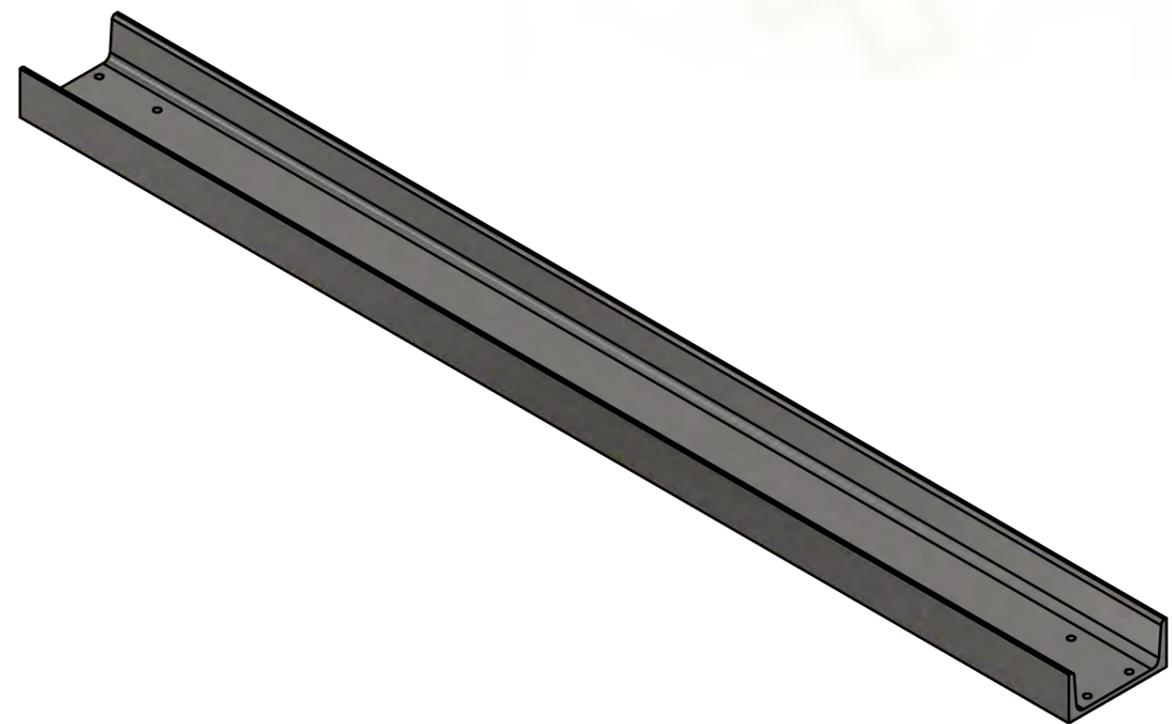
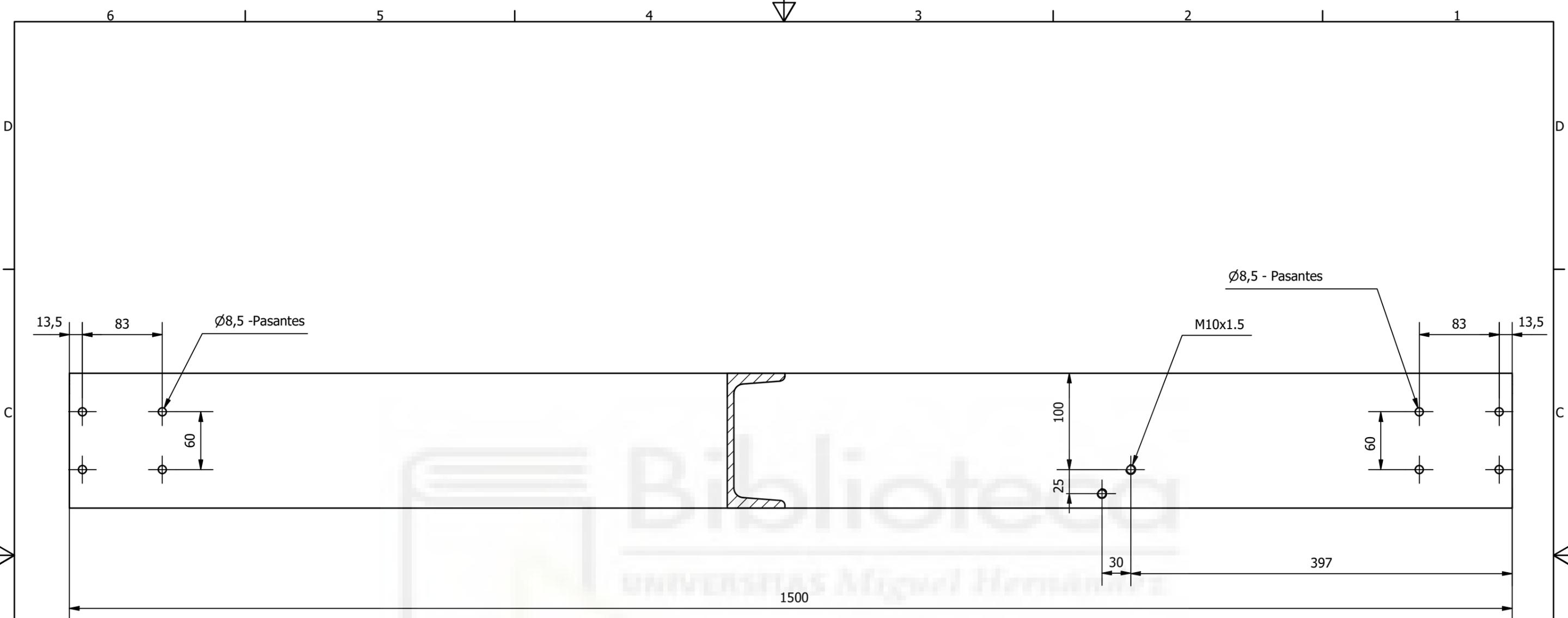
Escala 1:6	Diseño de Yavor Irmanov	Aprobado por Miguel Angel Oliva Meyer	Fecha 03/01/2021	Unidades : mm
		TFG: Diseño de una maquina de desmolde y evacuación de paneles de revestimiento		
Documento: Planos			Nº Plano 00.01	Hoja 1/1



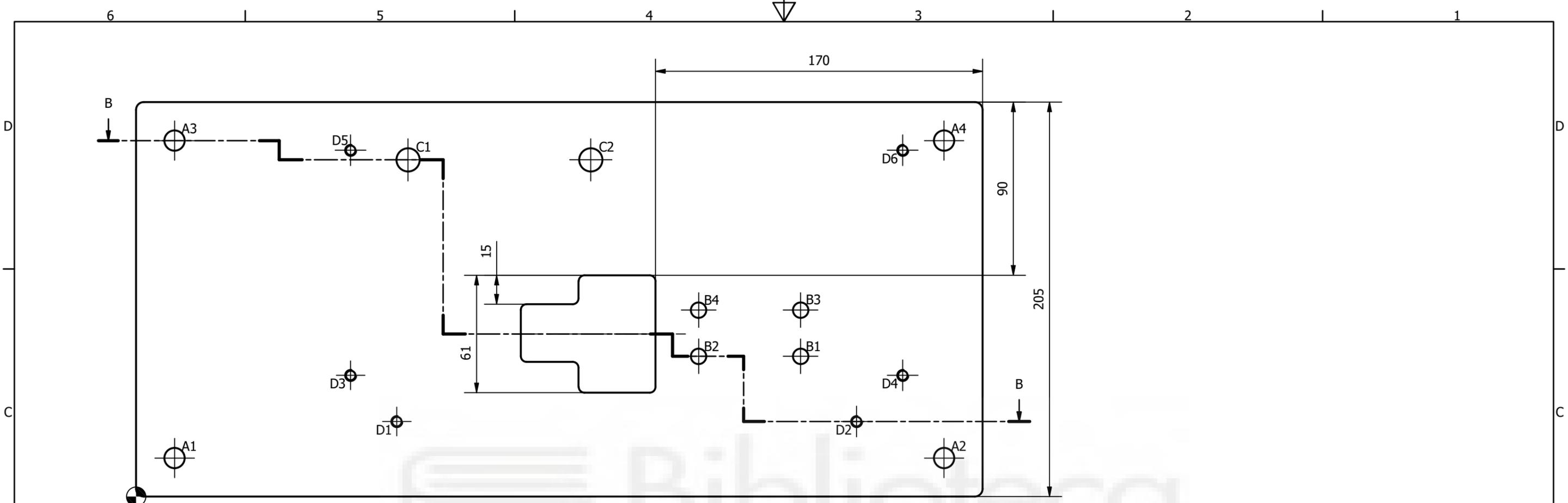
LISTA DE PIEZAS

ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	MATERIAL
1	2	DIN1026-1 - U 140 - 1500	Acero
2	4	ISO 10799-2 - 100x40x3 - 893	Acero
3	2	ISO 10799-2 - 25x25x3 - 800	Acero
4	2	ISO 10799-2 - 40x40x2 - 170	Acero
5	1	ISO 10799-2 - 40x40x2 - 540	Acero
6	1	ISO 10799-2 - 40x40x2 - 460	Acero
7	1	ISO 10799-2 - 40x40x2 - 250	Acero
8	2	ISO 10799-2 - 25x25x2 - 77,5	Acero
9	1	ISO 10799-2 - 25x25x2 - 240	Acero
10	2	ISO 10799-2 - 80x40x4 - 1150	Acero
11	2	ISO 10799-2 - 80x40x4 - 1940	Acero
12	2	ISO 10799-2 - 80x40x4 - 1070	Acero
13	2	ISO 10799-2 - 100x40x3 - 950	Acero
14	4	Cartela	Acero
15	4	Perfil L 100x100x10	Acero
16	1	Pletina delantera	Aluminio
17	1	Pletina central	Aluminio
18	1	Pletina motor	Aluminio

Escala 1:11	Diseño de Yavor Irmanov	Aprobado por Miguel Angel Oliva Meyer	Fecha 04/01/2021	Unidades : mm
		Documento: Planos		
TFG:Diseño de una maquina de desmolde y evacuación de paneles de revestimiento		CONJUNTO SOLDADO	Nº Plano 01.00	Hoja 1/1



Escala 1:4	Diseño de Yavor Irmanov	Aprobado por Miguel Angel Oliva Meyer	 	Fecha 05/01/2021	Unidades : mm
		TFG:Diseño de una maquina de desmolde y evacuación de paneles de revestimiento		Documento: Planos	
DIN1026-1 - U 140			Nº Plano 01.01	Hoja 1/1	



B-B (1 : 2)

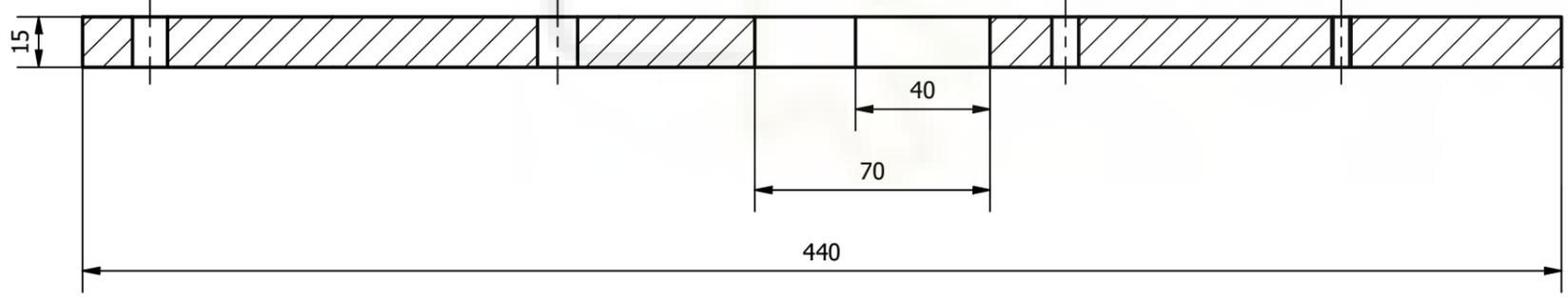
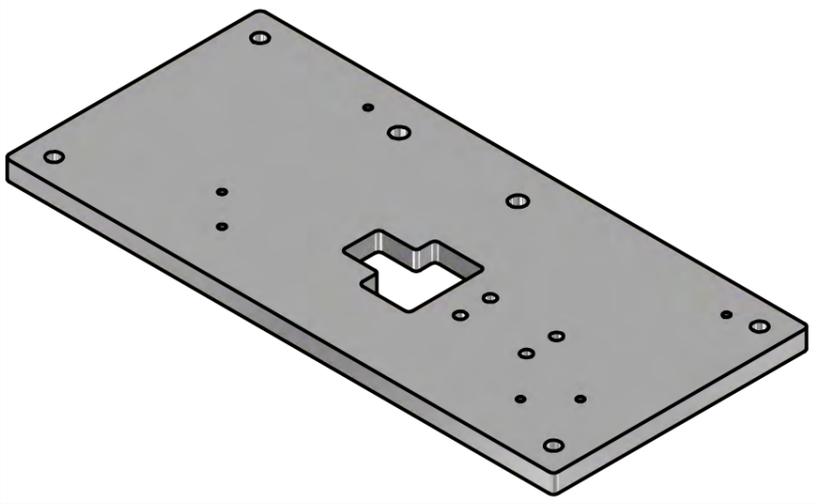
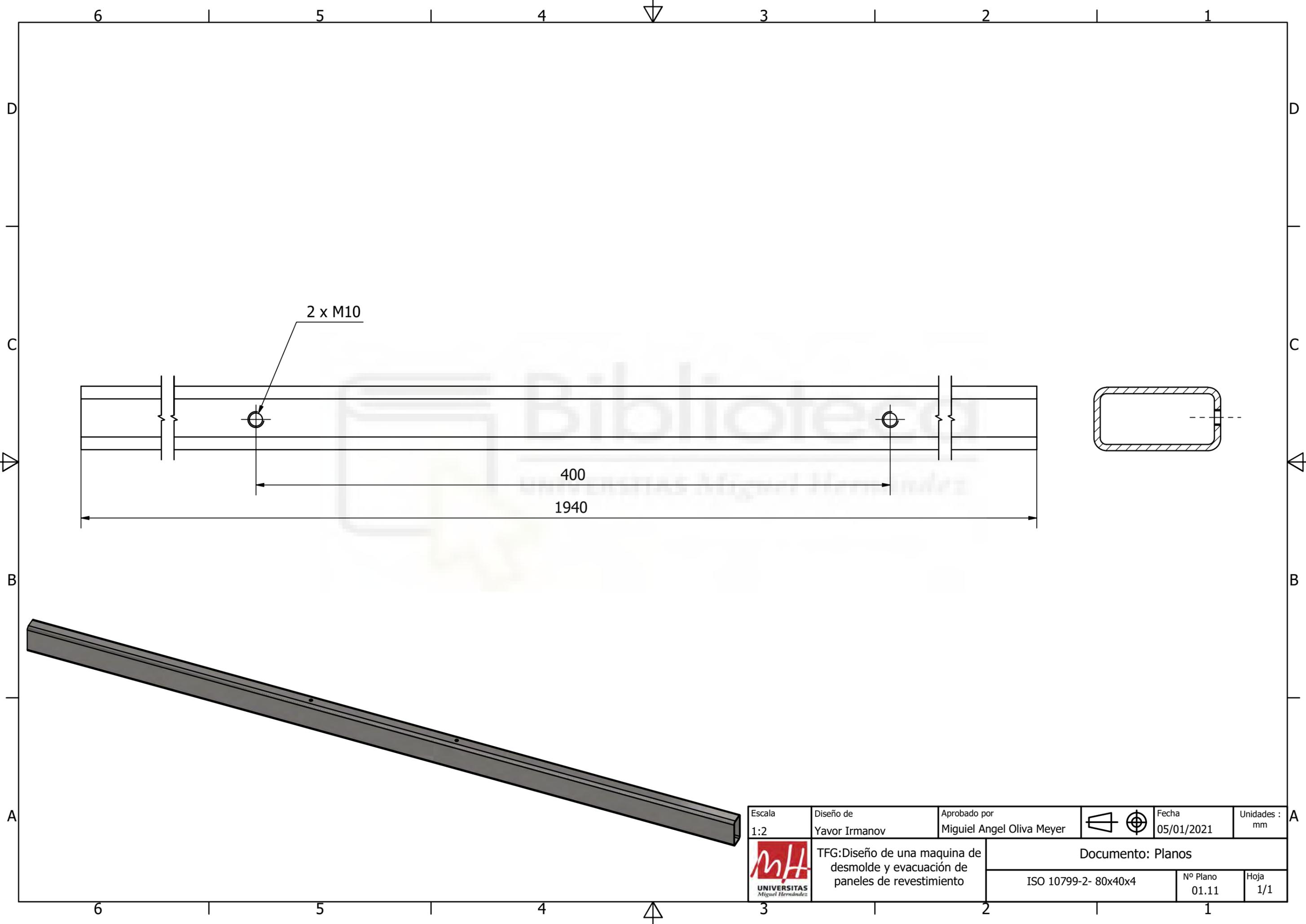


TABLA DE AGUJEROS			
AGUJERO	COTA EN X	COTA EN Y	DESCRIPCIÓN
A1	20,00	20,00	Ø10,50 Pasante
A2	420,00	20,00	Ø10,50 Pasante
A3	20,00	185,00	Ø10,50 Pasante
A4	420,00	185,00	Ø10,50 Pasante
B1	345,40	72,93	Ø8,00 -15,00 Profundidad
B2	292,40	72,93	Ø8,00 -15,00 Profundidad
B3	345,40	96,93	Ø8,00 -15,00 Profundidad
B4	292,40	96,93	Ø8,00 -15,00 Profundidad
C1	141,33	175,00	Ø12,00 -15,00 Profundidad
C2	236,33	175,00	Ø12,00 -15,00 Profundidad
D1	135,50	39,00	M6x1 - 6H
D2	374,50	39,00	M6x1 - 6H
D3	111,50	63,00	M6x1 - 6H
D4	398,50	63,00	M6x1 - 6H
D5	111,50	179,94	M6x1 - 6H
D6	398,50	179,94	M6x1 - 6H



Escala 1:2	Diseño de Yavor Irmanov	Aprobado por Miguel Angel Oliva Meyer	Fecha 31/12/2020	Unidades : mm
	TFG:Diseño de una maquina de desmolde y evacuación de paneles de revestimiento		Documento: Planos	
			PLETINA DELANTERA	Nº Plano 01.03

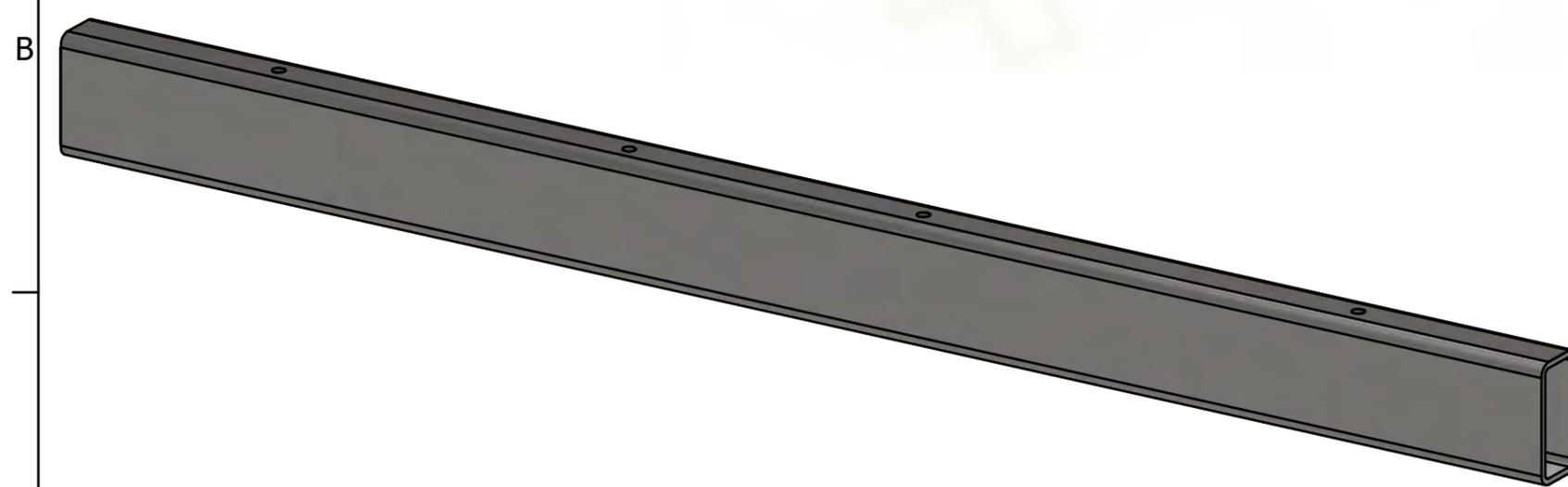
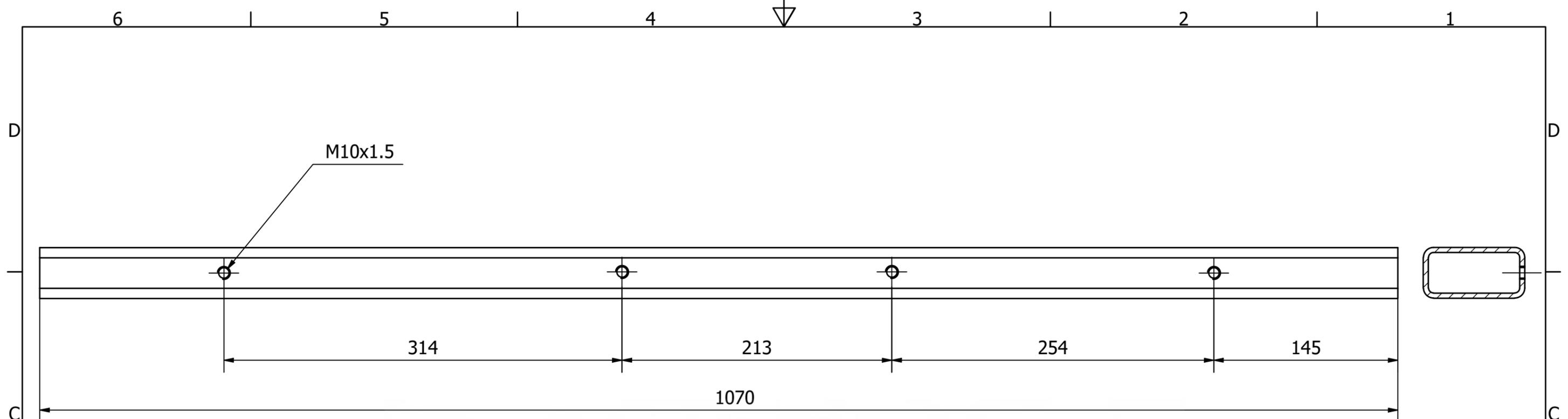


2 x M10

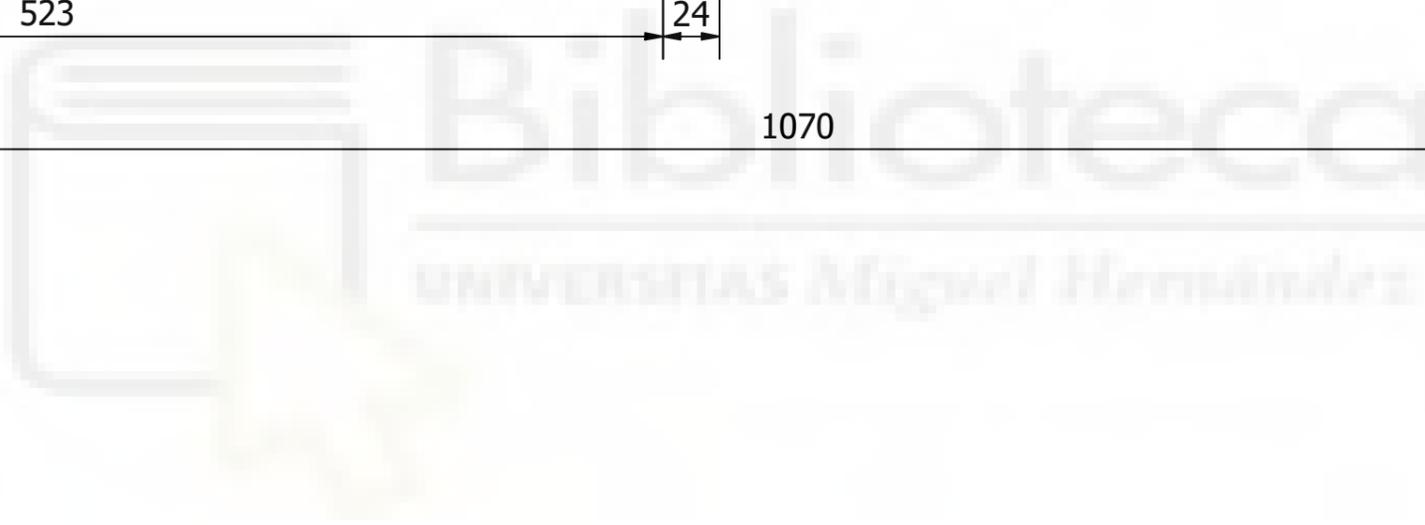
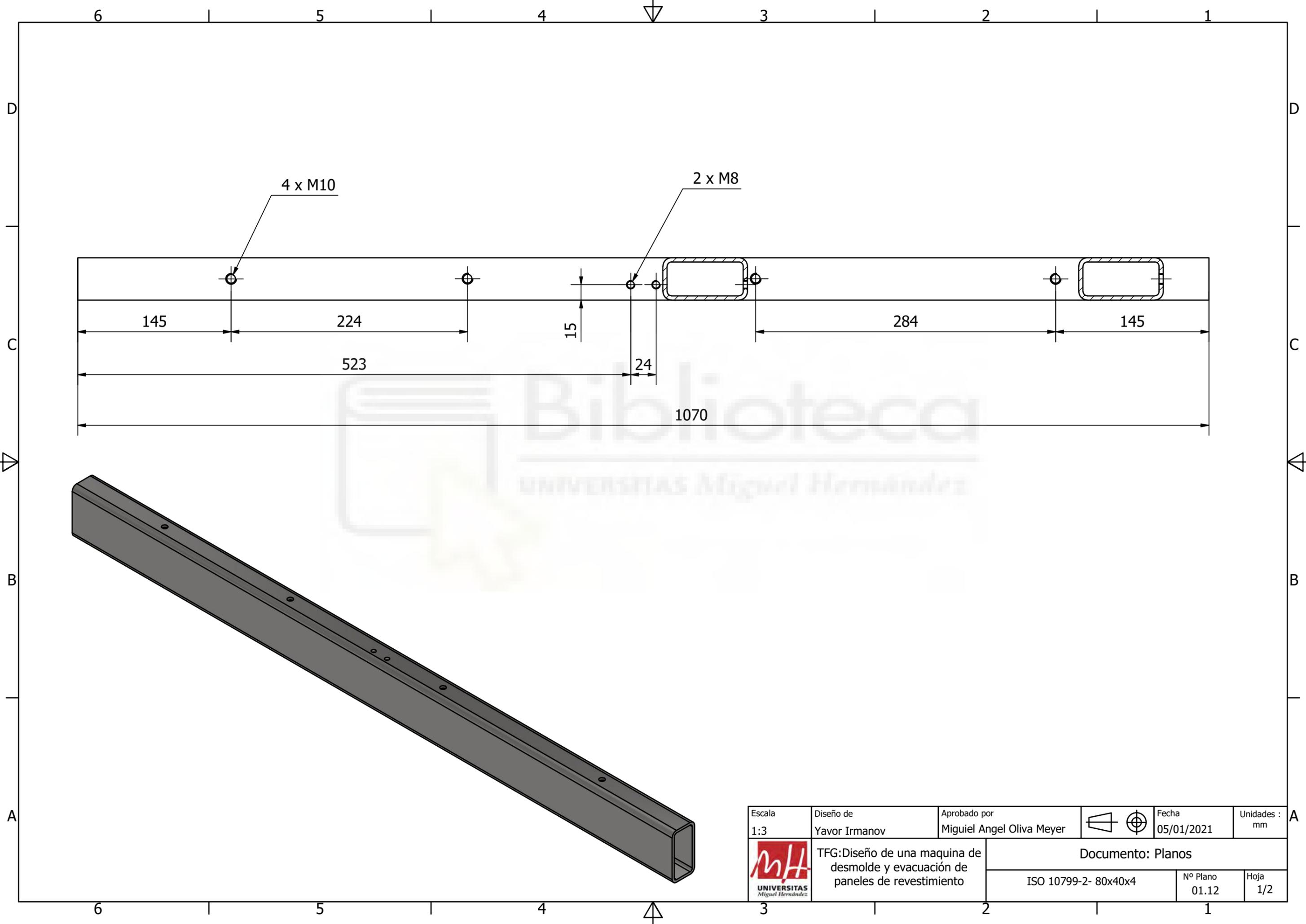
400

1940

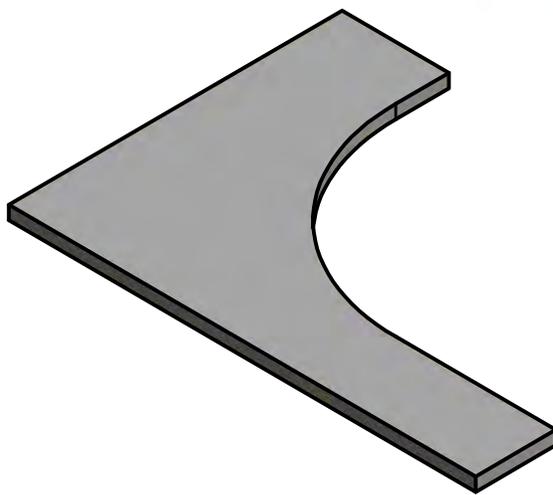
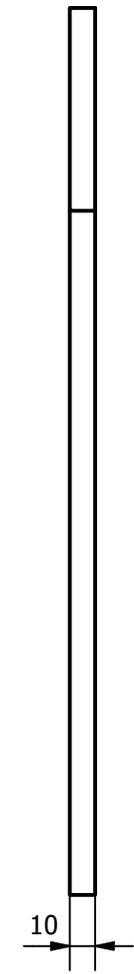
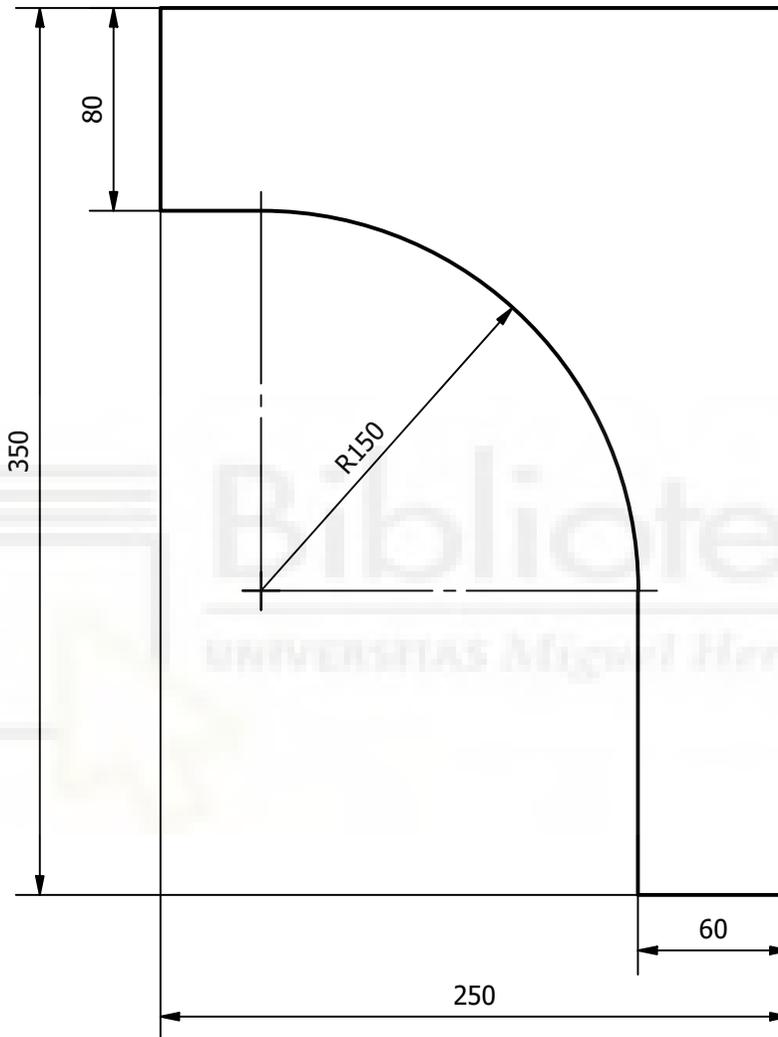
Escala 1:2	Diseño de Yavor Irmanov	Aprobado por Miguel Angel Oliva Meyer	 	Fecha 05/01/2021	Unidades : mm
 UNIVERSITAS Miguel Hernández		TFG:Diseño de una maquina de desmolde y evacuación de paneles de revestimiento		Documento: Planos	
ISO 10799-2- 80x40x4			Nº Plano 01.11	Hoja 1/1	



Escala 1:3	Diseño de Yavor Irmanov	Aprobado por Miguel Angel Oliva Meyer		Fecha 05/01/2021	Unidades : mm
		TFG:Diseño de una maquina de desmolde y evacuación de paneles de revestimiento		Documento: Planos	
ISO 10799-2- 80x40x4			Nº Plano 01.12	Hoja 1/1	



Escala 1:3	Diseño de Yavor Irmanov	Aprobado por Miguel Angel Oliva Meyer		Fecha 05/01/2021	Unidades : mm
		TFG:Diseño de una maquina de desmolde y evacuación de paneles de revestimiento		Documento: Planos	
ISO 10799-2- 80x40x4			Nº Plano 01.12	Hoja 1/2	



Escala 1:3	Diseño de Yavor Irmanov	Aprobado por Miguel Angel Oliva Meyer	 	Fecha 05/01/2021	Unidades : mm
	TFG:Diseño de una maquina de desmolde y evacuación de paneles de revestimiento		Documento: Planos		
			CARTELA	Nº Plano 01.14	Hoja 1/1

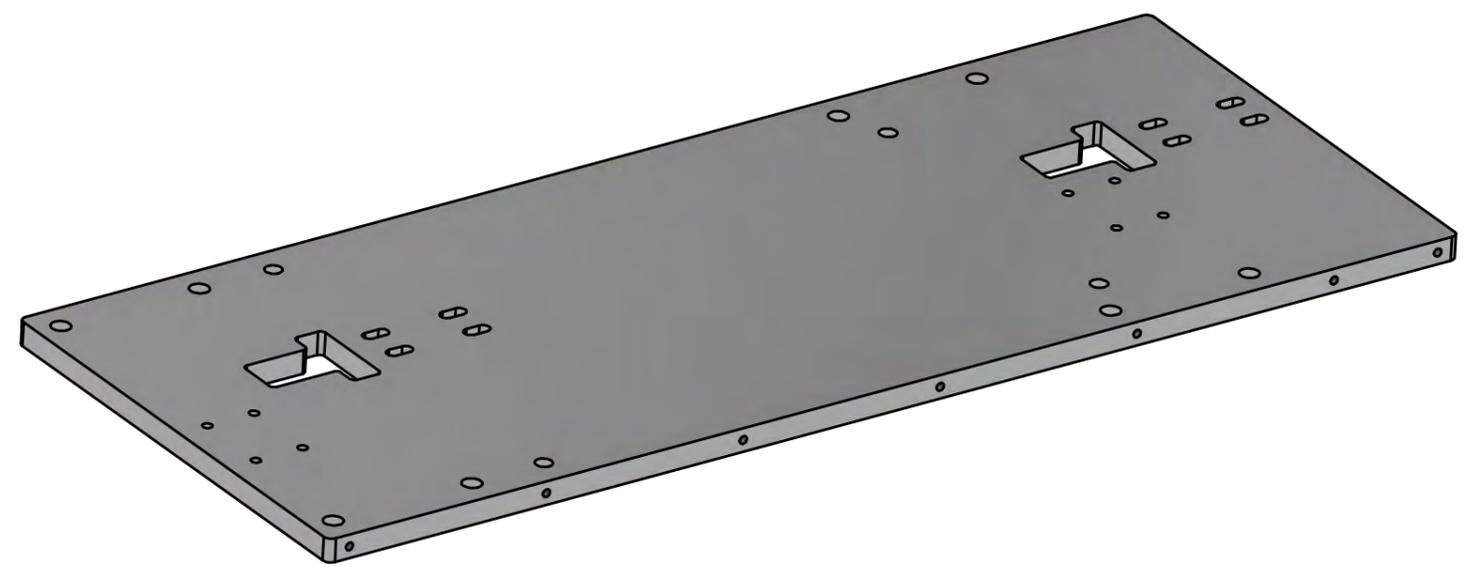
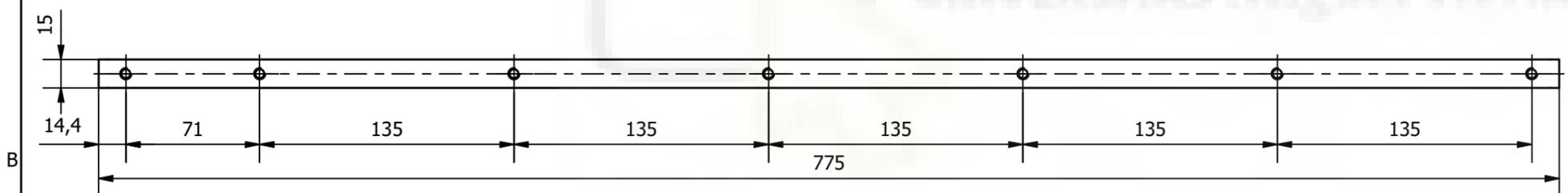
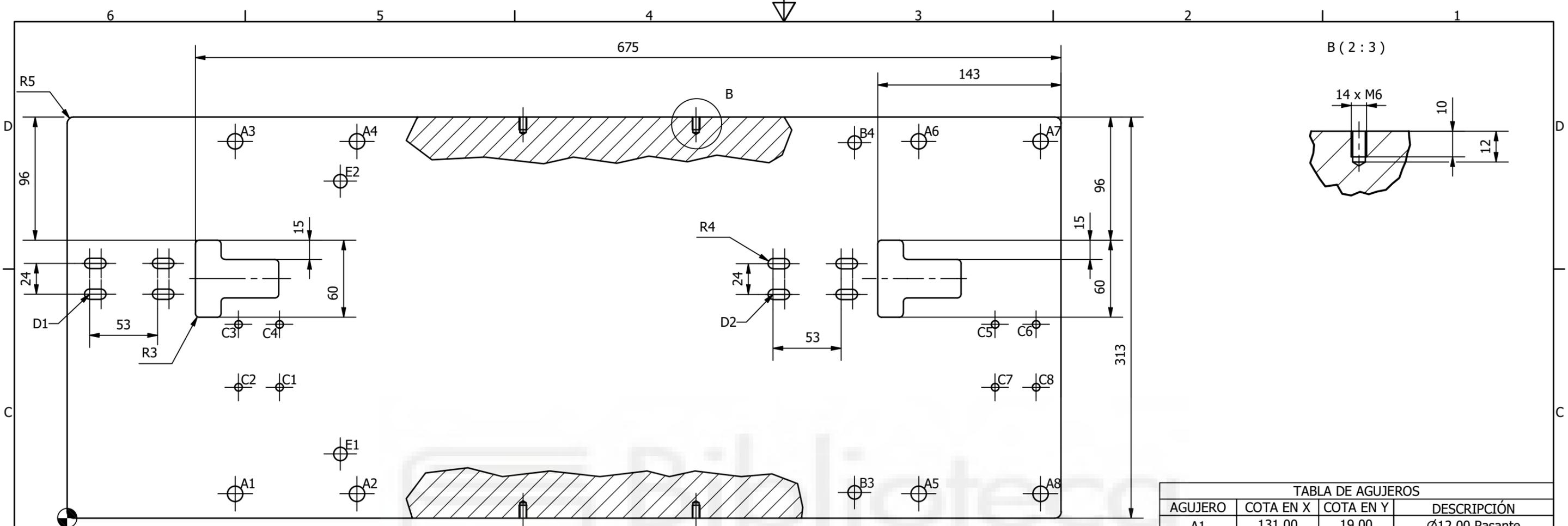


TABLA DE AGUJEROS

AGUJERO	COTA EN X	COTA EN Y	DESCRIPCIÓN
A1	131,00	19,00	Ø12,00 Pasante
A2	226,00	19,00	Ø12,00 Pasante
A3	131,00	293,60	Ø12,00 Pasante
A4	226,00	293,60	Ø12,00 Pasante
A5	664,00	19,00	Ø12,00 Pasante
A6	664,00	293,60	Ø12,00 Pasante
A7	759,00	293,60	Ø12,00 Pasante
A8	759,00	19,00	Ø12,00 Pasante
E1	213,00	50,00	Ø10,50 -15,00 Profundidad
E2	213,00	262,60	Ø10,50 -15,00 Profundidad
B3	614,00	20,00	Ø10,50 Pasante
B4	614,00	292,60	Ø10,50 Pasante
C1	165,55	102,00	Ø6,00 Pasante
C2	133,55	102,00	Ø6,00 Pasante
C3	133,55	151,00	Ø6,00 Pasante
C4	165,55	151,00	Ø6,00 Pasante
C5	723,55	151,00	Ø6,00 Pasante
C6	755,55	151,00	Ø6,00 Pasante
C7	723,55	102,00	Ø6,00 Pasante
C8	755,55	102,00	Ø6,00 Pasante
D1	17,4	174,50	Pasante
D2	550,4	174,4	Pasante

Escala 1:3	Diseño de Yavor Irmanov	Aprobado por Miguel Angel Oliva Meyer	Fecha 02/01/2021	Unidades : mm
	TFG:Diseño de una maquina de desmolde y evacuación de paneles de revestimiento		Documento: Planos	
			PLETINA CENTRAL	Nº Plano 01.17

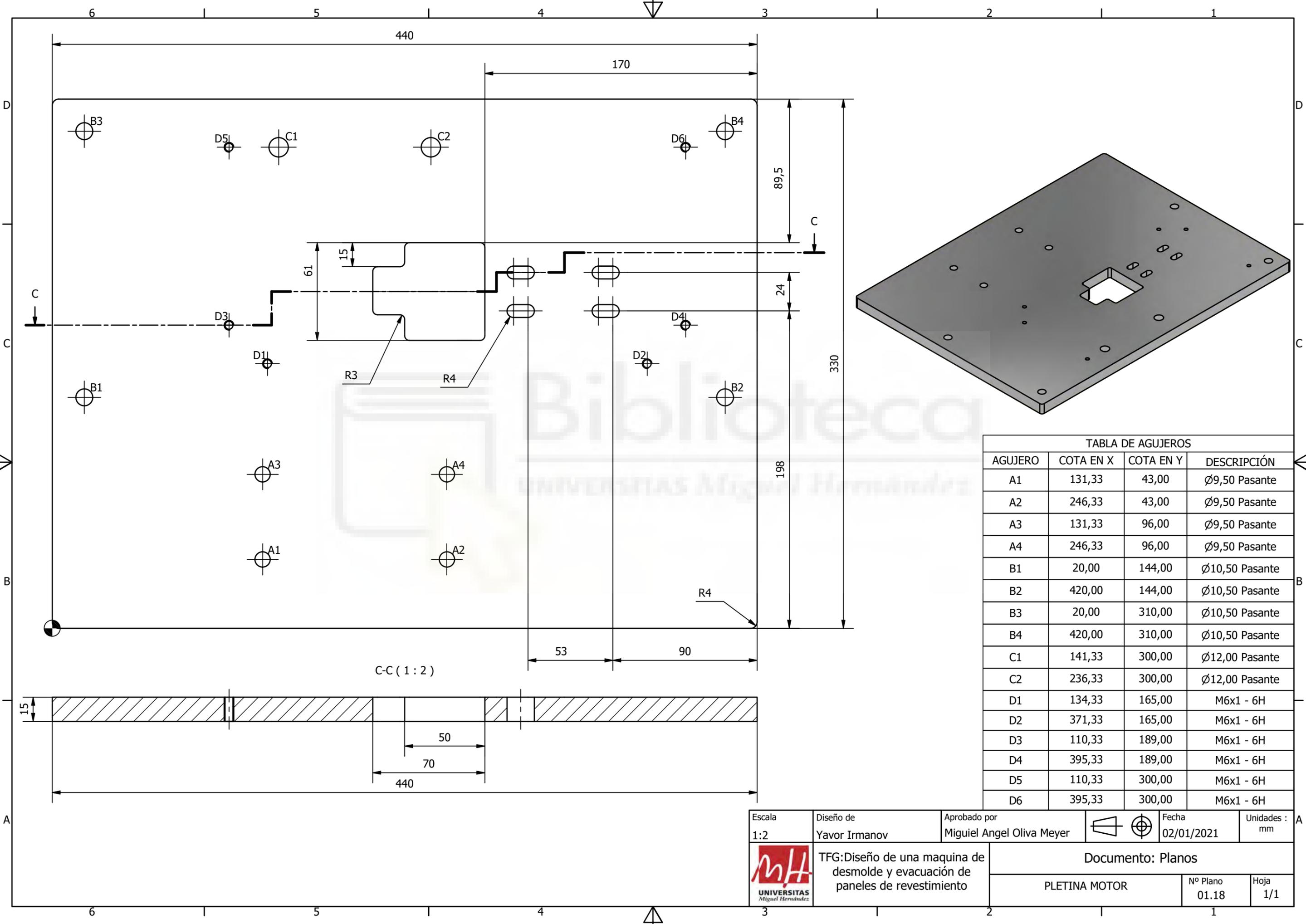
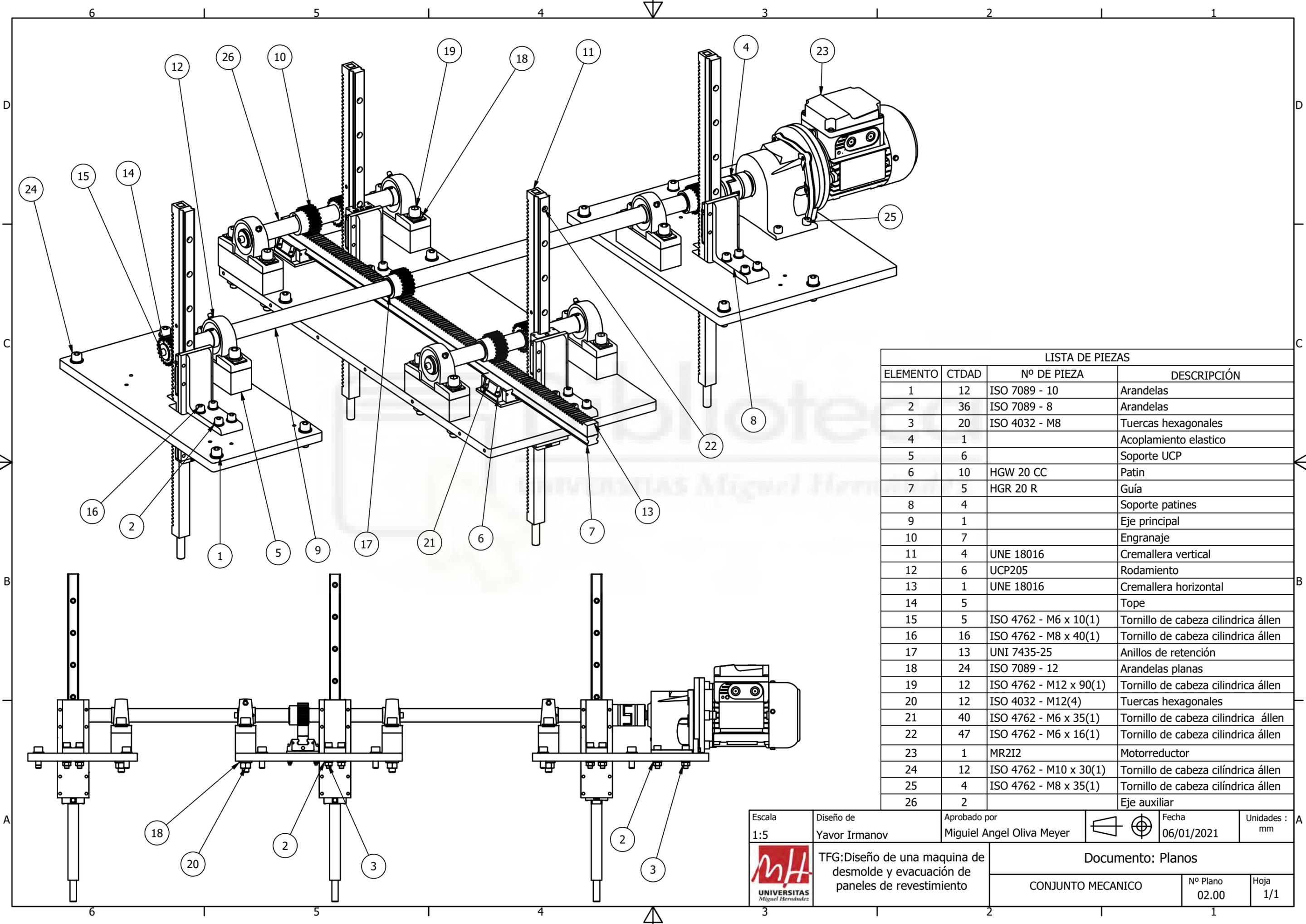


TABLA DE AGUJEROS

AGUJERO	COTA EN X	COTA EN Y	DESCRIPCIÓN
A1	131,33	43,00	Ø9,50 Pasante
A2	246,33	43,00	Ø9,50 Pasante
A3	131,33	96,00	Ø9,50 Pasante
A4	246,33	96,00	Ø9,50 Pasante
B1	20,00	144,00	Ø10,50 Pasante
B2	420,00	144,00	Ø10,50 Pasante
B3	20,00	310,00	Ø10,50 Pasante
B4	420,00	310,00	Ø10,50 Pasante
C1	141,33	300,00	Ø12,00 Pasante
C2	236,33	300,00	Ø12,00 Pasante
D1	134,33	165,00	M6x1 - 6H
D2	371,33	165,00	M6x1 - 6H
D3	110,33	189,00	M6x1 - 6H
D4	395,33	189,00	M6x1 - 6H
D5	110,33	300,00	M6x1 - 6H
D6	395,33	300,00	M6x1 - 6H

Escala 1:2	Diseño de Yavor Irmanov	Aprobado por Miguel Angel Oliva Meyer		Fecha 02/01/2021	Unidades : mm
		Documento: Planos			
TFG:Diseño de una maquina de desmolde y evacuación de paneles de revestimiento		PLETINA MOTOR	Nº Plano 01.18	Hoja 1/1	

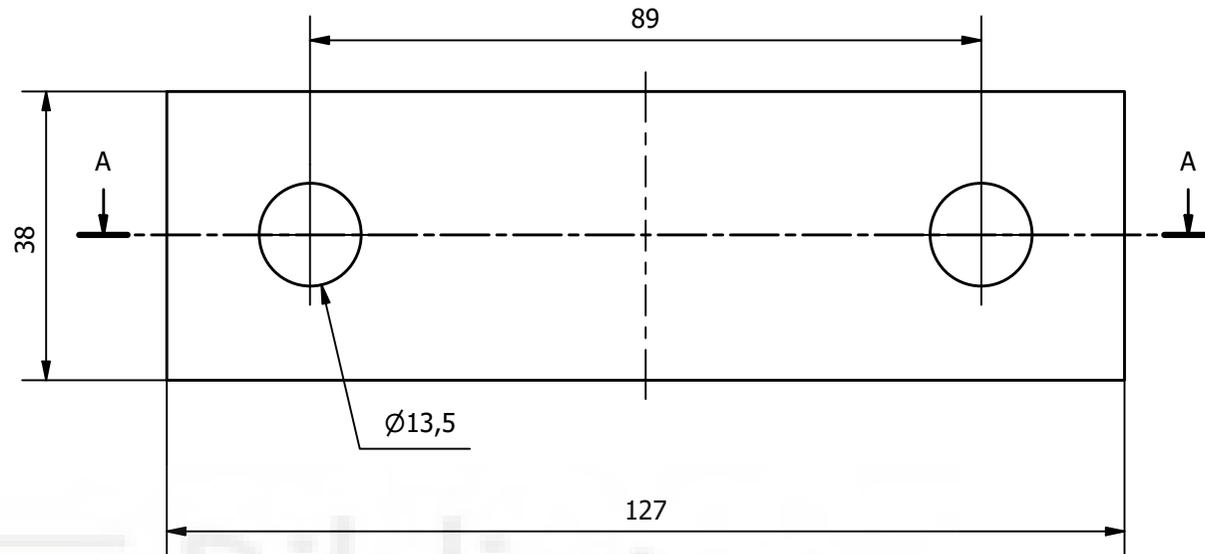


LISTA DE PIEZAS

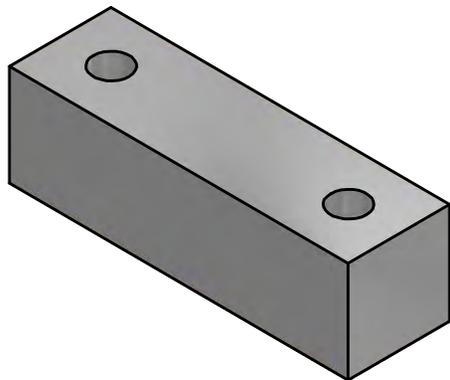
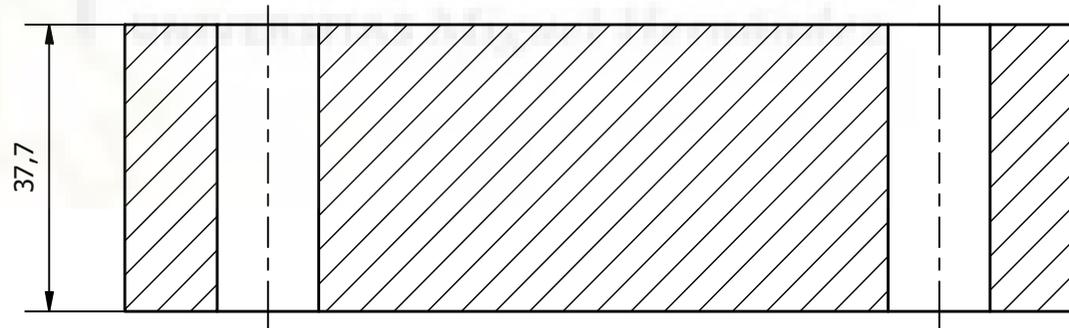
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	12	ISO 7089 - 10	Arandelas
2	36	ISO 7089 - 8	Arandelas
3	20	ISO 4032 - M8	Tuercas hexagonales
4	1		Acoplamiento elastico
5	6		Soporte UCP
6	10	HGW 20 CC	Patin
7	5	HGR 20 R	Guía
8	4		Soporte patines
9	1		Eje principal
10	7		Engranaje
11	4	UNE 18016	Cremallera vertical
12	6	UCP205	Rodamiento
13	1	UNE 18016	Cremallera horizontal
14	5		Tope
15	5	ISO 4762 - M6 x 10(1)	Tornillo de cabeza cilíndrica állen
16	16	ISO 4762 - M8 x 40(1)	Tornillo de cabeza cilíndrica állen
17	13	UNI 7435-25	Anillos de retención
18	24	ISO 7089 - 12	Arandelas planas
19	12	ISO 4762 - M12 x 90(1)	Tornillo de cabeza cilíndrica állen
20	12	ISO 4032 - M12(4)	Tuercas hexagonales
21	40	ISO 4762 - M6 x 35(1)	Tornillo de cabeza cilíndrica állen
22	47	ISO 4762 - M6 x 16(1)	Tornillo de cabeza cilíndrica állen
23	1	MR2I2	Motorreductor
24	12	ISO 4762 - M10 x 30(1)	Tornillo de cabeza cilíndrica állen
25	4	ISO 4762 - M8 x 35(1)	Tornillo de cabeza cilíndrica állen
26	2		Eje auxiliar

Escala 1:5	Diseño de Yavor Irmanov	Aprobado por Miguel Angel Oliva Meyer	Fecha 06/01/2021	Unidades : mm
		Documento: Planos		
		CONJUNTO MECANICO	Nº Plano 02.00	Hoja 1/1

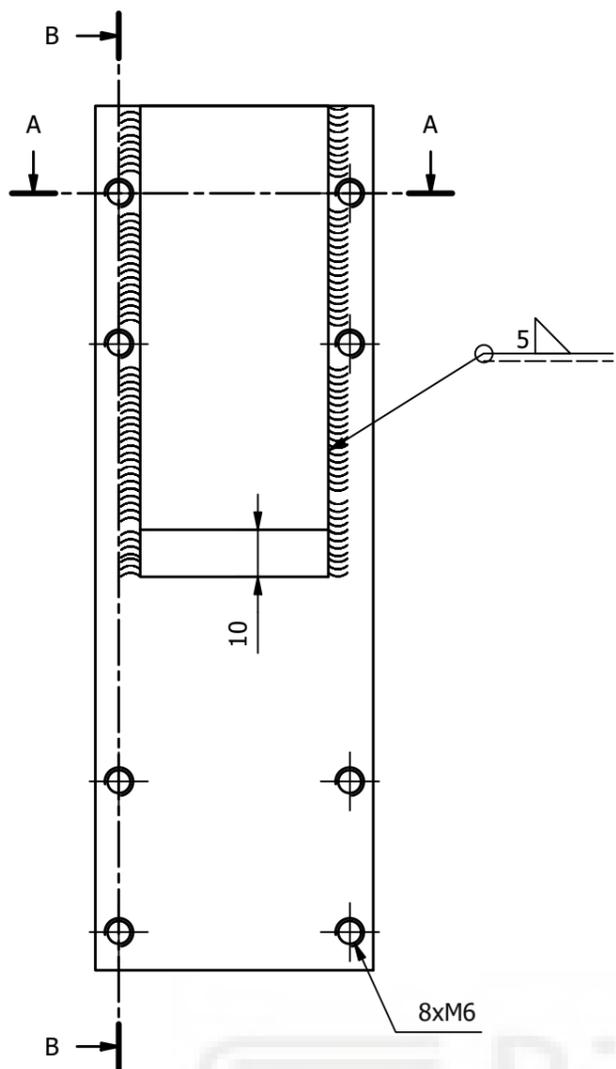
TFG:Diseño de una maquina de desmolde y evacuación de paneles de revestimiento



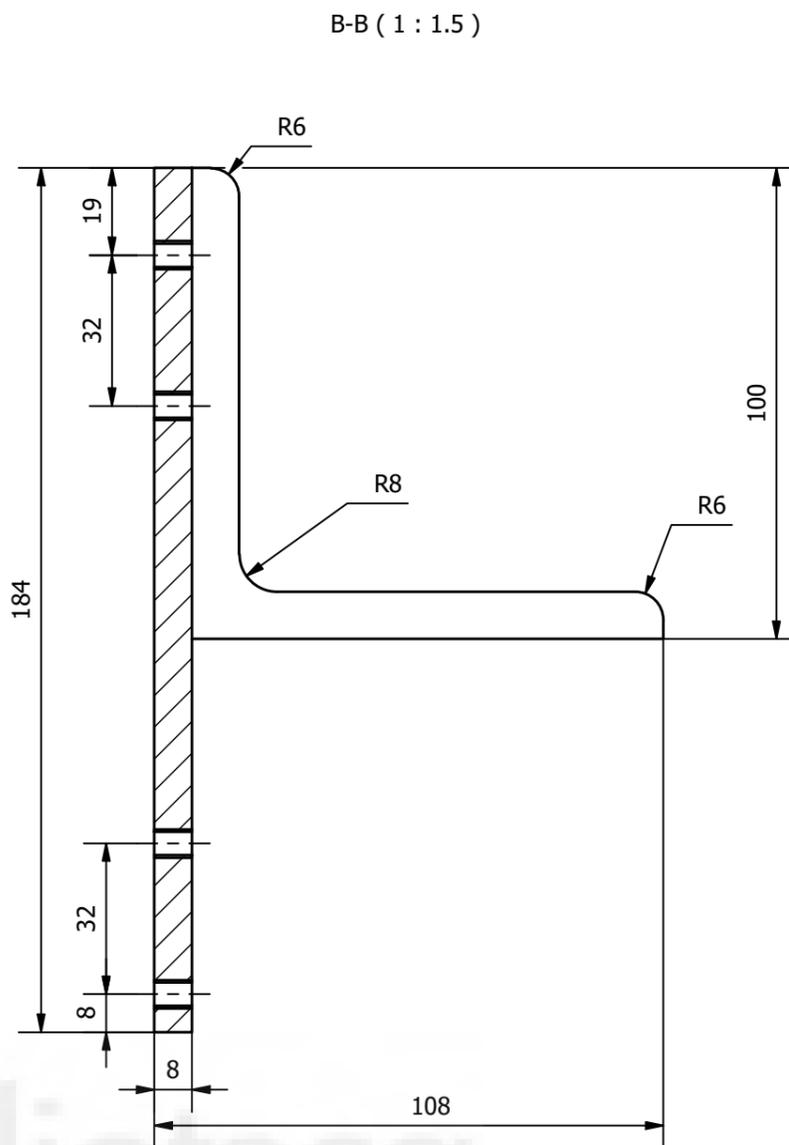
A-A (1 : 1)



Escala 1:1	Diseño de Yavor Irmanov	Aprobado por Miguel Angel Oliva Meyer		Fecha 29/12/2020	Unidades : mm
 UNIVERSITAS <i>Miguel Hernández</i>	TFG:Diseño de una maquina de desmolde y evacuación de paneles de revestimiento	Documento: Planos			
		SOPORTE UCP	Nº Plano 02.06	Hoja 1/1	

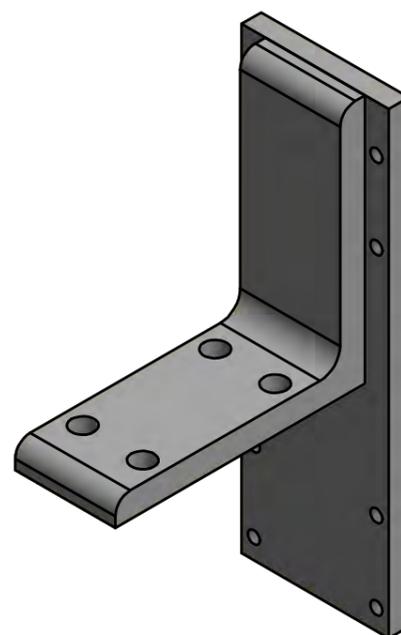
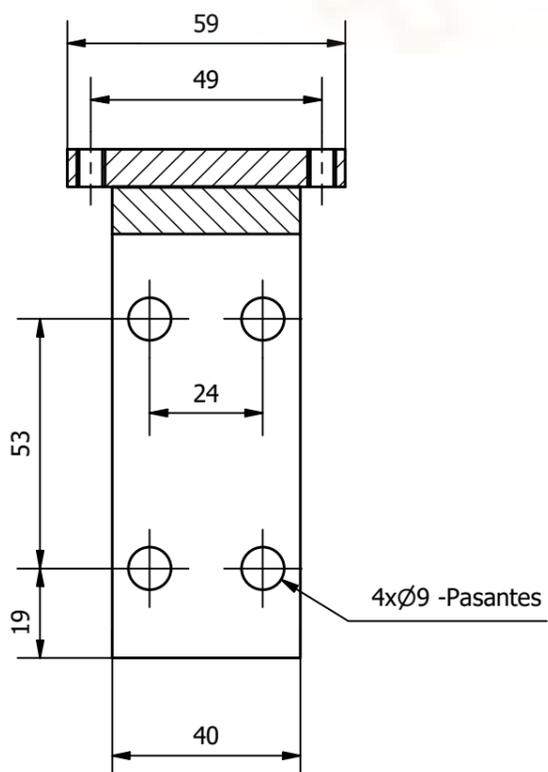


A-A (1 : 1.5)

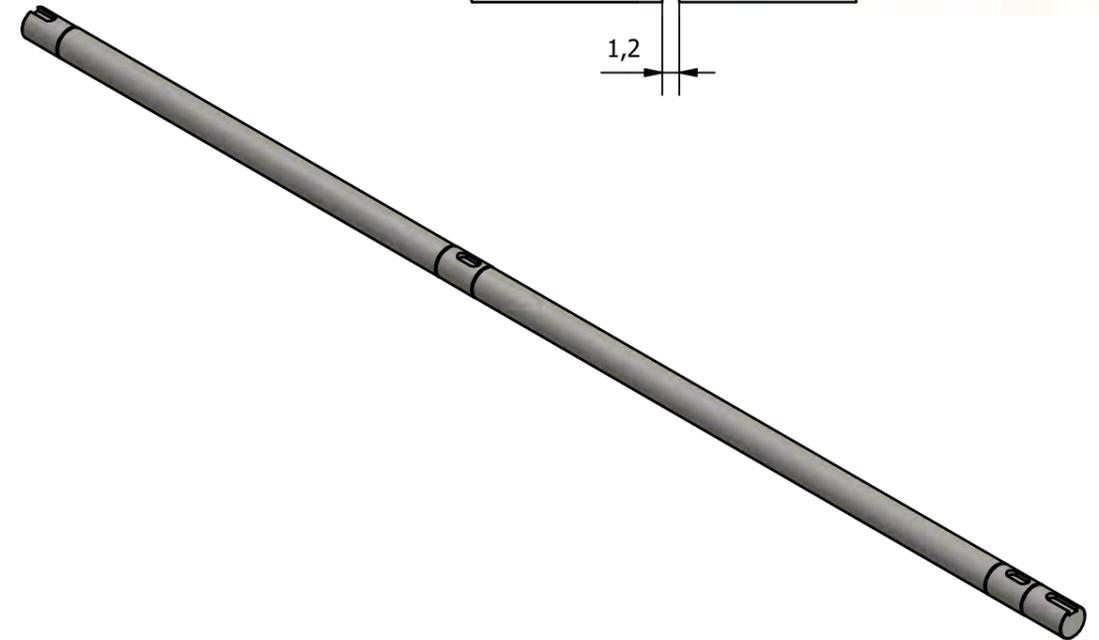
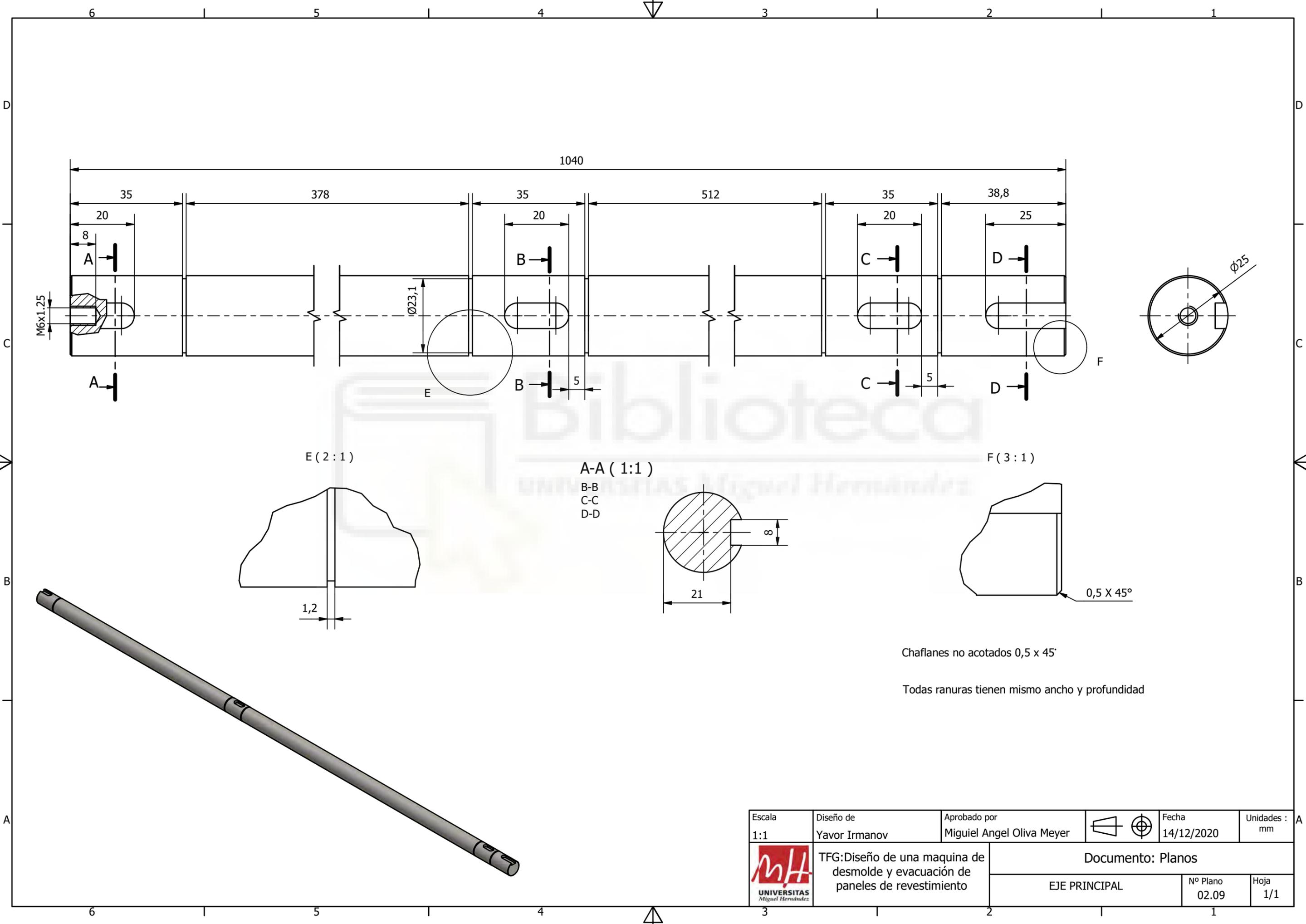


B-B (1 : 1.5)

NOTA: Se interrumpirá la soldadura alrededor de los orificios



Escala 1:1,5	Diseño de Yavor Irmanov	Aprobado por Miguel Angel Oliva Meyer	Fecha 29/12/2020	Unidades : mm
	TFG:Diseño de una maquina de desmolde y evacuación de paneles de revestimiento	Documento: Planos		
		SOPORTE PATIN	Nº Plano 02.08	Hoja 1/1



Escala 1:1	Diseño de Yavor Irmanov	Aprobado por Miguel Angel Oliva Meyer	Fecha 14/12/2020	Unidades : mm
 TFG:Diseño de una maquina de desmolde y evacuación de paneles de revestimiento		Documento: Planos		
		EJE PRINCIPAL	Nº Plano 02.09	Hoja 1/1

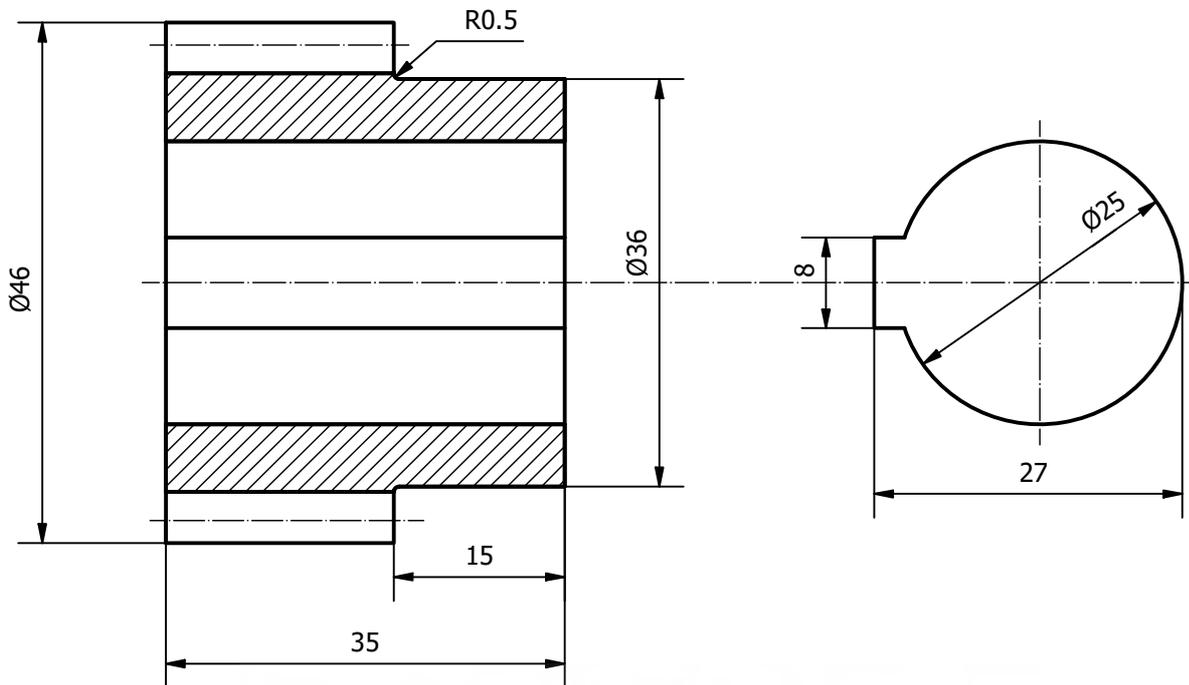
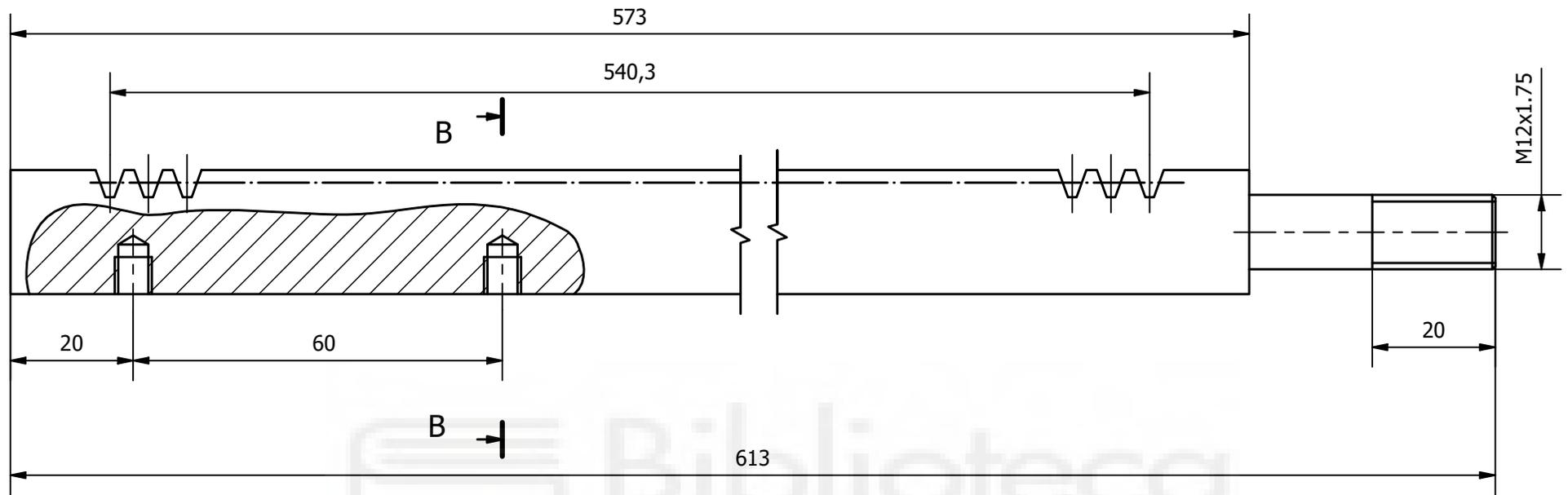
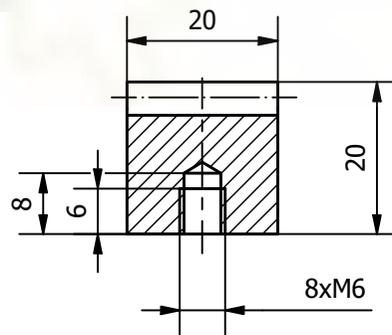


TABLA		
Modulo	m	2
Nº dientes	Z1	21
Cremallera tipo		UNE 18016
Diametro primitivo	Dp	42
Angulo presion	β	20
Angulo entre ejes	γ	0
Angulo de helice	ψ	0
Rueda conjugada :		
	Nº dientes	-
	Plano Nº	02.07/02.08

Escala 1,5:1	Diseño de Yavor Irmanov	Aprobado por Miguel Angel Oliva Meyer		Fecha 27/12/2020	Unidades : mm
	TFG:Diseño de una maquina de desmolde y evacuación de paneles de revestimiento	Documento: Planos			
		ENGRANAJE	Nº Plano 02.10	Hoja 1/1	

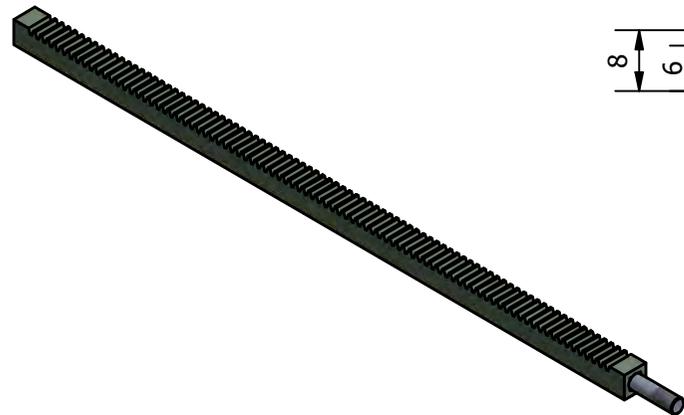


B-B (1 : 1)

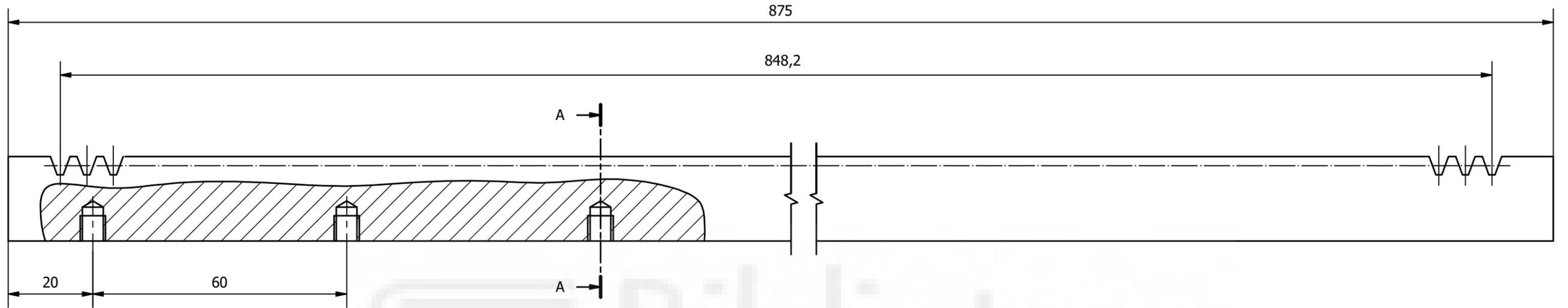


TABLA

Cremallera	.
Modulo	2
Numero huecos	86
Cremallera tipo	UNE 18016
Rueda conjugada Z	21
Plano	02.06



Escala 1:1	Diseño de Yavor Irmanov	Aprobado por Miguel Angel Oliva Meyer		Fecha 28/12/2020	Unidades : mm
	TFG:Diseño de una maquina de desmolde y evacuación de paneles de revestimiento		Documento: Planos		
			Cremallera vertical	Nº Plano 02.11	Hoja 1/1



A-A (1:1)

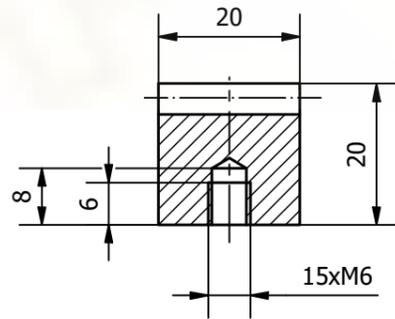
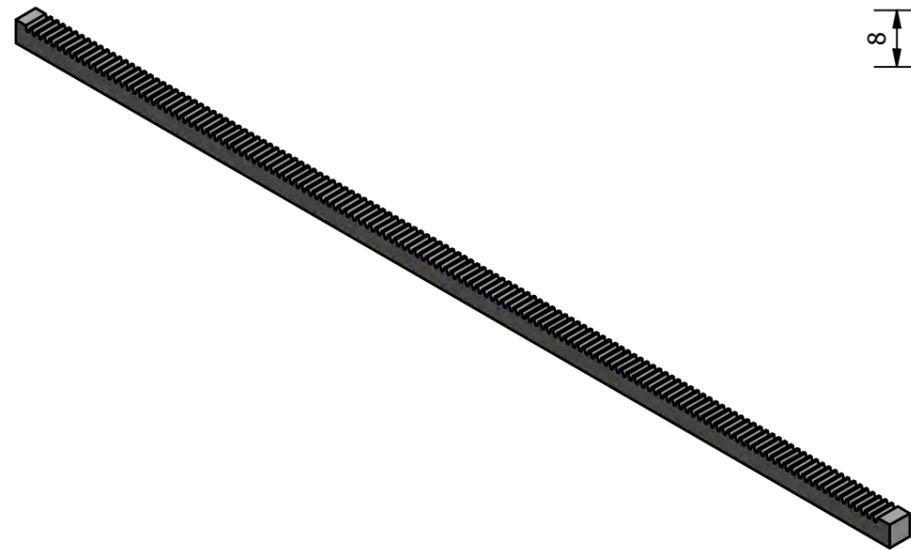
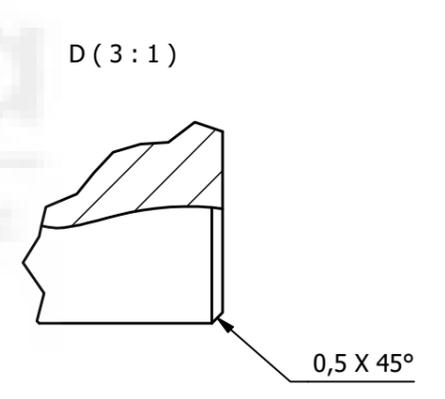
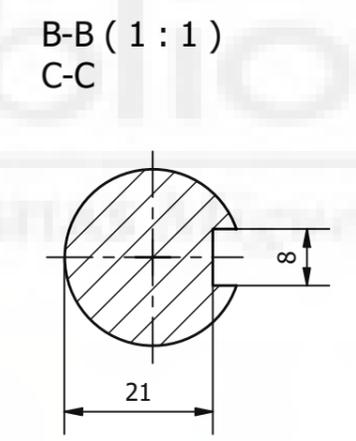
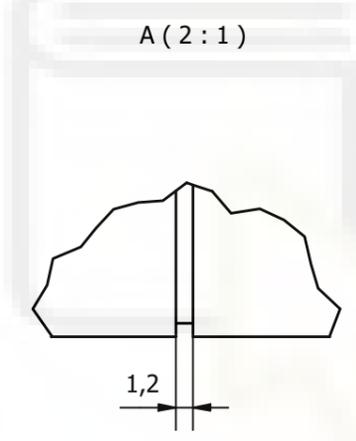
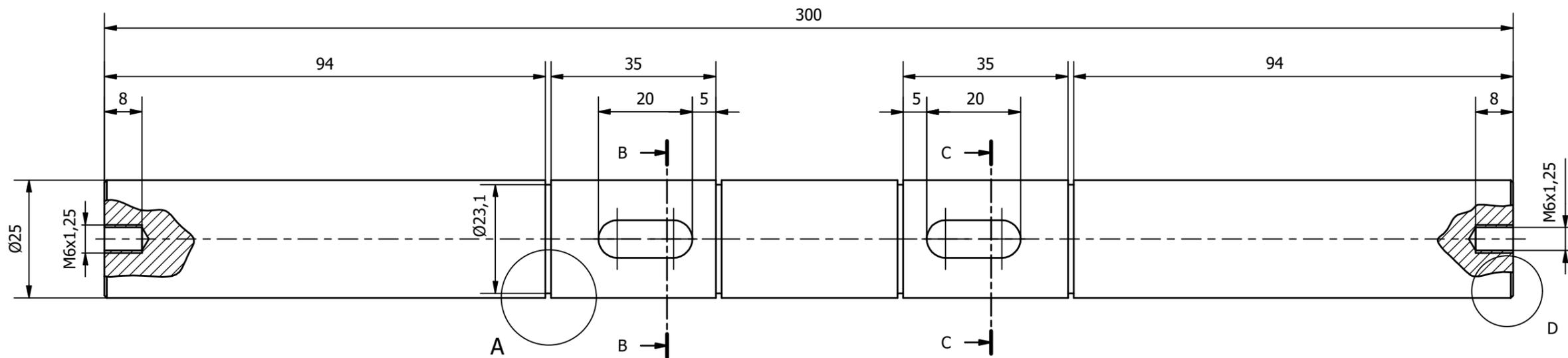


TABLA	
Cremallera	.
Modulo	2
Numero huecos	135
Cremallera tipo	UNE 18016
Rueda conjugada Z	21
Plano	02.06



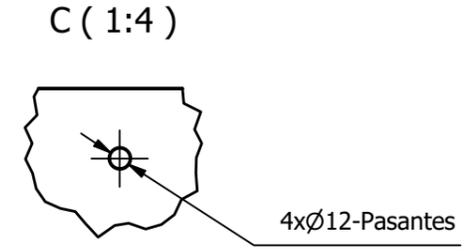
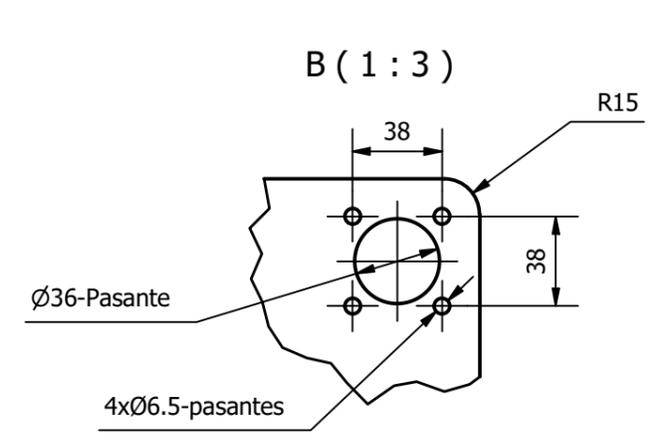
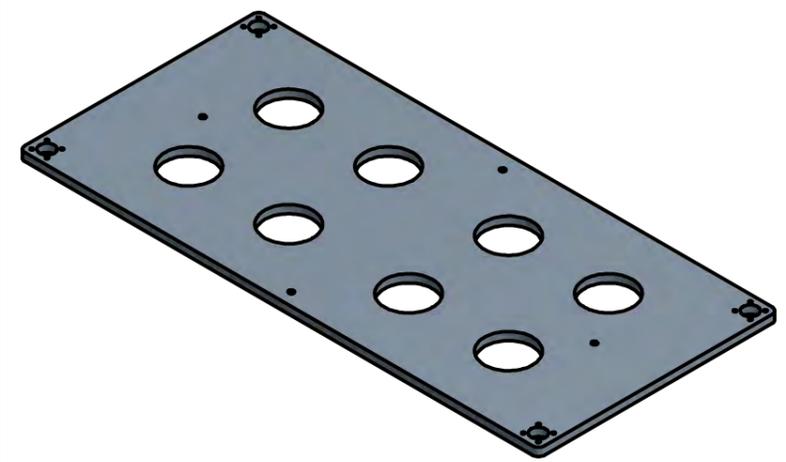
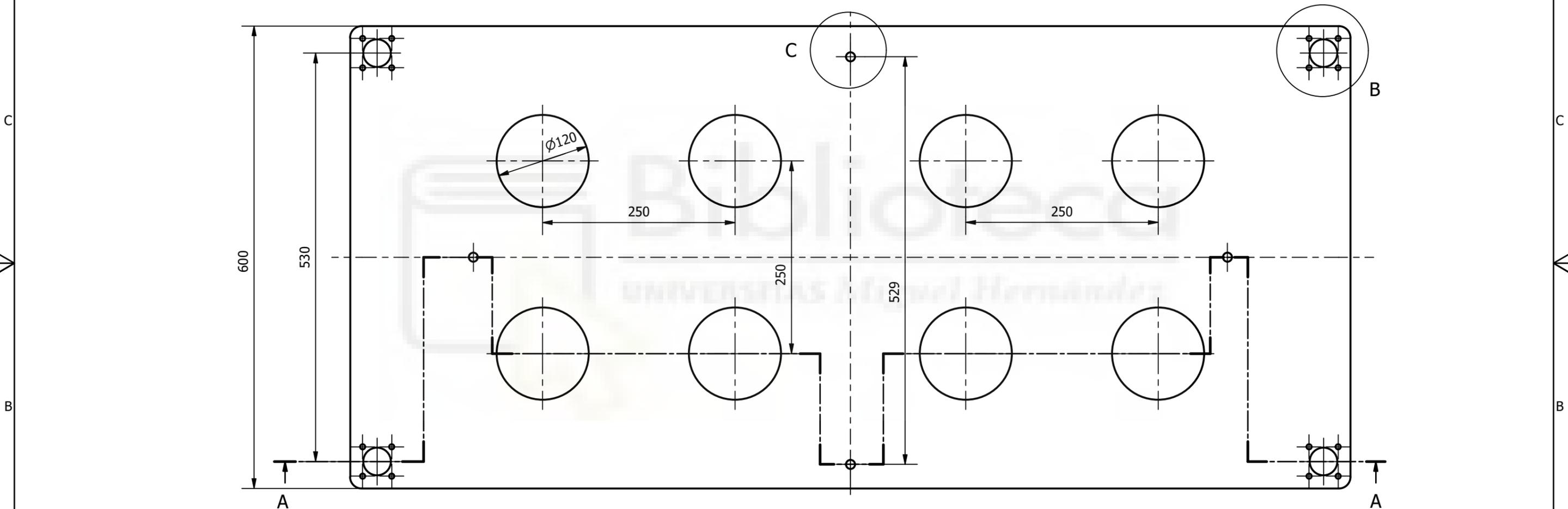
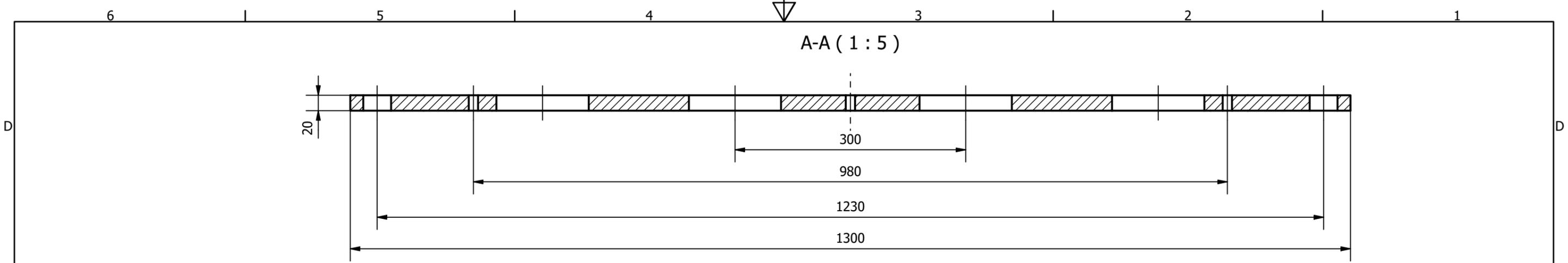
Escala 1:1	Diseño de Yavor Irmanov	Aprobado por Miguel Angel Oliva Meyer	Fecha 29/12/2020	Unidades : mm
	TFG:Diseño de una maquina de desmolde y evacuación de paneles de revestimiento	Documento: Planos		
		CREMALLERA HORIZONTAL	Nº Plano 02.13	Hoja 1/1



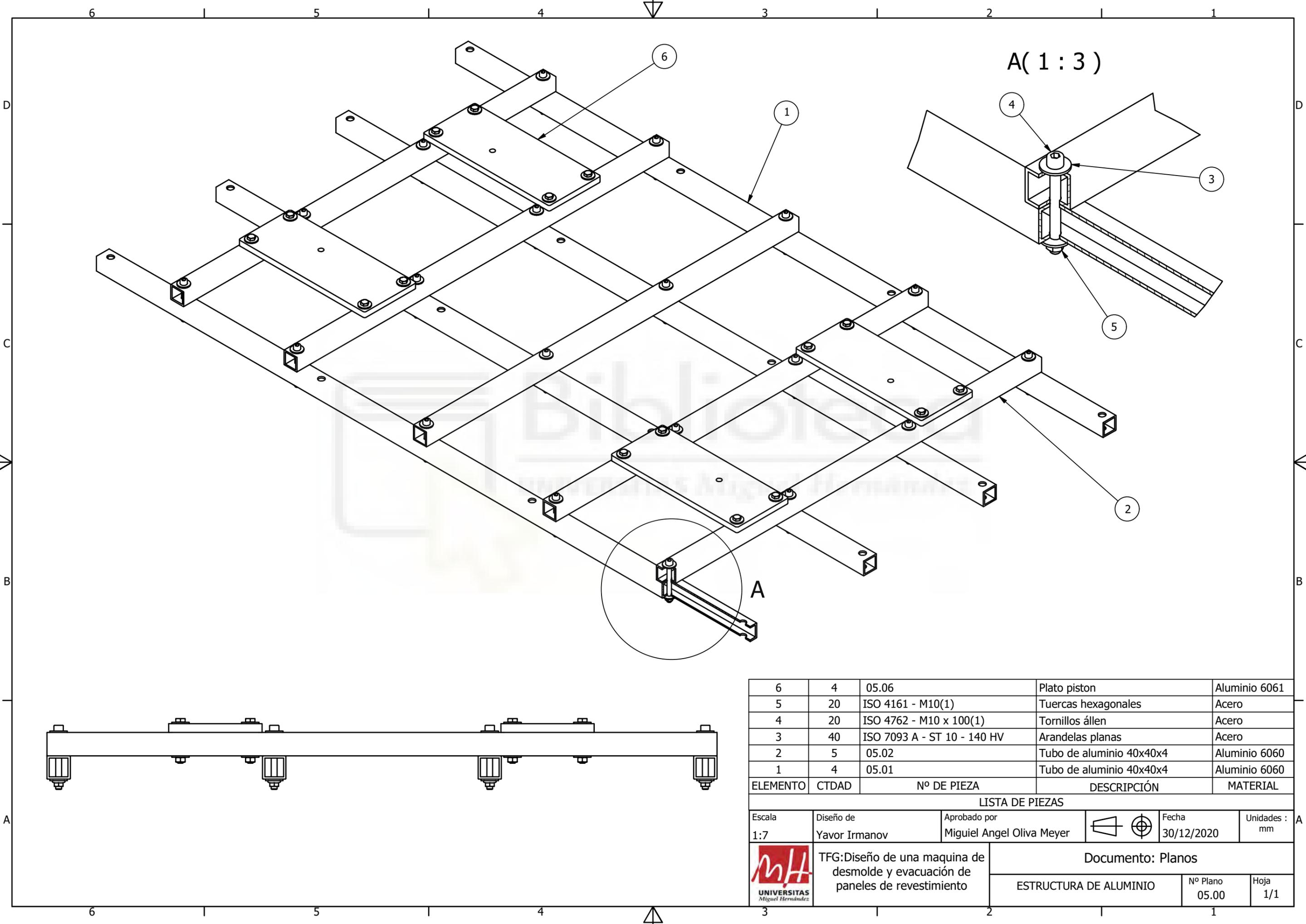
Chafilanes no acotados $0,5 \times 45^\circ$
 Todas ranuras tienen mismo ancho y profundidad



Escala 1:1	Diseño de Yavor Irmanov	Aprobado por Miguel Angel Oliva Meyer	Fecha 26/12/2020	Unidades : mm
 TFG:Diseño de una maquina de desmolde y evacuación de paneles de revestimiento		Documento: Planos		
EJE AUXILIAR		Nº Plano 02.26	Hoja 1/1	



Escala 1:5	Diseño de Yavor Irmanov	Aprobado por Miguel Angel Oliva Meyer	Fecha 29/12/2020	Unidades : mm
 TFG:Diseño de una maquina de desmolde y evacuación de paneles de revestimiento		Documento: Planos		
		PLATO SOSTENEDOR	Nº Plano 03.00	Hoja 1/1

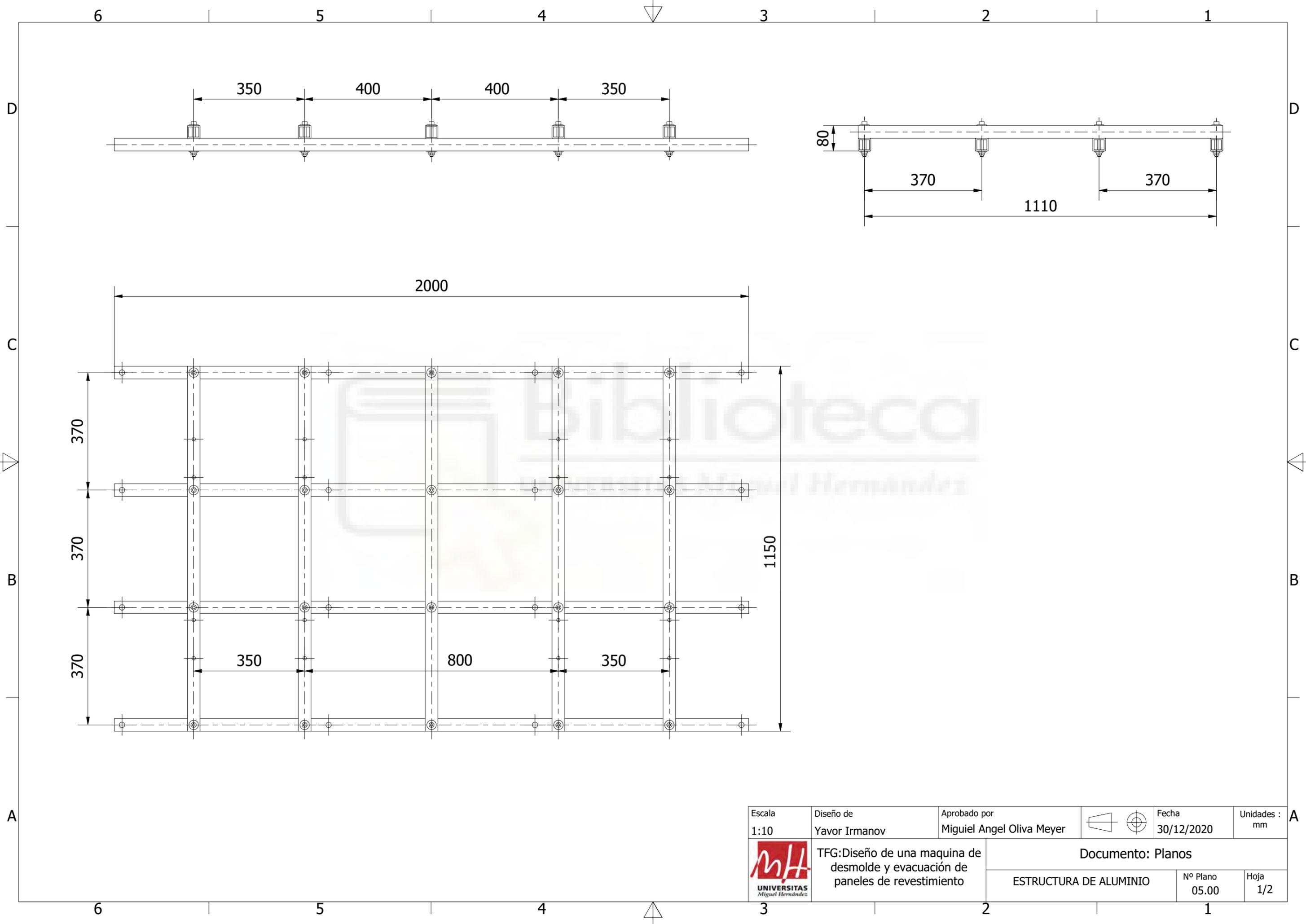


A(1:3)

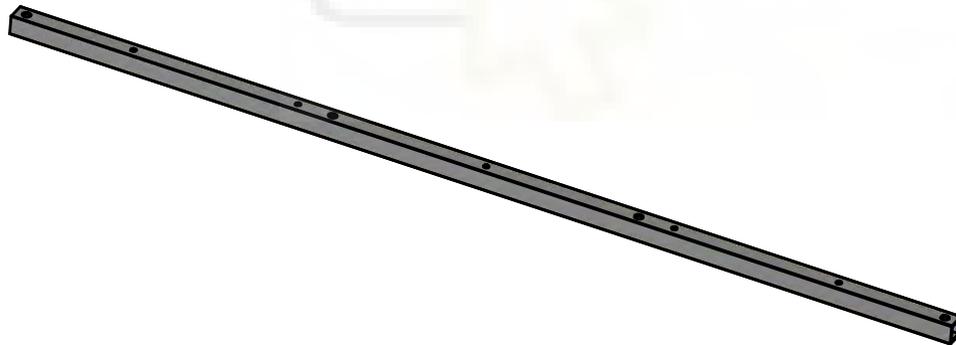
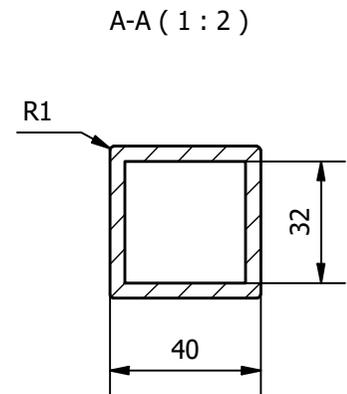
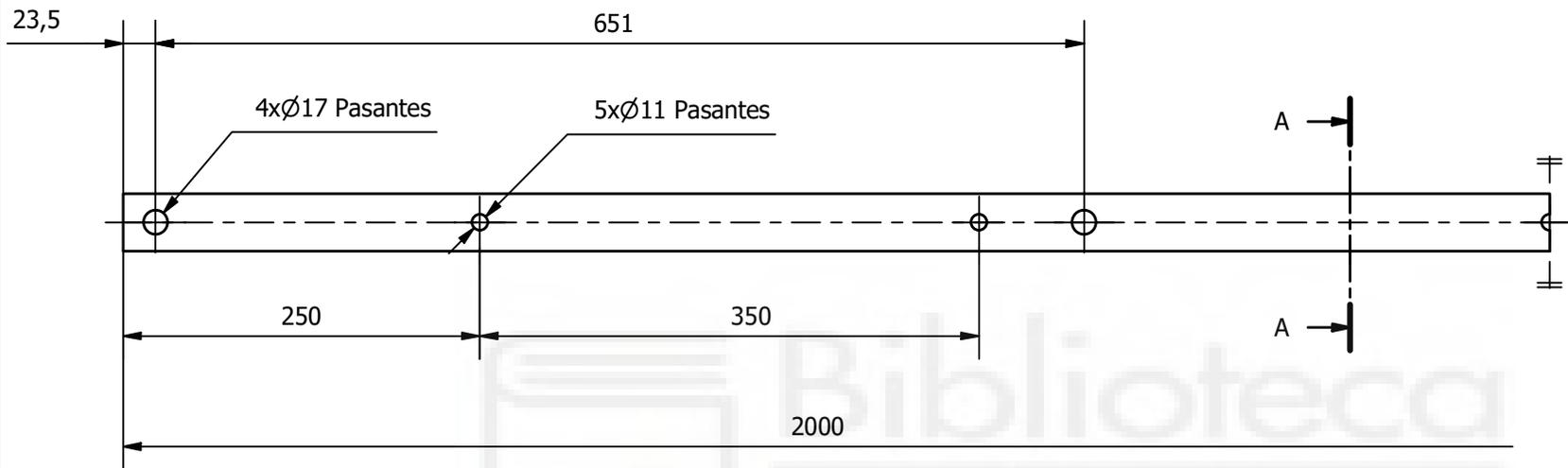
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
6	4	05.06	Plato piston	Aluminio 6061
5	20	ISO 4161 - M10(1)	Tuercas hexagonales	Acero
4	20	ISO 4762 - M10 x 100(1)	Tornillos állen	Acero
3	40	ISO 7093 A - ST 10 - 140 HV	Arandelas planas	Acero
2	5	05.02	Tubo de aluminio 40x40x4	Aluminio 6060
1	4	05.01	Tubo de aluminio 40x40x4	Aluminio 6060

LISTA DE PIEZAS

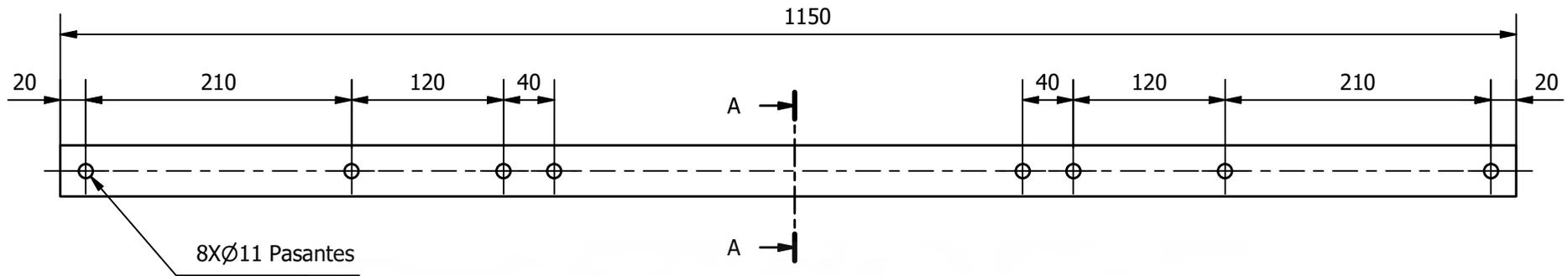
Escala 1:7	Diseño de Yavor Irmanov	Aprobado por Miguel Angel Oliva Meyer	Fecha 30/12/2020	Unidades : mm
		Documento: Planos		
TFG:Diseño de una maquina de desmolde y evacuación de paneles de revestimiento		ESTRUCTURA DE ALUMINIO	Nº Plano 05.00	Hoja 1/1



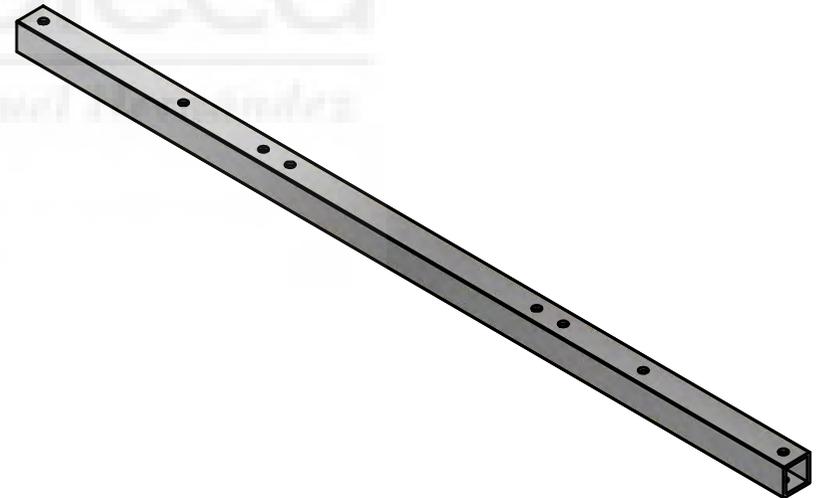
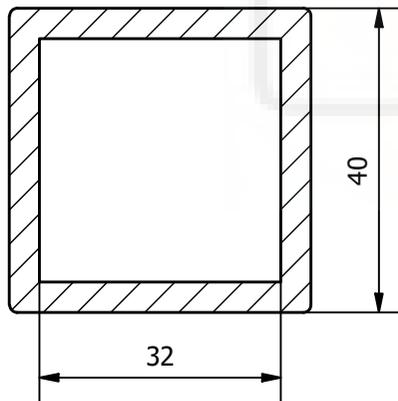
Escala 1:10	Diseño de Yavor Irmanov	Aprobado por Miguel Angel Oliva Meyer	Fecha 30/12/2020	Unidades : mm
 UNIVERSITAS Miguel Hernández	TFG:Diseño de una maquina de desmolde y evacuación de paneles de revestimiento		Documento: Planos	
			ESTRUCTURA DE ALUMINIO	Nº Plano 05.00



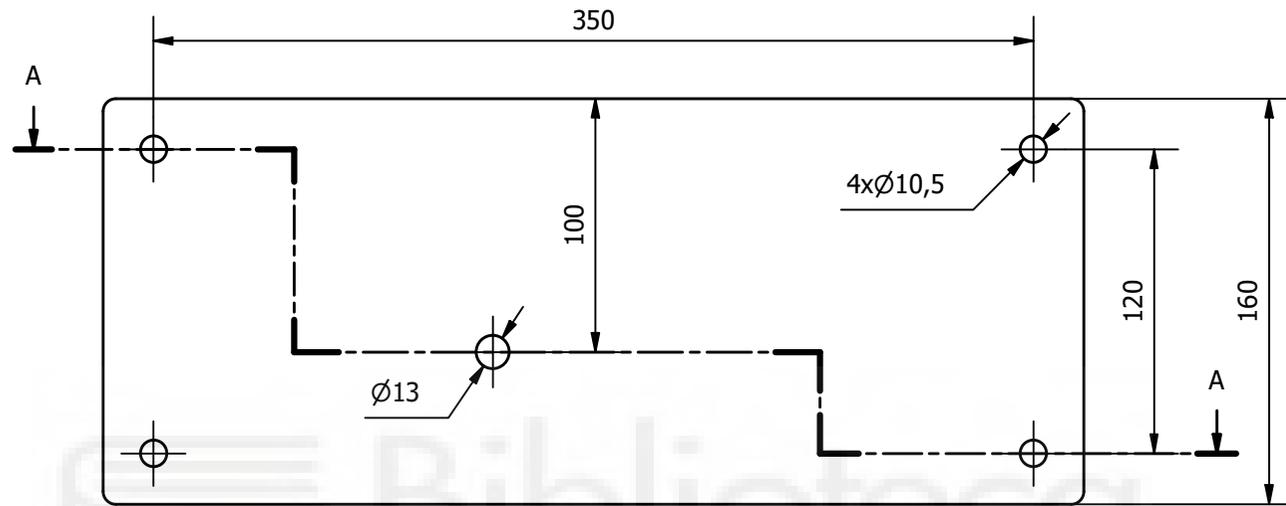
Escala 1:5	Diseño de Yavor Irmanov	Aprobado por Miguel Angel Oliva Meyer	 	Fecha 31/12/2020	Unidades : mm
	TFG:Diseño de una maquina de desmolde y evacuación de paneles de revestimiento		Documento: Planos		
	PERFIL 2000		Nº Plano 05.01	Hoja 1/1	



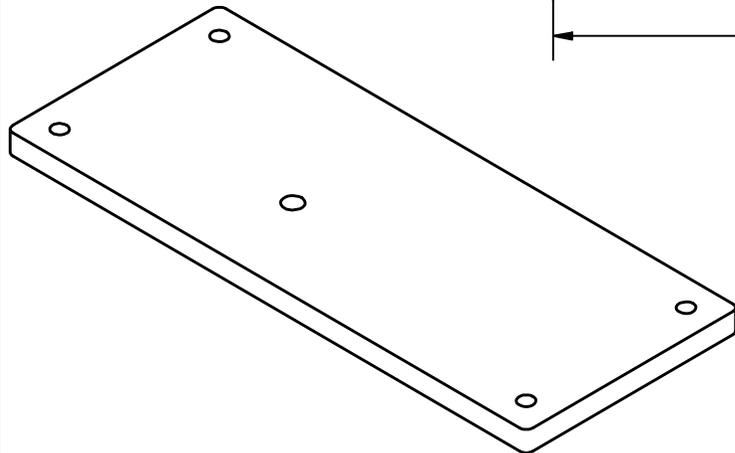
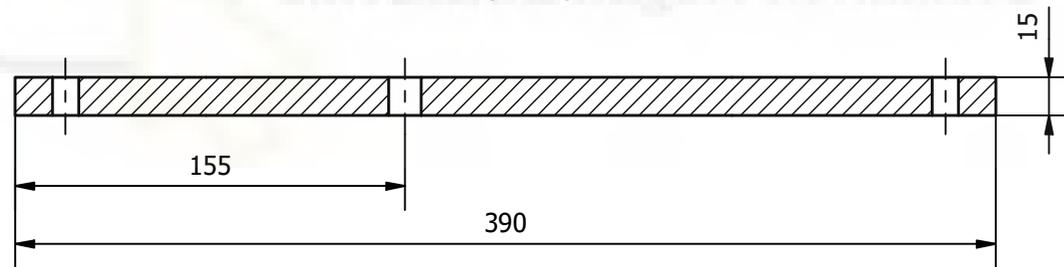
A-A (1 : 1)



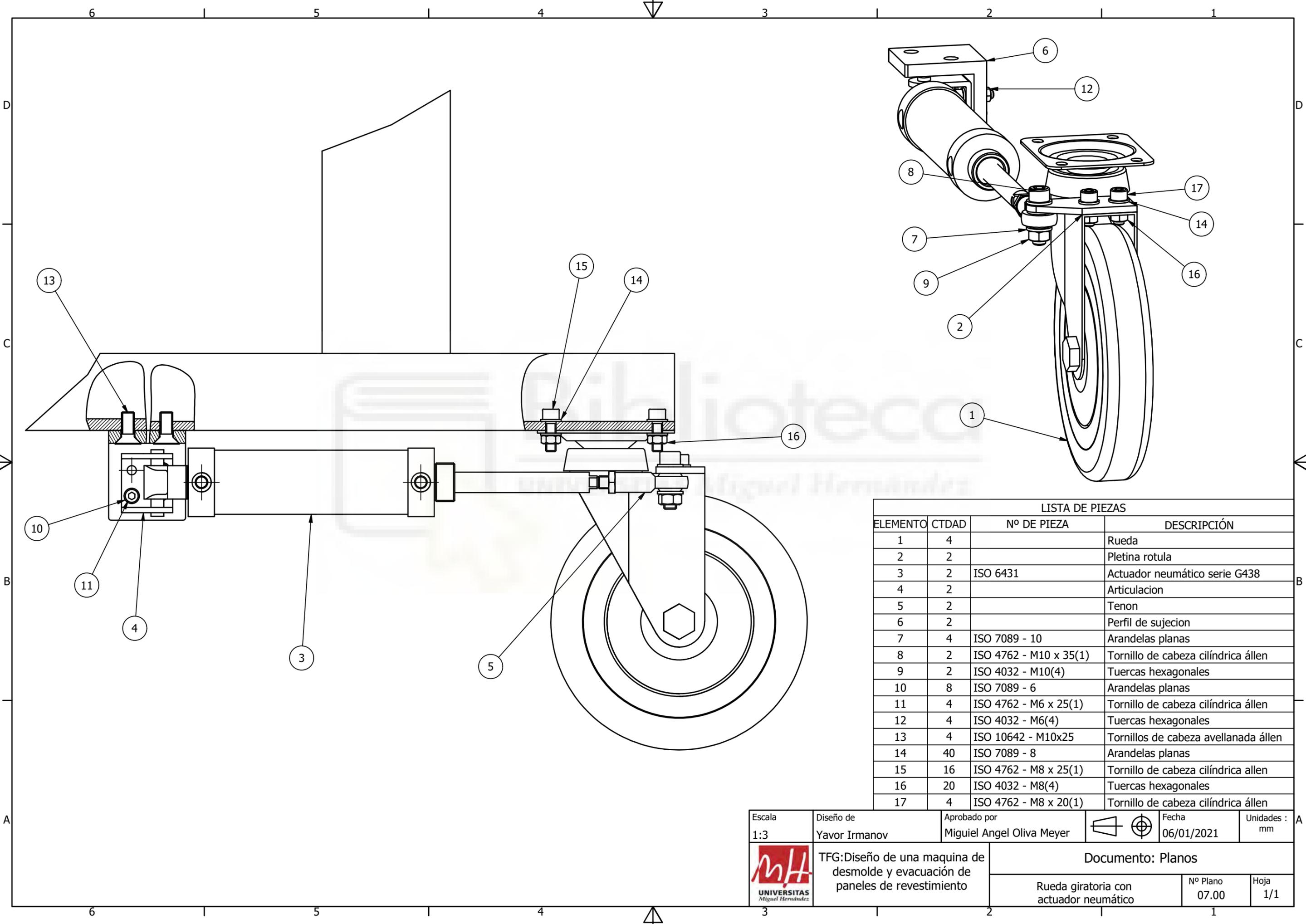
Escala 1:5	Diseño de Yavor Irmanov	Aprobado por Miguel Angel Oliva Meyer		Fecha 31/12/2020	Unidades : mm
	TFG:Diseño de una maquina de desmolde y evacuación de paneles de revestimiento		Documento: Planos		
			PERFIL 1150	Nº Plano 05.02	Hoja 1/1



A-A (1 : 3)

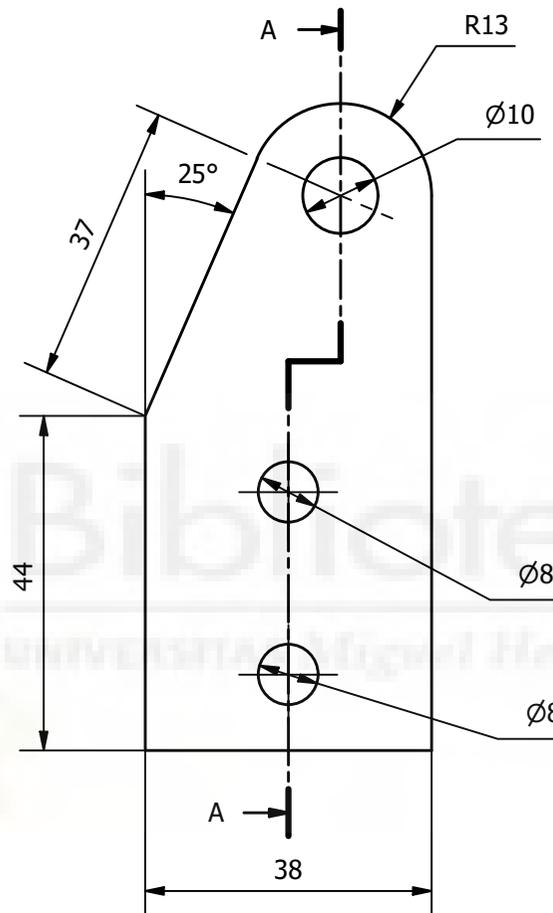
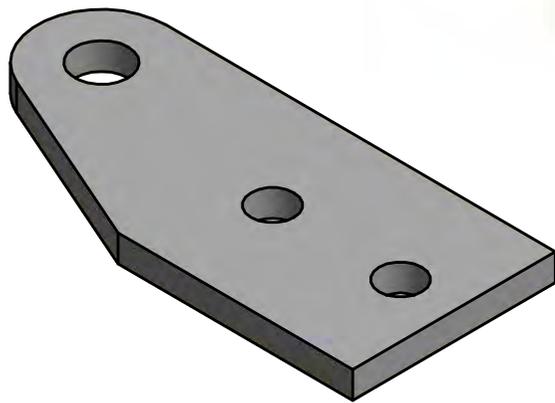


Escala 1:3	Diseño de Yavor Irmanov	Aprobado por Miguel Angel Oliva Meyer		Fecha 31/12/2020	Unidades : mm
 UNIVERSITAS Miguel Hernández	TFG:Diseño de una maquina de desmolde y evacuación de paneles de revestimiento	Documento: Planos			
		PLATO	Nº Plano 05.06	Hoja 1/1	

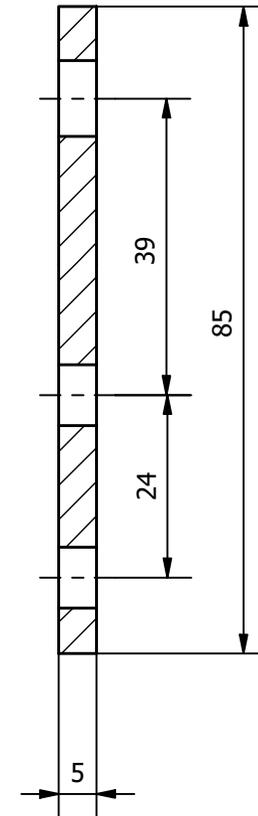


LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
1	4		Rueda
2	2		Pletina rotula
3	2	ISO 6431	Actuador neumático serie G438
4	2		Articulacion
5	2		Tenon
6	2		Perfil de sujecion
7	4	ISO 7089 - 10	Arandelas planas
8	2	ISO 4762 - M10 x 35(1)	Tornillo de cabeza cilíndrica állen
9	2	ISO 4032 - M10(4)	Tuercas hexagonales
10	8	ISO 7089 - 6	Arandelas planas
11	4	ISO 4762 - M6 x 25(1)	Tornillo de cabeza cilíndrica állen
12	4	ISO 4032 - M6(4)	Tuercas hexagonales
13	4	ISO 10642 - M10x25	Tornillos de cabeza avellanada állen
14	40	ISO 7089 - 8	Arandelas planas
15	16	ISO 4762 - M8 x 25(1)	Tornillo de cabeza cilíndrica allen
16	20	ISO 4032 - M8(4)	Tuercas hexagonales
17	4	ISO 4762 - M8 x 20(1)	Tornillo de cabeza cilíndrica állen

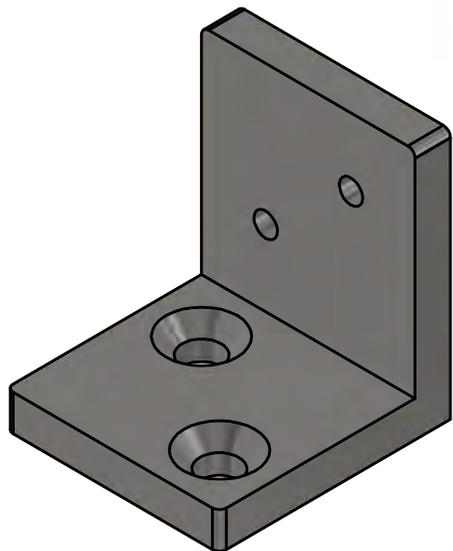
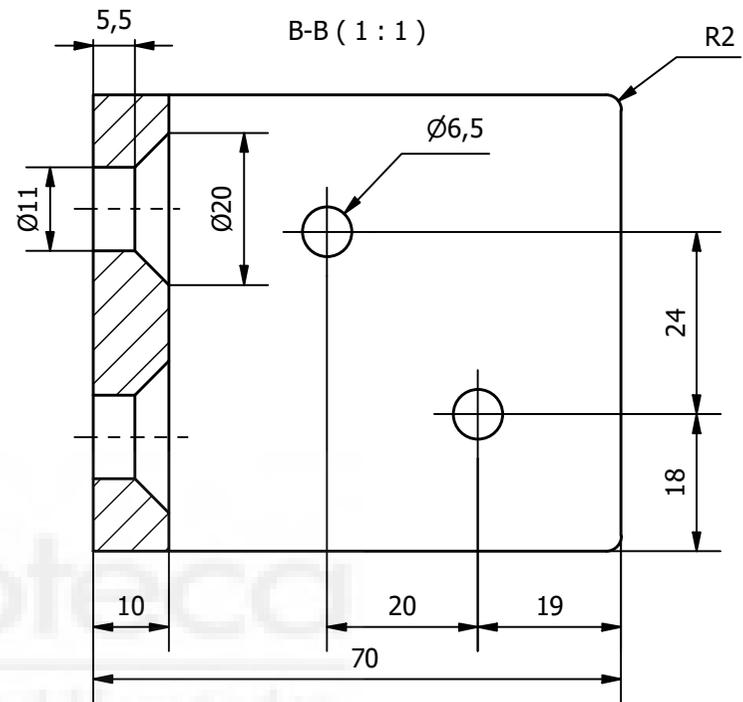
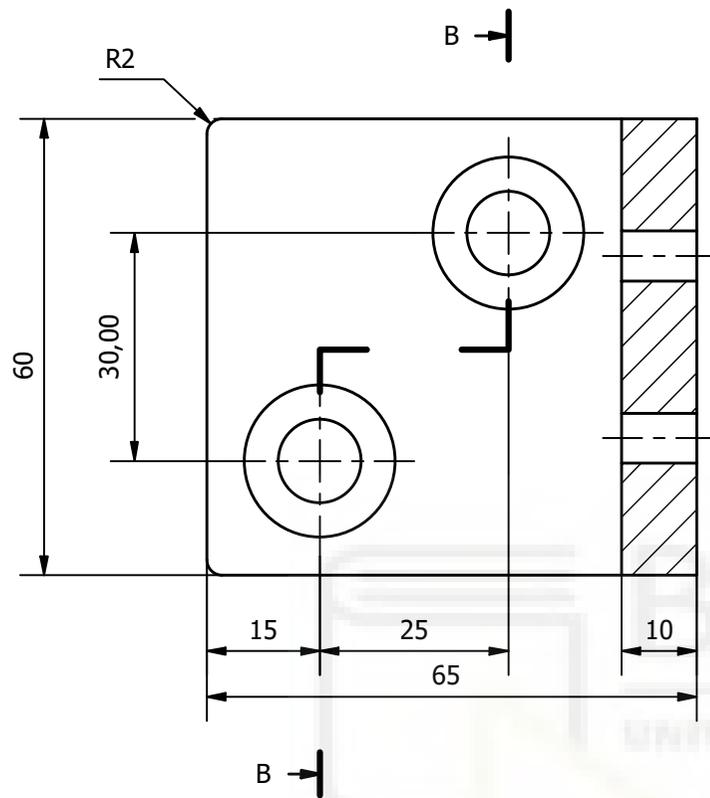
Escala 1:3	Diseño de Yavor Irmanov	Aprobado por Miguel Angel Oliva Meyer	Fecha 06/01/2021	Unidades : mm
		Documento: Planos		
TFG:Diseño de una maquina de desmolde y evacuación de paneles de revestimiento		Rueda giratoria con actuador neumático	Nº Plano 07.00	Hoja 1/1



A-A (1 : 1)



Escala 1:1	Diseño de Yavor Irmanov	Aprobado por Miguel Angel Oliva Meyer		Fecha 10/01/2021	Unidades : mm
 UNIVERSITAS Miguel Hernández	TFG:Diseño de una maquina de desmolde y evacuación de paneles de revestimiento		Documento: Planos		
			Pletina rotula	Nº Plano 07.02	Hoja 1/1



Escala 1:1	Diseño de Yavor Irmanov	Aprobado por Miguel Angel Oliva Meyer		Fecha 10/01/2021	Unidades : mm
 UNIVERSITAS Miguel Hernández	TFG:Diseño de una maquina de desmolde y evacuación de paneles de revestimiento	Documento: Planos			
		Perfil de sujeción	Nº Plano 07.06	Hoja 1/1	