



**UNIVERSITAT
JAUME·I**

**ESCUELA SUPERIOR DE TECNOLOGÍA Y CIENCIAS EXPERIMENTALES
GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES**

**REDISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN
Y ENCLAVAMIENTO DE UN EQUIPO DE
SECADO ROTATIVO DE *PELLETS* DE NYLON**

TRABAJO FIN DE GRADO

AUTOR

Vicente López Fernández

DIRECTOR

Pablo Jesús Rodríguez Cervantes

A mi familia, a mi novia y a mis amigos, que me brindaron un apoyo incondicional desde el primer momento.

A UBE, por haberme dado la oportunidad de crecer y de formarme dentro del ámbito de la ingeniería.

A David, Roberto, Elena, Jacobo y Fran, por ser pilares fundamentales de este proyecto y por enseñarme con humildad todos los conocimientos que he tenido la suerte de aprender.

A Cristian Benages, por darme el primer empujoncito.

A mi tutor Pablo, director de este trabajo final de grado, por insistir en que no hay que hacer de 9 lo que puede hacerse de 10.

*En general, a todos los que se han implicado de forma desinteresada con el proyecto.
Gracias a todos, a todos vosotros, por haberlo hecho posible.*

ÍNDICE GENERAL

CAPÍTULO 1. MEMORIA	7
ANEXOS A LA MEMORIA	151
ANEXO I: CÁLCULOS	155
CAPÍTULO 2. PLANOS.....	213
CAPÍTULO 3. PLIEGO DE CONDICIONES.....	245
CAPÍTULO 4. MEDICIONES Y PRESUPUESTO.....	265

MEMORIA

ÍNDICE

CAPÍTULO 1. MEMORIA

1. ANTECEDENTES	13
2. JUSTIFICACIÓN	15
3. OBJETIVOS	16
4. ALCANCE	17
5. EMPLAZAMIENTO	18
5.1. Localización.....	18
5.2. Distribución.....	19
6. LA PRODUCCIÓN DE NYLON	21
6.1. El producto.....	21
6.2. El proceso	23
6.2.1. Recepción de materias primas.....	23
6.2.2. Polimerización.....	24
6.2.3. Extracción de LC y OLU	25
6.2.4. Secado	25
6.2.5. Envasado.....	26
6.3. Los equipos	27
7. LOS EQUIPOS DE SECADO MD-614-1/2/3	28
7.1. Introducción.....	28
7.2. Diseño actual	29
7.3. Funcionamiento	31
7.4. Problemática.....	33
7.4.1. Evaluación de los costes de riesgo	33
7.4.2. Inmovilización en posición de paro.....	35

8. REDISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN.....	39
8.1. Disposición inicial.....	39
8.2. Condiciones de partida.....	40
8.3. Reducción principal.....	42
8.3.1. Tren de engranajes ortogonal.....	43
8.3.2. Tren de engranajes epicicloidal.....	47
8.3.3. Tren de engranajes mixto.....	51
8.3.4. Tornillo sinfín - corona.....	56
8.3.5. Criterios de selección.....	58
8.3.6. Justificación de las medidas adoptadas.....	59
8.4. Reducción secundaria.....	60
8.4.1. Transmisión por correa.....	60
8.4.2. Transmisión por cadena.....	63
8.4.3. Criterios de selección.....	68
8.4.4. Justificación de las medidas adoptadas.....	69
8.5. Sistema de frenado.....	72
8.5.1. Freno incorporado.....	73
8.6. Variación de velocidad.....	77
8.6.1. Arrancador estático.....	77
8.6.2. Variador de frecuencia.....	80
8.6.3. Criterios de selección.....	83
8.6.4. Justificación de las medidas adoptadas.....	83
8.7. Otros elementos mecánicos.....	84
8.7.1. Acoplamientos.....	84
8.7.2. Elementos de fijación axial.....	88
8.7.3. Bancada.....	93
8.7.4. Carcasa.....	95
8.7.5. Tornillería.....	98
8.8. Disposición final.....	100

9. REDISEÑO DEL SISTEMA DE ENCLAVAMIENTO	101
9.1. Disposición inicial	101
9.2. Condiciones de partida.....	102
9.3. Propuesta de soluciones.....	104
9.3.1. Enclavamiento por cilindro pasador	105
9.3.2. Enclavamiento por cuña pivotante	106
9.4. Desarrollo del proceso de diseño	110
9.4.1. Pletina	110
9.4.2. Cuña.....	112
9.4.3. Apoyo de la cuña.....	113
9.4.4. Apoyo del cilindro	115
9.4.5. Unión cilindro - cuña	116
9.4.6. Tornillería	116
9.4.7. Selección de materiales.....	117
9.4. Justificación de las medidas adoptadas	118
9.4. Disposición final	118
10. PLANIFICACIÓN	120
10.1. Objetivo	120
10.2. Etapas de ejecución.....	120
10.3. Listado de tareas	122
10.4. Diagrama de Gantt e histograma de recursos	123
10.4. Diagrama de redes (CPM).....	124
11. RESUMEN DEL PRESUPUESTO.....	125
12. ESTUDIO ECONÓMICO.....	127
12.1. Introducción.....	127
12.2. Costes del sistema de transmisión actual	128
12.2.1. Coste inicial	128
12.2.2. Coste medio de mantenimiento.....	129
12.3. Costes del rediseño del sistema de transmisión.....	132
12.3.1. Coste inicial	132
12.3.2. Coste medio de mantenimiento.....	133

12.4. Comparativa de los costes	134
12.4.1. Coste inicial	134
12.4.2. Coste medio de manutención.....	135
12.4.3. Comparación gráfica de los costes	136
12.5. Análisis de la viabilidad económica.....	137
12.5.1. Contextualización financiera.....	137
12.5.2. Valor actual neto (VAN)	138
12.5.3. Tasa interna de retorno (TIR)	138
12.5.4. Período de retorno (PR).....	140
12.6. Resultados del estudio económico	140
13. CONCLUSIONES	143
14. REFERENCIAS	144
14.1. Definiciones y abreviaturas	144
14.2. Normativa aplicada	147
14.3. Bibliografía	148
14.4. Videografía.....	149
14.5. Protección intelectual	150

1. ANTECEDENTES

UBE Industries Ltd. es un grupo empresarial que fue fundado en 1897 en la ciudad nipona que lleva su nombre, Ube, en la prefectura de Yamaguchi (Japón). Originariamente, se dedicaba exclusivamente a la extracción y al procesado de carbón, no obstante, la evolución que ha experimentado hasta la actualidad hace que sea una empresa capaz de competir en los sectores de producción de energía, maquinaria, cemento, química y farmacéutica, además de haber ampliado sus fronteras y poseer instalaciones en Europa, Asia central y toda América.

Por lo que respecta a UBE Chemical Europe S.A., surgió cuando, en 1999, el grupo UBE decidió establecer su sede europea en Proquimed, una empresa que había comprado a BP en 1994 y que estaba situada en el puerto de Castellón. En la actualidad, es una de las mayores plantas de producción de policarbonatodiol (PCD) del mundo y lidera el proyecto “Desarrollo de espumas de poliuretano con mejores prestaciones finales mediante el empleo de polioles derivados del policarbonato (CARBESPOL)”.

Así pues, en la planta situada en el puerto de Castellón se dedica la actividad principal a la obtención de caprolactama, una molécula fundamental en el proceso de sintetización del nylon que se obtiene a partir de ciclohexanona e hidroxilamina. Además, UBE cuenta ya con instalaciones para la elaboración de su propio nylon con un determinado valor añadido.

Por otro lado, una gran parte de los residuos producidos a lo largo de todo el proceso es aprovechada para su posterior tratamiento (si procede) y comercialización como productos secundarios. Policarbonatodiol, 1,5-pentanodiol (PDL) y 1,6-hexanodiol (HDL) son los ejemplos más representativos de estos productos, los cuales se destinan en su gran mayoría a la industria farmacéutica y a otros sectores de química más específicos.

Cabe hacer una mención especial del sulfato amónico, otro de los residuos que surgen durante el proceso. Pese a que no es considerado un producto principal por su poco valor, tiene una mayor repercusión que los demás productos secundarios en cuanto a cantidades generadas, ya que se producen aproximadamente 5 unidades por cada 1 de caprolactama y casi 20 por cada 1 de nylon-6, mientras que los demás no llegan a media unidad.

A continuación se muestran los productos que se van obteniendo a lo largo del proceso productivo para tener una visión más general:

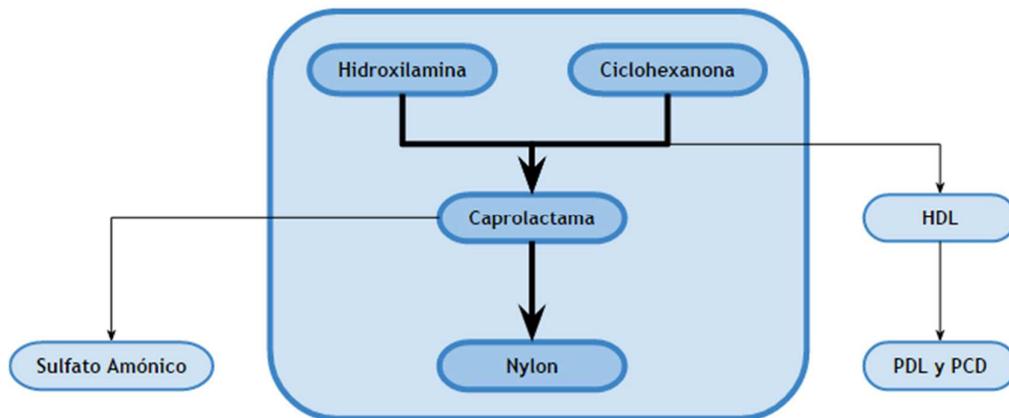


Figura 1.1.- Esquema de productos obtenidos durante el proceso.

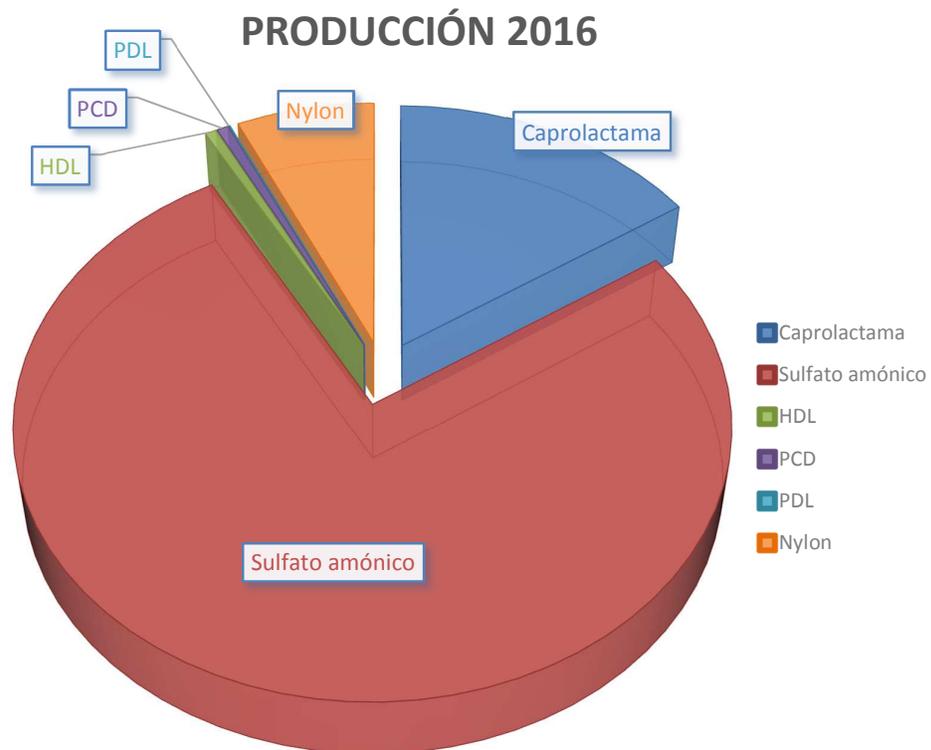


Figura 1.2.- Producción obtenida a lo largo del año 2016.

2. JUSTIFICACIÓN

Los equipos de secado rotativo se encuentran en una de las unidades de la zona de nylon. Aunque todas las instalaciones de esta zona se pusieran en marcha hace relativamente poco tiempo, la firma de su correspondiente proyecto se realizó hace casi 15 años, por lo que el diseño de algunas unidades comienza a quedarse obsoleto. Además, el funcionamiento a lo largo del tiempo de los equipos hace que se acaben detectando problemas más tarde o más temprano, bien a causa de su desgaste normal, o bien a causa de errores en el diseño original o en su instalación.

En este caso, el secador rotativo presenta cierta holgura en los eslabones de la cadena de su sistema de transmisión. Además de las consecuencias directas que esto conlleva (esfuerzos no deseados, fatiga adicional...), surge el problema de que, estando el motor en posición de paro y la cadena inmóvil, el secador fluctúa, dificultando enormemente la realización de labores como mantenimiento o carga y descarga.

Por otro lado, el hecho de que los secadores se diseñaran hace tanto tiempo implica que la mayoría de sus componentes mecánicos estén empezando a quedarse también obsoletos. Las consecuencias más directas de tal obsolescencia son un encarecimiento de los repuestos, un aumento en el tiempo de recepción de cada repuesto y una mayor incertidumbre respecto a la disponibilidad de los repuestos en un futuro.

3. OBJETIVOS

Con la realización del presente proyecto se pretende mejorar el diseño del sistema de transmisión mecánica de los equipos de secado rotativo de *pellets* de nylon. Además, se propone la implementación de un sistema de enclavamiento que permite la inmovilización total del mismo para facilitar las labores de carga y descarga de producto y de mantenimiento.

De tal manera, se busca con ello asegurar una reducción en los costes de mantenimiento y de reparación en caso de avería, así como reducir el riesgo de fallo haciendo de este un equipo más fiable y seguro, ya sea desde el punto de vista de la producción como del trabajador. Además, se espera justificar todos los resultados con el correspondiente estudio económico de forma que se asegure la viabilidad económica del proyecto.

4. ALCANCE

El consiguiente documento pretende abarcar completamente todo el proceso de análisis y de solución de problemas. Por tanto, se partirá en cada caso de una descripción detallada de la situación inicial que, pasando por el correspondiente desarrollo de la solución al problema, culminará con una deducción de conclusiones que servirán como justificación a la solución adoptada.

Así pues, en este caso, se comienza introduciendo el proceso de producción del nylon incidiendo principalmente en la etapa de secado, de forma que se establece una contextualización que precede a la descripción técnica de los equipos de secado, en la cual se incluyen aspectos referentes al diseño actual, funcionamiento y problemas que comienza a presentar.

Por otra parte, en cuanto al tema del rediseño, se pretende analizar el proceso de elección de cada componente mecánico. Para ello, se lleva a cabo una propuesta de alternativas inicial a partir de la cual se calculan las propiedades más importantes de cada una de ellas para terminar así con la comparación de los resultados obtenidos y con la selección de la propuesta más conveniente. Además, resulta también de interés incluir un estudio económico de las medidas adoptadas para poder realizar así un análisis de la viabilidad económica del proyecto.

Los cálculos estarán vinculados con diversas áreas técnicas, no obstante, la que está relacionada más estrechamente con el proyecto es el área de mecánica, que incluye materia relativa tanto al diseño como a la teoría de máquinas y mecanismos. Respecto al procedimiento de comparación de alternativas, se empleará el método de las jerarquías analíticas de Saaty a menos que la solución se pueda seleccionar de manera evidente en base a algún criterio razonado.

Finalmente, se sintetizará toda la información recogida a lo largo del proyecto y se extraerán las conclusiones pertinentes al respecto, de forma que todas las decisiones tomadas queden perfectamente justificadas.

5. EMPLAZAMIENTO

5.1. Localización

Las instalaciones en las que se hallan los secadores se encuentran en una planta de UBE que está emplazada en el polígono industrial El Serrallo S/N, un complejo industrial cercano al puerto de Castellón de la Plana, en la provincia de Castellón. Además de UBE, en el polígono se encuentran otras empresas dedicadas a actividades industriales diversas, bien con una extensión mayor como BP Oil, o bien con extensiones más reducidas como CLH, Repsol o Iberdrola.



Figura 5.1.1.- Situación de UBE Chemical Europe.



Figura 5.1.2.- Emplazamiento de UBE Chemical Europe.

Por otra parte, la planta está situada aproximadamente a unos 5 kilómetros del puerto y a otros 5 del núcleo urbano de Castellón de la Plana. Aunque existen diversas formas de acceder a las instalaciones, la manera más recurrente es mediante la autovía CS-22, que conecta el polígono con la autopista AP-7 y con el puerto de Castellón.

La totalidad de sus instalaciones alcanza una extensión de 340000 m², que se reparten entre los 300000 m² relativos al polígono industrial y los 40000 m² pertenecientes a sus instalaciones portuarias.

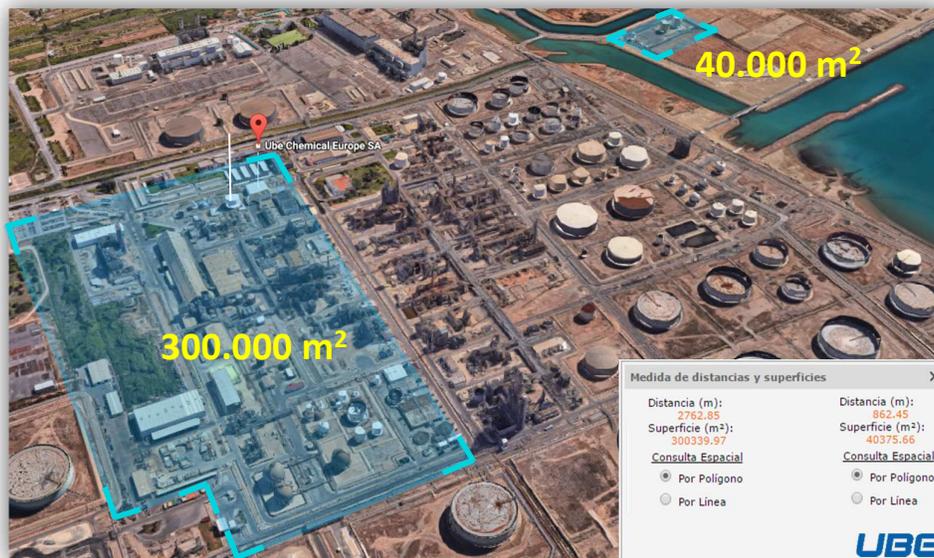


Figura 5.1.3.- Extensión de UBE Chemical Europe.

5.2. Distribución

Pese a que la actividad industrial se lleva a cabo en ambas zonas, se concentra principalmente en la planta situada en el polígono al disponer esta de una mayor extensión superficial. Así pues, es en la planta donde se efectúan los procesos de elaboración de producto acabado, limitándose la funcionalidad de la zona portuaria a labores de almacenaje y de tráfico de mercancías exclusivamente.

Por su parte, la planta concentra en su interior los procesos principales y los sitúa alrededor del proceso de elaboración de caprolactama, reservando su periferia para actividades de almacenaje, tratamiento de aguas y cogeneración. No obstante, pese a su importancia, la zona de nylon se encuentra también en la periferia, ya que fue una ampliación de la planta diseñada inicialmente.

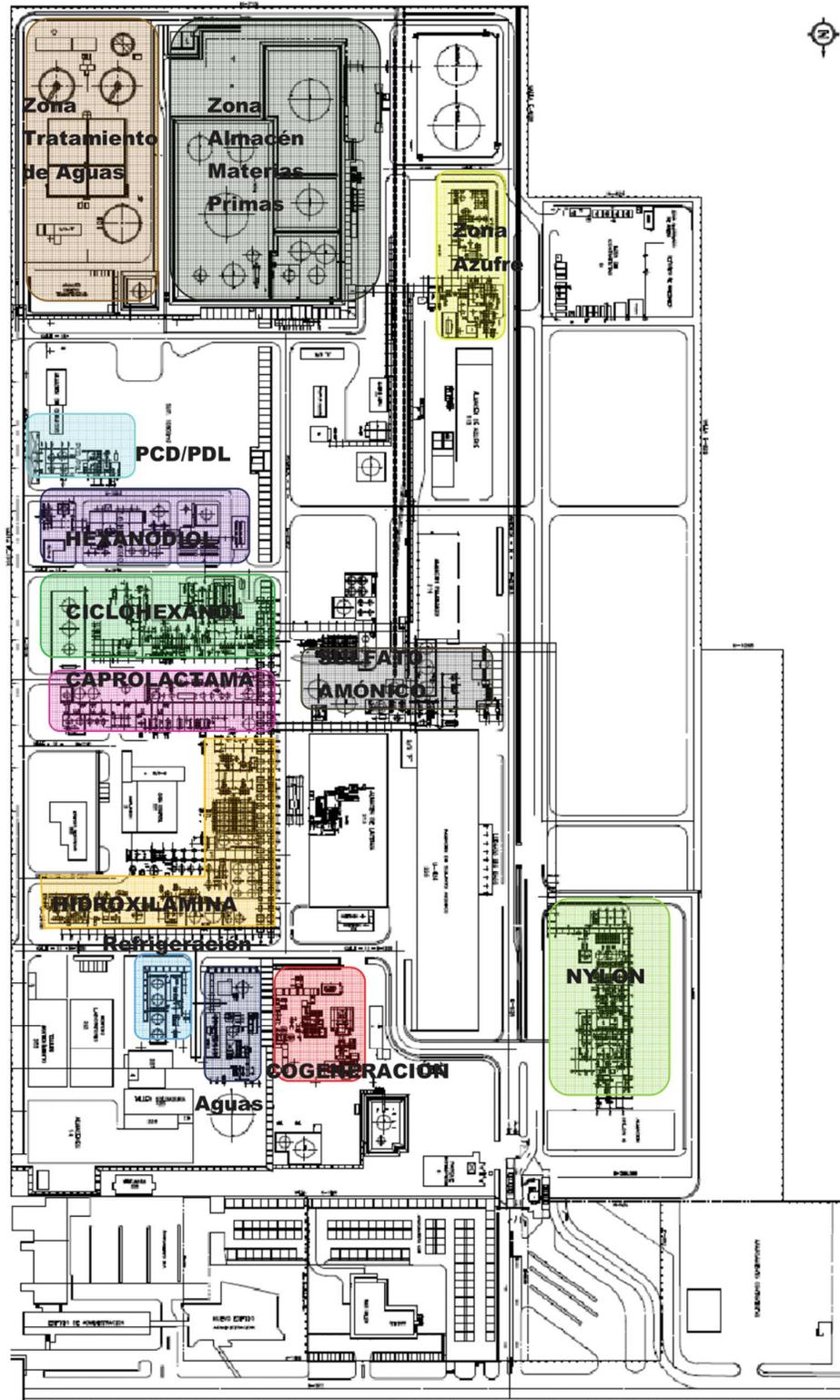


Figura 5.2.1.- Distribución en planta de los procesos principales.

6. LA PRODUCCIÓN DE NYLON

6.1. El producto

El nylon es un tipo de polímero que está compuesto por cadenas moleculares unidas mediante grupos amida, por lo que también recibe el nombre de poliamida. Respecto a su etimología, cabe apuntar que se emplea su forma anglosajona (sin señalarla como anglicismo mediante cursiva o comillas) puesto que es un término muy arraigado que se utiliza con mucha mayor frecuencia que sus equivalentes en español (nailon o nilón).

La poliamida o nylon es el producto de la policondensación de moléculas con dos grupos funcionales amina, ácido o ambos. La representación general de la cadena de poliamida se muestra a continuación:

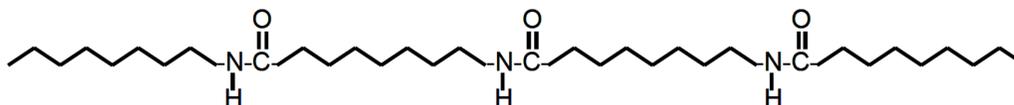


Figura 6.1.1.- Cadena de poliamida.

Las diferentes variedades de poliamida se clasifican dependiendo de la naturaleza de los monómeros que lo componen, los cuales son diaminas, diácidos, aminoácidos y lactamas. De la combinación de estos cuatro tipos de monómero se obtienen cuatro tipos de nylon:

- Nylon x: se obtiene a partir de una lactama o un aminoácido, donde x es el número de átomos de carbono de la lactama o del aminoácido.
- Nylon xy: se obtiene a partir de la mezcla de una diamina y un diácido, donde x es el número de átomos de carbono de la diamina e y el número de átomos de carbono del diácido.
- Nylon x,y: se obtiene a partir de la combinación de lactamas y/o aminoácidos de diferente número de átomos de carbono, donde x e y son el número de átomos de carbono de los dos monómeros.
- Nylon x,yz: se obtiene a partir de la mezcla de un aminoácido o lactama, una diamina y un diácido, donde x, y y z son el número de átomos de carbono de cada uno de los monómeros, respectivamente.

Aunque las propiedades del nylon varían considerablemente de una familia a otra, por lo general, las principales ventajas que presenta frente a otros plásticos empleados en el ámbito de la ingeniería son:

- ✓ Buenas propiedades mecánicas (resistencia a tracción, impacto, abrasión y fatiga), incluso a elevadas temperaturas.
- ✓ Densidad reducida.
- ✓ Alta resistencia química, principalmente a hidrocarburos.
- ✓ Amplia variedad de compatibilidades con materiales plásticos o resinas.
- ✓ Barrera de gases, especialmente frente al paso de oxígeno.

Por lo que respecta a sus aplicaciones, el nylon es empleado en numerosos sectores gracias a su gran versatilidad y a sus excelentes propiedades fisicoquímicas. Así pues, sus aplicaciones pueden ser clasificadas, de nuevo, en cuatro grupos principales:

- Plásticos: piezas inyectadas cuyo principal destino es la industria automovilística y electrónica, ya que su resistencia química a los hidrocarburos y su resistencia a altas temperaturas lo convierten en un material adecuado para la fabricación de piezas para motor, tanques de combustible, interruptores eléctricos, etc...
- Fibras: la industria textil es el principal mercado de la poliamida donde son apreciadas su resistencia mecánica y su durabilidad.
- Films: el film de nylon es empleado en la industria alimenticia para evitar la oxidación de carnes, quesos y otros alimentos envasados gracias a sus propiedades de barrera de oxígeno.
- Monofilamentos: la alta resistencia mecánica del nylon permite su utilización para la fabricación de elementos como cuerdas, embalajes, redes o sedales.



Figura 6.1.2.- Muestra de pellets de nylon.

6.2. El proceso

En el proceso de fabricación del nylon se pueden diferenciar 5 etapas principales: recepción de materias primas, polimerización, lavado (extracción de ONA y OLU), secado y envasado (transporte). Adicionalmente, existe también una etapa intermedia de recuperación, situada a continuación de la fase de lavado, donde se extrae la caprolactama arrastrada por el agua de lavado y se recircula para poderla emplear de nuevo.

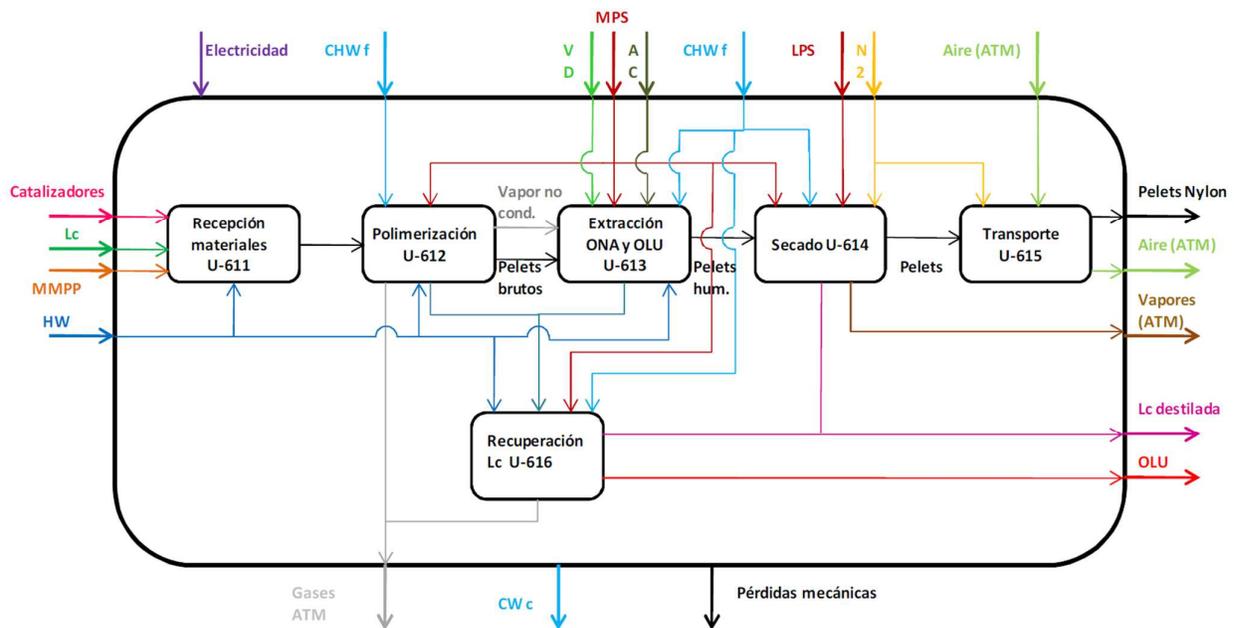


Figura 6.2.1.- Diagrama de flujo de la producción de nylon.

6.2.1. Recepción de materias primas

En primer lugar, se reciben y preparan todas las materias primas necesarias para el proceso de obtención de los 3 tipos de nylon producidos, que son fundamentalmente lactama (base de cualquier tipo de nylon), sal de nylon (para el nylon 6,66) y ácido aminodecanoico (para el nylon 6,12). Además, la producción de toda poliamida requiere la adición de un catalizador, como puede ser el ácido acético, el hipofosfito sódico (NaPO_2H_2) o la HMD (hexametildiamina).

La lactama (concretamente caprolactama) se recibe en estado líquido y se almacena en un depósito pulmón, desde el cual se envía directamente al primer reactor de polimerización R-612-1 o bien, en el caso de estar produciéndose copolímero 6,12, se recibe en la unidad 611 para la formación del *slurry* de ADA (ácido aminododecanoico). Como la caprolactama solidifica a 69 °C, todas las líneas y equipos que la manejan se encuentran encamisados con HW (agua caliente) con el fin de mantenerla entre 80 y 85 °C y, por tanto, en estado líquido.

El ADA se recibe en forma de sólido pulverulento por medio de contenedores flexibles y se descarga en un depósito pulmón. A continuación, se dosifica mediante un alimentador y pasa al mezclador donde, introduciendo caprolactama precalentada a 100 °C, se elabora el *slurry* con una dispersión de hasta un 20 % en ADA, que es enviado al reactor de polimerización R-612-1 pasando por el correspondiente depósito pulmón.

La sal de nylon (AH) se recibe como solución acuosa al 52 % de concentración entre 60 y 70 °C, y es descargada por cisternas en tanques que conectan casi inmediatamente con el reactor R-612-1. Además, como la AH solidifica a 40 °C, las líneas y equipos van provistos de encamisados y serpentines con HW que, al igual que en el caso de la caprolactama, la mantienen en estado fluido a lo largo del proceso.

6.2.2. Polimerización

En esta segunda etapa, se transforman las materias primas previamente preparadas en *pellets* de nylon, los cuales no están listos todavía para su comercialización porque presentan algunas sustancias no deseadas.

Así pues, la caprolactama se calienta a unos 160 °C y se envía a los reactores de polimerización. Ahí, se añaden los compuestos catalizadores y, en función del tipo de nylon que se quiera fabricar en ese momento, se añade también (o no) el *slurry* de ADA y la AH.

El producto final que sale de los reactores se lleva en estado líquido a unas extrusoras, donde se producen hileras de nylon que son enfriadas posteriormente mediante baño de CHW (agua superenfriada) y, seguidamente, son cortadas en una peletizadora obteniéndose *pellets* de nylon. Además, antes de enviar los *pellets* a la tercera etapa, se hacen pasar por una criba vibratoria que solo permite el paso de los que tienen un tamaño adecuado, impidiendo la circulación de los que son demasiado grandes o de conjuntos de *pellets* pegados.

6.2.3. Extracción de LC y OLU

Los *pellets* provenientes de la segunda etapa son descargados por gravedad en un colector donde, a continuación, son llevados a través de una línea de transporte alimentada con aire hasta las torres de lavado.

La extracción de LC y OLU (sustancias no deseadas en el producto final) comienza en el momento en que los *pellets* son introducidos en las torres, de forma que entran por la parte superior y van descendiendo lentamente hasta el fondo entrando en contacto con el agua de lavado que también está contenida en dichas torres.

Una vez transcurrido el tiempo de lavado adecuado, el contenido de las torres es bombeado a través de unos filtros que se encargan de separar el agua de los *pellets*, enviándola a la unidad de recuperación de monómero a la que se ha hecho referencia anteriormente. Por otra parte, el nylon es enviado a un equipo de deshidratación rotativo en el que se separa, mediante centrifugación, el agua de lavado que no había podido ser filtrada en el paso anterior.

6.2.4. Secado

En la cuarta etapa, los *pellets* de nylon se descargan en el secador desde su correspondiente depósito acumulador mediante conexiones flexibles. Cada secador dispone de un motor principal que se ocupa de la rotación durante el proceso de secado y, además, está asociado a un sistema eyector de 4 etapas que es el responsable de llevar el vacío de la operación hasta una presión absoluta menor de 3 mm Hg. Además, los secadores tienen un encamisado por el que circula SL (vapor a baja presión) durante el proceso de calentamiento y CW (agua fría) durante el proceso de enfriamiento una vez secados los *pellets*.

Los eyectores funcionan con SM (vapor de media presión) como fluido motriz. La condensación del vapor entre etapas se realiza con condensadores barométricos que emplean CW como fluido refrigerante. No obstante, entre la 1ª y la 2ª etapa de eyección no hay condensación intermedia por motivos de diseño, y la descarga de la última etapa de eyección (4ª etapa) se realiza directamente a la atmósfera. Además, todas las descargas del sistema de eyección (tanto de los condensadores entre etapas como la citada descarga de vapores de la 4ª etapa) se llevan a un tanque de sello enterrado que se encarga de mantener una columna de líquido suficiente (superior a 10 metros) para evitar la rotura del vacío por entrada aire procedente del exterior.

Por lo que respecta a las bocas de descarga de los secadores, están conectadas también a través de manguera flexible de PVC al sistema de transporte neumático que emplea nitrógeno como fluido motriz y que se encarga de enviar el nylon a la unidad de envasado. Además, los secadores disponen de línea de entrada de nitrógeno mediante las cuales se garantiza la necesaria atmósfera inerte en el interior de los mismos para evitar la entrada de aire y la consiguiente degradación (oxidación) de los *pellets* de nylon.

6.2.5. Envasado

Finalmente, los *pellets* de nylon son almacenados en una última unidad donde permanecen el tiempo necesario para que el laboratorio analice su calidad y prestaciones. En caso de cumplir con las especificaciones del producto, se procede con el envasado del lote; en caso contrario, todo el lote es reciclado y se recircula al proceso.

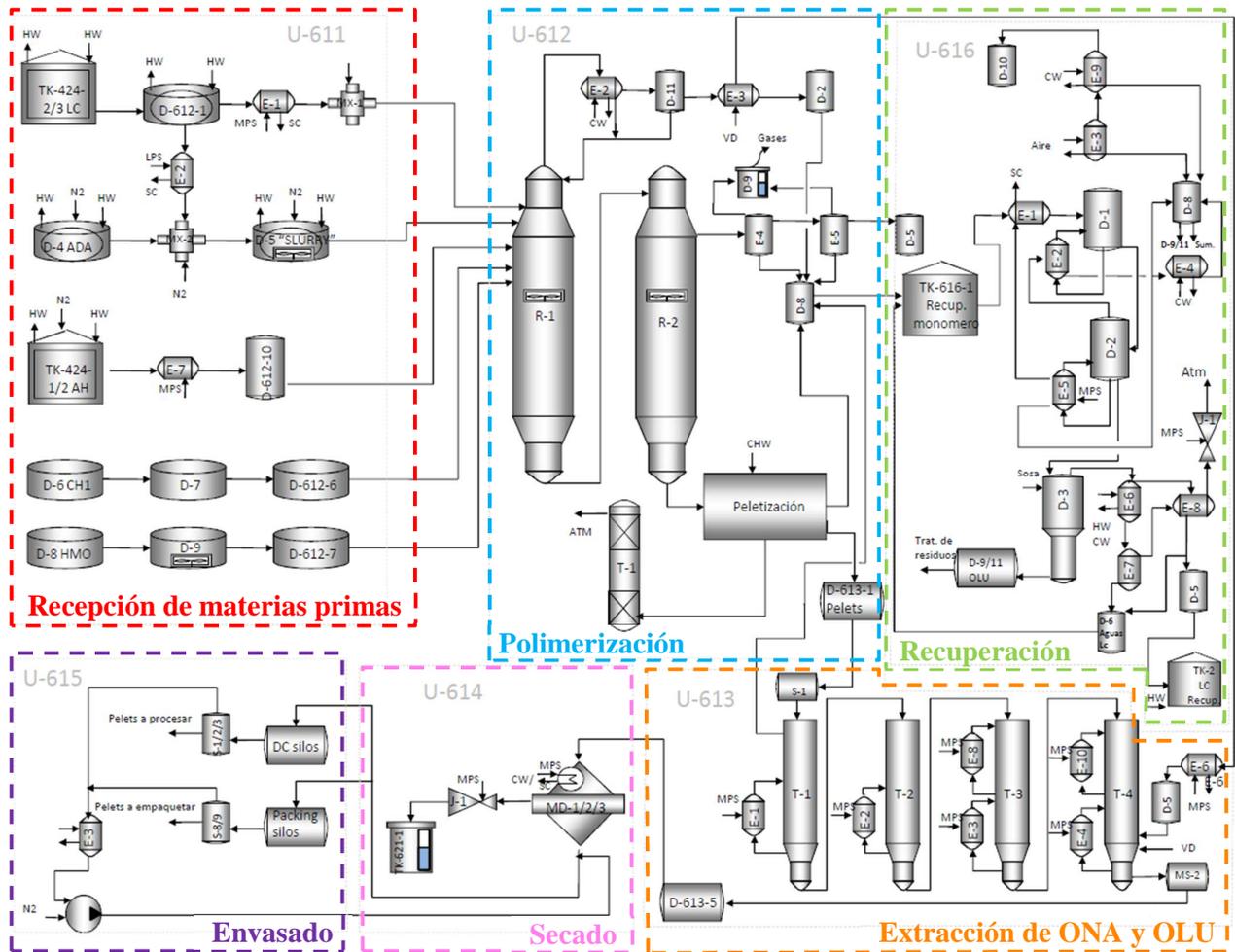


Figura 6.2.2.- Esquema de proceso del nylon.

6.3. Los equipos

En el proceso de producción del nylon intervienen numerosos equipos, tal y como se puede apreciar en la *figura 6.2.2*. Además, existen otros equipos complementarios que no se muestran en los esquemas de proceso pero que también están presentes en él. Por ello, en la *tabla 6.3.1* se recogen a modo de resumen los equipos más importantes del proceso:

Equipo	Nombre	Descripción
TK-424-2	Tanque Lc	Almacenaje de la lactama (caprolactama).
TK-424-3	Tanque Lc	
TK-611-1	Tanque AH	Almacenaje de la sal de nylon (AH).
TK-611-2	Tanque AH	
D-611-4	Depósito	Almacenaje del ácido aminododecanoico (ADA).
R-612-1	Reactor	Proceso de polimerización de los monómeros.
R-612-2	Reactor	Polimerización de los monómeros en vacío.
-	Sistema de peletizado A	Peletización del polímero fundido en gránulos.
-	Sistema de peletizado B	Peletización del polímero fundido en gránulos.
T-613-1	Torre de lavado	Sistema de torres conectadas en serie donde se efectúa la extracción de oligómero y monómero (LC y OLU).
T-613-2	Torre de lavado	
T-613-3	Torre de lavado	
T-613-4	Torre de lavado	
MD-614-1	Secador	Sistema de equipos de secado rotativo de <i>pellets</i> de nylon.
MD-614-2	Secador	
MD-614-3	Secador	

Tabla 6.3.1.- Listado de equipos principales en el proceso de fabricación del nylon.

7. LOS EQUIPOS DE SECADO MD-614-1/2/3

7.1. Introducción

Actualmente, una gran cantidad de procesos industriales presenta en alguna de sus etapas de producción una fase de secado de algún material o sustancia. Concretamente, el alimentario, el farmacéutico y el químico son sectores en los que la operación de secado adquiere una mayor importancia, pues el buen funcionamiento de un secador puede afectar a las especificaciones del producto acabado tales como su granulometría, su fluidez o su tendencia a aglutinarse. No obstante, el proceso de secado está presente en otros sectores, como por ejemplo en el de las azulejeras, en el cual es una etapa fundamental para la fabricación de productos cerámicos.

En la operación de secado no siempre es agua el líquido que se pretende eliminar, ya que existen otros elementos que también pueden ser eliminados mediante secado como es el caso de algunos disolventes volátiles y de determinadas sustancias inflamables o tóxicas. Por ese motivo, hay una extensa variedad de secadores en el mercado que permiten adaptarse a las exigencias concretas de cada proceso. En una publicación de la British Chemical Plant Manufacturers Association se distinguen las siguientes formas de clasificar los secadores en función de sus condiciones de funcionamiento:

- Continuo/Discontinuo o por lotes: según el método de operación, si está continuamente entrando y saliendo producto o, por el contrario, si tiene que pararse el secador para cargar y descargar producto (los segundos se clasifican a su vez en agitados y no agitados).
- Conducción/Convección: según el método de transferencia de calor principal, si predomina la transferencia a través de un sólido o un fluido, respectivamente.
- Directo/Indirecto: según la forma en que interactúan los elementos que transfieren calor y el producto a secar, si llegan a entrar en contacto o no, respectivamente.
- Vacío/Atmosférico: según la presión a la que está sometido el producto que se desea secar.

En este caso, en base a tales clasificaciones, se puede concluir que los secadores MD-614 trabajan por convección indirecta al vacío y que operan de manera discontinua.

7.2. Diseño actual

Como los equipos de secado presentan un diseño complejo con múltiples componentes, se muestra en la *figura 7.2.1* una representación en perspectiva de los elementos relacionados más directamente con el funcionamiento mecánico:

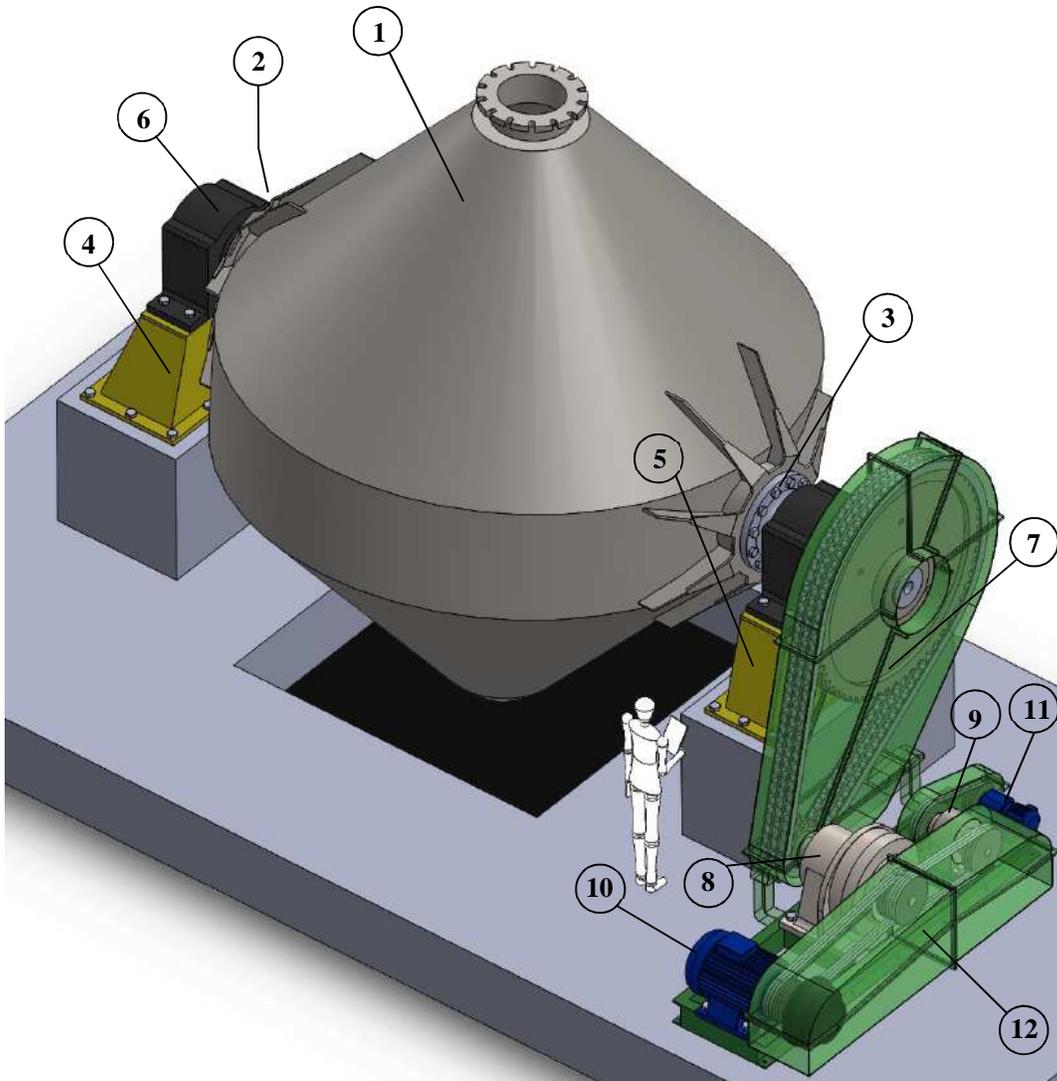


Figura 7.2.1.- Elementos mecánicos principales de los secadores rotativos.

- 1. Secador:** Depósito bicónico de 37 m³ de capacidad cuya función es albergar los *pellets* de nylon durante el proceso de secado. Presenta un encamisado de unos 50 milímetros de espesor por el que circulan los fluidos encargados de calentar o enfriar el producto en el interior del secador, además de un sistema de tubos que está conectado al encamisado y que aumenta la superficie de contacto interior (ver trazado naranja en la *figura 7.3.1*). Además, presenta también un elemento denominado *exhaust pipe*, que es un tubo con una rejilla filtrante en su extremo empleado en las labores de lavado y de vacío (ver trazado púrpura en la *figura 7.3.1*). Por lo que respecta a la transmisión, está sostenido por dos ejes coaxiales independientes que le proporcionan la velocidad de giro correspondiente, siendo de 3 rpm durante el proceso de secado y de 0,216 rpm durante el proceso de detención.
- 2. Eje no motriz:** Cilindro hueco acoplado al secador que actúa como elemento de sustentación del mismo. Por su interior se llevan a cabo las etapas de purgado y de realización de vacío explicadas en el apartado 7.3.
- 3. Eje motriz:** Cilindro hueco acoplado al secador que transmite la potencia de giro y que actúa también como elemento de apoyo. A través de él, hay presente un tubo de acero que conecta el encamisado con un sistema de suministro tanto de vapor caliente a baja presión como de agua fría.
- 4. Bastidor no motriz:** Elemento que soporta las cargas del eje no motriz. Realiza la función de un apoyo deslizante.
- 5. Bastidor motriz:** Elemento que soporta las cargas del eje motriz. Realiza la función de un apoyo fijo.
- 6. Rodamientos:** Elementos mecánicos que conectan cada eje con su respectivo soporte y que minimiza su contacto directo para reducir las pérdidas por fricción.
- 7. Transmisión por cadena:** Elemento que transmite potencia desde la reductora hasta el secador.
- 8. Reductora:** Unidad conformada por un tren de engranajes epicicloidales cuya función es la de transmitir potencia entre dos ejes (coaxiales en este caso), haciendo que la velocidad del eje de salida sea inferior a la del eje de entrada.
- 9. Freno-Embrague (B&C):** Mecanismo que permite conectar y desconectar el movimiento del motor secundario con el sistema de transmisión y, además, tiene un diseño que posibilita también su actuación en las labores de detención de todo el conjunto.

- 10. Motor principal:** Motor eléctrico trifásico de 30 kW de potencia con 3 pares de polos. Es el que suministra la potencia durante todo el proceso de secado.
- 11. Motor secundario:** Conjunto formado por un motor eléctrico trifásico de 2,2 kW de potencia con 2 pares de polos y una reductora. Es el que suministra la potencia durante el proceso de detención del secador.
- 12. Transmisión por correa:** Elementos que transmiten potencia entre los distintos ejes presentes en todo el sistema de transmisión.

7.3. Funcionamiento

En cuanto al proceso de secado, está gobernado a través de una secuencia en un sistema de control distribuido y consta de las siguientes 7 etapas:

- **Carga:** se introducen los *pellets* de nylon por la puerta de 8" de la boca de hombre, situada en la parte superior, y se inicia la rotación. En función del tipo de polímero introducido, algunos de los parámetros de las etapas a continuación pueden presentar variaciones (duración, composición de los aditivos, temperaturas...).
- **Purgado:** se introduce nitrógeno en el secador para eliminar cualquier impureza que pudiera haber inicialmente además de inertizar el ambiente que está en contacto directo con el nylon.
- **Calentamiento:** se eleva la temperatura del secador introduciendo vapor de baja presión en el encamisado.
- **Realización de vacío:** mediante la puesta en marcha de un sistema de eyectores de vacío.
- **Enfriamiento:** se disminuye la temperatura en el secador introduciendo agua fría en el encamisado y eliminando el vacío realizado en la etapa anterior.
- **Mezclado:** se introducen los aditivos correspondientes.
- **Descarga:** se detiene la rotación y se procede a enviar el nylon a la unidad de envasado. Se descarga por la parte inferior a través de la boca de descarga.

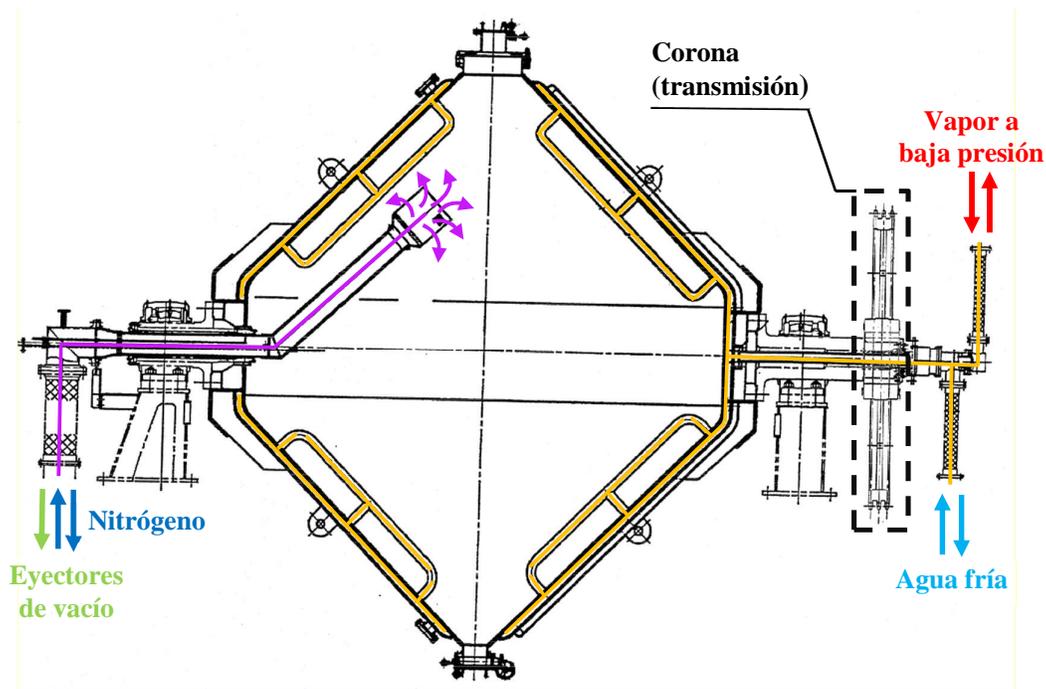


Figura 7.3.1.- Funcionamiento interno del secador.

Por lo que respecta a la transmisión de potencia mecánica, se pueden diferenciar las siguientes 2 etapas:

- Régimen nominal: se activa el motor principal y se mantiene desembragado el motorreductor. De esta manera, se mantiene una velocidad de giro de 3 rpm en el eje del secador durante las etapas de purgado, calentamiento, vacío, enfriamiento y mezclado.
- Detención: se realiza el embragado de la parte del motorreductor, se desactiva el motor principal y se activa el motorreductor (de forma similar a cuando se emplea el freno motor en un turismo mediante la reducción de marchas) manteniendo la velocidad de giro en 0,216 rpm. Pasado un tiempo de aproximadamente 10 segundos, se pone en funcionamiento un fotosensor que, al ser activado, procede con el desembragado y frenado del secador en la posición correcta para poder iniciar la carga o descarga, desactivando para ello el motorreductor.

Nota: La etapa de detención se refiere exclusivamente a la que se realiza en funcionamiento normal, y es completamente independiente de la efectuada en caso de parada de emergencia.

7.4. Problemática

7.4.1. Evaluación de los costes del riesgo

Para poder comprender el origen de este problema, es necesario realizar una pequeña introducción a lo que se conoce como “coste del riesgo”, un concepto que está significativamente vinculado con las tareas de fiabilidad e inspección de equipos.

A lo largo del tiempo, los equipos que se encuentran en las plantas industriales presentan numerosos fallos que producen pérdidas principalmente económicas a la empresa, y es labor del departamento de fiabilidad e inspección el averiguar el origen de los fallos para poder subsanarlos en el presente e intentar evitarlos en un futuro. No obstante, la gran cantidad de equipos que llega a tener una planta industrial hace que sea impensable optimizar la fiabilidad de todos ellos, por lo que se hace necesario el planteamiento de alguna estrategia que permita clasificar los equipos según su nivel de criticidad para poder establecer un orden de prioridad.

El coste del riesgo es el valor económico que se le atribuye a una máquina o a un equipo y se calcula como el producto del valor de las pérdidas que produciría en caso de fallo por la probabilidad que tiene de fallar. Por tanto, el coste del riesgo depende principalmente de:

- Probabilidad de fallo: se obtiene realizando el cociente del número de fallos que se han producido en un equipo entre el número de horas que lleva funcionando. Cuanto más tiempo funcione un equipo, más exacta será la probabilidad de fallo calculada por este método.
- Coste de las pérdidas: es el dinero que pierde la empresa cada vez que se produce un fallo en el equipo. Por tanto, en tales pérdidas se incluye tanto el dinero que cuesta la reparación como el valor económico de la producción que se pierde a causa de tener el equipo parado.

$$\text{Coste del riesgo} = \text{Probabilidad de fallo} \times \text{Coste de las pérdidas}$$

De esta manera, un equipo que esté frecuentemente fallando puede ser menos crítico que otro con una frecuencia de fallo menor pero con una mayor repercusión económica en caso de avería.

Así pues, una vez establecido el coste del riesgo de todos los equipos, se recogen en una tabla junto con otras variables relacionadas y se ordenan de mayor a menor coste de riesgo, de forma que se insta un orden de prioridad para diferenciar en qué equipos es más urgente actuar para aumentar su fiabilidad. Además, en la tabla se muestran también las posibles formas de intervenir para reducir el coste del riesgo, en caso de que sea necesario. A continuación, en la *figura 7.4.1.1* se muestran, de tal forma, algunos equipos de la unidad de nylon:

TAG	Zona	Promedio de Criticidad	Promedio de Consecuencia Fallo	Suma de Probabilidad Fallo	Coste Riesgo (€/año)	Repuestos	Monitorización (hardware)	Procedimientos Reparación	Rediseño
MD-614-1	5	32,9	3,6	9,1	39675	OK	Prioridad B	Prioridad B	Prioridad B
MD-614-3	5	30,1	3,6	8,4	28566	OK	Prioridad B	Prioridad B	Prioridad B
MD-614-2	5	28,0	3,6	7,8	22218	OK	Prioridad B	Prioridad B	Prioridad B
MF-613-3X	5	26,8	3,9	7,0	21200	OK	NP	Prioridad A	En Curso
MF-613-4X	5	26,8	3,9	7,0	21200	OK	NP	Prioridad A	En Curso
MF-643-1	5	23,5	3,4	7,0	12100	OK	NP	Prioridad A	En Curso
MF-643-2	5	23,5	3,4	7,0	12100	OK	NP	Prioridad A	En Curso
MF-643-3	5	23,5	3,4	7,0	12100	OK	NP	Prioridad A	En Curso
MF-613-5X	5	20,4	3,9	5,3	10600	OK	NP	Prioridad A	En Curso
MF-613-8	5	20,4	3,9	5,3	10600	OK	NP	Prioridad A	En Curso
P-612-13B	5	18,4	3,9	4,8	8400	OK	NP	Prioridad B	NP
P-612-13A	5	18,4	3,9	4,8	8400	OK	NP	Prioridad B	NP
MZ-612-4A	5	20,6	3,0	7,0	7500	Prioridad B	NP	Prioridad A	NP
MZ-612-4B	5	20,6	3,0	7,0	7500	Prioridad B	NP	Prioridad A	NP
MZ-642-4	5	20,6	3,0	7,0	7500	Prioridad B	NP	Prioridad A	NP
MF-613-6A	5	18,7	3,5	5,3	7250	OK	NP	Prioridad B	NP
MF-613-6B	5	18,7	3,5	5,3	7250	OK	NP	Prioridad B	NP
B-644-2	5	14,9	4,1	3,7	7000	OK	Prioridad B	NP	NP
B-644-4	5	14,9	4,1	3,7	7000	OK	Prioridad B	NP	NP
MF-644-1	5	16,5	3,5	4,8	5400	OK	NP	OK	NP
MF-644-2	5	16,5	3,5	4,8	5400	OK	NP	OK	NP
MF-644-3	5	16,5	3,5	4,8	5400	OK	NP	OK	NP
MF-644-4	5	16,5	3,5	4,8	5400	OK	NP	OK	NP
MF-644-7A	5	16,5	3,5	4,8	5400	OK	NP	Prioridad B	NP

Tabla 7.4.1.1.- Coste del riesgo de algunos equipos de la unidad de nylon.

Tal y como se puede observar en la imagen, los secadores rotativos (MD-614-1, MD-614-2 y MD-614-3) encabezan la lista de los equipos con mayor coste de riesgo de la unidad de nylon. Por lo que a ellos respecta, fueron proyectados hace prácticamente 15 años, de forma que su diseño comienza a quedarse obsoleto y la vida útil estimada de algunos de sus componentes está llegando a su fin. Además, la antigüedad de determinados elementos mecánicos provoca un encarecimiento de los repuestos, por lo que el coste de su reparación es más elevado a medida que pasa el tiempo.

Por tanto, el elevado coste del riesgo de los secadores hace necesario que se deba reducir al menos uno de los factores de su ecuación (probabilidad de fallo o coste de las pérdidas). Para ello, en las 4 últimas columnas de la *figura 7.4.1.1* aparecen algunas de las acciones que se pueden llevar a cabo para reducir el coste de riesgo, de donde cabe destacar que el rediseño es una de las soluciones señaladas.

7.4.2. Inmovilización en posición de paro

Tal y como se ha explicado en el apartado 7.3, la etapa de detención se efectúa una vez finalizado el proceso de secado, para poder comenzar así con las labores de carga o descarga de producto.

Al iniciarse el modo de detención, bien de forma manual o bien automáticamente mediante el código de control secuencial, se procede con el acoplamiento del motorreductor y con el desacoplamiento del motor principal, haciendo que el secador gire más despacio (tardando unos 4 minutos y medio en completar una sola vuelta). A continuación, se pone en funcionamiento un fotosensor con un elemento móvil (reflector) situado en la boca de hombre y otro elemento fijo (emisor-receptor) situado en el techo del edificio, tal y como se muestra en la *figura 7.4.2.1*.

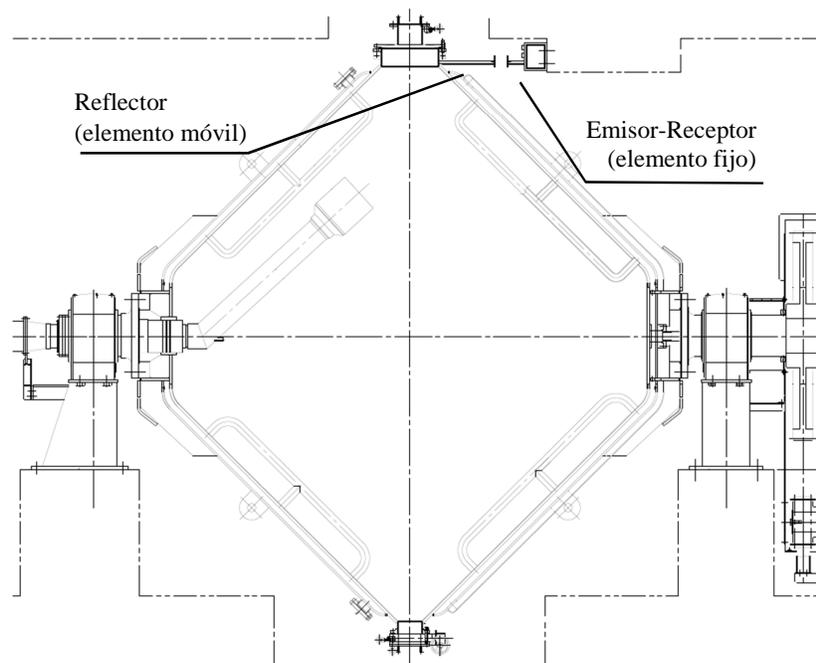


Figura 7.4.2.1.- Disposición de los componentes del fotosensor en el secador.

Cuando el elemento móvil se enfrenta al fijo (activación del sensor), se desactiva el motorreductor y se acciona el freno, inmovilizando el sistema de transmisión con la boca de carga (boca de hombre) situada en la parte superior y la de descarga en la parte inferior. El motivo por el que se reduce la velocidad antes de parar por completo el secador es que la enorme carga que soporta haría necesario sobredimensionar varios elementos de la transmisión para poder lidiar con la elevada inercia que presentaría en caso de detenerlo a velocidad nominal.

No obstante, aun disminuyendo la velocidad de rotación, el secador no se detiene completamente en posición vertical, ya que en el proceso de detención hay que considerar también el tiempo de actuación del freno y la inercia correspondiente cuando gira a baja velocidad que todavía es significativa. A continuación, en la *figura 7.4.2.2* se muestra el desnivel de la boca superior una vez realizada la detención.



Figura 7.4.2.2.- Desnivel de la boca de carga una vez detenido el secador.

Por otro lado, además de la desalineación presente entre el eje que une las dos bocas de entrada y el eje de la vertical, el sistema de transmisión es incapaz de mantener el secador totalmente estático aun estando en modo de paro, debido principalmente a que la descarga de producto no se realiza de forma simétrica en su interior y que se produce un desplazamiento aleatorio de su centro de gravedad que se traduce en desequilibrios y en movimientos oscilatorios.

Adicionalmente, la cadena ha comenzado a presentar holguras debido a que se ha consumido una gran parte de su vida útil, la cual se ha visto mermada, entre otras cosas, por el número de ciclos a los que ha sido sometida y por las condiciones ambientales en las que ha trabajado, propias de la industria química. El paso del tiempo ha producido un desgaste en los diferentes componentes que conforman la transmisión, principalmente en los rodillos de la cadena y en los dientes de las ruedas dentadas, que se han ido desgastando a causa del contacto íntimo entre ellos a lo largo de muchos ciclos de funcionamiento. La consecuencia más directa es que, a causa del rozamiento prolongado, se ha producido una erosión en la zona de contacto de ambos elementos que va disminuyendo la cantidad de material en la superficie, de forma que se ha generado una distancia entre ellos que ha dado lugar a imprecisiones en el posicionamiento del equipo, vibraciones y un mayor desgaste por fatiga (debido a que los dientes golpean la cadena en lugar de empujarla).

Así pues, el principal problema de la holgura es que, al no estar en posición completamente vertical (posición de diseño), la boca de carga y descarga está ligeramente desalineada con respecto a otros elementos de la unidad de nylon como, por ejemplo, la tubería por la que llegan los *pellets* al secador, de forma que dificulta el proceso de acoplamiento entre ellas. Además, lo que agrava la situación es que no es un desalineamiento fijo, si no que presenta oscilaciones a medida que va variando el contenido del secador en procesos de carga o descarga, lo cual produce esfuerzos y tensiones variables que fatigan considerablemente cualquier elemento de conexión, entre el secador y el resto de instalación, que sea mínimamente rígido.

Pese a que el desgaste de los rodillos y de los dientes es de un orden de magnitud de unos pocos milímetros, hay que tener en cuenta que las grandes dimensiones del secador hacen que el desplazamiento del punto más alejado (boca de carga) sea 3 veces superior al producido en los dientes a causa de la holgura, tal y como se muestra en la *figura 7.4.2.3*.

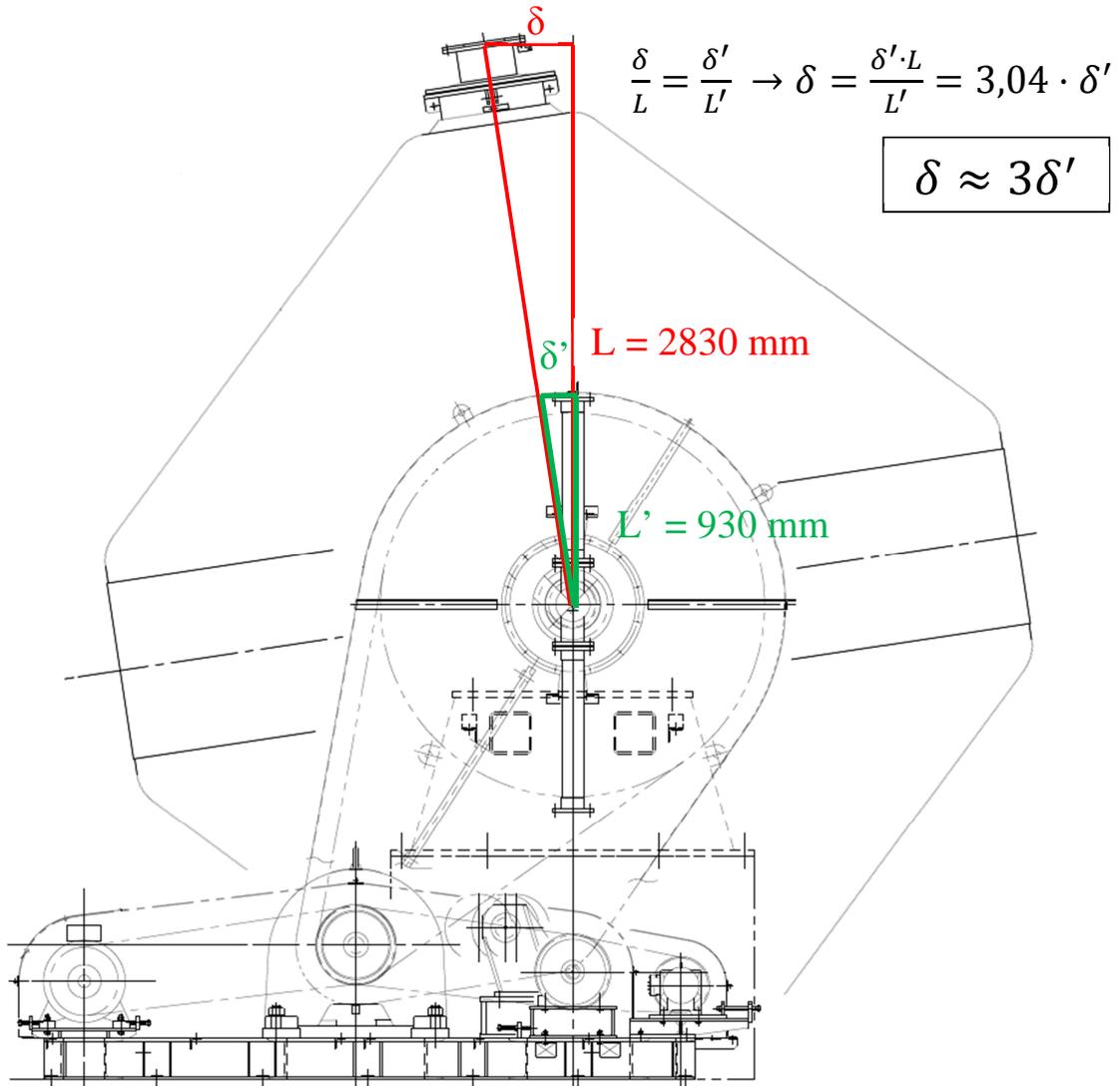


Figura 7.4.2.3.- Influencia de la holgura (δ') en el desalineamiento (δ) del secador.

Por tanto, para mejorar la fiabilidad del sistema de inmovilización (que consta únicamente del freno) y facilitar las labores de carga y descarga, conviene renovar el sistema de transmisión, además de diseñar algún método complementario que sirva de ayuda a la cadena a la hora de mantener en una posición estática el secador durante los procesos en los que se establezca el modo de paro.

8. REDISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

8.1. Disposición inicial

Además de los componentes nombrados hasta ahora, los equipos de secado rotativo poseen otros elementos que completan su diseño y que permiten su correcto y seguro funcionamiento: cajas de protección frente a atrapamientos, plataformas de mantenimiento, barandillas anticaída, etc... No obstante, como a efectos de cálculo únicamente es necesario atender a los elementos propios de la transmisión de potencia, en la *figura 8.1.1* a continuación se indican los componentes del actual sistema de transmisión de manera complementaria a la *figura 7.2.1*:

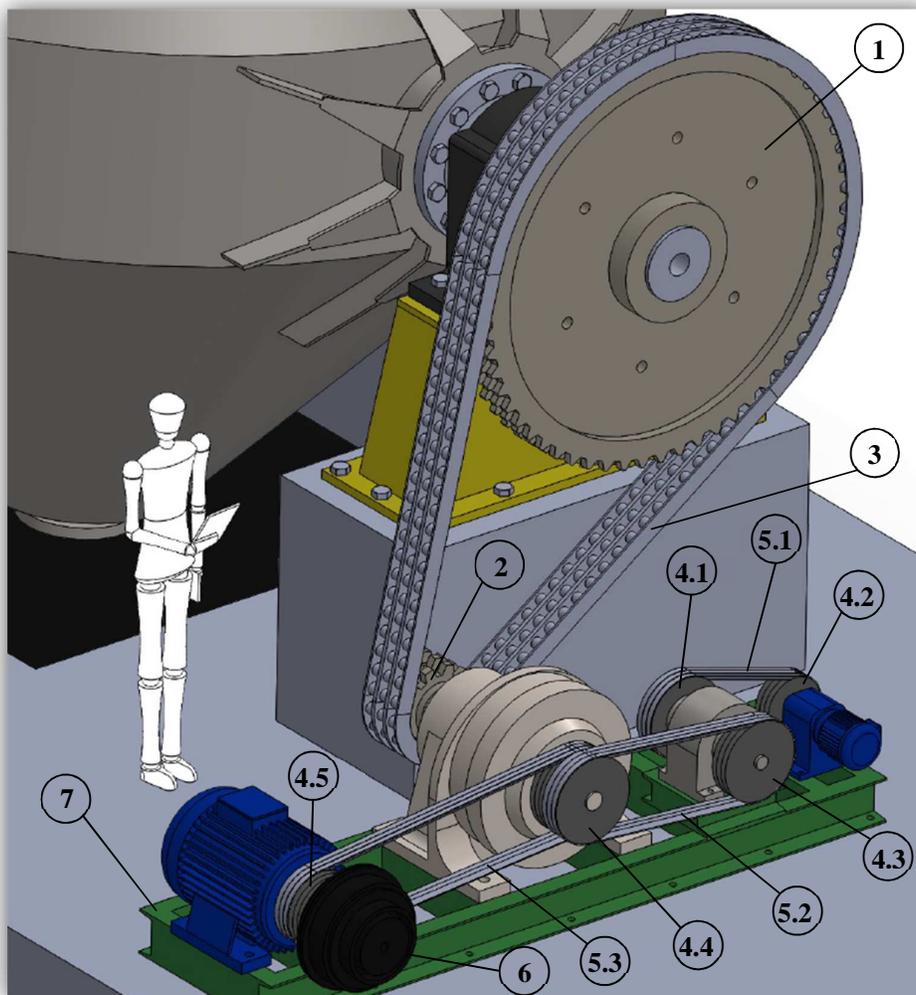


Figura 8.1.1.- Elementos principales del sistema actual de transmisión.

1. **Corona:** Rueda dentada acoplada en el eje motriz mediante chaveta con 3 carriles de 92 dientes cada uno.
2. **Piñón:** Rueda dentada acoplada en el eje de la reductora mediante chaveta con 3 carriles de 19 dientes cada uno.
3. **Cadena:** Eslabones unidos mediante rodillos que enlazan el piñón y la corona y que transmiten potencia mecánica de uno al otro.
4. **Poleas:** Ruedas con acanaladuras trapezoidales de tipo C acopladas al resto de ejes presentes en la transmisión. Aunque pueden tener más, las hay de 3 raíles (4.1, 4.2 y 4.3) y de 6 raíles (4.4 y 4.5)
5. **Correas:** Bandas poliméricas individuales agrupadas de tres en tres que transmiten potencia mecánica entre las poleas que las sustentan.
6. **Acoplamiento hidráulico:** Componente situado entre el eje del motor principal y su correspondiente polea cuya función es la de transmitir progresivamente la potencia mecánica de un elemento a otro, reduciendo así los picos de tensión que se producen durante el arranque.
7. **Bancada:** Estructura sólida cuya función es soportar todo el sistema de transmisión y absorber parte de las vibraciones.

8.2. Condiciones de partida

Antes de comenzar con el cálculo del nuevo sistema de transmisión, es necesario establecer la información que servirá de condición inicial en los diversos apartados posteriores. Además, identificar los requisitos técnicos de la instalación en una primera instancia agiliza las labores de diseño y de análisis de alternativas.

Así pues, la transmisión actual se puede dividir en dos partes: la principal, que suministra potencia mecánica cuando el secador gira a velocidad nominal, y la secundaria, que se encarga de transmitir potencia cuando el secador gira más despacio, además de detenerlo cuando así se solicita. A continuación, se muestra la disposición de los elementos del sistema de transmisión actual:

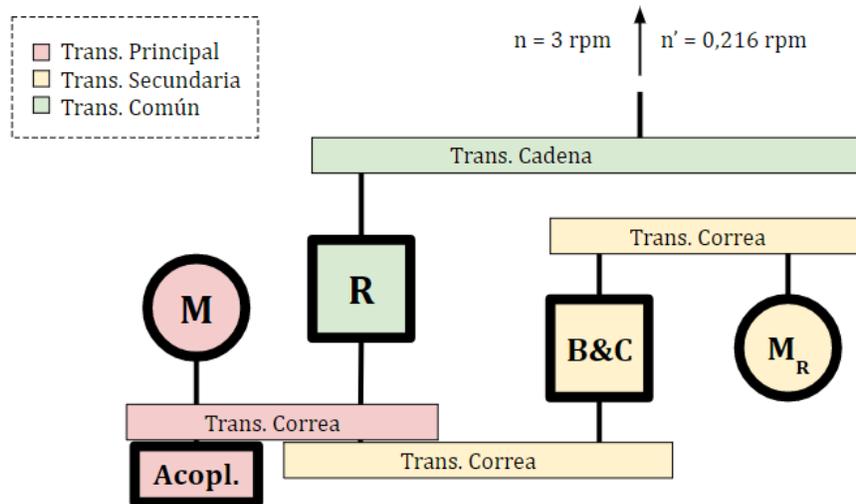


Figura 8.2.1.- Esquema del actual sistema de transmisión.

Tal y como se puede observar en la *figura 8.2.1*, hay presente un número elevado de elementos mecánicos si se tiene en cuenta que, en resumen, la transmisión solo tiene como función hacer girar a dos velocidades diferentes el secador y frenarlo, además de necesitar un arranque progresivo por la gran demanda de par del equipo. Por tanto, conviene establecer alguna alternativa que lleve a cabo las mismas funciones y que esté, además, formada por un número menor de componentes.

Aunque hay una gran cantidad de posibilidades, se ha optado por diseñar un sistema de transmisión sencillo, dispuesto como se muestra en la *figura 8.2.2* a continuación:

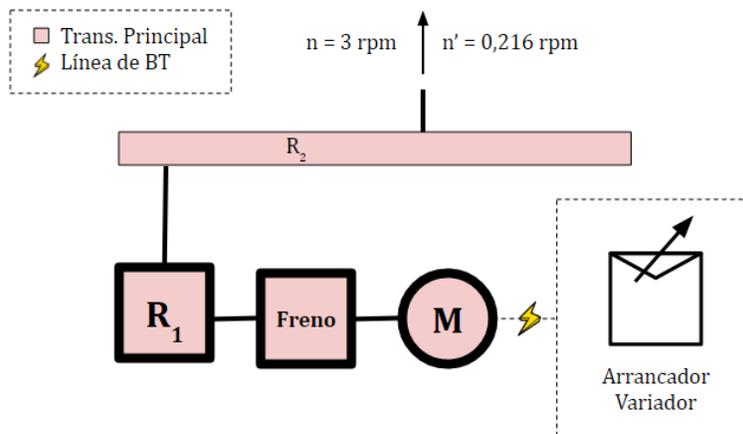


Figura 8.2.2.- Esquema del sistema de transmisión propuesto.

La intención es que exista un solo motor principal que proporcione toda la potencia necesaria al equipo, de forma que conste de un único sistema mecánico para disminuir la velocidad de giro que transmite. Como este método de reducción de velocidad es completamente rígido, será necesaria la instalación de algún sistema electrónico que permita arrancar progresivamente el equipo y que permita también controlar la velocidad en los momentos previos a su detención.

La reducción de velocidad mecánica se dividirá en dos etapas de reducción: principal y secundaria (R_1 y R_2 en la *figura 8.2.2*, respectivamente). El motivo principal de no realizar una única etapa de reducción es que no se puede situar el motor a la misma altura que el eje del secador a causa del espacio y de su mala accesibilidad en tal supuesto. Además, como es un eje por el que se hace pasar una canalización con vapor, es complicado encontrar un único método de reducción estandarizado que se adapte a él. Por tanto, aprovechando que serán necesarios, al menos, dos elementos principales de transmisión de potencia, se tratará de repartir la reducción entre ellos para así disminuir sus dimensiones y su coste económico.

Por otra parte, el secador no debe continuar girando por inercia al dejar de alimentar el motor, por lo que también es necesaria la selección de algún elemento de frenado que permita detener el equipo cuando se active el modo de paro.

Todos los cálculos relacionados con los parámetros de partida pueden ser encontrados en el apartado *Condiciones iniciales de transmisión*, localizado en el *Anexo I. Cálculos*.

8.3. Reducción principal

Actualmente, existen en el mercado infinidad de métodos para llevar a cabo una reducción de velocidad de tal magnitud. No obstante, para la elaboración del proyecto se han tenido en consideración, únicamente, los métodos que se emplean con más frecuencia en industrias de este tipo, entre los que destacan los trenes de engranajes ortogonales, sinfín-corona y epicicloidales o planetarios. Además, por motivos de espacio, se ha descartado cualquier método que, en primera instancia, tuviera unas dimensiones o una disposición incompatible con el espacio disponible en la instalación.

8.3.1. Tren de engranajes ortogonal

El primer método de reducción propuesto es mediante un tren de engranajes de ejes perpendiculares, el cual es, sin lugar a dudas, uno de los métodos de reducción más comunes en este sector. A su vez, existe una gran variedad de reductoras ortogonales, en función de su tamaño y del tipo de engranajes que las conforman (cónico, cilíndrico, recto, helicoidal...).



Figura 8.3.1.1.- Tren de engranajes ortogonal.

Este tipo de tren de engranajes se caracteriza porque los ejes de entrada y de salida no están alineados, de forma que permite cambiar la dirección de transmisión con respecto al motor, dando la posibilidad en determinadas ocasiones de aprovechar mejor el espacio y de conformar un equipo más compacto. Además, las principales ventajas que presentan son:

- ✓ Mantenimiento económico
- ✓ Larga vida útil.
- ✓ Polivalente gracias a su amplia gama de reducciones y potencias.
- ✓ Buen rendimiento mecánico a distintas velocidades.
- ✓ Buena relación potencia-tamaño

Para escoger la reductora ortogonal más apropiada, es necesario calcular determinados parámetros que establecerán los requisitos mínimos que debe presentar para garantizar el correcto funcionamiento del equipo. El procedimiento de cálculo varía en función del fabricante y del tipo de reductora, no obstante, suele regirse siempre por las mismas pautas y suele establecer las mismas restricciones de diseño.

Todos los cálculos relacionados con las variables a tener en cuenta para realizar la selección de reductoras se encuentran en el apartado *Parámetros de selección de reducción principal*, localizado en el *Anexo I. Cálculos*.

Así pues, los requisitos de diseño de los cuales se parte para comenzar con la selección son los siguientes:

	Descripción	Valor (mín/máx)	Unidades
$M_{1,máx}$	Par máximo a la salida	13900 / -	N·m
n_1	Velocidad angular de entrada	1000 / 3000	rpm
n_2	Velocidad angular de salida	10 / 15	rpm
fb	Factor de servicio del equipo	1,5 / -	-

En primer lugar, se ha buscado una reductora que cumpliera con los requisitos mínimos de par y velocidad anteriores, de forma que, acudiendo a los catálogos de la marca Sew Eurodrive, se ha optado por la siguiente:

$n_e = 1400$ 1/min						18000 Nm					
	i	n_a [1/min]	$M_{a\ max}$ [Nm]	F_{Ra} [N]	φ (R) [']	160	180	200	225	250	280
K157 	12.65	111	17000	36700	6						
	14.92	94	18000	38200	6						
	18.37	76	18000	43200	6						
	21.31	66	18000	47000	6						
	23.95	58	18000	50000	6						
	27.62	51	18000	54000	6						
	31.30	45	18000	57500	6						
	38.02	37	18000	63400	5						
	46.79	30	18000	70000	5						
	54.29	26	18000	74900	5						
	61.02	23	18000	79000	5						
	70.38	20	18000	84200	5						
	79.75	18	18000	88900	5						
	91.65	15	18000	94400	5						
	100.22	14	18000	98000	5						
122.39	11	18000	106500	5							
150.41	9.3	18000	112200	5							

m [kg]		AM					
IEC	s	160	180	200	225	250	280
K157		690	690	710	710	740	740
NEMA		254/256	284/286	324/326	364/365	-	-
K157		680	690	710	710	-	-

KF: + 78.4 kg / KA: + -36.9 kg / KAF: + 21.7 kg

Figura 8.3.1.2.- Reductoras cónicas helicoidales Sew Eurodrive (tamaño 157).

Esta reductora cumple, en primera instancia, con los requisitos de par y de velocidad, además de tener una relación de transmisión próxima a la indicada en los cálculos (una reducción de 100 para un motor de 1500 rpm).

No obstante, si se considera también el factor de servicio, no hay ninguna reductora de este tamaño que cumpla con el par mínimo necesario, ya que dicho factor de servicio aumenta el par mínimo exigido, haciendo que este sea más restrictivo.

Por tanto, como se requiere una reductora que sea capaz de trabajar con más par en su eje de salida, se volverá a repetir el proceso de selección para la serie de tamaño inmediatamente superior hasta que se encuentre una que sea adecuada. Así pues, el siguiente tamaño de la misma serie proporcionado por el fabricante se muestra a continuación:

$n_e = 1400$ 1/min						32000 Nm					
	i	n_a [1/min]	$M_{a \max}$ [Nm]	F_{Ra} [N]	ϕ (R) [']	AM					
						160	180	200	225	250	280
K167 	17.34	81	32000	67900	5						
	20.32	69	32000	74000	5						
	24.52	57	32000	81700	5						
	28.77	49	32000	88600	5						
	32.25	43	32000	93700	5						
	36.61	38	32000	99700	5						
	42.89	33	32000	107400	5						
	51.77	27	32000	117000	5						
	60.74	23	32000	125600	5						
	68.07	21	32000	132000	5						
	78.14	18	32000	140100	5						
	87.86	16	32000	147200	5						
	109.83	13	32000	150000	5						
	134.99	10	32000	150000	4						
164.50	8.5	32000	150000	4							

m [kg]			AM					
IEC		s	160	180	200	225	250	280
	K167		1080	1080	1100	1110	1130	1130
NEMA			254/256	284/286	324/326	364/365	-	-
	K167		1080	1080	1100	1100	-	-
KH: + -38.0 kg								

Figura 8.3.1.3.- Reductoras cónicas helicoidales Sew Eurodrive (tamaño 167).

Para este tamaño, la única reductora que cumple con la velocidad de salida mínima y que presenta una relación de transmisión cercana a 1/100 es la recuadrada en la figura 8.3.1.3 anterior. Por otra parte, resulta evidente que, al aumentar el tamaño de la reductora, el par y la potencia que puede llegar transmitir se ven también incrementados.

Además, tal y como se puede comprobar en los cálculos anejos, la reductora cumple también con el par de salida considerando el factor de servicio, por lo que será esta la opción seleccionada en cuanto a las alternativas de tren de engranajes ortogonal. A continuación, se muestra a modo de resumen los resultados obtenidos durante el proceso de selección:

Modelo	i^{-1}	n_a (rpm)	M_1 (N·m)	$M_a \cdot f_b$ (N·m)	$M_{a \max}$ (N·m)	Cumple
K157	100,22	14	14897	22346	18000	No
K157	91,65	15	13904	20856	18000	No
K167	109,83	13	16043	24065	32000	Sí

Tabla 8.3.1.1.- Resultados del proceso de selección del tren de engranajes ortogonal.

Como la velocidad de salida depende también de la velocidad de entrada, los fabricantes suelen disponer de sus propios motores adaptados para garantizar que sus reductoras trabajan a la velocidad adecuada. Así pues, para seleccionar el motor correspondiente, basta con acudir al catálogo de motores del mismo fabricante:

$P_m = 30 \text{ kW}$										
n_a 1/min	M_a Nm	i	$F_{Ra}^{(1)}$ N	SEW f_B					m kg	
5.7	47300	261	190000	1.05						
6.7	40000	221	190000	1.25	K	187R107	DRN	200L4	2080	632
7.6	34900	193	190000	1.45	KH	187R107	DRN	200L4	2010	632
9.0	29500	163	190000	1.70						
6.9	38100	213	150000	0.85						
7.2	37200	206	150000	0.85						
8.2	32100	180	150000	1.00	K	167R107	DRN	200L4	1490	632
9.3	28900	160	150000	1.10	KH	167R107	DRN	200L4	1460	632
11	24500	135	150000	1.30						
13	21300	118	150000	1.50						
8.2	34800	179.86	190000	1.45						
9.0	31900	165.21	190000	1.55						
10	27900	144.59	190000	1.80	K	187	DRN	200L4	1900	629
11	25100	129.69	190000	2.00	KH	187	DRN	200L4	1830	630
13	21700	112.60	190000	2.3						
14	19700	102.16	190000	2.5						
17	17000	88.00	190000	2.9						
13	21200	109.83	150000	1.50						
17	17000	87.86	150000	1.90	K	167	DRN	200L4	1320	627
19	15100	78.14	150000	2.1	KH	167	DRN	200L4	1280	628
22	13100	68.07	150000	2.4						
24	11700	60.74	150000	2.7						

Figura 8.3.1.4.- Motores compatibles con las reductoras Sew Eurodrive.

Una vez localizado el modelo de la reductora correspondiente, se observa que el motor recomendado por el fabricante es el 200L4, de la serie DRN. El último dígito del código de identificación de los motores suele hacer referencia al número de polos, por tanto, el número 4 que aparece confirma que el motor girará en torno a las 1500 rpm (suponiendo la frecuencia habitual de 50 Hz).

8.3.2. Tren de engranajes epicicloidales

El segundo método de reducción que se propone es mediante un tren de engranajes epicicloidales o planetario. Este tipo de reductoras está también bastante extendido en la industria, sobre todo en aplicaciones de grandes potencias en las que la solicitud de par del eje de salida es elevada.



Figura 8.3.2.1.- Tren de engranajes epicicloidales.

Existen principalmente dos tipos de reductoras epicicloidales en función de si su mecanismo interno está compuesto por engranajes o por cilindros lisos (*figura 8.3.2.2*), aunque también las hay mixtas que presentan ambos tipos de elementos.



Figura 8.3.2.2.- Mecanismo interno de reductoras epicicloidales con engranajes (izquierda) y con cilindros (derecha).

Estas reductoras se caracterizan por tener el eje de entrada alineado con el eje de salida, independientemente del tipo de mecanismo de interno que presenten. Además, algunas de sus ventajas que más destacan son:

- ✓ Alcanza reducciones muy elevadas (hasta 1/1.000.000).
- ✓ Vida útil muy larga.
- ✓ Resistente a altas frecuencias de arranque y paro.
- ✓ Buen rendimiento mecánico incluso para grandes reducciones.
- ✓ Silenciosa y con pocas pérdidas en forma de calor.

De manera similar a la ortogonal, para escoger la reductora epicicloidal más apropiada es necesario calcular determinados parámetros. El procedimiento es bastante parecido al caso anterior y, al igual que antes, todos los cálculos relacionados pueden ser encontrados en el apartado *Parámetros de selección de reducción principal*, localizado en el *Anexo I. Cálculos*.

Así pues, en esta ocasión, se solicitan los siguientes requisitos para llevar a cabo el proceso de selección:

	Descripción	Valor (mín/máx)	Unidades
$M_{1,máx}$	Par máximo a la salida	13900 / -	N·m
n_1	Velocidad angular de entrada	1000 / 3000	rpm
n_2	Velocidad angular de salida	10 / 15	rpm
f_b	Factor de servicio del equipo	1,2 / -	-
P_n	Potencia a transmitir	30 / -	kW

Por tanto, se ha acudido a los catálogos de la marca Sumitomo Drive Technologies para buscar una que cumpliera con los requisitos mínimos de par, potencia y velocidad anteriores, de forma que se ha optado por la siguiente:

30 kW

n_2 [min ⁻¹]	$M_{1,máx}$ [Nm]	f_b	FR ₂ [N]	Size Größe	Ratio Über- setzung	Dimension page Maßblatt Seite		
						CNHM CHHM	CNFM CHFM	CNVM CHVM
3,11	82960	0,81	248000	6275DA	473	108	118	128
3,90	66120	1,02	248000	6275DA	377	108	118	128
4,61	55950	0,81	276000	6265DA	319	108	118	128
5,38	47880	0,95	276000	6265DA	273	108	118	128
6,36	40520	1,12	276000	6265DA	231	108	118	128
7,54	34200	0,90	216000	6255DA	195	108	118	128
8,91	28940	1,06	206000	6255DA	165	108	118	128
12,10	21220	1,05	192000	6255DA	121	108	118	128
11,20	24280	0,94	157000	6245	87*	76	84	92
16,50	16470	1,15	125000	6235	59*	76	84	92
22,70	12000	1,59	115000	6235	43*	76	84	92
24,90	10920	1,31	89800	6225	29*	76	84	92
34,20	7960	0,90	41100	6195	43	74	82	90
42,00	6480	0,81	38400	6190	35	74	82	90
46,40	5860	3,24	94700	6235	21*	76	84	92
50,70	5370	0,80	25300	6185	29	74	82	90
58,80	4630	0,80	24400	6180	25	74	82	90

n_2 [min ⁻¹]	$M_{1,máx}$ [Nm]	f_b	FR ₂ [N]	Size Größe	Ratio Über- setzung	Dimension page Maßblatt Seite		
						CNHM CHHM	CNFM CHFM	CNVM CHVM
65,0	4190	3,77	84200	6235	15*	76	84	92
70,0	3890	1,00	23600	6180	21	74	82	90
86,5	3150	1,02	22000	6180	17	74	82	90
88,0	3070	3,77	78700	6235	11*	76	84	92
98,0	2780	0,85	15100	6170	15	74	82	90
113,0	2410	1,00	14600	6175	13	74	82	90
134,0	2040	1,08	20900	6180	11	74	82	90
184,0	1480	1,30	19200	6180	8	74	82	90
245,0	1110	1,37	27100	6190	6	74	82	90

F180L/4 (B) ($n_1=1470 \text{ min}^{-1}$)
* F200L/6 (B) ($n_1=975 \text{ min}^{-1}$)

Figura 8.3.2.3.- Reductoros epicicloidales Sumitomo Drive Technologies.

En este caso, la reductora cumple directamente con el par mínimo, considerando incluso el factor de servicio de la instalación. Cabe apuntar que la relación de transmisión es inferior a la reductora anterior puesto que en el catálogo se especifica que está diseñada para trabajar con una velocidad de entrada de 975 rpm, que es más pequeña que las 1500 rpm anteriores.

Para escoger el tamaño de la reductora hay que atender al valor del factor de servicio, que debe ser igual o inferior al indicado en alguna de las 3 filas de la tabla, tal y como se muestra a continuación:

		1,40	230000	62000		100	110	120
		0,94	157000	6245		76	84	92
11,20	24280	1,28	193000	6255	87*	76	84	92
		1,78	236000	6265		76	84	92

Figura 8.3.2.4.- Selección del tamaño de la reductora.

De esta manera, como el factor de servicio es 1,2 y el valor de 1,28 es el inmediatamente superior en la tabla, el tamaño escogido es 6255.

Lo último que queda por determinar para acabar de definir el modelo de reductora deseado es la configuración de montaje. Este fabricante ofrece 3 métodos distintos de instalación: reductora montada sobre pie (C - H M), reductora montada en brida tipo F (C - F M) y reductora montada en brida tipo V (C - V M). Además, en función de la orientación del eje de salida dispone también de: horizontal (C H - M), vertical hacia abajo (C V - M), vertical hacia arriba (C W - M) y universal (C N - M).

Como se requiere que la reductora soporte parte de la transmisión, es necesario que esté anclada al suelo (montada sobre pie) y, por tanto, el resto de elementos estarán también situados sobre el suelo de forma que el eje de salida estará dispuesto horizontalmente. Así pues, teniendo en cuenta también el tamaño, el modelo escogido en este caso es el CHHM-6255.

Además, en cuanto a la selección de un motor que sea compatible con la reductora, en la parte inferior derecha de la *figura 8.3.2.3* anterior se observan los dos modelos disponibles. En este caso, el motor especificado es el señalado con un asterisco (misma marca que la relación de transformación), que corresponde con el motor 200L6 de la serie F, que gira a 975 rpm a 50 Hz.

8.3.3. Tren de engranajes mixto

Como alternativa a los dos métodos de reducción anteriores, hay fabricantes que ofrecen un diseño intermedio haciendo una combinación en serie de ambos. Aunque es una aplicación común en procesos de gran potencia donde es necesario realizar elevados pares, está disponible también para equipos de potencia reducida.

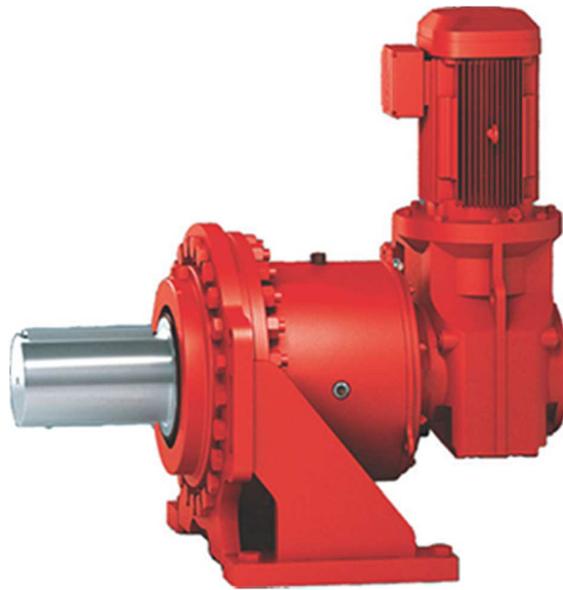


Figura 8.3.3.1.- Tren de engranajes mixto (epicicloidal + ortogonal).

La característica principal de estos trenes de engranajes es que ofrecen una gran variedad de combinaciones que le permiten adaptarse casi a cualquier disposición espacial (el de la *figura 8.3.3.1* tiene el motor vertical, pero puede instalarse girado 90° hacia cualquier lado y en cualquier plano del espacio). Además, por su parte, presenta las siguientes ventajas:

- ✓ Alcanza pares de salida muy elevados (hasta 650 kN·m).
- ✓ Flexibilidad en su instalación.
- ✓ Buen rendimiento en un amplio rango de temperaturas.
- ✓ Extensa variedad de modelos en el mercado.
- ✓ Compacto, velocidad completamente constante.

Al igual que en los casos anteriores, se exige el cálculo de determinados parámetros de selección, el cual se muestra detalladamente en el apartado *Parámetros de selección de reducción principal*, localizado en el *Anexo I. Cálculos*.

Para este tipo de reductora, el fabricante proporciona tablas con el valor de los factores de servicio para facilitar la labor de selección, de forma que para la estimación de dicho factor se ha dispuesto de la siguiente información:

Area of application	Type of application (driven machine)	Application-specific service factor F_{Smin}			
		Operating period / day			Defined Service life
		Gearing with infinite fatigue strength (referring to DIN 3990)			
		< 3 h	3-10 h	> 10 h	
Pumps	Centrifugal pumps	1.15	1.35	1.45	1.15
	Reciprocating pumps (single-cylinder)	1.35	1.50	1.80	1.35
	Reciprocating pumps (multi-cylinder)	1.20	1.40	1.50	1.20
	Screw pumps	-	1.25	1.50	1.25
	Rotary pumps (gear pump, vane pump)	-	-	1.25	1.25
Agitators and mixers	Agitators for liquids	1.00	1.25	1.50	1.00
	Agitators for liquids (variable density)	1.20	1.50	1.65	1.20
	Agitators for solids (non-uniform material)	1.40	1.60	1.70	1.40
	Agitators for solids (uniform material)	-	1.35	1.40	1.35
	Concrete mixers	-	1.50	1.50	1.50
Cable cars	Material ropeways	-	1.40	1.50	1.40
	Aerial tramways	-	1)	1)	1)
	Surface lifts	1)	1)	1)	1)
	Continuous aerial tramways	1)	1)	1)	1)
	Funicular railways	1)	1)	1)	1)
Fans	Heat exchangers	1.50	1.50	1.50	1.50
	Dry cooling tower	-	-	2.00	2.00
	Wet cooling towers	2.00	2.00	2.00	2.00
	Blowers (axial and radial)	1.50	1.50	1.50	1.50
Compressors	Reciprocating compressors	-	1.80	1.90	1.80
	Radial compressors	-	1.40	1.50	1.40
	Screw-type compressors	-	1.50	1.75	1.50

Figura 8.3.3.2.- Factores de servicio en función de diversos parámetros.

De todos los tipos de aplicación propuestos, el equipo que más se asemeja por el modo de funcionamiento es el mezclador de cemento (*Concrete mixers*), dentro del área de aplicación de agitadores y mezcladores (*Agitators and mixers*). Se han descartado los funcionamientos tipo agitador (*Agitators for...*) porque la potencia se transmite a sus aspas internas y no al depósito completo.

Además, como trabaja más de 10 horas al día y se quiere diseñar la transmisión para el máximo número de horas posibles de vida de servicio, para esta aplicación, el factor de servicio estimado es de 1,5. Por tanto, los requisitos de esta reductora son:

	Descripción	Valor (mín/máx)	Unidades
$M_{1,máx}$	Par máximo a la salida	13900 / -	N·m
n_1	Velocidad angular de entrada	1000 / 3000	rpm
n_2	Velocidad angular de salida	10 / 15	rpm
f_b	Factor de servicio del equipo	1,5 / -	-
P_n	Potencia a transmitir	30 / -	kW

En primer lugar, se ha buscado una reductora que cumpliera con el par, la velocidad y la potencia, de forma que, acudiendo a los catálogos de la marca Sew Eurodrive de nuevo, se ha optado por la siguiente:

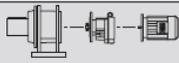
$P_m = 30 \text{ kW}$											
n_2 min ⁻¹	M_a Nm	i_{ex}	$F_{Ra}^{(1)}$		M_{N2}						m kg
			N	Nm	$f_{LC} \leq 7.5$	$f_{LC} > 107.5$					
5.1	54700	289	237400	86800	69620	P	032KF127	DRN	200L4	1310	252
5.8	48700	257	229300	86800	69620	PF	032KF127	DRN	200L4	1190	253
						PH	032KF127	DRN	200L4	1330	252
						PHF	032KF127	DRN	200L4	1210	253
3.8	73900	390	217300	86800	69620	P	032KF107	DRN	200L4	1110	250
4.3	64600	341	229500	86800	69620	PF	032KF107	DRN	200L4	990	251
5.0	55800	294	238800	86800	69620	PH	032KF107	DRN	200L4	1130	250
5.5	51200	270	232800	-	69620	PHF	032KF107	DRN	200L4	1010	251
6.3	44700	236	223400	-	69620						
5.3	52800	279	235000	-	69620	P	032KF97	DRN	200L4	1000	248
6.1	45700	241	224900	-	69620	PF	032KF97	DRN	200L4	880	249
8.4	33200	175	204400	86800	52400	PH	032KF97	DRN	200L4	1020	248
						PHF	032KF97	DRN	200L4	900	249
6.3	44700	236	197000	64200	51190	P	022KF107	DRN	200L4	1030	244
7.4	37900	200	197000	64200	51190	PF	022KF107	DRN	200L4	930	245
8.5	33100	175	197000	64200	51190	PH	022KF107	DRN	200L4	1050	244
						PHF	022KF107	DRN	200L4	950	245
4.4	63100	333	170300	64200	51190	P	022KF97	DRN	200L4	920	242
5.3	52800	279	188300	64200	51190	PF	022KF97	DRN	200L4	820	243
6.1	45700	241	197000	64200	51190	PH	022KF97	DRN	200L4	930	242
8.4	33200	175	197000	64200	51190	PHF	022KF97	DRN	200L4	830	243
8.5	33100	175	137700	46200	36810	P	012KF107	DRN	200L4	880	238
						PF	012KF107	DRN	200L4	810	239
						PH	012KF107	DRN	200L4	900	238
						PHF	012KF107	DRN	200L4	830	239
6.1	45700	241	151700	46200	36810	P	012KF97	DRN	200L4	770	236
7.1	39700	209	145400	46200	36810	PF	012KF97	DRN	200L4	700	237
8.4	33200	175	137800	46200	36810	PH	012KF97	DRN	200L4	790	236
						PHF	012KF97	DRN	200L4	720	237
11	26700	141	104500	29200	24800	P	002KF87	DRN	200L4	610	228
						PF	002KF87	DRN	200L4	560	229
						PH	002KF87	DRN	200L4	620	228
						PHF	002KF87	DRN	200L4	560	229

Figura 8.3.3.3.- Reductoras mixtas (epicicloidales + ortogonales) Sew Eurodrive.

No obstante, si se calcula el par máximo considerando el factor de servicio para una vida de servicio indefinida ($f_{LC} > 107,5$), esta reductora no cumple con los requisitos mínimos de diseño, por lo que hay que ir comprobando una por una hasta encontrar la reductora adecuada para la transmisión del secador.

Tal y como se aprecia en la *figura 8.3.3.3*, no hay disponible en esa potencia una reductora con una velocidad comprendida entre 10 y 15 rpm. No obstante, como este dato no era restrictivo sino que era aconsejable para no variar excesivamente las dimensiones iniciales de la reducción secundaria, se tomará excepcionalmente la velocidad inmediatamente inferior para cada tamaño. Respecto a los tamaños, están delimitados por líneas horizontales y están ordenados en sentido ascendente de las más pequeñas a las más grandes, de forma que las iteraciones se realizarán de la siguiente manera:

P _m = 30 kW											
n ₂ min ⁻¹	M _a Nm	i _{ex}	F _{Ra} ¹⁾ N	M _{N2}						m	
				f _{LC} ≤ 7.5 Nm	f _{LC} > 107.5 Nm					kg	
5.1	54700	289	237400	86800	69620	P	032KF127	DRN	200L4	1310	252
5.8	48700	257	229300	86800	69620	PF	032KF127	DRN	200L4	1190	253
						PH	032KF127	DRN	200L4	1330	252
						PHF	032KF127	DRN	200L4	1210	253
3.8	73900	390	217300	86800	69620	P	032KF107	DRN	200L4	1110	250
4.3	64600	341	229500	86800	69620	PF	032KF107	DRN	200L4	990	251
5.0	55800	294	238800	86800	69620	PH	032KF107	DRN	200L4	1130	250
5.5	51200	270	232800	-	69620	PHF	032KF107	DRN	200L4	1010	251
6.3	44700	236	223400	-	69620						
5.3	52800	279	235000	-	69620	P	032KF97	DRN	200L4	1000	248
6.1	45700	241	224900	-	69620	PF	032KF97	DRN	200L4	880	249
8.4	33200	175	204400	86800	52400	PH	032KF97	DRN	200L4	1020	248
						PHF	032KF97	DRN	200L4	900	249
6.3	44700	236	197000	64200	51190	P	022KF107	DRN	200L4	1030	244
7.4	37900	200	197000	64200	51190	PF	022KF107	DRN	200L4	930	245
8.5	33100	175	197000	64200	51190	PH	022KF107	DRN	200L4	1050	244
						PHF	022KF107	DRN	200L4	950	245
4.4	63100	333	170300	64200	51190	P	022KF97	DRN	200L4	920	242
5.3	52800	279	188300	64200	51190	PF	022KF97	DRN	200L4	820	243
6.1	45700	241	197000	64200	51190	PH	022KF97	DRN	200L4	930	242
8.4	33200	175	197000	64200	51190	PHF	022KF97	DRN	200L4	830	243
8.5	33100	175	137700	46200	36810	P	012KF107	DRN	200L4	880	238
						PF	012KF107	DRN	200L4	810	239
						PH	012KF107	DRN	200L4	900	238
						PHF	012KF107	DRN	200L4	830	239
6.1	45700	241	151700	46200	36810	P	012KF97	DRN	200L4	770	236
7.1	39700	209	145400	46200	36810	PF	012KF97	DRN	200L4	700	237
8.4	33200	175	137800	46200	36810	PH	012KF97	DRN	200L4	790	236
						PHF	012KF97	DRN	200L4	720	237
11	26700	141	104500	29200	24800	P	002KF87	DRN	200L4	610	228
						PF	002KF87	DRN	200L4	560	229
						PH	002KF87	DRN	200L4	620	228
						PHF	002KF87	DRN	200L4	560	229

Figura 8.3.3.4.- Proceso iterativo de selección de la reductora mixta.

Una vez realizados los cálculos correspondientes, se comprueba que la única reductora que cumple adecuadamente con el par máximo admisible, incluyendo el factor de servicio, es el modelo recuadrado más arriba en la *figura 8.3.3.4* anterior.

Para terminar de definir el modelo, en la columna derecha de esa misma tabla se observa que para cada tipo de reductora hay disponibles cuatro versiones, diferenciadas por las letras de su código de referencia según P, PF, PH y PHF. El significado individual de cada una es:

- P: indica la serie (*PX Series*), por lo que todas las reductoras de este catálogo comienzan por esta letra.
- F: indica si la reductora presenta una brida (en inglés *Flange*) en el eje de salida como método de sustentación.
- H: indica si el eje de salida de la reductora es hueco (en inglés *Hollow*).

Como en este caso se requiere que la reductora se sustente por sí misma directamente en la bancada y no hay ningún interés particular en que presente un eje de salida hueco, el modelo escogido finalmente es el P022-KF97.

A modo de resumen, se muestran a continuación los resultados obtenidos durante el proceso iterativo de selección:

Modelo	i^{-1}	n_2 (rpm)	M_1 (N·m)	$M_1 \cdot f_b$ (N·m)	M_{N2} (N·m)	Cumple
P002-KF107	141	11	18960	28440	24800	No
P012-KF97	175	8,4	24829	37243	36810	No
P012-KF107	175	8,5	24536	36805	36810	Por poco
P022-KF97	175	8,4	24829	37243	51190	Sí

Tabla 8.3.3.1.- Resultados del proceso de selección del tren de engranajes mixto.

En cuanto al motor recomendado, aparece también en la columna de la derecha de la *figura 8.3.3.4*, junto al modelo seleccionado. Así pues, el motor resulta ser el 200L4 de la serie DRN (velocidad aproximada de 1500 rpm a una frecuencia de 50 Hz), que coincide con el modelo recomendado para la reductora ortogonal porque es del mismo fabricante.

8.3.4. Tornillo sinfín - Corona

Como método de reducción final, se propone una transmisión mediante un sistema de tornillo sinfín con corona (llamado a veces engranaje de gusano o *worm gear* en inglés). Probablemente sea, sin lugar a dudas, el método más usado en este tipo de industria, principalmente en las aplicaciones que requieren reducciones relativamente elevadas y que disponen de poco espacio.



Figura 8.3.4.1.- Tren de engranajes ortogonal.

Las reductoras sinfín-corona se caracterizan porque tienen un tornillo como eje de entrada que transmite tangencialmente la potencia mediante un engranaje a un eje de salida que suele ser perpendicular al primero (ver *figura 8.3.4.1*). Así pues, sus principales ventajas se resumen en:

- ✓ Coste muy reducido.
- ✓ Buena relación reducción - espacio.
- ✓ Ligeras y de pequeñas dimensiones.
- ✓ Mantenimiento económico por su sencillo diseño.
- ✓ Posibilidad de combinar fácilmente varios en serie.

Una vez realizada la búsqueda de fabricantes, no se ha encontrado ninguno que disponga de reductoras de esta clase que cumplan con los requisitos de diseño para este caso. A continuación, se muestra un resumen de la información obtenida en el proceso de búsqueda:

	Descripción	Valor requerido (mín / máx)	Valor encontrado (mín / máx)	Unidades
M_2	Par máximo a la salida	13900 / -	- / 5000	N·m
n_1	Velocidad angular de entrada	1000 / 3000	600 / 3000	rpm
n_2	Velocidad angular de salida	10 / 15	- / 600	rpm
P_n	Potencia a transmitir	30 / -	- / 50	kW

Como se puede comprobar, parece que el parámetro que limita este tipo de reductoras es el par necesario a la salida. El hecho de que el par máximo que se ofrece en los catálogos no sea suficientemente elevado implica que, para una aplicación de esta potencia, la velocidad de salida de la reductora tiene que ser más alta que la estimada anteriormente en los cálculos, lo cual provocaría un aumento de la reducción secundaria (y de sus dimensiones) que es incompatible con el espacio disponible en el equipo.

Otra forma de enfocar el hecho es que, para potencias elevadas, la relación de transmisión de este tipo de reductoras debe disminuir para no realizar un par demasiado elevado, o dicho de otra manera, para relaciones de transmisión elevadas, debe reducirse la potencia máxima de la reductora para no forzar el eje de salida.

Para comprender mejor la situación, a continuación, se representa gráficamente la evolución de la potencia en función de la relación de transmisión para distintos tamaños de un mismo modelo:

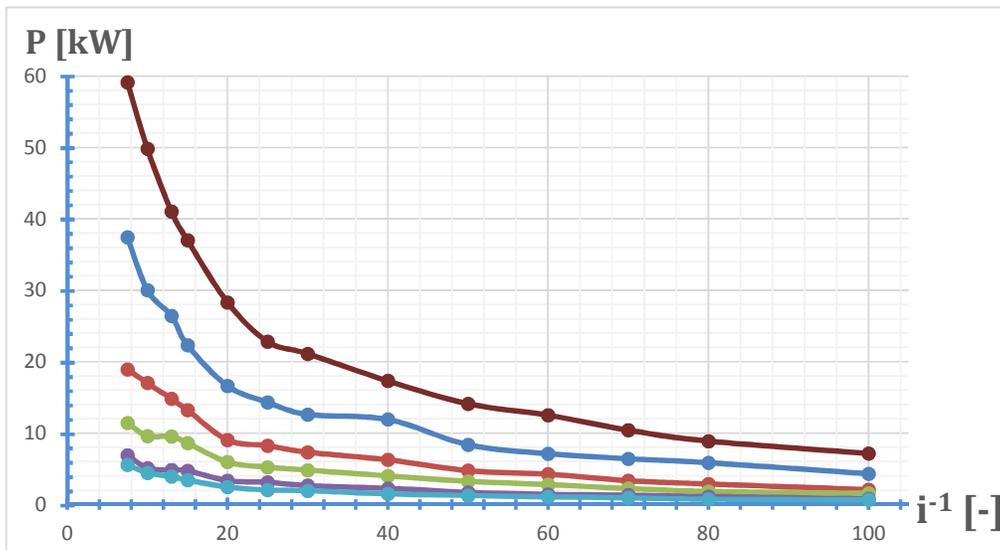


Figura 8.3.4.2.- Potencia de reductoras sinfín-corona en función de su reducción.

Se observa claramente una tendencia negativa en la potencia de todas las reductoras a medida que va aumentando la reducción que llevan a cabo. El motivo más probable de que no se fabriquen reductoras sinfín-corona para grandes reducciones de gran potencia puede ser explicado atendiendo a la evolución su rendimiento mecánico:

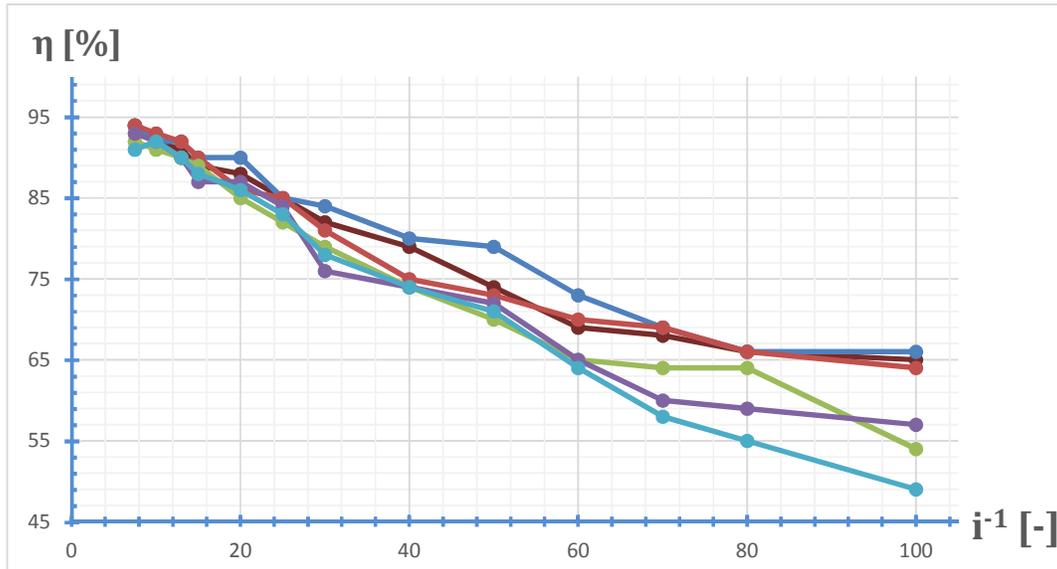


Figura 8.3.4.3.- Rendimiento de reductoras sinfín-corona en función de su reducción.

Tal y como se aprecia en la *figura 8.3.4.3*, el rendimiento de las reductoras sufre un fuerte decremento a medida que se aumenta el denominador de la relación de transmisión. Por tanto, como las reductoras de este tipo de gran potencia y gran reducción suponen grandes pérdidas mecánicas y económicas, hacen que las industrias prefieran otros métodos más eficientes para tales aplicaciones.

Por este motivo, a causa de la baja demanda existente, los fabricantes de reductoras sinfín-corona limitan sus modelos a aplicaciones de pequeña potencia que no supongan excesivas pérdidas a las industrias que las adquieran.

8.3.5. Criterios de selección

A la hora de escoger la alternativa más adecuada, existen infinidad de características que pueden considerarse para asegurar la elección de la que resulta mejor opción. No obstante, como cada una de ellas presenta su propio nivel de importancia, únicamente se tendrán en cuenta aquellas en las que, en la práctica, se haya insistido con más frecuencia:

- Coste de inversión: el valor económico que debe invertirse en este elemento de la transmisión es fundamental, ya que es uno de los costes más elevados e influirá en gran medida en la viabilidad del proyecto.
- Par admisible: aunque todas las reductoras están diseñadas para soportar bastante más del par máximo al que van a ser sometidas, siempre es preferible seleccionar aquella que tenga un par máximo admisible superior, ya que suele ir relacionado con un buen desempeño y un alto grado de fiabilidad.
- Lubricación: pese a tener un coste despreciable en comparación con el coste de inversión, la cantidad de lubricante que se gasta por unidad de tiempo debe tenerse también en cuenta al suponer un gasto en un plazo medio o largo.
- Peso: tiene una importancia menor, no obstante, siempre es preferible una reductora más ligera para abaratar los costes (y normalmente las dimensiones) de los elementos mecánicos que la sustentan.

Así pues, una vez definidas las características que se van a tener en cuenta para escoger la alternativa óptima, se puede iniciar el proceso de selección. Para ello, existe un método matemático que se basa en la discretización del valor de una cualidad para que, tras aplicar una serie de ponderaciones, se permita ordenar de manera más objetiva la factibilidad de cada una de las alternativas. Este método, ideado por el profesor Thomas L. Saaty, recibe el nombre de método de jerarquías analíticas, y todos los cálculos al respecto están recogidos en el apartado *Parámetros de selección de reducción principal*, localizado en el *Anexo I. Cálculos*.

De esta manera, la reductora que se implantará, finalmente, como método de reducción primario del equipo, será la conformada por tren de engranajes ortogonal.

8.3.6. Justificación de las medidas adoptadas

Para este caso, el proceso de selección ha resultado sencillo, ya que se ha basado exclusivamente en obtener un valor numérico para cuantificar la idoneidad de cada una de las alternativas y, así, escoger aquella con el valor más elevado.

En cualquier caso, cabe puntualizar que ese resultado ha estado condicionado por el coste de inversión. Aunque lo más conveniente es realizar siempre un estudio económico de todo lo que atañe a la inversión, la gran complejidad y trabajo que ello supone hace que, a la hora de la verdad, se opte siempre por la solución más barata.

8.4. Reducción secundaria

Al igual que en el anterior método de reducción, existe una gran variedad de alternativas entre las cuales escoger que se adapten a la reducción principal ya seleccionada. En este caso, atendiendo únicamente a las soluciones más comunes en este tipo de industria, se va a proponer la transmisión por correa y la transmisión por cadena.

8.4.1. Transmisión por correa

La primera alternativa propuesta para la reducción secundaria es mediante transmisión por correa, que es una solución bastante extendida en aplicaciones en que se requiera transmitir potencia entre dos elementos separados entre sí una determinada distancia. A diferencia de los trenes de engranajes, este método basa su principio de funcionamiento en las fuerzas de fricción, por lo que tiene el inconveniente añadido de que aparecen deslizamientos no deseados que se traducen en pérdidas mecánicas.



Figura 8.4.1.1.- Transmisión por correa trapezoidal o en V

Por lo general, las correas pueden ser dentadas (trabajan por interferencia y no por fricción) o no dentadas, que a su vez se clasifican en planas, redondas o trapezoidales, en función de la forma de su sección transversal. Además, puede hacerse la distinción también entre banda o correa multibanda, dependiendo si las poleas que las alojan requieren de uno o varios carriles, respectivamente. En cuanto a sus ventajas frente a otros sistemas de transmisión, las correas presentan:

- ✓ Funcionamiento suave y silencioso.
- ✓ Precio muy competitivo en el mercado.
- ✓ Montaje sencillo y mantenimiento económico.
- ✓ Componentes ligeros.

En primera instancia, la intención era tratar de diseñar la transmisión con una correa de tipo dentada para solucionar, en parte, el problema de la inmovilización del secador en estado de paro. No obstante, como no se ha encontrado ningún fabricante que dispusiera de correas dentadas de tanto desarrollo y con tanta resistencia mecánica, se estudiará directamente la opción de instalar una correa no dentada.

Para seleccionar el juego de poleas con la correa más adecuada, se llevarán a cabo una serie de cálculos que permitirán encontrar la alternativa que mejor se ajuste a la situación actual. Todos los cálculos relacionados pueden ser encontrados en el apartado *Parámetros de selección de reducción secundaria*, localizado en el *Anexo I. Cálculos*.

De esta manera, se parte de los siguientes requisitos de diseño para comenzar con el proceso de selección:

	Descripción	Valor	Unidades
<i>P</i>	Potencia máxima a transmitir a la salida	21830	W
<i>n₁</i>	Velocidad angular de entrada	13	rpm
<i>n₂</i>	Velocidad angular de salida	3	rpm
<i>I</i>	Distancia entre ejes (inter ejes) inicial	1900	mm
<i>d_o</i>	Diámetro primitivo del piñón actual	385,79	-
<i>D_o</i>	Diámetro primitivo de la corona actual	1859,93	-

A diferencia de los procesos de selección anteriores, en este caso, el fabricante no proporciona varios modelos entre los que escoger sino que, en función de las condiciones de trabajo y del ámbito de aplicación, se recomienda directamente el tipo de correa más adecuado. Para los requisitos exigidos en este proyecto, la recomendada por el fabricante es la correa Extra C 280 de la marca Megadyne.



SECTIONS

Z	E
A	20
B	25
C	45
D	50

Classical wrapped V-belts

Figura 8.4.1.2.- Correa de las series Extra, Oleostatic y Oleostatic Gold.

Por su parte, la Extra C 280 es una correa no dentada trapezoidal con una sección normalizada de tipo C y una longitud de 7100 mm. Una vez realizados los cálculos, se obtiene que se requieren 79 correas de este tipo para poder lidiar con el elevado par que solicita el secador a plena carga, o bien una correa con 79 bandas del mismo tipo.



SECTIONS

RA	RSPC
RB	R3V
RC	R5V
RSPZ	R8V
RSPA	R3VX
RSPB	R5VX

Banded V-belts

Figura 8.4.1.3.- Correa de la serie Pluriband.

A la hora de escoger las poleas, se ha buscado en varios catálogos aquellas que tuvieran el diámetro primitivo calculado, el tipo de sección correspondiente y la capacidad de alojar todas las correas necesarias para transmitir la potencia. No obstante, no se ha encontrado ningún fabricante que disponga en sus catálogos de poleas con las dimensiones requeridas, ya que al tener un número de pistas y un diámetro tan elevados únicamente se fabrican por encargo.

A modo indicativo, se muestran a continuación las dimensiones básicas que deberían tener las poleas para esta aplicación:

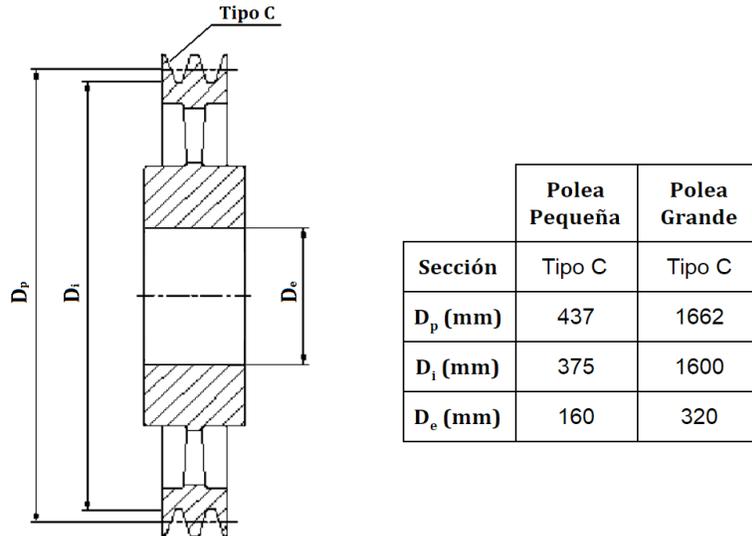


Figura 8.4.1.4.- Dimensiones necesarias de las poleas.

8.4.2. Transmisión por cadena

La segunda opción estudiada consiste en emplear un sistema alternativo a la transmisión por fricción anterior. Por tanto, otros de los métodos que suele implantarse en este tipo de aplicaciones es la transmisión por cadena que, al basarse en la interferencia mecánica entre los dientes de ruedas dentadas y los eslabones de una cadena, no presenta el problema de las pérdidas mecánicas por deslizamiento.



Figura 8.4.2.1.- Transmisión por cadena doble de rodillos.

El tipo de cadena más extendido es la cadena de rodillos (ver *figura 8.4.2.1*), aunque existen infinidad de modificaciones de la misma que pueden adaptarse a casi cualquier exigencia mecánica y, al igual que las correas, pueden disponerse varias cadenas una al lado de la otra para aumentar la potencia máxima transmisible. Por su parte, la transmisión por cadena presenta las siguientes ventajas:

- ✓ Alta eficiencia mecánica.
- ✓ Permite largas distancias entre ejes.
- ✓ Elevada potencia transmisible por metro lineal.
- ✓ No presenta problemas por deslizamiento.
- ✓ Posibilidad de transmitir a varios ejes con una sola cadena.

En este caso, para lidiar con el problema de que la holgura de la cadena provoca oscilaciones en el secador al estar en posición de paro, se ha optado por seleccionar una cadena de dientes invertidos, cuyo aspecto se muestra en la *figura 8.4.2.2* a continuación:

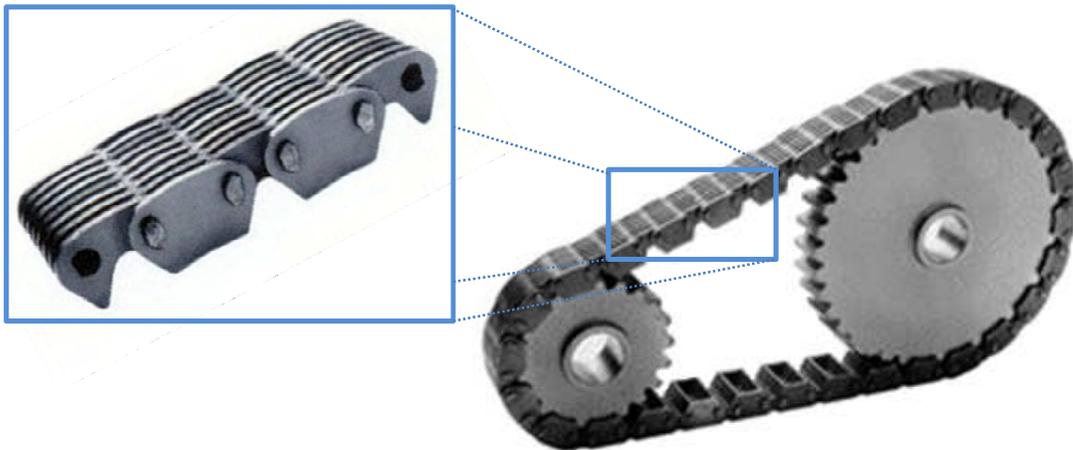


Figura 8.4.2.2.- Transmisión por cadena de dientes invertidos.

Este tipo de cadena está sustituyendo cada vez más a las cadenas de rodillos convencionales, debido principalmente a su eficiencia casi ideal (muy cercana a 1), al reducido número de elementos que la conforman y al poco ruido que generan, por el cual reciben también el nombre de cadenas silenciosas.

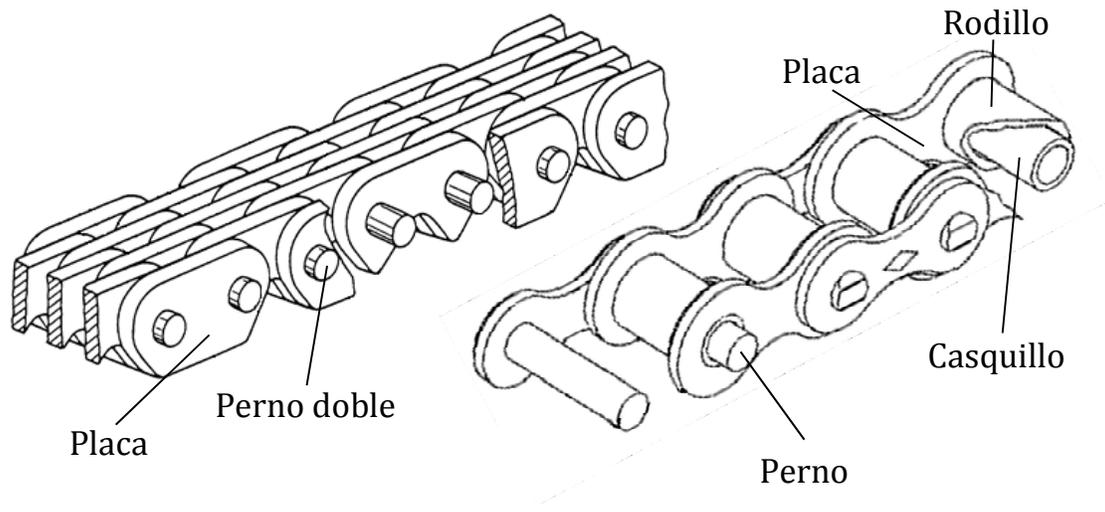


Figura 8.4.2.3.- Componentes de los eslabones de una cadena de dientes invertidos (izquierda) y de una cadena de rodillos (derecha).

Como puede verse en la *figura 8.4.2.3*, la cadena de rodillos está formada por un mayor número de elementos que la de dientes invertidos. Además, en la práctica, la cadena de rodillos presenta una pequeña holgura entre el casquillo y el rodillo, lo cual produce que la distancia entre dichos rodillos varíe haciendo que el paso no sea constante. El principal problema de presentar un paso variable es que aparecen tensiones no deseadas debido a la distribución no uniforme de los esfuerzos introducidos por los dientes de las ruedas dentadas, acelerando el desgaste por fatiga y produciendo otros efectos no deseados como son el ruido y las vibraciones. Para comparar la holgura presente en cada una de las cadenas se puede atender a las figuras a continuación:

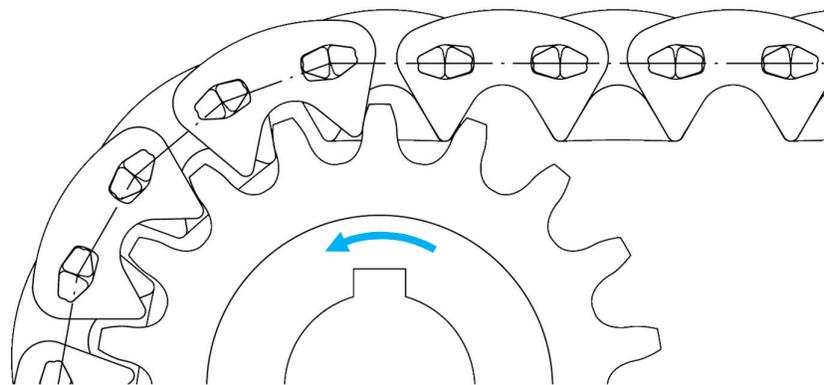


Figura 8.4.2.4.- Holgura en una cadena de dientes invertidos.

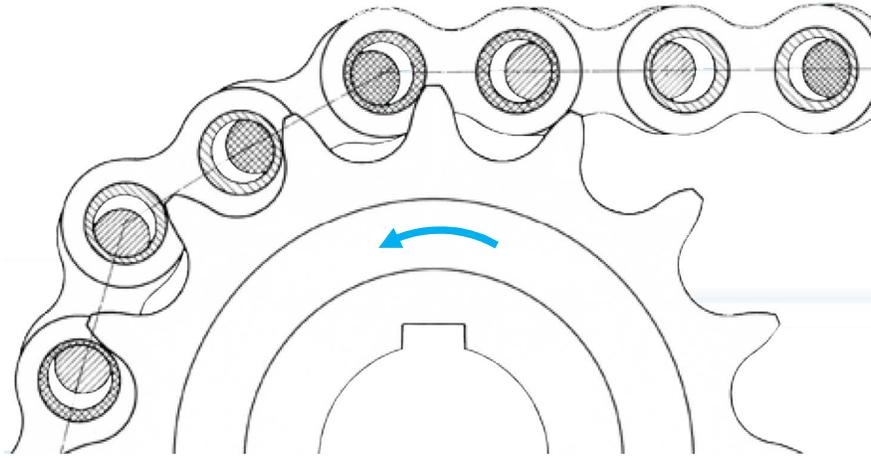


Figura 8.4.2.5.- Holgura en una cadena de rodillos (abajo).

Precisamente, debido al problema de la holgura, los fabricantes de las cadenas de rodillos han mejorado considerablemente los diseños para reducir al máximo el juego entre el casquillo y el rodillo. No obstante, las excelentes características de las cadenas de dientes invertidos y sus numerosas ventajas frente al resto de cadenas hacen que sean las escogidas para la aplicación estudiada en este proyecto.

Así pues, para seleccionar la cadena que se adecúa mejor a los requisitos mecánicos junto con su correspondiente piñón y corona, se llevarán a cabo una serie de cálculos que pueden ser encontrados en el apartado *Parámetros de selección de reducción secundaria*, localizado en el *Anexo I. Cálculos*.

De esta manera, se parte de los siguientes requisitos de diseño para comenzar con el proceso de selección:

	Descripción	Valor	Unidades
P	Potencia máxima a transmitir a la salida	21830	W
n_1	Velocidad angular de entrada	13	rpm
n_2	Velocidad angular de salida	3	rpm
I	Distancia entre ejes (interejes) inicial	1900	mm
d_o	Diámetro primitivo del piñón actual	385,79	-
D_o	Diámetro primitivo de la corona actual	1859,93	-

Al igual que en el caso de la correa, es el fabricante el que, en función de la aplicación de la transmisión, selecciona el modelo más apropiado. En este caso, la cadena recomendada por Renold es el modelo de su misma marca HPC 8200, cuyas especificaciones técnicas se muestran a continuación:

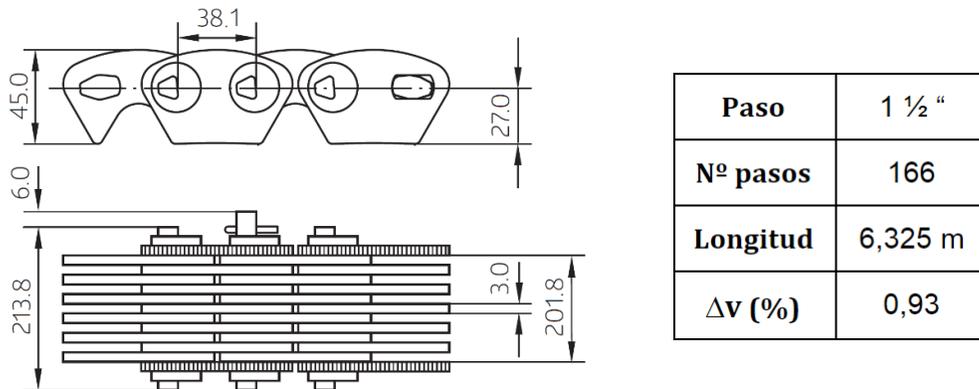


Figura 8.4.2.6.- Características de la cadena HPC 8200 de la marca Renold.

De la misma manera, el fabricante proporciona las ruedas dentadas necesarias para completar la transmisión por cadena. Así pues, las dimensiones correspondientes al piñón, a la corona y a sus dientes, vienen indicadas en las *figura 8.4.2.7* y la *figura 8.4.2.8*:

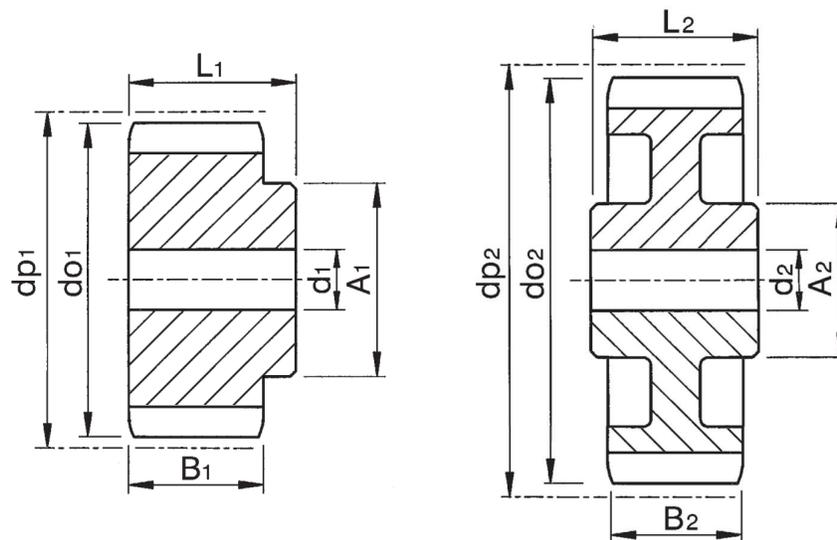


Figura 8.4.2.7.- Cotas del piñón (izquierda) y la corona (derecha).

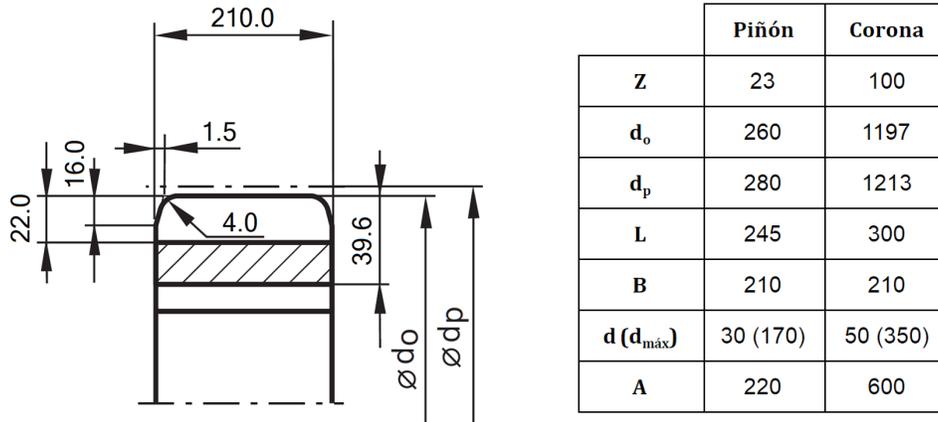


Figura 8.4.2.8.- Dimensiones del piñón, corona y sus dientes.

8.4.3. Criterios de selección

En este caso, al tener el espacio bastante limitado por la presencia de determinadas líneas que llegan al equipo, las dimensiones del sistema de reducción secundario tendrán un peso superior al del resto de parámetros a considerar. Así pues, se atenderá a los siguientes criterios para seleccionar la opción más adecuada:

- Coste de inversión: una vez más, el valor de la cantidad económica que va a invertirse en esta parte del proyecto es de gran importancia, ya que prácticamente definirá su rentabilidad y su viabilidad.
- Envergadura: tal y como se ha avanzado anteriormente, como se dispone del espacio justo para albergar el sistema de reducción, es imprescindible que tenga el tamaño adecuado para su correcta instalación en las unidades de secado.
- Coste de mantenimiento: al ser el elemento móvil de la transmisión menos compacto, suele presentar más problemas derivados de las vibraciones y de tensados inadecuados. Por tanto, al requerir de un mantenimiento, por lo general, más frecuente y exhaustivo, es conveniente que el coste de su intervención también resulte lo más reducido posible.
- Compatibilidad: aunque cualquier elemento de la transmisión debe poderse adaptar a los secadores actuales, se refiere especialmente a poder adaptarse alterando lo menos posible el diseño original de los equipos.

En base a que las características de los elementos de cada una de las alternativas diseñadas son suficientes para poder determinar la opción más conveniente, no se llevará a cabo ningún proceso analítico de selección de alternativas. En concreto, la gran envergadura de las poleas requeridas por la transmisión por correa ha sido suficiente para descartar tal sistema de transmisión.

De esta manera, el método que conformará, finalmente, la reducción secundaria del equipo, es el método de transmisión por cadena.

8.4.4. Justificación de las medidas adoptadas

El factor que ha determinado la imposición de la cadena frente a la correa trapezoidal ha sido, principalmente, la gran cantidad de correas que eran necesarias para poder transmitir toda la potencia de la reductora al eje del secador, ya que un mayor número de correas implicaba instalar poleas con más carriles que con una anchura total que resultaba inviable.

Las correas trapezoidales, al no disponer de dientes y al basar su principio de funcionamiento en las fuerzas de rozamiento, presentan más limitación a la hora de transmitir grandes potencias, sobre todo cuando las velocidades son reducidas y, por ende, los pares a transmitir son elevados.

La potencia que puede transmitir una sola correa depende, principalmente, de la suma de dos variables: la prestación básica, que depende del diámetro de la polea a analizar; y la prestación diferencial, que depende de la reducción efectuada. Ambas representan individualmente la potencia que se puede transmitir por correa y, a su vez, dependen también de la velocidad de giro de la polea.

En cuanto a la prestación básica, en la *figura 8.4.4.1* se muestra, para un determinado diámetro, la potencia que puede llegar transmitir a medida que varía la velocidad de giro:

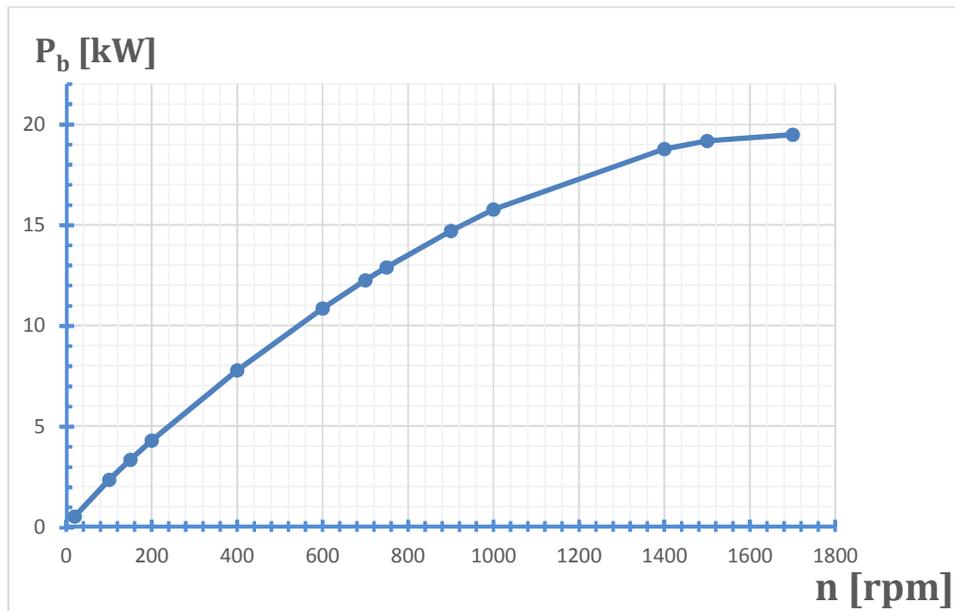


Figura 8.4.4.1.- Potencia transmisible en función de la velocidad de giro (diámetro fijo).

Respecto a la prestación diferencial se muestra, al igual que en el caso anterior, la potencia que se puede transmitir en función de la velocidad de giro para una relación de transmisión determinada:

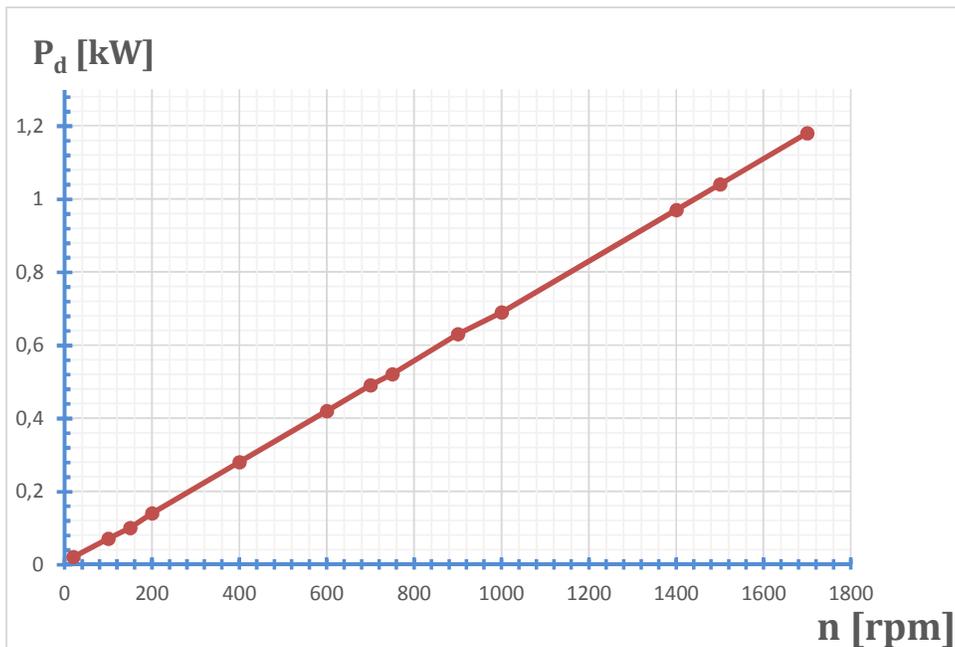


Figura 8.4.4.2.- Potencia transmisible en función de la velocidad de giro (reducción fija).

Así pues, sumando las dos prestaciones y multiplicando el resultado obtenido por los factores de corrección correspondientes, se obtiene la potencia que puede llegar a transmitir una sola correa. Dividiendo la potencia total entre la potencia que puede soportar cada correa se obtiene el número total de correas necesarias que varía, por tanto, con la velocidad de giro de la polea:

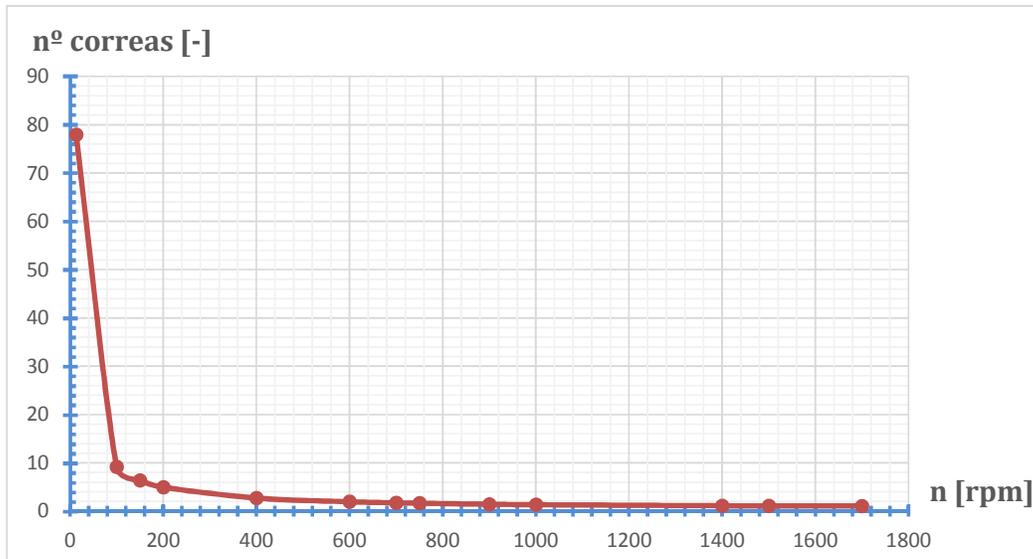


Figura 8.4.4.3.- Evolución de la potencia transmisible en función de la velocidad de giro.

De esta manera, como la reducción secundaria presentaba una velocidad de giro en la polea pequeña de 13 rpm, requería de un gran número de correas (79 correas o una correa con 79 bandas) que hacía imposible su implantación.

Pese a que se ha seleccionado, por razones ya explicadas, la transmisión por cadena, resulta interesante realizar una comparativa económica de ambas alternativas, puesto que, pese a la gran cantidad de elementos de la transmisión por correa, resulta la opción más económica:

Transmisión por cadena

Cadena	Piñón	Corona	Total
14.731,00 €	1.660,00 €	22.430,00 €	38.821,00 €

Transmisión por correa trapezoidal

Correas	Polea pequeña	Polea grande	Total
3.940,00 €	2.490,00 €	4.910,00 €	11.340,00 €

Finalmente, se puede concluir que la transmisión por correa no dentada resulta de utilidad para aplicaciones con velocidades moderadas-altas (en las que no surjan pares excesivamente elevados) al tener un precio, por lo general, más reducido que la transmisión por cadena, que es una opción mucho más resistente y compacta pese a su coste más elevado.

8.5. Sistema de frenado

Los dispositivos encargados de inmovilizar total o parcialmente un elemento mecánico de algún equipo reciben el nombre de freno o de sistema de frenado. Por lo general, suelen actuar en ejes de transmisión y basan su principio de funcionamiento en las fuerzas de fricción.

Existen infinidad de tipos de freno, y aunque la mayoría se encarga de transformar la energía cinética de una máquina en energía calorífica que es disipada a través del contacto íntimo de dos o más componentes, también los hay, por ejemplo, que emplean fuerzas magnéticas para conseguir la inmovilización del equipo.



Figura 8.5.1.- Ejemplos de freno de tambor (izquierda) y de disco (derecha).

En este caso, el fabricante del motor da la opción de incluir en su diseño su propio sistema de frenado, por lo que no tiene sentido realizar una comparativa de varias alternativas al resultar esta la más sencilla de implantar y, muy probablemente, la más económica.

Además, por su parte, los sistemas de frenado autónomos suelen emplearse en aplicaciones donde la reducción de velocidad ha de realizarse de manera especial por el proceso en el que se trabaja o en los que se requiera una fuerza de frenado sumamente elevada, por lo que no es necesaria su implantación en esta aplicación.

8.5.1. Freno incorporado

El sistema de frenado que va incluido en el propio diseño del motor se trata de un freno de disco que, a diferencia de los mostrados en la *figura 8.5.1*, se activa mediante accionamiento electromagnético. Va acoplado en una prolongación del eje en la parte posterior del motor y se accede a su alimentación a través de la misma caja de bornes del motor, tal y como se muestra en la *figura 8.5.1.1* a continuación:



Figura 8.5.1.1.- Freno de disco electromagnético incorporado.

Trabaja como la mayoría de los frenos disipando en forma de calor la energía cinética del eje del motor a través de la fricción (ver *figura 8.5.1.2*). No obstante, en lugar de accionarse mediante la aplicación de determinada fuerza con algún elemento mecánico (pedal de freno o similar), se activa mediante la acción de un campo magnético que desplaza la pastilla del freno dependiendo si se quiere que haya fricción o no.

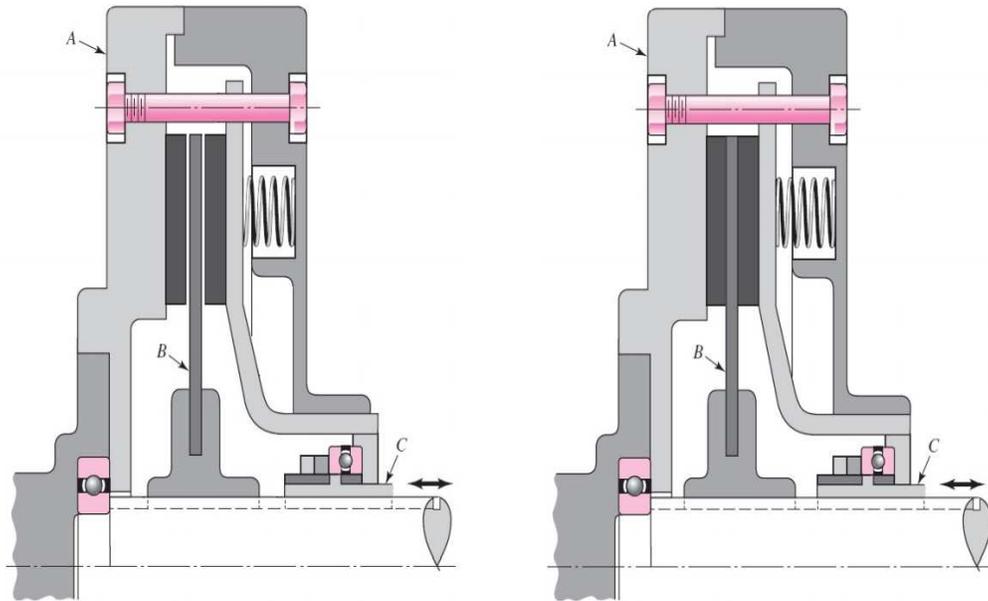


Figura 8.5.1.2.- Funcionamiento de un freno de disco convencional.

Por lo general, suelen constar principalmente de las tres partes que se muestran señaladas en la *figura 8.5.1.2* anterior:

- A: Carcasa:** Elemento estático que sustenta y protege los componentes mecánicos del sistema de frenado y que soporta la pastilla de freno fija.
- B: Disco:** Elemento móvil que gira solidariamente con la parte que se desea inmovilizar (normalmente el eje). Es sobre la que se aplican las fuerzas de fricción y a través la cual se disipa la energía en forma de calor.
- C: Accionamiento:** Elemento móvil que dispone de su propia pastilla de freno que se encarga de atrapar al disco entre ambas pastillas o, por el contrario, de liberarlo.

Además, los frenos suelen efectuar su trabajo útil por la acción de un resorte y no por la fuerza aplicada sobre el actuador, por tanto, al activar el accionamiento se libera el freno y al desactivarlo es cuando se realiza el frenado. De esta manera, se garantiza que, ante la presencia de fallos en la alimentación del freno, este pueda inmovilizar igualmente la máquina evitando que haya elementos que se muevan sin control.

En este caso, el sistema de frenado proporcionado por el fabricante presenta un diseño algo más sofisticado aunque atiende, de la misma manera, al modo de funcionamiento básico:

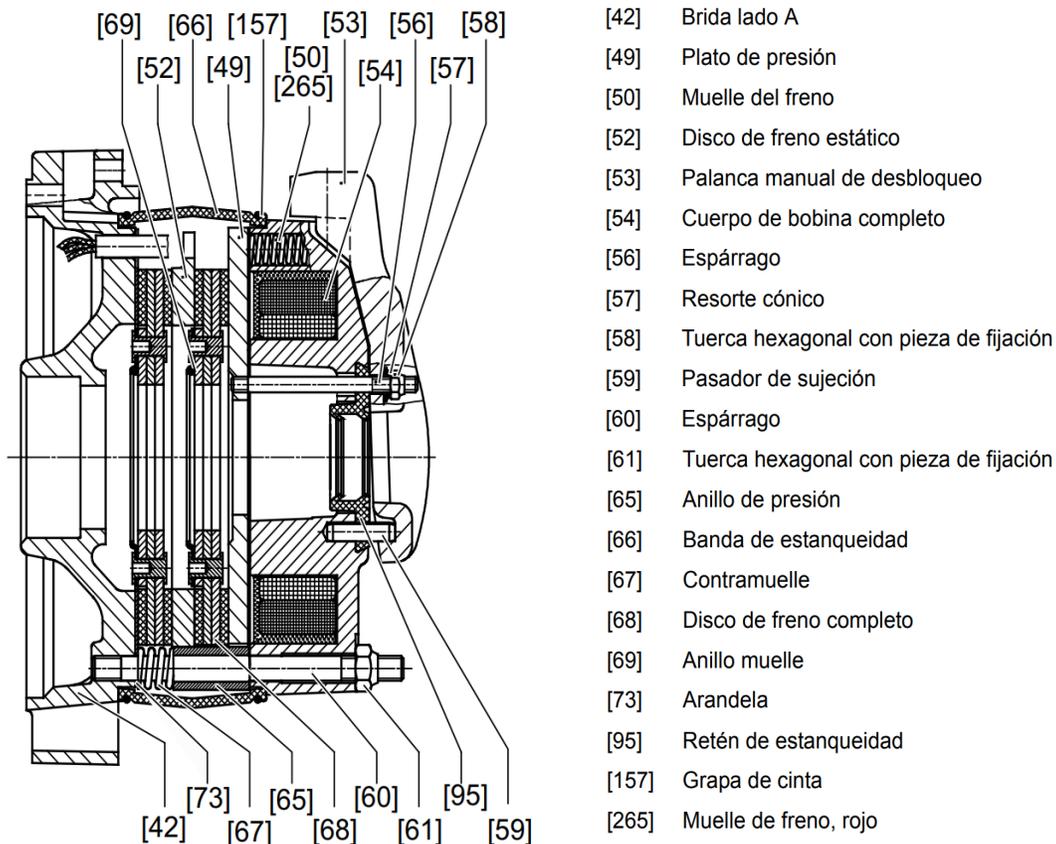


Figura 8.5.1.3.- Composición del freno de doble disco de la marca Sew Eurodrive.

Tal y como se muestra en la *figura 8.5.1.3*, la particularidad de este freno es que posee dos discos en lugar de uno (realmente tiene tres: dos solidarios con el eje y uno intermedio fijo a la carcasa). No obstante, el funcionamiento es el mismo que cualquier otro freno de este tipo: la bobina se magnetiza para atraer la parte móvil y liberar el freno cuando se desea que el equipo se mueva y, para detenerlo, se corta la alimentación del bobinado para que los resortes devuelvan la parte móvil a la posición de reposo en la que los discos rozan con las pastillas e inmovilizan los discos.

Respecto a la selección del freno, el mismo fabricante recomienda inicialmente, para cada uno de sus motores, el tamaño más adecuado. Sin embargo, como hay infinidad de aplicaciones y nunca es conveniente generalizar, es necesario comprobar si el freno tiene capacidad de inmovilizar el secador.

4-pole DRN.. motors/brakemotors for 400 V, 50 Hz, IE3

DRN.. motor type	P _N kW	M _N Nm	n _N 1/min	m _{Mot} kg	J _{Mot} 10 ⁻⁴ kgm ²	Brake	Z ₀ BG BGE h ⁻¹	M _B Nm	m _{BMot} kg	J _{BMot} 10 ⁻⁴ kgm ²
DRN 80M 4	0.75	4.95	1440	14	24.7	BE1	3200 8200	10	18	26.2
DRN 90S 4	1.1	7.2	1455	20	54	BE2	2300 6000	14	24	58.7
DRN 90L 4	1.5	9.8	1461	23	67.2	BE2	2200 5800	20	27	71.9
DRN 100LS 4	2.2	14.5	1450	27	81.4	BE5	- 6100	28	33	87.4
DRN 100L 4	3	19.7	1456	34	112	BE5	- 3700	40	40	118
DRN 112M 4	4	26	1464	45	178	BE5	- 2900	55	52	183
DRN 132S 4	5.5	36	1461	56	241	BE11	- 2100	80	71	251
DRN 132M 4	7.5	49	1468	73	381	BE11	- 1100	110	91	403
DRN 132L 4	9.2	60	1470	81	439	BE20	- 980	130	110	490
DRN 160M 4	11	71	1473	115	817	BE20	- 900	150	145	877
DRN 160L 4	15	97	1474	130	1040	BE20	- 800	200	165	1100
DRN 180M 4	18.5	120	1478	155	1630	BE30	- 510	300	195	1770
DRN 180L 4	22	142	1477	170	1950	BE30	- 470	300	210	2090
DRN 200L 4	30	194	1480	280	2660	BE32	- 500	400	335	2890
DRN 225S 4	37	240	1482	310	4350	BE32	- 230	500	365	4580
DRN 225M 4	45	290	1482	310	4350	BE32	- 200	600	365	4580
DRN 250M 4	55	355	1482	460	7360	BE62	- 180	800	550	7960

Figura 8.5.1.4.- Freno recomendado en función del tamaño del motor.

El cálculo del cumplimiento de los requisitos de par mínimos del sistema de frenado puede ser encontrado en el apartado *Parámetros de selección de freno*, localizado en el *Anexo I. Cálculos*.

Así pues, como resulta que el freno recomendado por el fabricante es adecuado para la aplicación de los equipos de secado rotativo, será este el que se incorpore en la instalación finalmente, tratándose del modelo de freno BE-32 de 400 Nm de la marca Sew Eurodrive.

8.6. Variación de velocidad

Con “variación de velocidad” se hace referencia tanto al cambio de velocidad nominal en la etapa de reducción previa a la detención como al incremento de velocidad que se da durante el arranque progresivo.

En la actualidad, existen diversas opciones para modificar la velocidad de giro de un motor de inducción: arrancador estático, variador de frecuencia, conmutación de polos, resistencias rotóricas... No obstante, solo se van a estudiar las dos primeras porque son los métodos que, con gran diferencia, se han extendido más en la industria debido a su sencillez de instalación y a su bajo coste de mantenimiento.

8.6.1. Arrancador estático

El arrancador estático o arrancador suave (*soft starter*) consiste en un dispositivo electrónico que, conectado a la alimentación del motor, se encarga de asegurar un arranque progresivo del mismo para limitar así los picos de intensidad producidos por los arranques directos. Por norma general, son más frecuentes en aplicaciones de poca potencia, no obstante, se puede llegar a encontrar en catálogos modelos desde 0,5 kW hasta 1 MW.

Su principio de funcionamiento está basado en el aumento progresivo del potencial de alimentación del motor durante su arranque de forma que, como la tensión es proporcional a la corriente, limitando la tensión de alimentación a la estrictamente necesaria se limitan al máximo los picos de corriente producidos. A cambio de reducir la tensión, se sacrifica con ello el par que proporciona el motor ($M_N \propto U^2$), por lo que debe asegurarse en todo caso que al motor le llega suficiente corriente como para poder vencer, al menos, su par resistente.

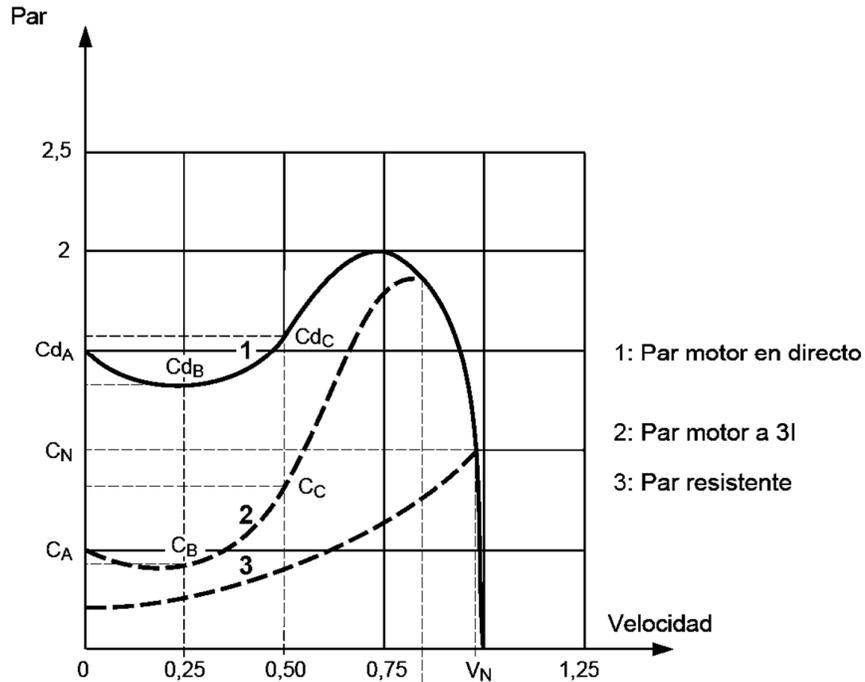


Figura 8.6.1.1.- Curvas de arranque con arrancador estático.

Para conseguir controlar el potencial, dispone de un circuito electrónico formado principalmente por dos tiristores en antiparalelo (el equivalente a un triac) en cada una de las líneas y un sistema de control que regula su secuencia de disparo (ver figura 8.6.1.2 a continuación). De esta manera, en función del momento en que se disparan los tiristores, se pueden obtener distintos valores de tensión media para alimentar el motor.

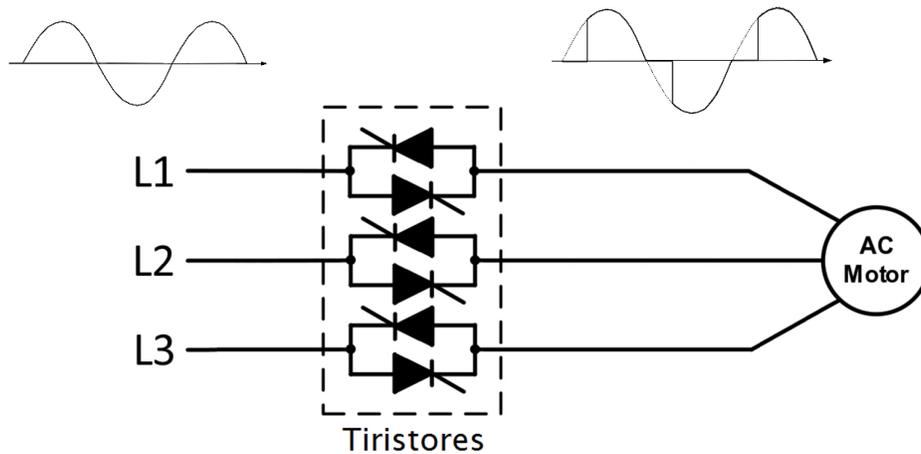


Figura 8.6.1.2.- Esquema electrónico de un arrancador estático.

Respecto a su elección, diseñar la circuitería de un arrancador estático es una labor compleja, por lo que los fabricantes disponen en sus catálogos de una extensa variedad de modelos que se adaptan a la mayoría de las aplicaciones industriales, de forma que el proceso de selección se limita a la búsqueda de un arrancador que cumpla con determinados parámetros que, en este caso, son:

	Descripción	Valor	Unidades
P	Potencia nominal del motor	30	kW
U	Tensión de línea	500	V
F	Número de fases de la red	3	-

Así pues, se ha buscado en los catálogos de la marca Schneider Electric un arrancador para el número de fases y la tensión de línea indicados, y con capacidad para soportar una potencia igual o superior a la del motor, de forma que se ha optado por el siguiente:

Hoja de datos del producto **ATS22D47S6**

Características

arranq. suave-ATS22-control 220V-potenc.
230V (11kW)/400...440V (22kW)/500V (30kW)



Principal

Gama de producto	Altistart 22
Tipo de producto o componente	Arrancador suave
Destino del produc	Motores asíncronos
Aplicación específica de producto	Pumps and fans
Nombre de componente	ATS22
Número de fases de la red	3 fases
[Us] tensión de alimentación nominal	230...600 V - 15...10 %
Potencia del motor en kW	11 kW 230 V 22 kW 400 V 22 kW 440 V 30 kW 500 V
Ajuste de fábrica actual	40 A
Potencia disipada en W	48 W p/ aplicaciones estándares
Categoría de empleo	AC-53A
Tipo de arranque	Arranque con control de par (corriente limitada a 3,5 In)
Bar aislado flexibles	47 A conexión en la línea de suministro de motor p/ aplicaciones estándares
Grado de protección IP	IP20

Figura 8.6.1.3.- Características del arrancador ATS22D47S6 de Schneider Electric.

No obstante, la mayoría de arrancadores estáticos del mercado no están recomendados para variar la velocidad en régimen permanente del motor porque producen sobrecalentamientos excesivos que agotan la vida útil de los componentes mecánicos internos. Por tanto, es necesario complementarlo con algún método que sí que permita variar la velocidad nominal sin poner en riesgo la integridad física de los componentes del motor.

8.6.2. Variador de frecuencia

Los variadores de frecuencia o VFDs (*Variable Frequency Drive*) son otros dispositivos electrónicos que, también conectados a la alimentación del motor, se emplean para regular la velocidad de giro proporcionada en régimen permanente. Tradicionalmente, son empleados en aplicaciones de grandes potencias, aunque en la actualidad existen para casi cualquier potencia y aplicación.

El funcionamiento de estos aparatos se basa en que la velocidad síncrona de un motor de inducción viene determinada por la frecuencia de su alimentación y por el número de polos que conforman el estator. De esta manera, como el número de polos suele ser constante, basta con variar la frecuencia de la red para poder regular la velocidad de giro del motor.

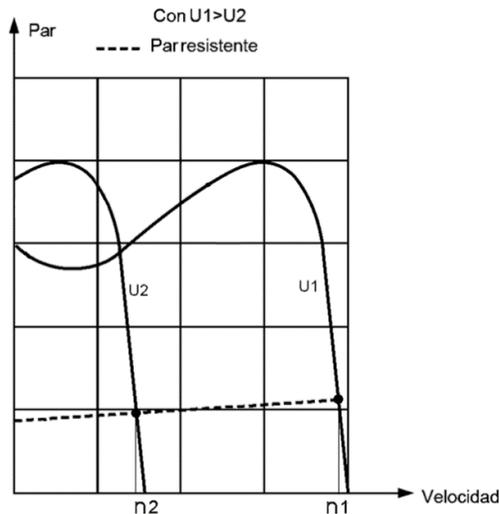


Figura 8.6.2.1.- Curva de par-velocidad para varias frecuencias.

La manera de conseguir regular la frecuencia de la red es mediante un circuito electrónico que consta de tres componentes principales (ver figura 8.6.2.2):

1. **Rectificador:** Formado por un puente de diodos. Se encarga de que todos los semiperiodos de la onda de alterna mantengan el mismo signo.
2. **Bus de continua:** Formado por elementos que actúan como condensadores. Se encargan de filtrar la señal y de terminar de convertir la corriente alterna en continua.
3. **Inversor:** Formado por transistores IGBT con diodos en antiparalelo. Se encarga de “trocear” la corriente almacenada en el bus en pulsos de continua sucesivos cuyo valor se asemeja al de una señal senoidal. De esta manera, en función de la forma global de los pulsos, se puede obtener casi cualquier onda con la frecuencia que se desee.

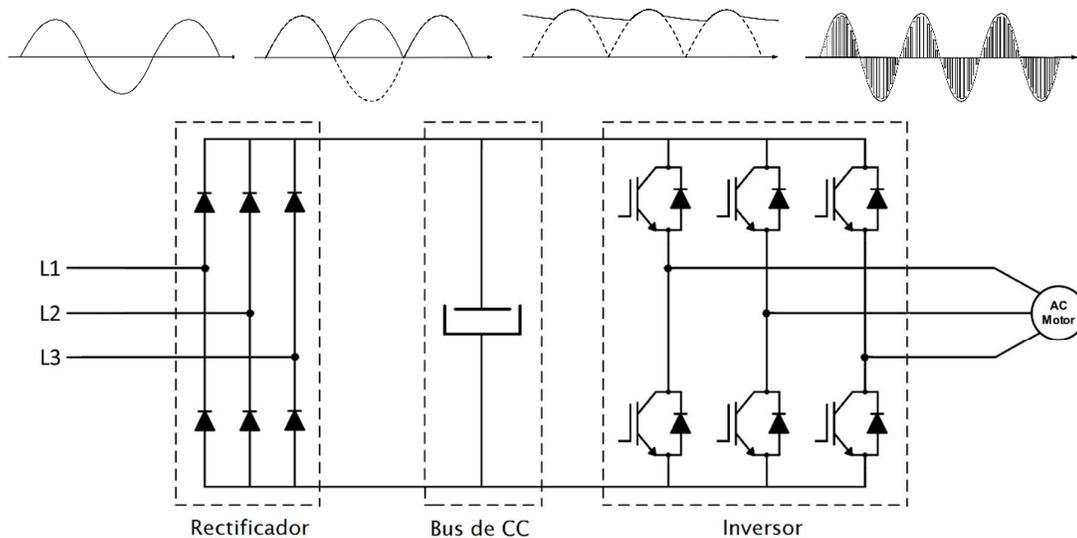


Figura 8.6.2.2.- Esquema electrónico de un variador de frecuencia.

Por lo general, la variación de la frecuencia no suele producir efectos secundarios negativos sobre los componentes mecánicos del motor. No obstante, cuando se reduce la frecuencia, debe tenerse en cuenta que se reduce la velocidad de giro del motor, por lo que también se reduce su capacidad de refrigeración en caso de ser autoventilado. El cálculo de todos los requisitos puede ser encontrado en el apartado *Parámetros de selección de variadores*, localizado en el *Anexo I. Cálculos*.

Así pues, los parámetros resultantes para seleccionar el variador de frecuencia más adecuado resultan ser:

	Descripción	Valor	Unidades
P'_u	Potencia absorbida a baja frecuencia del motor	23930	W
U	Tensión de línea	500	V
F	Número de fases de la red	3	-

Acudiendo con esta información, por tanto, a los catálogos de la marca Schneider Electric, se ha encontrado un variador de frecuencia con las siguientes características:

Hoja de datos del producto **ATV61HD30N4**

Características

variador de velocidad ATV61 - 30 kW 40 HP - 500 V - filtro CEM - IP20



Principal

Gama de producto	Altivar 61
Tipo de producto o componente	Variador de velocidad
Aplicación específica de producto	Bombeo y Ventilación
Nombre de componente	ATV61
Potencia del motor en kW	30 kW 3 fases en 380...480 V
Potencia del motor en HP	40 hp 3 fases en 380...480 V
[Us] tensión de alimentación nominal	380...480 V (- 15...10 %)
Número de fases de la red	3 fases
Corriente de línea	56 A para 480 V 3 fases 30 kW / 40 hp 66 A para 380 V 3 fases 30 kW / 40 hp
Filtro CEM	Filtro nivel 3 CEM
Estilo de conjunto	Con disipación de calor
Potencia aparente	43.4 kVA para 380 V 3 fases 30 kW / 40 hp
Corriente de cortocircuito de la red	22 kA 3 fases
Máxima corriente transitoria	79.2 A para 60 s 3 fases

Figura 8.6.2.3.- Características del variador ATV61HD30N4 de Schneider Electric.

Nota: Cabe recordar que para que este variador de frecuencia sea válido es necesario solicitar al fabricante del motor que incluya un sistema de ventilación forzada o, en su defecto, solicitarlo a algún otro fabricante especializado.

Respecto al tema del arranque progresivo, los variadores de frecuencia tienen la particularidad de que, además de servir para variar la velocidad nominal, pueden ser programados también para realizar un arranque gradual de un motor evitando los picos de corriente propios del arranque directo.

Para ello, basta con introducir un programa en el dispositivo que, variando la anchura y la frecuencia de los pulsos convenientemente, sea capaz de conseguir una evolución de la curva de arranque similar a la *figura 8.6.2.4* a continuación.

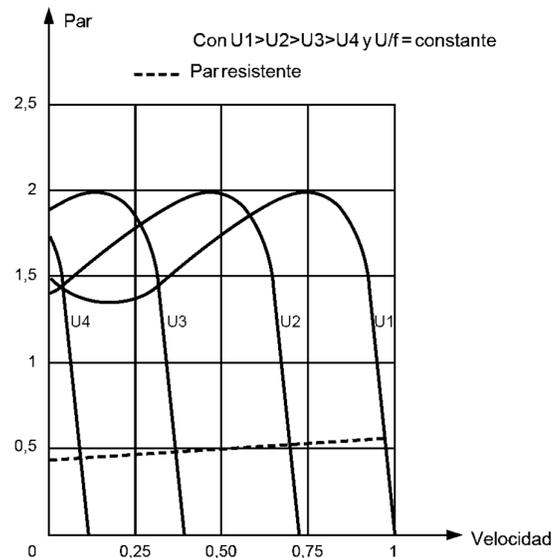


Figura 8.6.2.4.- Curva de arranque progresivo con variador de frecuencia.

8.6.3. Criterios de selección

En base a que los variadores de frecuencia pueden trabajar también como arrancadores estáticos, se seleccionará definitivamente el método de variación de frecuencia como alternativa para controlar la velocidad de la transmisión.

8.6.4. Justificación de las medidas adoptadas

Finalmente, se ha optado por escoger el variador de frecuencia ATV61HD30N4 de la marca Schneider Electric como mejor alternativa entre los métodos de variación de velocidad.

En este caso, el proceso de selección ha resultado sencillo, pues los variadores de frecuencia permiten arrancar progresivamente los equipos industriales y controlar la velocidad de funcionamiento en régimen nominal, a diferencia de los arrancadores estáticos, que exclusivamente permiten el arranque progresivo.

Por tanto, como los arrancadores requerirían de un variador de frecuencia complementario que regular la velocidad nominal del motor, es evidente que siempre resultará más barato comprar un único variador de frecuencia que realice ambas funciones que comprar un dispositivo para cada una de la funciones.

8.7. Otros elementos mecánicos

Para poder terminar de definir el diseño de la transmisión mecánica, hay que considerar una serie de componentes mecánicos que realizan funciones situadas en un “segundo plano” desde el punto de vista de la transmisión de potencia, pero que son imprescindibles para llevar a cabo un diseño adecuado y suficientemente robusto.

En este caso, los elementos que van a ser objeto de estudio se encargan fundamentalmente de evitar el movimiento relativo entre los componentes de la transmisión mecánica (en el caso de los acoplamientos también se transmite potencia) y de aislar las partes móviles del exterior, disminuyendo el riesgo de accidente por atrapamiento.

8.7.1. Acoplamientos

Son los elementos mecánicos encargados de interconectar dos unidades independientes, haciendo concéntricos sus respectivos ejes de giro, permitiendo la transmisión de potencia de una a la otra. Existen numerosos tipos de acoplamientos, que suelen variar en función de la potencia a transmitir y de los elementos a conectar.

Así pues, para que puedan trabajar conjuntamente todos los componentes calculados hasta ahora, resulta imprescindible seleccionar los sistemas de acoplamiento más adecuados, que irán dispuestos como se muestra en la *figura 8.7.1.1*:

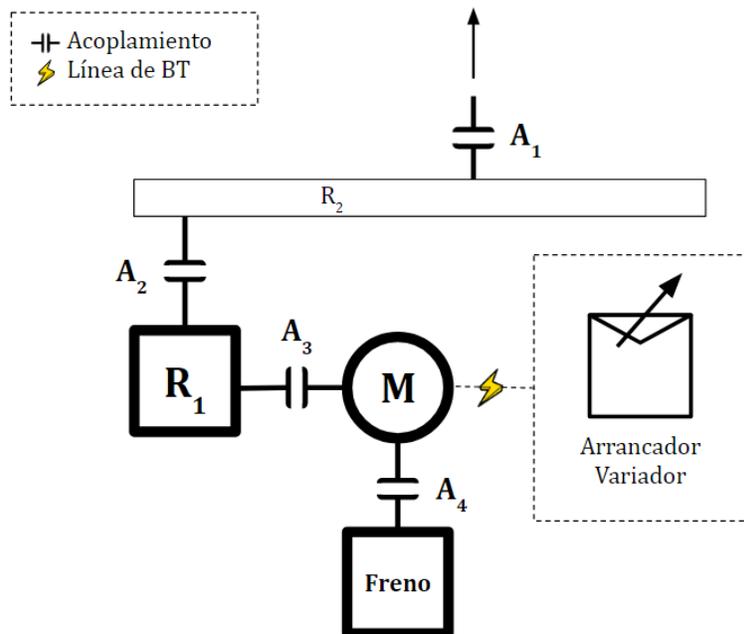


Figura 8.7.1.1.- Esquema de la disposición de los acoplamientos.

El variador de frecuencia (arrancador-variador) va conectado a la parte electromecánica de la transmisión mediante su correspondiente cableado eléctrico, por lo que no requiere de acoplamiento mecánico. Respecto a las demás conexiones, para unir los elementos restantes, son necesarios 4 acoplamientos:

- **Corona – Eje motriz:** Permite a la corona transmitir potencia al eje del secador. Al ser la unión entre una rueda dentada y un eje, se ha optado por diseñar una unión mediante chaveta, que es la solución más común ante esta combinación de elementos por su sencillez y su flexibilidad.
- **Reductora – Piñón:** Permite al eje de salida de la reductora transmitir potencia al piñón de la transmisión por cadena. Al igual que antes, se ha optado por calcular una unión por chaveta.
- **Motor – Reductora:** Permite al eje del motor transmitir potencia a los engranajes de la reductora. En este caso, como el fabricante los suministra montados juntos mediante una unión por brida, no será necesario calcular el acoplamiento.
- **Freno – Motor:** Permite al freno absorber la potencia mecánica del motor. Como viene ya conformado con el motor, nuevamente, no es necesario realizar ningún cálculo de diseño adicional.

En cuanto al diseño de los dos métodos de unión por chaveta, todos los cálculos realizados al respecto pueden ser encontrados en el apartado *Parámetros de selección de elementos auxiliares*, localizado en el *Anexo I. Cálculos*.

Como no es necesario añadir más chavetas a las que ya hay presentes en el eje motriz y en el eje de salida de la reductora, faltarán por mecanizar los alojamientos de las mismas (chaveteros) en las ruedas dentadas, ya que ambas poseen de fábrica un taladro central destinado a tal finalidad.

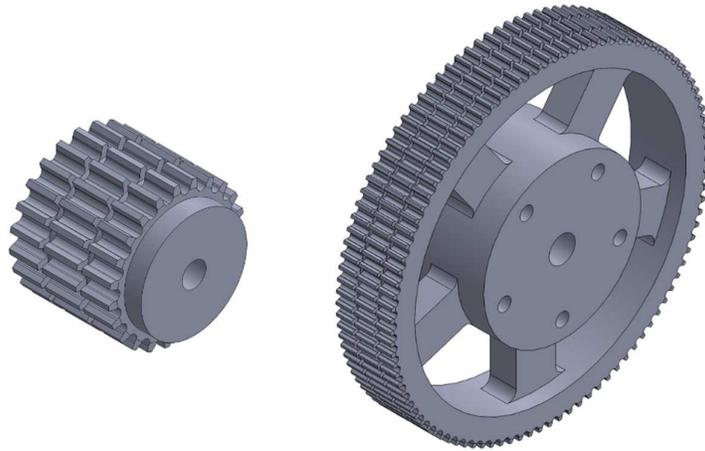


Figura 8.7.1.2.- Aspecto de las ruedas dentadas de fábrica.

Para ello, en primer lugar, será necesario efectuar una operación de retaladrado en cada una de las ruedas con el diámetro de diseño correspondiente a cada uno de los respectivos ejes en que van acopladas:

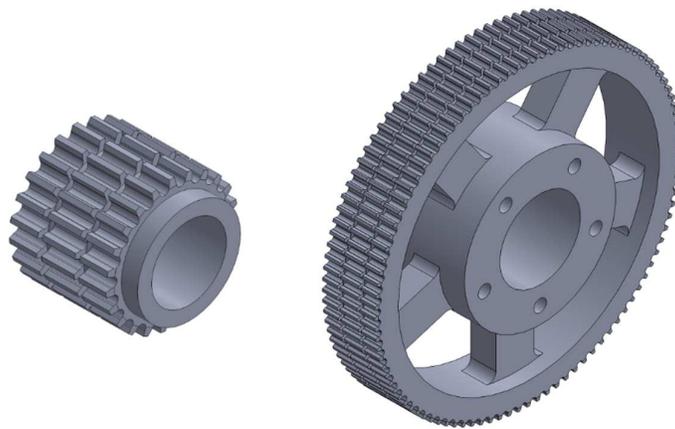


Figura 8.7.1.3.- Ruedas dentadas tras la operación de retaladrado.

A continuación, mediante una mortajadora, se mecanizará el chavetero con la anchura y la altura correspondientes (la profundidad no se tendrá en cuenta al ser una ranura pasante):

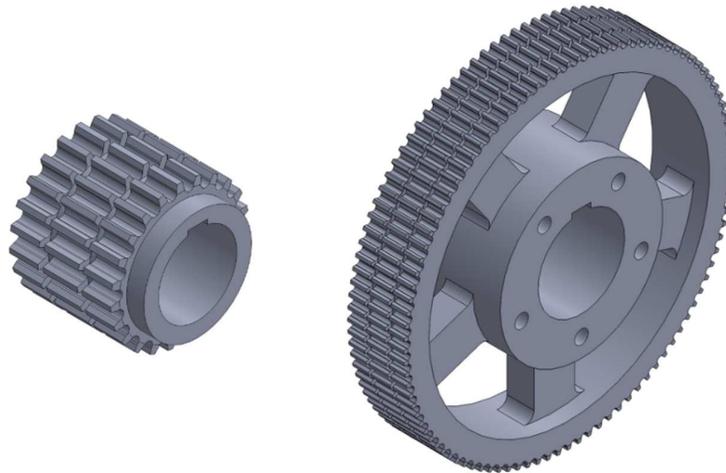


Figura 8.7.1.4.- Ruedas dentadas tras la operación de mortajado.

Finalmente, para facilitar la introducción de las ruedas en los ejes, se realiza normalmente un pequeño rebaje en la arista que intersecta la superficie cilíndrica del taladro con la parte plana del buje de la rueda. Esta operación suele recibir el nombre de achaflanado:

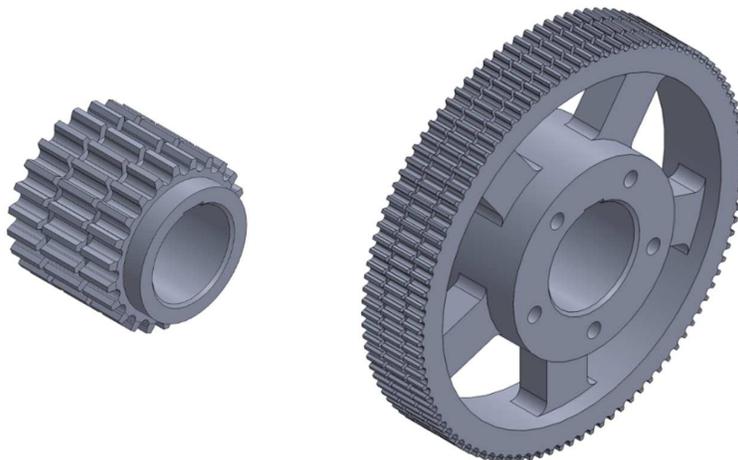


Figura 8.7.1.5.- Ruedas dentadas tras la operación de achaflanado.

8.7.2. Elementos de fijación axial

Los dos sistemas de acoplamiento diseñados en el apartado anterior se limitan impedir el movimiento relativo entre el buje de la rueda y el eje en el sentido de giro, es decir, únicamente actúan como fijación radial entre ambos. Por tanto, para terminar de impedir su movimiento relativo en todas las direcciones del espacio, es necesario diseñar algún tipo de fijación axial que impida el desplazamiento paralelo al eje de giro.

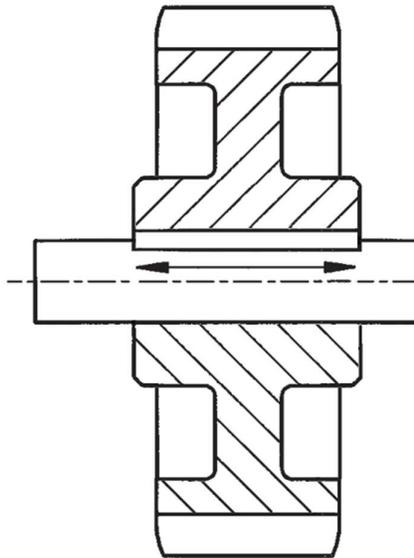


Figura 8.7.2.1.- Movimiento no limitado por la unión por claveta.

Hay numerosas formas de impedir el movimiento de una rueda en dirección axial, de las cuales cabe destacar:

- **Tornillo prisionero:** consiste en mecanizar un taladro en el eje en sentido radial y alojar en él un tornillo que no penetra totalmente, de manera que la parte sobresaliente del mismo se interpone al desplazamiento del elemento a fijar.
- **Anillo de seguridad o arandela Seeger:** presenta un modo de funcionamiento similar al prisionero pero se realiza con una arandela en lugar de un tornillo. Se mecaniza una pequeña ranura concéntrica al eje en la cual va alojada parcialmente la arandela, impidiendo el movimiento del elemento a fijar con la parte que sobresale de la ranura.

- **Tuerca:** tras mecanizar una rosca exterior en el extremo del eje, se introduce una tuerca (o varias en serie) con un determinado par de apriete que inmoviliza el elemento a fijar.
- **Casquillo de fijación axial:** en este caso, se realiza un taladro en dirección axial en el centro de la parte frontal del extremo del eje. Ahí va atornillado un casquillo en forma de disco con un diámetro mayor que el del eje que impide a cualquier elemento salirse del mismo.

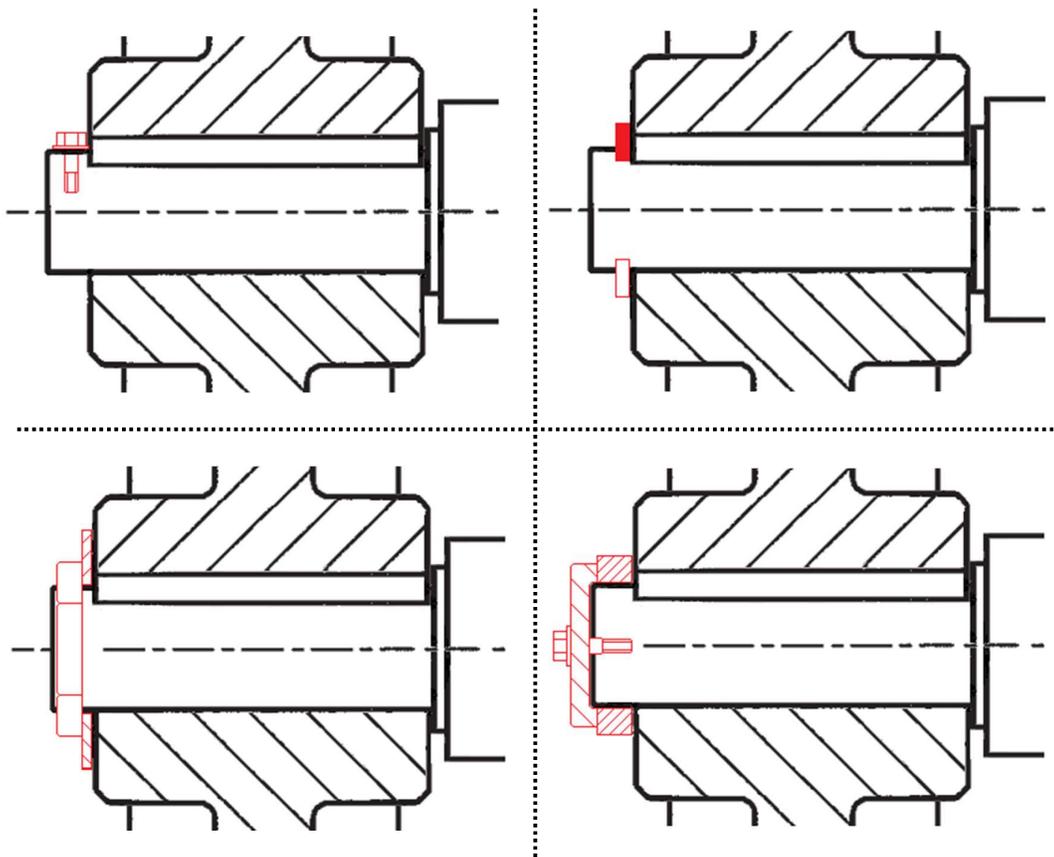


Figura 8.7.2.2.- Ejemplos de elementos de fijación axial.

Debido al poco espacio que queda en el eje una vez se acoplan las ruedas, únicamente puede emplearse un método que no requiera espacio para llevarse a cabo. De todos los nombrados anteriormente, el único que cumple con el requisito espacial es el casquillo de fijación axial, ya que los demás necesitan mecanizar una parte de la superficie cilíndrica del eje que no está disponible en la práctica.

En cuanto al casquillo pequeño (fijación del piñón), al ser una pieza de geometría sencilla y no tener ningún tipo de especificación que haga necesario encargarla a un fabricante especializado, podrá ser mecanizada en el taller rotativo que dispone UBE en sus instalaciones.

De esta manera, se partirá de un disco macizo de 180 mm de diámetro y 20 mm de altura preferiblemente, o de dimensiones similares que permitan aprovechar al máximo la pieza inicial:

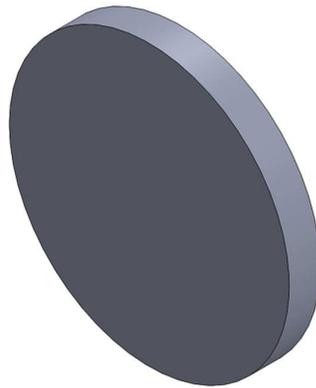


Figura 8.7.2.3.- Disco del cual se parte para mecanizar el casquillo.

Seguidamente, se realizará pretaladrado no pasante de 5 mm de profundidad para posteriormente mecanizar la cavidad cilíndrica interior a partir de él mediante una operación que recibe el nombre de mandrinado:

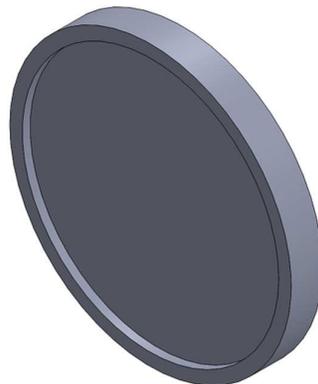


Figura 8.7.2.4.- Disco tras la operación de mandrinado.

Finalmente, se efectuará el taladro pasante que sirve para fijar el casquillo al eje y se mecanizará la rosca con el macho correspondiente. El tamaño del taladro está definido por el que viene ya mecanizado en el eje de la reductora, que presenta una métrica M27:



Figura 8.7.2.5.- Casquillo de fijación axial del piñón.

Respecto al casquillo grande (fijación de la corona), al ser una pieza de un tamaño considerable, será necesario asignar algunos de los pasos a otras empresas especializadas con equipos de mecanizado que puedan tratar elementos de esas dimensiones.

Así pues, se encargará la realización de un disco de acero de 50 mm de espesor y 370 mm de diámetro, que se obtendrá recortando una chapa del mismo espesor mediante una operación de oxicorte. Además, como el casquillo grande no es ciego para dejar pasar las líneas de vapor que llegan al secador, también se encargará la realización de un agujero interior de 140 mm de diámetro por el mismo método:

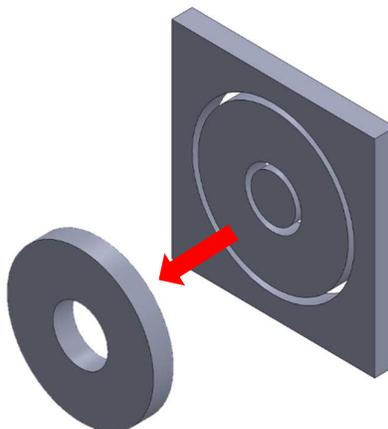


Figura 8.7.2.6.- Disco del cual se parte para mecanizar el casquillo.

A continuación, se encargará también a una empresa la realización de la cavidad cilíndrica en la que se aloja el eje que, de nuevo, se llevará a cabo mediante una operación de mandrinado:

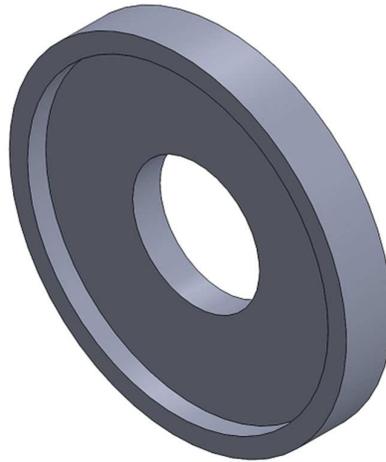


Figura 8.7.2.7.- Disco tras la operación de mandrinado.

Para finalizar, en el taller rotativo de UBE se realizarán los taladros y se mecanizarán las roscas correspondientes. En este caso, como el eje del secador ya tiene los taladros realizados por el anterior método de fijación axial y se pretenden optimizar los recursos disponibles, se mantendrá su distribución y su tamaño, que consiste en 8 taladros equidistantes de métrica M16:

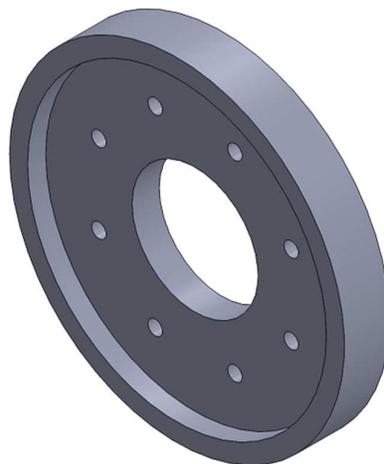


Figura 8.7.2.8.- Casquillo de fijación axial de la corona.

Aunque no se ha especificado en sus respectivos procesos de mecanizado, a los casquillos se les rebajarán las aristas mediante un proceso de achaflanado para garantizar su seguridad y su funcionalidad:

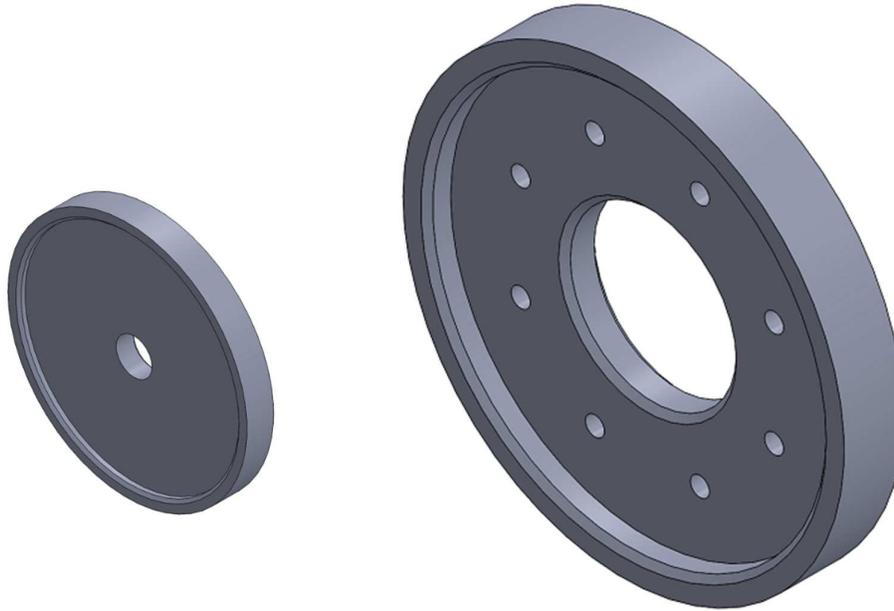


Figura 8.7.2.9.- Casquillos tras la operación de achaflanado.

El material a emplear en ambos casos será el mismo que el que conforma sus respectivos ejes para asegurar que no se producen problemas por corrosión galvánica o similares. Por tanto, consultando con las especificaciones técnicas proporcionadas por cada uno de los fabricantes, resulta que ambos ejes son del mismo acero que, según la normativa americana, corresponde con el acero al carbono ASTM A105.

8.7.3. Bancada

Una vez ubicado en el espacio el nuevo sistema de transmisión, resulta que la bancada no tiene la estructura necesaria para poder anclar la reductora, que es el único elemento mecánico que va fijo al suelo (ver *figura 8.7.3*):

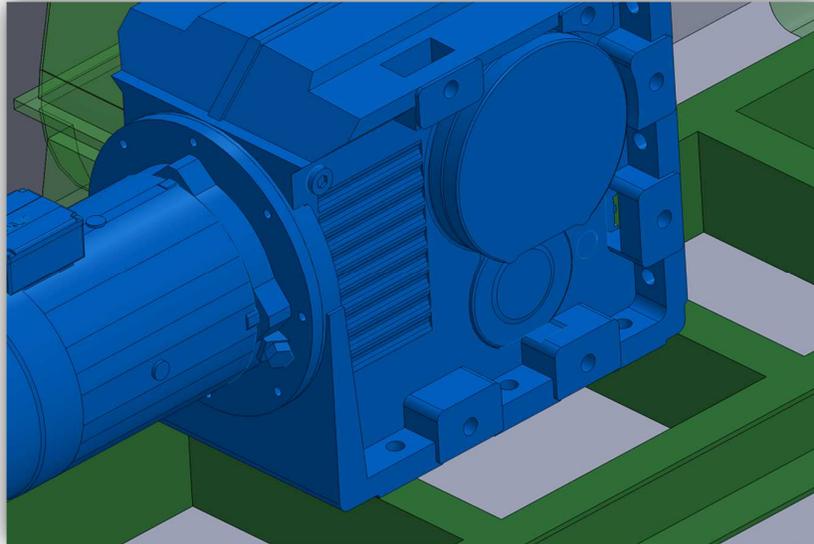


Figura 8.7.3.1.- Situación inicial de la reductora sobre la bancada.

Para solventar este problema, se ha optado por complementar el diseño de la bancada con elementos estructurales para asegurar una correcta fijación de la reductora. Así pues, se fabricará una viga de acero de perfil HEB 200 y se soldará a la estructura a modo de travesaño complementario a la altura del lateral de la base de la reductora que esta biapoyado (ver *figura 8.7.3.2*):

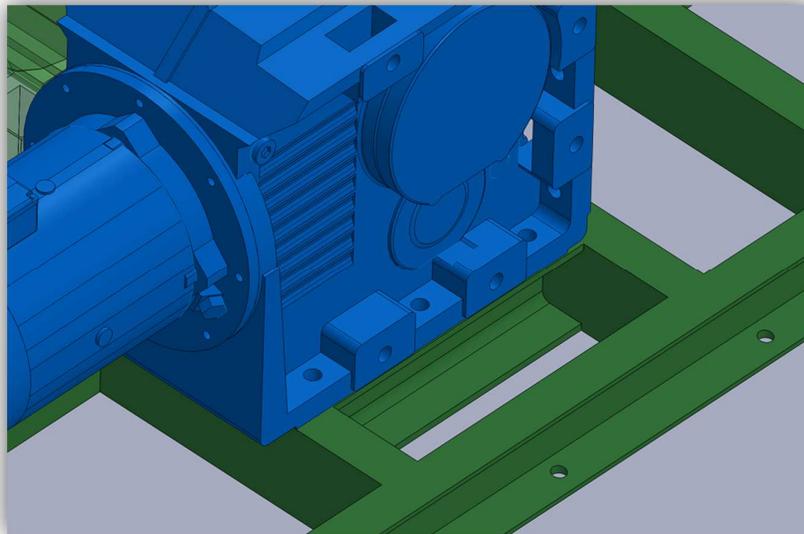


Figura 8.7.3.2.- Base de la reductora sustentada sobre el perfil HEB 200.

El material de la viga de acero será el mismo que el que conforma la bancada. Acudiendo al proyecto original se obtiene que, según la norma americana, se trata de un acero ASTM A516 de grado 60.

Por otra parte, desde el punto de vista de la resistencia estructural, se considerará que la bancada puede soportar el nuevo sistema de transmisión al tener un menor número de componentes con un peso inferior a la mitad del de la anterior transmisión, además de contar con el refuerzo del travesaño adicional.

Para aprovechar al máximo el espacio de la planta, sería conveniente eliminar la parte de la bancada que ya no sustenta ningún elemento mecánico, no obstante, a petición expresa de la empresa, se mantendrá el diseño original de la bancada (con el travesaño adicional) para poder ser empleada en proyectos futuros.

8.7.4. Carcasa

Una vez establecida la posición fija de la reductora respecto a la bancada se observa que, al tener el eje más corto que la reductora anterior, está situada más cerca de la transmisión por cadena y existe un contacto entre la carcasa de la cadena y la reductora, tal y como se aprecia en la *figura 8.7.4.1*:

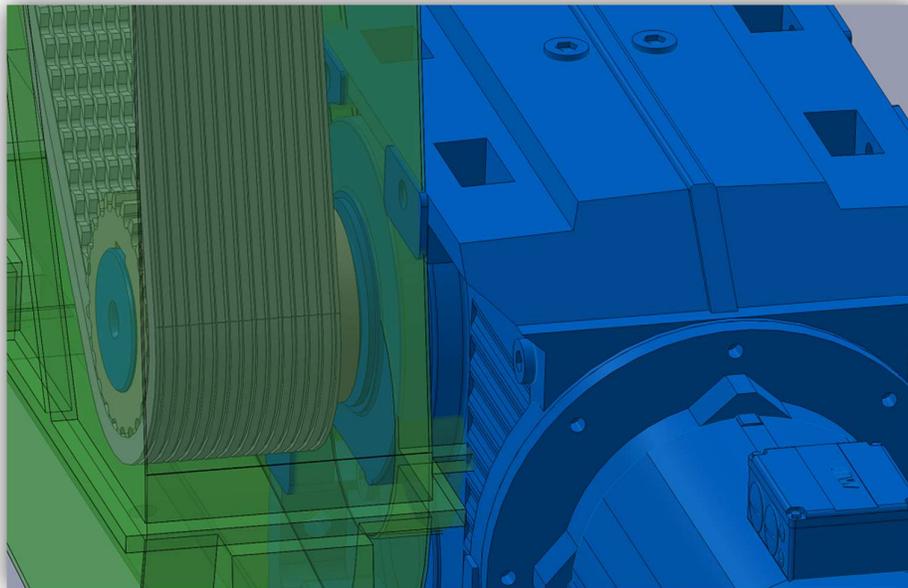


Figura 8.7.4.1.- Interferencia entre las superficies de la carcasa y la reductora.

Por tanto, es necesario modificar alguna de las dos superficies para evitar el contacto entre ellas y permitir la instalación correcta de ambos elementos. Como modificar el diseño de la reductora resulta completamente inviable desde el punto de vista técnico y económico, se ha optado por rediseñar la parte conflictiva de la superficie de la carcasa.

Para ello, bastará con comenzar recortando la zona en contacto entre los elementos mediante cualquier herramienta de corte (por ejemplo, empleando una sierra radial) para permitir el alojamiento parcial de la reductora en la carcasa:

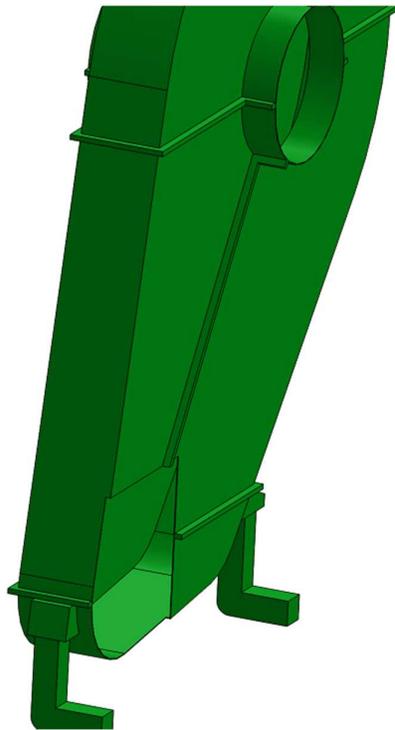


Figura 8.7.4.2.- Carcasa con la superficie de contacto con la reductora recortada.

A continuación, se volverá a tapar la nueva escotadura con chapa del mismo material (acero ASTM 516 de grado 60) de 3 mm de espesor soldando las aristas que no van atornilladas:

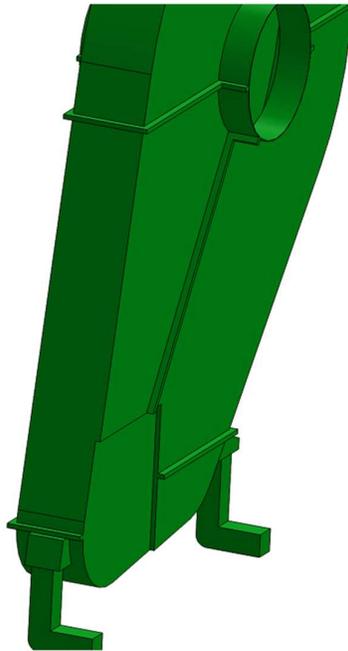


Figura 8.7.4.3.- Carcasa con la escotadura inicial.

Seguidamente, para alojar el nuevo eje se efectuará un recorte circular del diámetro correspondiente que sea concéntrico al mismo:

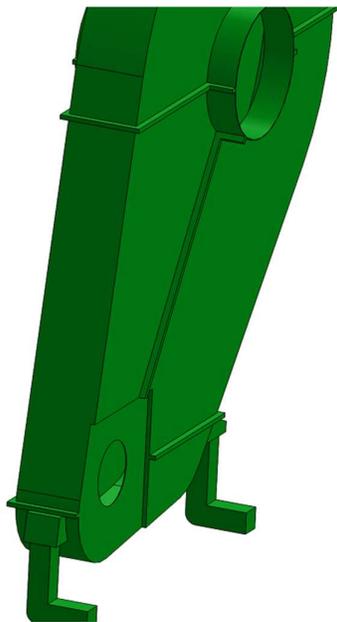


Figura 8.7.4.4.- Carcasa con el agujero que atraviesa el eje.

Finalmente, para garantizar la seguridad de la transmisión, se soldará más chapa del mismo tipo alrededor de la circunferencia del agujero que aloja al eje, de manera que no quede accesible ninguna parte móvil del equipo:

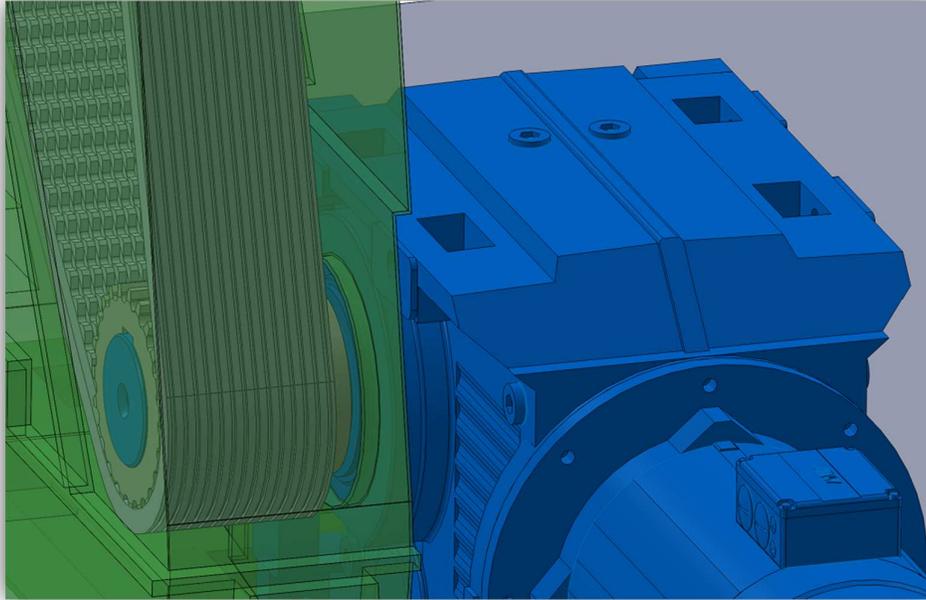


Figura 8.7.4.5.- Carcasa de la transmisión por cadena definitiva.

Nota: La carcasa está formada por varias piezas atornilladas que permiten su montaje y desmontaje, por lo que las sucesivas operaciones de mecanizado no se llevarán a cabo en toda la carcasa a la vez, sino que deberán mecanizarse cada una de las partes correspondientes individualmente.

8.7.5. Tornillería

La reductora, la transmisión por cadena y el variador de frecuencia incluyen sus propios elementos de fijación, por lo que no requieren de tornillería adicional. En cuanto a los componentes mecánicos diseñados en apartados anteriores, únicamente es necesario indicar los tornillos que deben ir alojados en sus respectivos taladros con su correspondiente métrica y longitud, tal y como se muestra en la *tabla 8.7.5.1* a continuación:

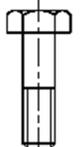
Componente	Tornillo	Cantidad	Tamaño
Casquillo del piñón (tornillo central)		1	M27, L = 100 mm
Casquillo de la corona (tornillos periféricos)		8	M16, L = 150 mm

Tabla 8.7.5.1.- Listado de tornillería de la transmisión.

A la hora de escoger el material de la tornillería, se ha atendido a la reglamentación interna de UBE en la cual se obliga, para este tipo de instalaciones, a emplear tornillos de un material con un grado de resistencia según la norma ISO de 10,9. Así pues, como la nomenclatura del acero suele estar referenciada a la normativa americana, debe buscarse el acero equivalente en una tabla como la siguiente:

SAE	DIN / ISO	ASTM
 <p>SAE GRADO 2 Acero de Bajo Carbono</p>	 <p>5.8 DIN Clase 5.8 Acero de Bajo Carbono</p>	 <p>A 394 Tipo 0</p>
 <p>SAE GRADO 5 Acero de Medio Carbono Tratado Térmicamente</p>	 <p>8.8 DIN Clase 8.8 Acero de Medio Carbono Tratado Térmicamente</p>	 <p>A-325 A 325 Tipo 1 Acero de Medio Carbono Tratado Térmicamente</p>
 <p>SAE GRADO 8 Acero de Medio Carbono Aleado Tratado Térmicamente</p>	 <p>10.9 DIN Clase 10.9 Acero de Medio Carbono Aleado Tratado Térmicamente</p>	 <p>A-490 A 495 Tipo 1 Acero de Medio Carbono Aleado Tratado Térmicamente</p>

Figura 8.7.5.1.- Equivalencias de acero según el grado del tornillo.

De esta manera, el acero que conformará toda la tornillería del sistema de transmisión consistirá en el acero ASTM A495 Tipo 1.

8.8. Disposición final

Finalmente, se muestra a modo de resumen una imagen en perspectiva de la disposición del nuevo sistema de transmisión:

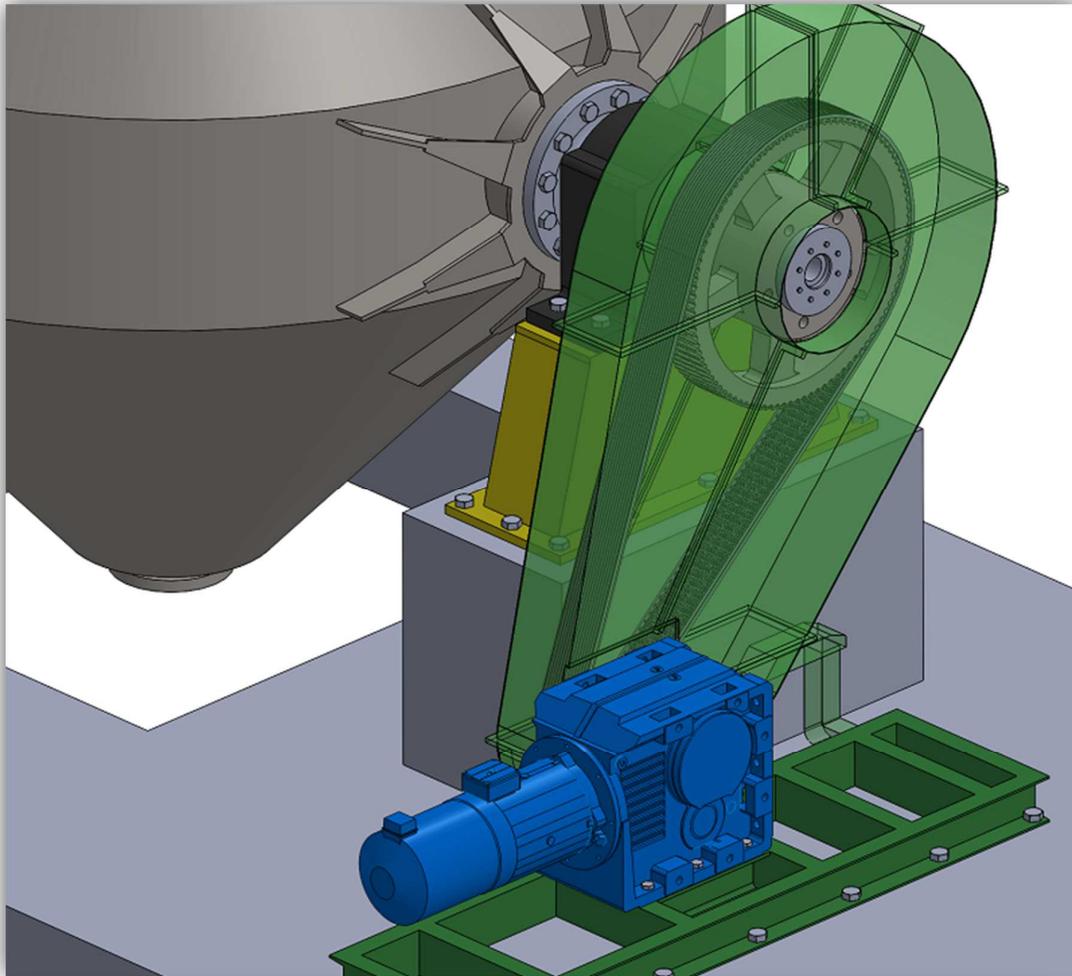


Figura 8.8.1.- Rediseño del sistema de transmisión.

Las dimensiones detalladas del nuevo sistema de transmisión y de los componentes que lo conforman pueden ser encontradas a partir del plano *Sistema de transmisión*, localizado en el *Capítulo 2. Planos*.

9. REDISEÑO DEL SISTEMA DE ENCLAVAMIENTO

9.1. Disposición inicial

La inmovilización de los equipos de secado en estado de paro es fundamental para garantizar la seguridad tanto de los equipos cercanos como de las personas situadas en sus proximidades.

Como en el diseño inicial no se contempló el desgaste prematuro de la cadena y que, además, el proceso de carga y descarga no se realiza de forma homogénea en el interior del secador, no se incluyó en él ningún método que permitiera asegurar una inmovilización completa. No obstante, para eliminar el problema de las oscilaciones, se llevó a cabo un método alternativo de inmovilización que consistía en sujetar la boca de carga con un cable de acero a la estructura de la planta, tal y como se puede apreciar en la *figura 9.1.1*:



Figura 9.1.1.- Método actual de inmovilización de los equipos de secado.

Si bien no se puede considerar sistema de enclavamiento como tal, es una solución al problema de las oscilaciones que, debido a su poca consistencia y al tiempo adicional que se pierde en cada detención y reanudación, está destinada a una existencia meramente temporal.

9.2. Condiciones de partida

Para poder comenzar a proponer mecanismos que permitan inmovilizar el secador, es necesario conocer la cantidad de puntos que es necesario fijar para restringir todos sus movimientos por completo, es decir, sus grados de libertad. El procedimiento de cálculo del grado de hiperestaticidad está reflejado en el apartado *Parámetros de selección de enclavamiento*, localizado en el *Anexo I. Cálculos*.

Como solo presenta un grado de libertad, únicamente es necesario establecer una restricción de movimiento que no sea redundante. Al ser el giro lo que se debe evitar, bastará con colocar un apoyo deslizando en cualquier nodo de la estructura de la sección contenida en el plano de perfil del secador (ver *figura 9.2.1*):

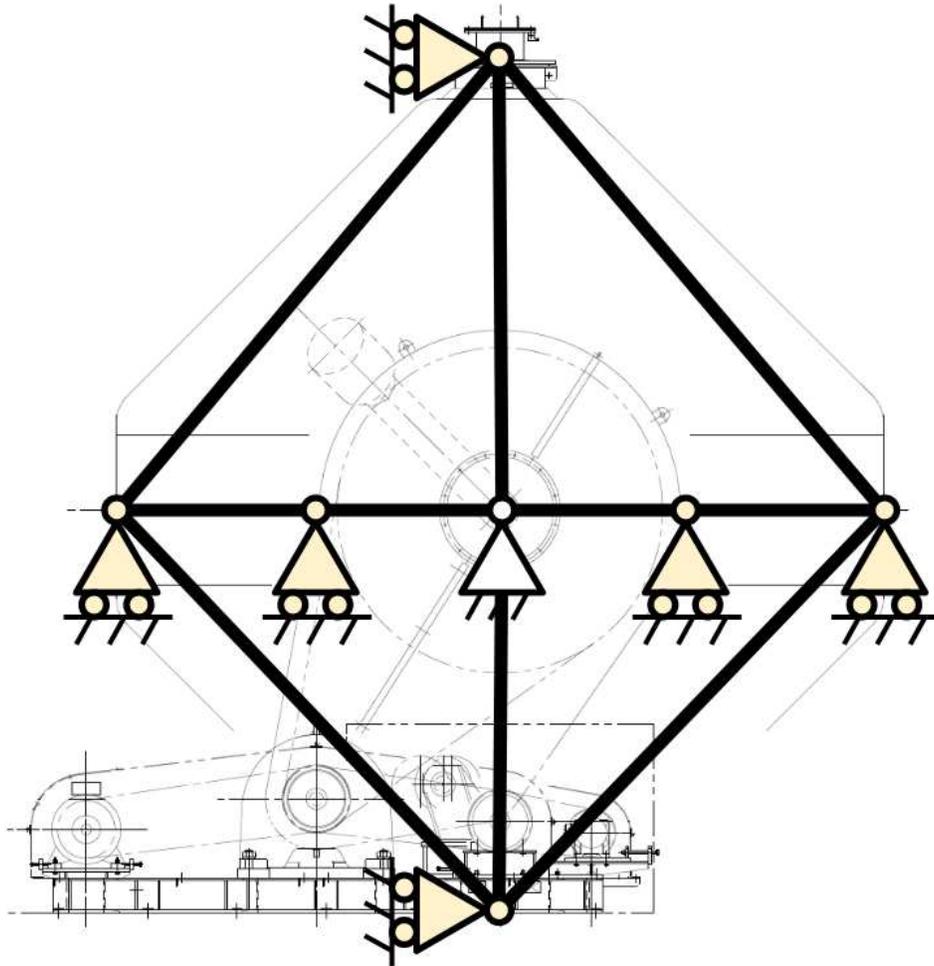


Figura 9.2.1.- Posibles restricciones (apoyos en amarillo) que debe efectuar el enclavamiento.

A efectos prácticos, teniendo en cuenta que el secador mantiene una distancia de seguridad con el resto de elementos estructurales para evitar colisionar durante los procesos en los que gira, es muy complicado situar un sistema de enclavamiento en cualquiera de los nodos de su periferia que pueda alcanzar dichos elementos estructurales para ser capaz de fijarse a ellos.

Así pues, será preferible situar el sistema de enclavamiento en los puntos del secador más próximos a elementos fijos que tengan capacidad de soportar los esfuerzos producidos por el desnivel de la carga. En cuanto a las partes del cuerpo del secador más próximas a soportes, bastidores o vigas que puedan soportar tal carga, en la *figura 9.2.2* se pueden identificar cuatro puntos interesantes:

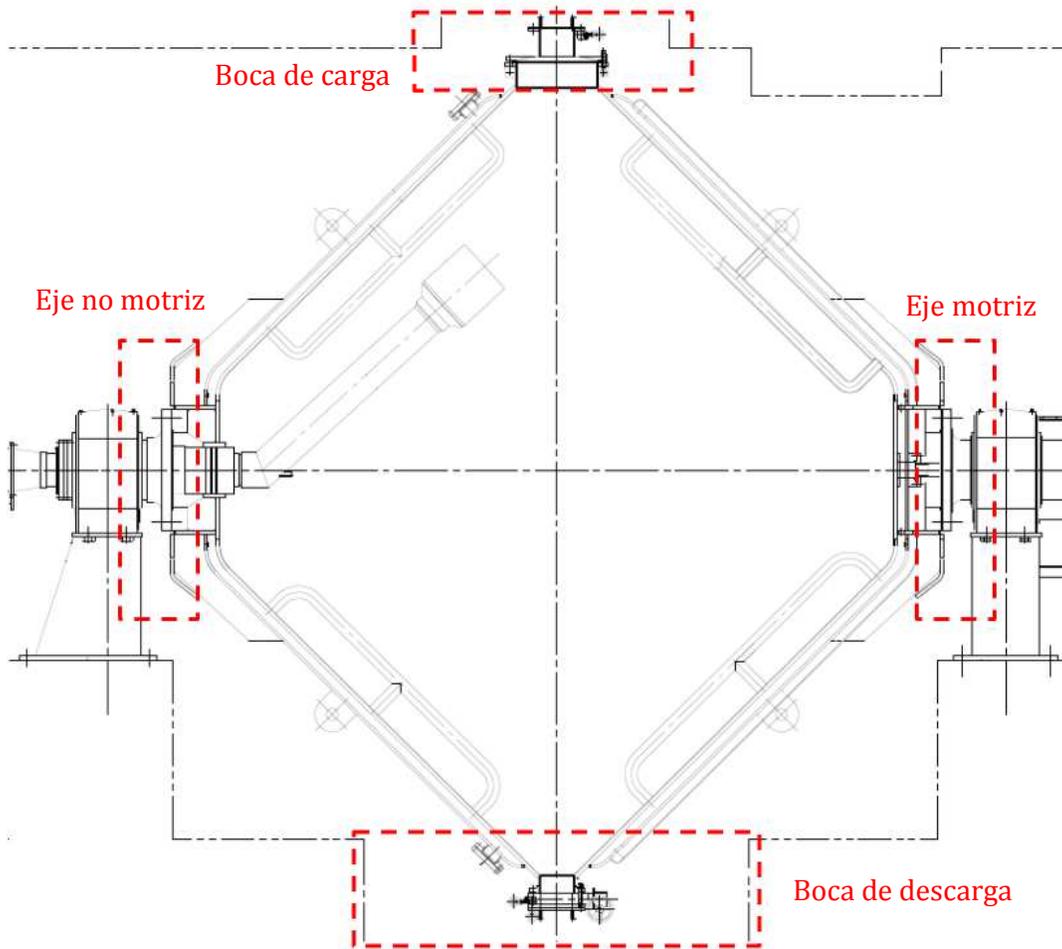


Figura 9.2.2.- Puntos más próximos a elementos estructurales.

9.3. Propuesta de soluciones

A la hora de escoger la situación más adecuada del sistema de enclavamiento se ha atendido, principalmente, a la accesibilidad de cada uno de los puntos indicados en la *figura 9.2.2*, además de su distancia a posibles apoyos estructurales:

- Boca de carga: está a una distancia próxima a las vigas que sustentan el techo y bastaría con la utilización de arnés de seguridad para poder acceder al enclavamiento.
- Boca de descarga: aunque es la que mejor accesibilidad al estar a la altura del suelo, también es la más alejada de cualquier elemento estructural.
- Eje motriz: las plataformas y estructuras localizadas al lado del secador hacen que sea más complicado acceder, pese a la distancia óptima del bastidor a su respectiva cajera del rodamiento.
- Eje no motriz: se encuentra a la misma distancia de su respectivo bastidor que el eje motriz, con la ventaja de que no hay elementos ajenos que entorpezcan su accesibilidad.

De entre esas cuatro localizaciones, se han descartado en primera instancia las situadas en la boca de descarga (por distancia excesiva) y en el eje motriz (por accesibilidad restringida). Respecto a las dos restantes, aunque ambas son localizaciones adecuadas, se ha decidido seleccionar la situada en el eje no motriz por tener una mejor accesibilidad que la boca de carga.

Como el secador no dispone por sí mismo de ninguna ranura o alojamiento por donde se pueda sujetar, deberá tenerse en cuenta que cualquier alternativa deberá constar de:

- Parte fija: accesorio que actúe como elemento pasivo, es decir, que no sea más que una pieza estática que, acoplada en algún elemento del secador, permita a la parte móvil del enclavamiento inmovilizar el equipo de forma segura.
- Parte móvil: mecanismo que actúe como elemento activo, de forma que permita sujetar y liberar la parte fija del enclavamiento cuando corresponda en cada caso.

9.3.1. Enclavamiento por cilindro pasador

La primera alternativa ideada consiste en situar un cilindro neumático en el interior del bastidor que, al extraer el vástago, atraviese un agujero pasante situado en una pletina de acero que va acoplada a la brida del secador, de manera que impida el movimiento relativo entre ambos elementos (ver *figura 9.3.1.1*):

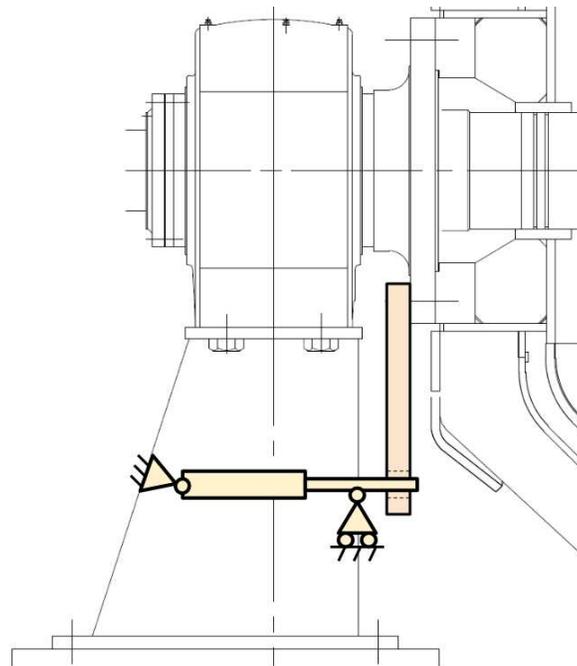


Figura 9.3.1.1.- Esquema de funcionamiento del enclavamiento por cilindro pasador.

Así pues, en cuanto a los componentes mecánicos principales, este sistema de enclavamiento dispone de los siguientes:

1. **Cilindro:** Actuador neumático que está fijo al bastidor y cuya función es bloquear el giro del secador introduciendo su vástago por el agujero pasante de la pletina.
2. **Cojinete de fricción:** Elementos mecánicos encargados de guiar el recorrido del vástago y de transmitir los esfuerzos provocados por el desequilibrio del secador al bastidor en el que van alojados.
3. **Pletina:** Lámina gruesa de acero que va atornillada a la brida del secador y que proporciona a la parte móvil del enclavamiento un elemento para poder sujetar firmemente el secador, garantizando la seguridad.

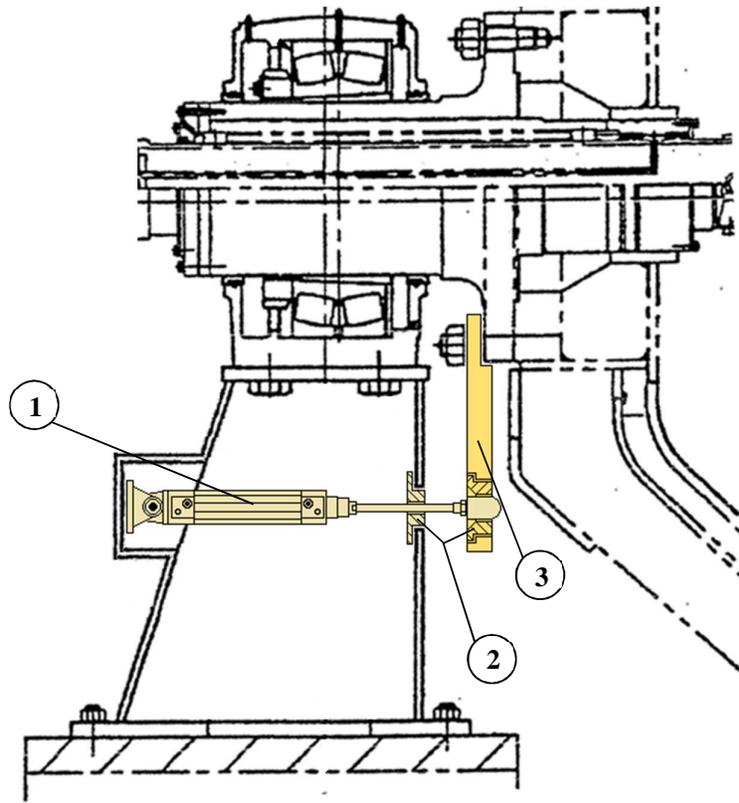


Figura 9.3.1.2.- Componentes mecánicos principales del enclavamiento por cilindro pasador.

El elemento más crítico a la hora de diseñar el enclavamiento es el cilindro, ya que necesitas uno lo suficientemente grande como para poder mover el secador pero también lo suficientemente pequeño para que quepa en la instalación; además del aliciente de que sus dimensiones están estandarizadas y de que no se fabrican a medida.

Por tanto, antes de comenzar con el diseño, es imprescindible encontrar un cilindro adecuado, para lo cual es necesario obtener la fuerza de empuje que debe poder realizar para compensar el par producido por el desnivel de la carga del interior del secador. El desarrollo del proceso de cálculo puede ser encontrado en el apartado *Parámetros de selección de enclavamiento*, localizado en el *Anexo I. Cálculos*.

De esta manera, para la fuerza de empuje calculada, se ha buscado en los catálogos de numerosos fabricantes, resultando todos los cilindros encontrados excesivamente largos, y obligando a hacer la escotadura en que van alojados (ver *figura 9.3.1.2*) tan larga que interfiere con algunas líneas que pasan cerca del bastidor. Por tanto, esta alternativa es descartada directamente por motivos de falta de espacio.

9.3.2. Enclavamiento por cuña pivotante

Por lo que se refiere a la segunda alternativa, consiste también en un cilindro neumático que, en este caso, está acoplado a una cuña que gira entorno a un apoyo fijo del bastidor y que se introduce en una especie de entalla situada en una pletina de acero que va anclada a la brida del secador (ver *figura 9.3.2.1*):

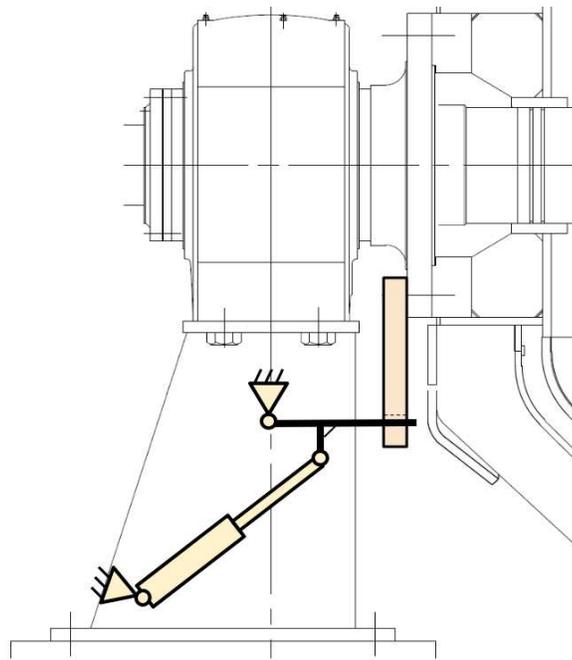


Figura 9.3.2.1.- Esquema de funcionamiento del enclavamiento por cuña pivotante.

De esta manera, los componentes mecánicos principales que se encuentran en este tipo enclavamientos son:

1. **Cilindro:** Actuador neumático que está fijo al bastidor y cuya función es la de hacer pivotar la cuña entorno a su apoyo fijo.
2. **Cuña:** Elemento mecánico que, impulsado por el cilindro, bloquea o libera el giro del secador introduciéndose o no en la entalla de la pletina, respectivamente.
3. **Pletina:** Lámina gruesa de acero que va atornillada a la brida del secador y que proporciona a las partes móviles del enclavamiento un elemento para poder sujetar firmemente el secador, garantizando la seguridad.

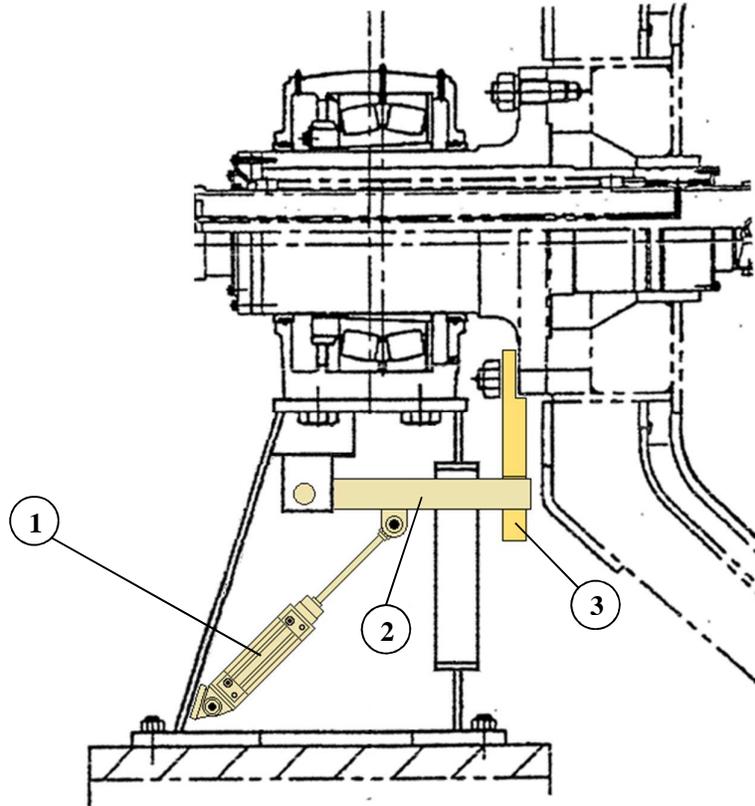


Figura 9.3.2.2.- Componentes mecánicos principales del enclavamiento por cuña pivotante.

Al igual que en el caso de la anterior alternativa, es fundamental que el primer paso sea encontrar un cilindro adecuado, ya que es el elemento del enclavamiento más complicado de adaptar por su poca flexibilidad dimensional. Así, se volverá a seleccionar un cilindro en base a su fuerza de empuje y, nuevamente, pueden encontrarse los cálculos en el apartado *Parámetros de selección de enclavamiento*, localizado en el *Anexo I. Cálculos*.

En este caso, acudiendo a los catálogos de la marca alemana Festo, se ha encontrado un modelo que cumple, en primera instancia, con las condiciones de fuerza de empuje mínima y dimensiones máximas admisibles, por lo que se procederá a diseñar esta alternativa para terminar de comprobar su validez.

En cuanto al modelo concreto, se trata del modelo DSBG 200 150 C E2 PAN3 de la serie de cilindros normalizados según la ISO 15552 cuya documentación técnica se muestra resumida, a continuación, en la *figura 9.3.2.3*:

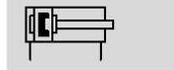
Cilindros normalizados DSBG, ISO 15552

Hoja de datos

FESTO

Función

Amortiguación por topes elásticos



Amortiguación PPV



DIN



○ Diámetro
160 ... 320 mm

┆ Carrera
1 ... 2700 mm

┆ www.festo.com



Datos técnicos		160	200	250	320
Diámetro del émbolo		160	200	250	320
Forma constructiva	Émbolo / Vástago / Camisa del cilindro				
Funcionamiento	Doble efecto				
Conexión neumática		G3/4	G3/4	G1	G1
Carrera ¹⁾					
DSBG-... [mm]		1 ... 2700		1 ... 2250	
DSBG-...-...E [mm]		1 ... 2000			
DSBG-...-...L [mm]		1 ... 2000			
Amortiguación					
DSBG-...-P	Amortiguación por topes elásticos/placa a ambos lados				
DSBG-...-PPV	Amortiguación neumática regulable en ambos lados				
Carrera de amortiguación [mm]		48		55	65
Detección de la posición	Para sensores de proximidad				
Tipo de fijación	Con rosca interior/accesorios				
Posición de montaje	Indistinta				

1) En relación con la detección de posiciones, la carrera mínima es de 10 mm

Fuerzas [N] y energía del impacto [J]		160	200	250	320
Diámetro del émbolo		160	200	250	320
Fuerza teórica con 6 bar, avance		12064	18850	29452	48255
Fuerza teórica con 6 bar, retroceso		11310	18096	28274	46385
Energía máx. de impacto en las posiciones finales					
DSBG-... [J]		3,3	4,8	7,2	12,6
DSBG-...-T1/-T4 [J]		2,3	4	4,2	6

Fuerza transversal F_q máx. en función de la carrera l

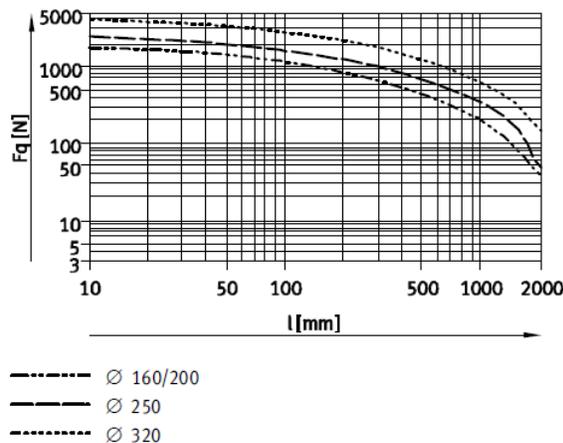


Figura 9.3.2.3.- Ficha técnica del cilindro neumático DSBG (200 mm de diámetro) de Festo.

9.4. Desarrollo del proceso de diseño

Para completar el diseño del enclavamiento seleccionado inicialmente, deben terminarse de definir todos los componentes mecánicos que son necesarios para su correcto funcionamiento. Por tanto, con el objetivo de hacer más coherente el proceso de diseño, se ha dividido el sistema de enclavamiento en las siguientes 5 partes: pletina, cuña, apoyo de la cuña, apoyo del cilindro y unión cilindro-cuña.

9.4.1. Pletina

Este elemento mecánico es el encargado de servir de punto de sujeción del secador y, además, al ser un componente que está sometido a grandes esfuerzos, es fundamental que pueda asegurarse su integridad en cualquiera de las situaciones que puedan plantearse.

Por tanto, se busca proponer un diseño que garantice la unión rígida entre la pletina y el secador y, a su vez, que no exista riesgo de fractura de ninguno de los componentes asociados, siempre optimizando los recursos y sin efectuar sobredimensionamientos que no tengan un motivo lógico.

De esta manera, tras probar varias alternativas, se ha propuesto una pletina como la que se muestra en la *figura 9.4.1.1*:



Figura 9.4.1.1.- *Diseño propuesto de la pletina.*

En cuanto a la parte de la entalla donde se encaja la parte móvil del enclavamiento, se ha optado por establecer un ángulo máximo de apertura de 60 grados para minimizar la fuerza realizada por la cuña, reduciendo además todo lo posible sus dimensiones para disminuir así el tamaño de la pletina completa. Además, la parte más profunda está presenta la forma exacta del perfil de la cuña para inmovilizar con la mayor precisión posible el giro del secador.

Respecto al método de fijación, se ha decidido aprovechar la tornillería ya implantada en la brida del secador para que, además de sostener el eje, se sostenga también la pletina (ver *figura 9.4.1.2*). Por tanto, se han realizado taladros con la misma distribución y tamaño que los ya presentes en la brida y se ha mecanizado un reborde con el diámetro exterior de la brida para que la pletina quede perfectamente encajada.

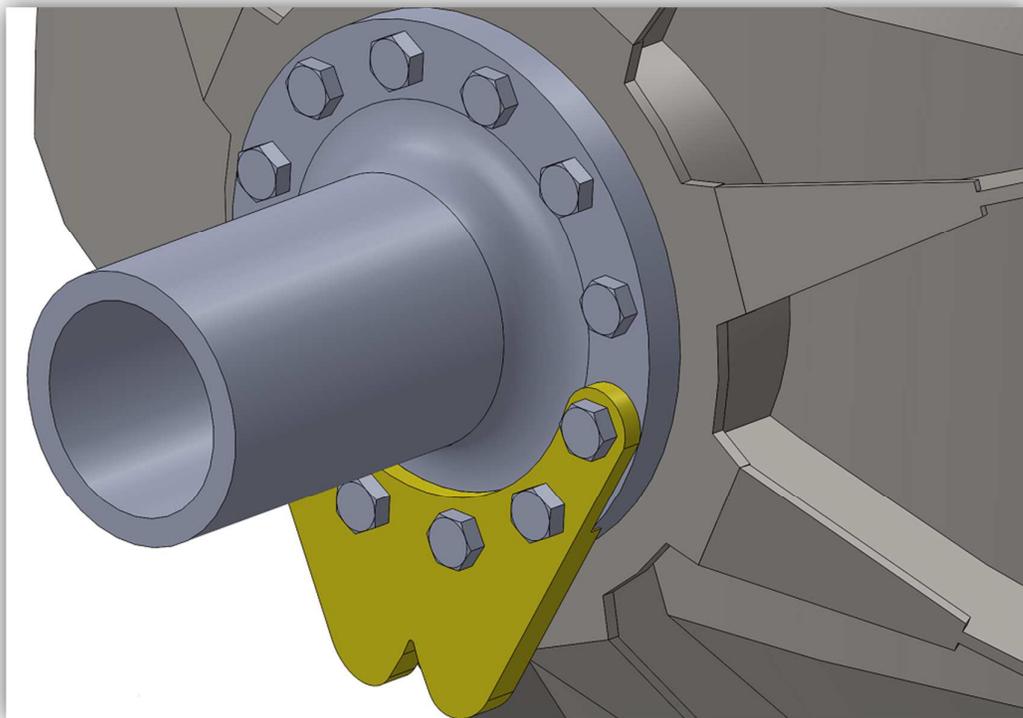


Figura 9.4.1.2.- Método de fijación de la pletina.

Nota: Los tornillos de la pletina deberán ser sustituidos por otros de la misma métrica pero con una longitud mayor que incluya, además de la longitud inicial, el grosor de la pletina, es decir, de dimensiones M48 y longitud 160 + anchura de la pletina.

9.4.2. Cuña

Al igual que la pletina, es un componente fundamental del sistema, ya que es el encargado de transmitir la fuerza de empuje del cilindro a la parte estática del enclavamiento.

De esta manera, debe presentar un diseño que le permita soportar grandes esfuerzos y, además, que le permita transmitirlos de manera eficiente a los componentes correspondientes. Por tanto, tras estudiar la geometría de las cuñas presentes en otros sistemas de enclavamiento similares, se ha determinado la siguiente:

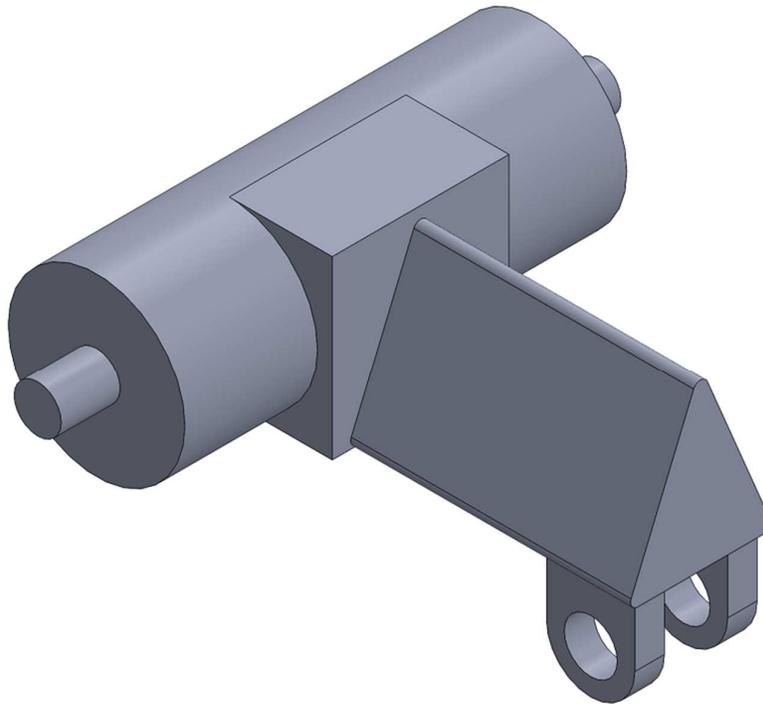


Figura 9.4.2.1.- Diseño propuesto de la cuña.

Por lo que respecta a la parte del apoyo, es una prolongación cilíndrica del eje principal con un diámetro más reducido para minimizar los costes de los posibles sistemas de deslizamiento (cojinetes, rodamientos...) que los fijen a la estructura del bastidor.

Para facilitar la labor de fabricación, se ha soldado entre la cuña y el eje una pieza hexaédrica que sustituye la base cilíndrica por una completamente plana, evitando así mecanizar una superficie curva en la sección triangular del brazo de la cuña, la cual presenta un redondeo en el vértice teórico de contacto para minimizar el rozamiento con la pletina.

En cuanto a los pivotes en los que va acoplado el vástago, se han situado lo más cerca posible del extremo del brazo para aprovechar al máximo la fuerza de empuje del cilindro, evitando así el “efecto palanca” negativo que se produciría en caso de situarlos alejados del punto de aplicación de la fuerza.

9.4.3. Apoyo de la cuña

Con el fin de establecer el centro instantáneo de rotación de la cuña y de garantizar también que el giro puede efectuarse en las condiciones adecuadas, es imprescindible diseñar una método que haga de apoyo fijo y que tenga la suficiente resistencia mecánica para compensar las reacciones producidas por las fuerzas de empuje del cilindro.

Por tanto, tras varios rediseños del sistema de montaje, se pensó en establecer el siguiente método de sujeción de la cuña:

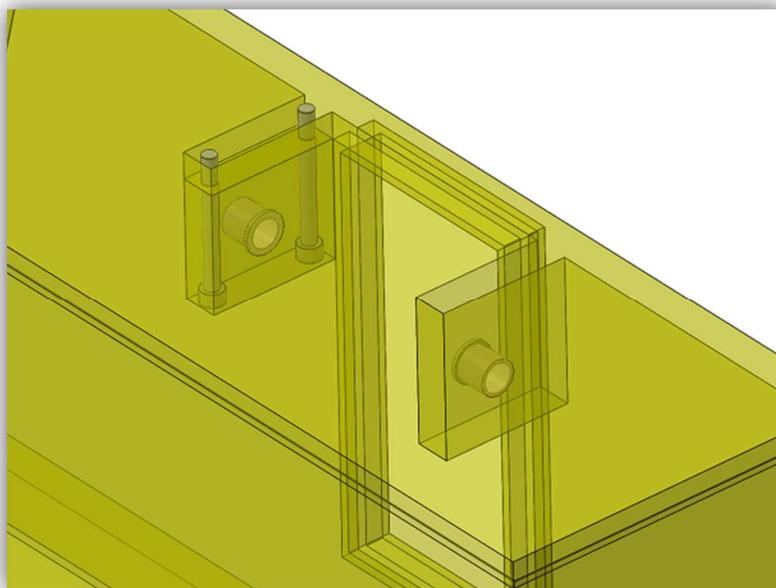


Figura 9.4.3.1.- Diseño propuesto del apoyo de la cuña.

Tal y como se observa en la *figura 9.4.3.1*, el apoyo fijo se compone de dos pivotes prismáticos (uno completamente fijo y otro con una parte fija y otra desmontable) en los cuales se alojan dos cojinetes de fricción que permiten girar a la cuña concéntricamente a ellos.

Los pivotes consisten en 3 piezas de acero, de las cuales dos van soldadas a la estructura del bastidor y la otra va atornillada a la más pequeña de las otras dos. De esta manera, se permite un fácil montaje del sistema de apoyo pese a la mala accesibilidad que viene inherente a su ubicación.

Por lo que respecta a los cojinetes, se ha contactado con el fabricante norteamericano Igus para que recomendara los que mejor se adaptaran al enclavamiento, teniendo en cuenta que requerían de una resistencia mecánica aceptable y que estarían en contacto con una atmósfera sucia y no corrosiva. De esta manera, el modelo seleccionado es el MFM-3240-40, de la serie de la misma marca iglidur® M250 – Cojinetes de deslizamiento con valona, cuyas características se muestran a continuación:

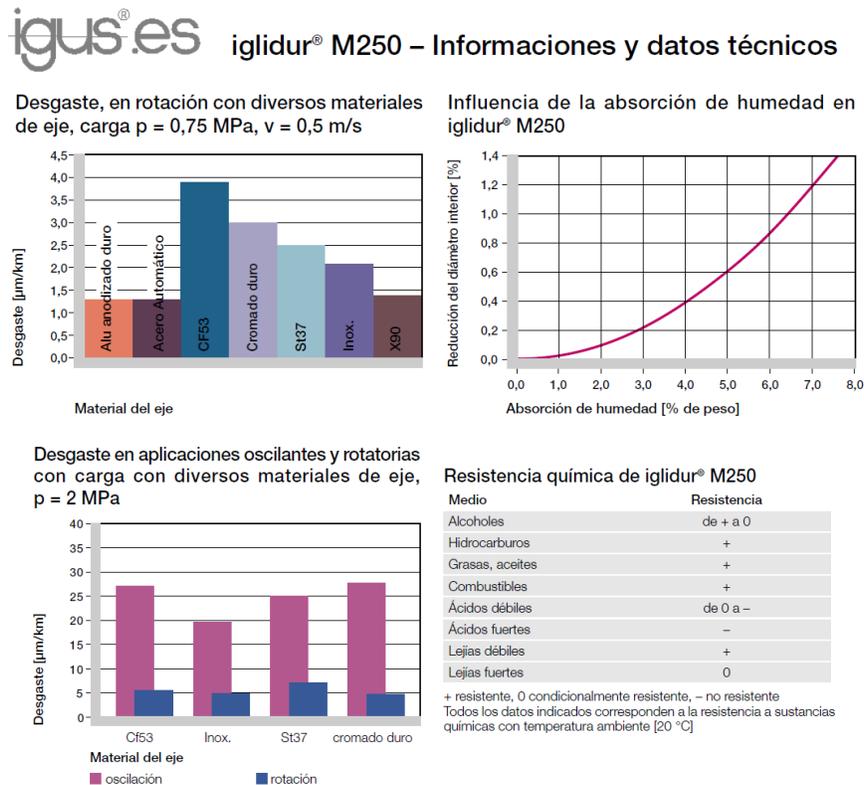


Figura 9.4.3.2.- Especificaciones técnicas de los cojinetes de fricción.

9.4.4. Apoyo del cilindro

En este caso, el fabricante del cilindro proporciona un accesorio que permite acoplar la culata del émbolo a determinados sistemas de fijación. Por tanto, únicamente es necesario mecanizar la pieza complementaria a tal accesorio que se adapte a la superficie interior del bastidor. Así, el apoyo propuesto en que se sustenta el cilindro se muestra en la figura siguiente:

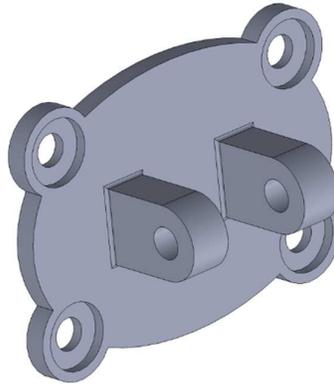


Figura 9.4.4.1.- Elemento de apoyo del accesorio del émbolo.

Consiste simplemente en una lámina de acero, con dos pivotes soldados, que va atornillada a la pared del bastidor mediante los cuatro taladros situados en su periferia. El accesorio del cilindro se sitúa concéntrico a los pivotes y se fija a ellos mediante un tornillo pasador al cual se le rosca una tuerca en su extremo.

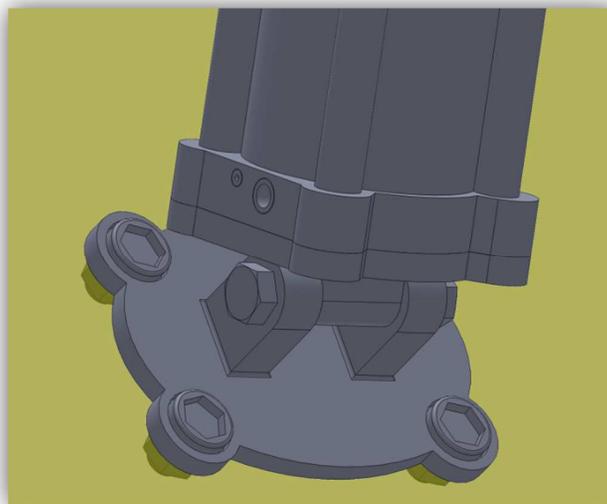


Figura 9.4.4.2.- Diseño propuesto del apoyo del cilindro.

9.4.5. Unión cilindro-cuña

De la misma manera que el apoyo del cilindro, el fabricante proporciona un accesorio que va roscado en la punta del vástago y que hace una función similar al accesorio de la culata del émbolo. Así, aprovechando los dos pivotes que habían sido soldados en la cuña a conciencia, se atraviesan junto con el accesorio mediante el correspondiente tornillo pasador, al cual se le rosca una tuerca en el extremo para completar el sistema de unión.

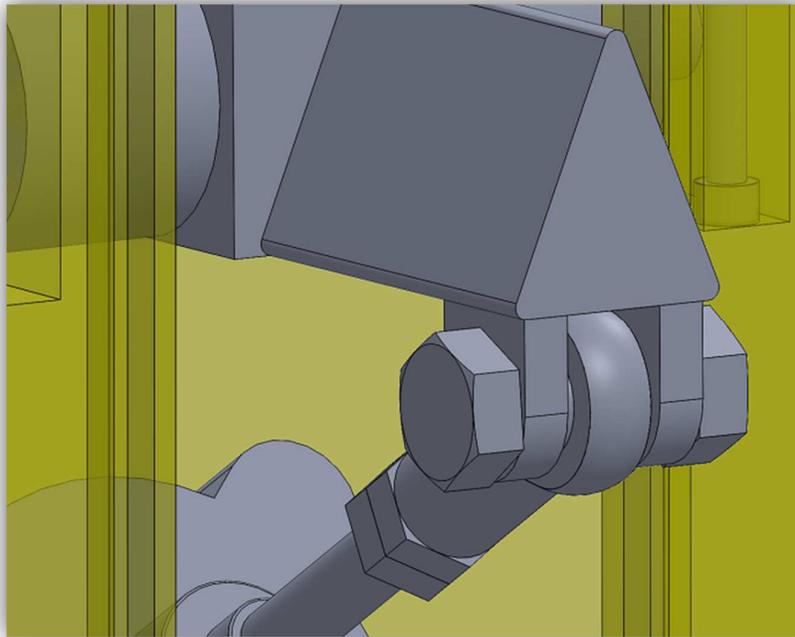


Figura 9.4.5.1.- Diseño propuesto de la unión cilindro - cuña.

9.4.6. Tornillería

Los elementos proporcionados directamente por fabricantes, como son el cilindro y sus accesorios, contienen su propia tornillería (incluyendo el tornillo pasador correspondiente de cada accesorio). Por tanto, en cuanto a la tornillería de los elementos diseñados desde cero, viene recogida en la *tabla 9.4.6.1* a continuación:

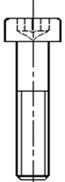
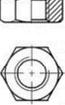
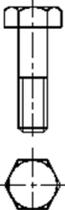
Componente	Tornillo	Cantidad	Métrica
Pivote desmontable del apoyo de la cuña		2	M16, L = 150 mm
Apoyo del cilindro (tornillo)		4	M30, L = 50 mm
Apoyo del cilindro (tuerca)		4	M30
Sistema de fijación de la pletina		6	M48, L = 190 mm

Tabla 9.4.6.1.- Listado de tornillería del enclavamiento.

9.4.7. Selección de materiales

Finalmente, por lo que respecta a escoger el material adecuado para cada una de las piezas diseñadas en apartados anteriores, se basarán los criterios de selección exclusivamente en su compatibilidad con el resto de materiales.

Así pues, todas las piezas estarán realizadas con el mismo material con el que están fabricados el bastidor y la pletina, exceptuando la tornillería que, tal y como se ha explicado en el apartado 8.7.5, deben estar fabricados con el acero equivalente al DIN de clase 10,9. A continuación, se muestra un resumen de los componentes diseñados y de sus respectivos materiales:

Elemento	Material
Tornillería	Acero ASTM A495 Tipo 1
Pletina	Acero ASTM A516 de grado 60
Cuña	Acero ASTM A516 de grado 60
Pivotes del apoyo de la cuña	Acero ASTM A516 de grado 60
Apoyo del cilindro	Acero ASTM A516 de grado 60

Tabla 9.4.7.1.- Listado del material de los componentes del enclavamiento.

9.5. Justificación de las medidas adoptadas

En este caso, el hecho de que el sistema de enclavamiento por cilindro pasador no pudiera llevarse a cabo por motivos dimensionales y que la otra alternativa, por el contrario, no haya presentado ningún tipo de impedimento a lo largo de todo su proceso de diseño, hace que sea el segundo, correspondiente con el sistema de enclavamiento por cuña pivotante, la única alternativa con posibilidades de llevarse a cabo.

9.6. Disposición final

Finalmente, para asimilar el funcionamiento del sistema de enclavamiento diseñado se muestra, en la *figura 9.6.1* y en la *figura 9.6.2*, las dos posiciones en las cuales trabaja:

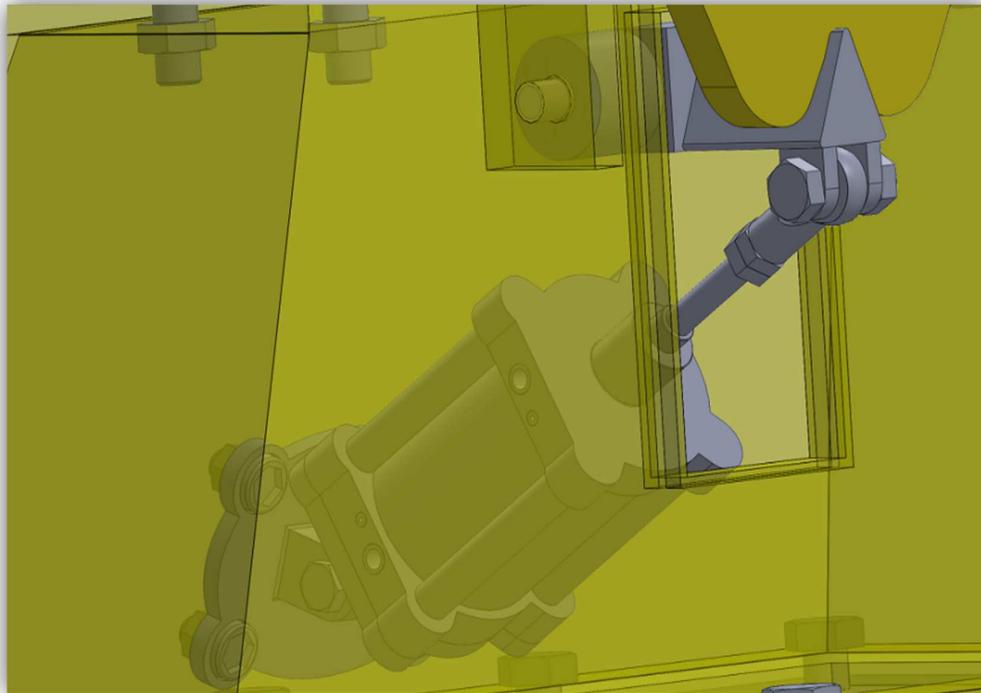


Figura 9.6.1.- Enclavamiento en posición fija.

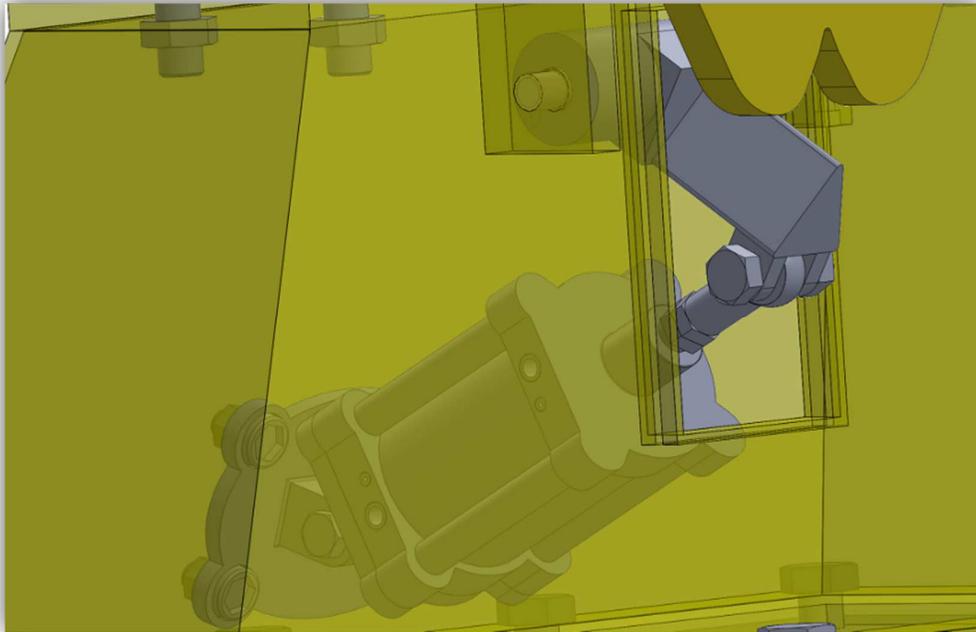


Figura 9.6.2.- *Enclavamiento en posición libre.*

Las dimensiones detalladas del nuevo sistema de enclavamiento y de los componentes que lo conforman pueden ser encontradas a partir del plano *Sistema de enclavamiento*, localizado en el *Capítulo 2. Planos*.

10. PLANIFICACIÓN

10.1. Objetivo

La finalidad de la planificación es la de lograr culminar todas las etapas que conforman el proyecto, dentro de un tiempo fijado previamente y sin exceder del límite de recursos disponibles.

Por tanto, se pretende establecer una distribución lógica de las tareas que permita optimizar tanto el tiempo disponible para la consecución del proyecto, como los recursos de los cuales dispone la empresa de manera que, directa e indirectamente, se consiga una disminución de la inversión económica relacionada con el consiguiente proyecto.

10.2. Etapas de ejecución

Antes de comenzar con la distribución de las tareas, es imprescindible detallar en qué va a consistir cada una de ellas para que queden completamente definidas:

- **Anteproyecto:** Es la etapa inicial por excelencia de cualquier proyecto, ya que corresponde con el conjunto de todos los trabajos preliminares que son necesarios para la elaboración del mismo. Así, en este documento empiezan a definirse algunas de las partes del proyecto final como son el título, la definición de problemas, la determinación de objetivos, la justificación...
- **Aprobación:** Una vez conformada, a grandes rasgos, la propuesta de mejora, debe ser estudiada por las autoridades competentes para garantizar, entre otras cosas, la viabilidad técnica y económica del proyecto. Para ello, basta con rellenar el formulario correspondiente y esperar entre una y dos semanas a la declaración del veredicto.
- **Proyecto:** En caso de que el resultado de la solicitud de aprobación sea favorable, debe comenzarse a definir de forma más concreta la idea inicial redactada en el anteproyecto. Por tanto, en este documento se recogerá información relativa a la descripción detallada y análisis de la situación actual, estudio económico, justificación matemática de las medidas adoptadas, conclusiones...
- **Compra:** Adquisición de todos los elementos que deban ser provistos por empresas ajenas a UBE. Por política interna de la empresa, todos los fabricantes

a los que se acude en este proyecto tienen un plazo máximo de dos semanas para la entrega de su mercancía.

- **Fabricación:** Los elementos que no sea necesario comprar a empresas ajenas a UBE, se elaborarán con los recursos de los que dispone en su misma planta. Para reducir el coste de los materiales inmovilizados en almacén, se tratará de coordinar la salida de los elementos fabricados con el día de llegada del último componente comprado.
- **Desconexión de la red:** Una vez adquiridos todos los elementos necesarios, se esperará a que se inicie la parada general programada de la empresa para comenzar la implantación del proyecto. En este caso, se supondrá que una vez se tienen todos los componentes se puede iniciar el proyecto; en la práctica, se intentará coordinar todo lo posible las tareas para que el tiempo de espera sea mínimo.
- **Mecanización de la ventana del bastidor no motriz:** Para iniciar la instalación del sistema de enclavamiento, es necesario mecanizar una abertura en el bastidor correspondiente que permitirá trabajar a los mecánicos, además de permitir la movilidad de la cuña.
- **Soldadura de los pivotes y del marco:** Una vez realizada la ventana, es fundamental soldar un marco a lo largo de su perímetro para aumentar su resistencia mecánica. A continuación, será posible soldar los pivotes que definen el centro de rotación de la cuña.
- **Montaje del enclavamiento:** Completada la parte estructural del sistema de enclavamiento, ya se puede proceder a montar el resto de elementos en su sitio correspondiente.
- **Desmontaje del sistema de transmisión:** Paralelamente a la instalación del sistema de enclavamiento, se pueden ir retirando y desechando los elementos mecánicos de la transmisión que no van a formar parte de la diseñada en el proyecto. Así, se retirarán y desecharán todos los elementos a excepción del resguardo de la cadena, que únicamente se retirará; y de la bancada, que no se llegará a retirar.
- **Mecanización del resguardo de la cadena:** Una vez retirado, se le mecanizará la escotadura correspondiente.

- **Soldadura del travesaño de la bancada:** Para comenzar la instalación del sistema de transmisión rediseñado, es necesario soldar el perfil HEB en el lugar correspondiente en la bancada.
- **Montaje del sistema de transmisión nuevo:** Finalizada la soldadura del travesaño, se comenzará a montar tanto la parte mecánica como la parte eléctrica de la transmisión nueva.
- **Pruebas y ajustes finales:** Instalados tanto el sistema de transmisión como el de enclavamiento, se procederá a probar con y sin carga su funcionamiento y se realizarán las modificaciones definitivas pertinentes.
- **Puesta en marcha:** Comprobado que funciona correctamente, se pondrá en marcha tras la parada y permanecerá en observación durante dos semanas.

10.3. Listado de tareas

Para facilitar la elaboración de los posteriores diagramas que serán de ayuda en el proceso tanto de planificación como de ejecución, es conveniente recoger todas las actividades que deben realizarse para la consecución del proyecto junto con su duración y su respectivo orden:

Actividad	Descripción	Duración (días)	Predecesora
A	Anteproyecto	30	-
B	Aprobación	15	A
C	Proyecto	120	B
D	Compra	15	C
E	Fabricación	7	C
F	Mecanización de la ventana del bastidor	1	D,E
G	Soldadura del marco y de los pivotes	1	F
H	Montaje del enclavamiento	2	G
I	Desmontaje del sistema de transmisión	2	D,E
J	Mecanización del resguardo de la cadena	1	I
K	Soldadura del travesaño de la bancada	1	I
L	Montaje del nuevo sistema de transmisión	3	J,K
M	Pruebas y ajustes finales	1	H,L
N	Puesta en marcha	15	M

Tabla 10.3.1.- Resumen de las tareas a realizar.

10.4. Diagrama de Gantt e histograma de recursos

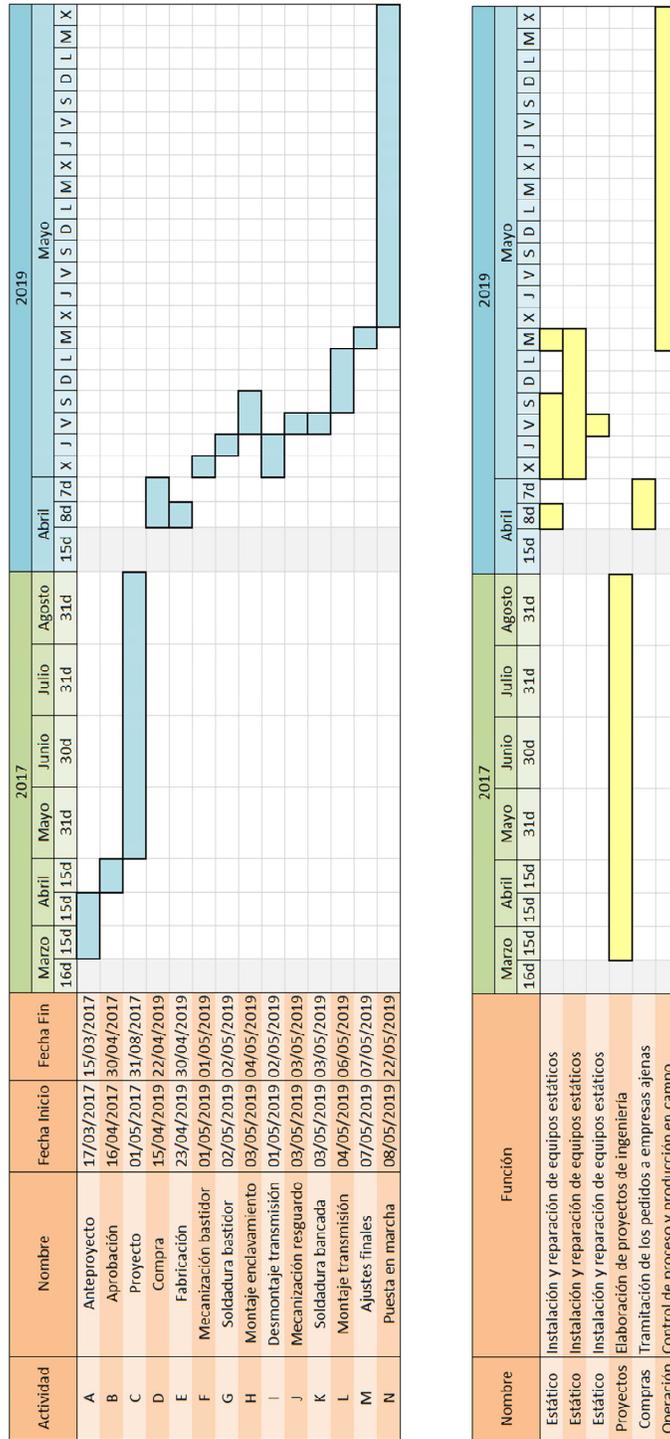


Figura 10.4.1.- Diagrama de Gantt (izquierda) e histograma de recursos (derecha).

10.5. Diagrama de redes (CPM)

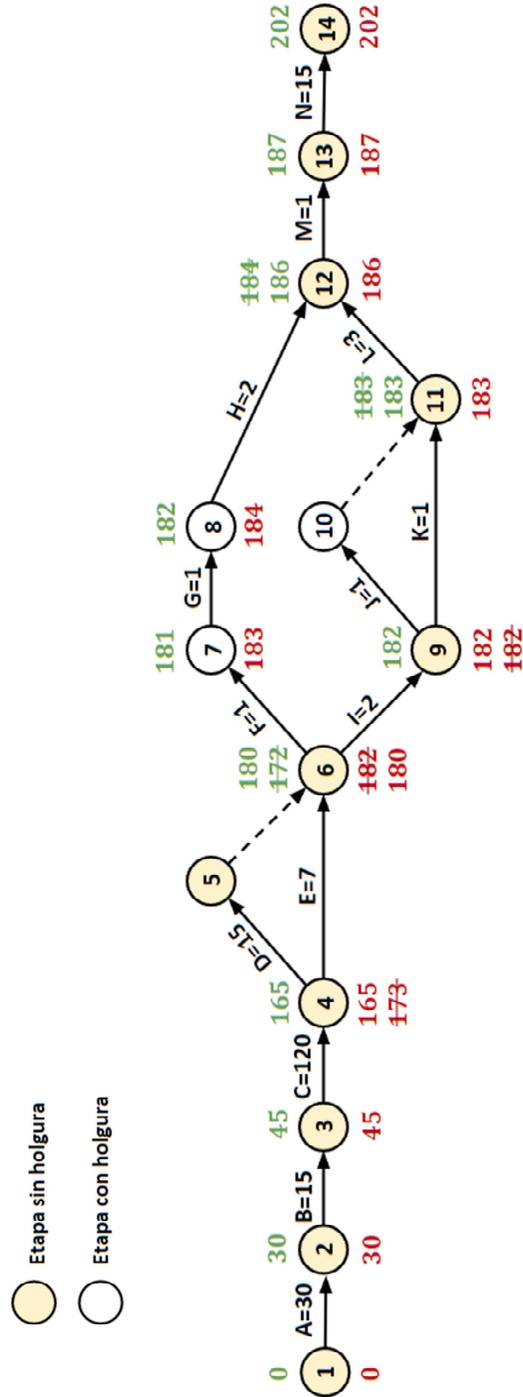


Figura 10.5.1.- Diagrama de redes mediante CPM (Critical Path Method).

11. RESUMEN DEL PRESUPUESTO

Con motivo de facilitar la información referente al coste total de la implantación del proyecto, se muestra a continuación una síntesis de los costes de la inversión total que supone:

Resumen del coste de la transmisión			
Componentes	Coste	Mano de obra	Coste
Cadena de dientes invertidos	14.731 €	Operarios mecánicos	600 €
Piñón	1.660 €	Operarios mecánicos	180 €
Corona	22.430 €	Operarios mecánicos	480 €
Reductora + motor + freno	14.542 €	Operarios mecánicos	120 €
Perfil HEB 200	150 €	Operarios mecánicos	120 €
Chapa para escotadura	50 €	Operarios mecánicos	120 €
Material adicional	100 €	Operarios mecánicos	240 €
	53.663 €		1.860 €
Coste total por secador	55.523 €		
Número de secadores	3		
Coste total de la transmisión	166.569 €		

Tabla 11.1.- Resumen del coste total de la transmisión.

Resumen del coste del enclavamiento			
Componentes	Coste	Mano de obra	Coste
Modificación del bastidor	20 €	Operarios mecánicos	180 €
Cilindro neumático	549 €	Operarios mecánicos	120 €
Cuña	200 €		
Pletina	100 €		
Pivote desmontable	20 €		
Soporte del cilindro	50 €		
Cojinete de fricción	10 €		
Tornillería	35 €		
	984 €		300 €
Coste total por secador	1.284 €		
Número de secadores	3		
Coste total del enclavamiento	3.852 €		

Tabla 11.2.- Resumen del coste total del enclavamiento.

Resumen del presupuesto		
Concepto	Cantidad	Líquido
Presupuesto de Ejecución Material (PEM)	<i>suma</i>	170.420,88 €
Gastos generales y cargas fiscales	+ 20 %	34.084,18 €
PEM + Gastos	<i>suma</i>	204.505,06 €
Beneficio Industrial	+ 6 %	<i>No procede</i>
Presupuesto de ejecución por contrata (PEC)	<i>suma</i>	204.505,06 €
Proyecto y dirección de obras	+ 7 %	<i>No procede</i>
Presupuesto total	<i>suma</i>	204.505,06 €
Impuesto sobre el valor añadido (IVA)	+ 21 %	42.946,06 €
Presupuesto total + IVA	<i>suma</i>	247.451,12 €

Tabla 11.3.- Resumen del presupuesto total del proyecto.

12. ESTUDIO ECONÓMICO

12.1. Introducción

La finalidad del estudio económico es la de establecer la rentabilidad del proyecto, justificando desde un punto de vista económico su implantación. Desde el departamento de fiabilidad e inspección, se especifica que el periodo de retorno de un proyecto de esta magnitud no debe exceder los dos años, de manera que debe rentabilizarse antes de que transcurra ese tiempo.

Hay numerosas variables que intervienen en el análisis de viabilidad, no obstante, en este apartado se recogerán las que tienen una mayor influencia económica en el proyecto, como son el coste de mantenimiento, la amortización y el coste de inversión.

Uno de los motivos que justifican la elaboración de este proyecto es el de aprovechar que se tiene que renovar todo el sistema de transmisión en poco tiempo para hacer una inversión algo mayor pero más rentable a largo plazo. De esta manera, los beneficios económicos de este proyecto se obtienen de comparar los costes de implantación del sistema de transmisión actual con los de su correspondiente rediseño, por lo que el estudio de la rentabilidad se efectuará con la diferencia entre los costes de ambos proyectos.

Así, se hará distinción de dos tipos distintos de coste: los iniciales, que corresponden con la inversión que se realiza en un primer momento; y los costes medios de manutención, que representan el gasto anual medio en concepto a diversas tareas, que en su mayoría están relacionadas con el mantenimiento mecánico de la instalación. De esta manera, podrá compararse la evolución, a lo largo del tiempo, de los gastos en caso de instaurar el proyecto y en caso de no hacerlo.

Nota: Solo tiene sentido hablar del estudio de viabilidad en el sistema de transmisión, ya que la implantación del sistema de enclavamiento se realiza por motivos de seguridad, y no por que suponga un beneficio económico directo.

12.2. Costes del sistema de transmisión actual

12.2.1. Coste inicial

La inversión inicial a realizar, en caso de mantener el sistema de transmisión actual, depende del coste de los repuestos y del coste de la mano de obra necesaria para su correspondiente instalación:

1) Coste de los repuestos.....	48.113,00 €
• Cadena de rodillos.....	7.990,00 €
• Reductora epicicloidal.....	30.930,00 €
• Motor principal.....	2.410,00 €
• Motor reductor.....	1.020,00 €
• Correas.....	150,00 €
• Freno-Embrague.....	5.513,00 €
• Material del taller adicional.....	100,00 €
2) Coste de la mano de obra.....	1.140,00 €
• Instalación de la cadena de rodillos.....	600,00 €
→ 4 mecánicos x 5 horas x 30,00 €/hora.....	600,00 €
• Instalación de la reductora epicicloidal.....	120,00 €
→ 2 mecánicos x 2 horas x 30,00 €/hora.....	120,00 €
• Instalación del motor principal.....	120,00 €
→ 2 mecánicos x 2 horas x 30,00 €/hora.....	120,00 €
• Instalación del motor reductor.....	30,00 €
→ 1 mecánicos x 1 horas x 30,00 €/hora.....	30,00 €
• Instalación de las correas.....	30,00 €
→ 1 mecánicos x 1 horas x 30,00 €/hora.....	30,00 €

- Instalación del freno-embrague.....120,00 €
 - 2 mecánicos x 2 horas x 30,00 €/hora.....120,00 €
- Fabricación de elementos auxiliares.....120,00 €
 - 2 mecánicos x 2 horas x 30,00 €/hora.....120,00 €

12.2.2. Coste medio de manutención

El gasto medio anual que debe realizarse para mantener el proyecto depende, principalmente, de la energía que consume y del número de intervenciones por mantenimiento preventivo o por reparación, aunque también va a incluirse la amortización de los componentes adquiridos en concepto de la parte “simbólica” de dinero que debe reservarse cada año para rentabilizarlo al consumir, como mínimo, su vida útil estimada:

1) Coste de la energía.....14.988,08 €/año

- Motor principal.....14.988,08 €/año
 - 30,55 kW x 3500 h/año x 0,14 €/kWh.....14.988,08 €/año
- Motor secundario.....despreciable

2) Coste medio de los repuestos de las intervenciones.....1.857,30 €/año

- Coste total de los repuestos.....55.719,09 €
 - ARO DE ACERO APOYO CARBON.....8.777,02 €
 - BOBINADO FRENO KEB..... 2.028,51 €
 - ROTOR DE EMBRAGUE..... 2.062,10 €
 - BOBINADO EMBRAGUE KEB..... 766,32 €
 - ARMADURA DOBLE KEB.....2.117,29 €
 - SEMIESLABON CADENA SECADORES..... 1.097,94 €
 - MOTOR 30kW 1000rpm B3 225M 500V.....4.775,74 €
 - MOTORREDUCTOR KEB 2,2kW.....981,65 €
 - CADENA JIS 200X3.....7.241,02 €

- CADENA 200 3K 2,5" 7747mm.....25.671,50 €
- GRASA KLUBER.....200,00 €
- Duración del histórico de repuestos.....10 años
- Coste medio de los repuestos.....5.571,91 €/año
 - 55.719,09 € de gastos / 10 años.....5.571,91 €/año
- Coste medio por secador (entre 3 secadores).....1.857,30 €/año
 - 5.571,91 € totales / 3 secadores.....1.857,30 €/año

3) Coste medio de la mano de obra de las intervenciones.....274,00 €/año

- Coste total de la mano de obra.....8.220,00 €
- Instalación de ARO DE ACERO APOYO CARBON.....480,00 €
 - 2 mecánicos x 2 horas x 30,00 €/hora x 4 intervenciones.....480,00 €
- Instalación de BOBINADO FRENO KEB.....900,00 €
 - 2 mecánicos x 3 horas x 30,00 €/hora x 5 intervenciones.....900,00 €
- Instalación de ROTOR DE EMBRAGUE.....240,00 €
 - 2 mecánicos x 2 horas x 30,00 €/hora x 2 intervenciones.....240,00 €
- Instalación de BOBINADO EMBRAGUE KEB.....360,00 €
 - 2 mecánicos x 3 horas x 30,00 €/hora x 2 intervenciones.....360,00 €
- Instalación de ARMADURA DOBLE KEB.....360,00 €
 - 2 mecánicos x 2 horas x 30,00 €/hora x 3 intervenciones.....360,00 €
- Instalación de SEMIESLABON CADENA SECADORES.....720,00 €
 - 2 mecánicos x 2 horas x 30,00 €/hora x 4 intervenciones.....720,00 €
- Instalación de MOTOR 30kW 1000rpm B3 225M 500V.....240,00 €
 - 2 mecánicos x 2 horas x 30,00 €/hora x 2 intervenciones.....240,00 €
- Instalación de MOTORREDUCTOR KEB 2,2kW.....120,00 €
 - 2 mecánicos x 2 horas x 30,00 €/hora x 1 intervención.....120,00 €
- Instalación de CADENA JIS 200X3.....600,00 €
 - 4 mecánicos x 5 horas x 30,00 €/hora x 1 intervención.....600,00 €

- Instalación de CADENA 200 3K 2,5" 7747mm.....3.000,00 €
→ 4 mecánicos x 5 horas x 30,00 €/hora x 4 intervenciones.....3.000,00 €
- Aplicación de GRASA KLUBER.....1.200,00 €
→ 1 mecánico x 2 horas x 30,00 €/hora x 20 intervenciones.....1.200,00 €
- Duración del histórico de intervenciones.....10 años
- Coste medio de la mano de obra.....8.220,00 €/año
→ 8.220,00 € de gastos / 10 años.....822,00 €/año
- Coste medio por secador (entre 3 secadores).....274,00 €/año
→ 822,00 € totales / 3 secadores.....274,00 €/año

4) Coste de la amortización.....3.220,87 €/año

- Amortización de la cadena de rodillos.....532,67 €/año
→ 7.990,00 € de inversión / 15 años.....532,67 €/año
- Amortización de la reductora epicicloidal.....2.062,00 €/año
→ 30.930,00 € de inversión / 15 años.....2.062,00 €/año
- Amortización del motor principal.....160,67 €/año
→ 2.410,00 € de inversión / 15 años.....160,67 €/año
- Amortización del motor reductor.....68,00 €/año
→ 1.020,00 € de inversión / 15 años.....68,00 €/año
- Amortización de las correas.....30,00 €/año
→ 150,00 € de inversión / 5 años.....30,00 €/año
- Amortización del freno-embrague.....367,53 €/año
→ 5.513,00 € de inversión / 15 años.....367,53 €/año
- Amortización del material del taller adicional.....despreciable

12.3. Costes del rediseño del sistema de transmisión

12.3.1. Coste inicial

La inversión inicial a realizar, en caso de instaurar el rediseño del sistema de transmisión, depende, al igual que antes, del coste de los componentes y del coste de la mano de obra necesaria para su correspondiente instalación:

1) Coste de los componentes.....	53.663,00 €
• Cadena de dientes invertidos.....	14.731,00 €
• Piñón.....	1.660,00 €
• Corona.....	22.430,00 €
• Reductora + motor + freno.....	14.542,00 €
• Modificación de la bancada (perfil HEB 200).....	150,00 €
• Modificación del resguardo.....	50,00 €
• Material del taller adicional.....	100,00 €
2) Coste de la mano de obra.....	1.860,00 €
• Instalación de la cadena de dientes invertidos.....	600,00 €
→ 4 mecánicos x 5 horas x 30,00 €/hora.....	600,00 €
• Instalación del piñón.....	180,00 €
→ 3 mecánicos x 2 horas x 30,00 €/hora.....	180,00 €
• Instalación de la corona.....	480,00 €
→ 4 mecánicos x 4 horas x 30,00 €/hora.....	480,00 €
• Instalación del conjunto reductora + motor + freno.....	120,00 €
→ 2 mecánicos x 2 horas x 30,00 €/hora.....	120,00 €
• Instalación del perfil HEB 200.....	120,00 €
→ 2 mecánicos x 2 horas x 30,00 €/hora.....	120,00 €

- Instalación de la escotadura en la carcasa.....120,00 €
→ 2 mecánicos x 2 horas x 30,00 €/hora.....120,00 €
- Fabricación de elementos auxiliares.....240,00 €
→ 2 mecánicos x 4 horas x 30,00 €/hora.....240,00 €

12.3.2. Coste medio de manutención

El gasto medio anual que debe realizarse para mantener el proyecto depende, al igual que antes, de la energía que consume, del número de intervenciones por reparación y por mantenimiento preventivo, y de la amortización de los componentes. Para estimar las intervenciones que se le practicarán en un futuro, se supondrán exactamente las mismas que en los secadores actuales eliminando las correspondientes a los componentes que ya no están presentes:

1) Coste de la energía.....12.121,63 €/año

- Motor.....12.121,63 €/año
→ 24,71 kW x 3500 h/año x 0,14 €/kWh.....12.121,63 €/año

2) Coste medio de los repuestos de las intervenciones.....1.438,74 €/año

- Coste total de los repuestos.....40.522,20 €
→ Suposición: Ídem quitando componentes inexistentes.....40.322,20 €
→ Reengrase y saneamiento básico.....200,00 €
- Duración del histórico de repuestos.....10 años
- Coste medio de los repuestos.....4.052,22 €/año
→ 40.522,20 € de gastos / 10 años.....4.052,22 €/año
- Coste medio por secador (entre 3 secadores).....1.438,74 €/año
→ 4.052,22 € totales / 3 secadores.....1.438,74 €/año

3) Coste medio de la mano de obra de las intervenciones.....88,00 €/año

- Coste total de la mano de obra.....2.640,00 €
- Suposición: Ídem quitando intervenciones inexistentes.....1.440,00 €

- Reengrase y saneamiento básico.....1.200,00 €
 - 1 mecánico x 2 horas x 30,00 €/hora x 20 intervenciones.....1.200,00 €
- Duración del histórico de intervenciones.....10 años
- Coste medio de la mano de obra.....264,00 €/año
 - 2.640,00 € de gastos / 10 años.....264,00 €/año
- Coste medio por secador (entre 3 secadores).....88,00 €/año
 - 264,00 € totales / 3 secadores.....88,00 €/año

4) Coste de la amortización.....2.925,52 €/año

- Amortización de la cadena de dientes invertidos.....736,55 €/año
 - 14.731,00 € de inversión / 20 años.....736,55 €/año
- Amortización del piñón.....83,00 €/año
 - 30.930,00 € de inversión / 20 años.....83,00 €/año
- Amortización de la corona.....1.121,50 €/año
 - 22.430,00 € de inversión / 20 años.....1.121,50 €/año
- Amortización del conjunto motor + reductora + freno.....969,47 €/año
 - 14.542,00 € de inversión / 15 años.....969,47 €/año
- Amortización del perfil HEB 200.....despreciable
- Amortización de la escotadura del resguardo.....despreciable
- Amortización del material del taller adicional.....despreciable

12.4. Comparativa de los costes

12.4.1. Diferencia entre costes iniciales

Para obtener la inversión inicial real, se calculará la diferencia entre los costes iniciales del rediseño y del sistema de transmisión actual. De esta manera, se podrá saber cuánto dinero de más hay que gastar en caso de renovar la transmisión en lugar de volver a invertir en la misma tal y como estaba:

Diferencia entre costes iniciales.....– 6.260,00 €

- Diferencia entre costes de componentes.....– 5.540,00 €
→ 48.123,00 € del actual – 53.663,00 € del rediseño.....– 5.540,00 €
- Diferencia entre costes de mano de obra de la instalación.....– 720,00 €
→ 1.140,00 € del actual – 1.860,00 € del rediseño.....– 720,00 €

Una diferencia de costes iniciales negativa indica, tal como se anticipaba, que renovar el sistema de transmisión supone invertir una mayor cantidad de dinero en primera instancia.

12.4.2. Diferencia entre costes de manutención

En este caso, los beneficios de optar por un sistema de transmisión u otro, residen en la cantidad de dinero que te ahorras cada año en concepto de repuestos, mantenimiento, energía y derivados, y tienen una interpretación similar al conocido flujo de caja o *cash flow*. Para calcularlo, basta con determinar la diferencia de costes entre ambos sistemas:

Diferencia entre costes de manutención.....3.766,36 €/año

- Diferencia entre costes de energía.....2.866,45 €/año
→ 14.988,08 € del actual – 12.121,63 € del rediseño.....2.866,45 €/año
- Diferencia entre costes de intervención.....418,56 €/año
→ 1.857,30 € del actual – 1.438,74 € del rediseño.....418,56 €/año
- Diferencia entre costes de mano de obra de intervención.....186,00 €/año
→ 274,00 € del actual – 88,00 € del rediseño.....186,00 €/año
- Diferencia entre costes de amortización.....295,35 €/año
→ 3.220,87 € del actual – 2.925,52 € del rediseño.....295,35 €/año

Una diferencia de los costes de manutención positiva significa, por tanto, que con el rediseño de la transmisión se va a ahorrar un dinero que será interpretado como el beneficio anual del proyecto.

12.4.3. Comparación gráfica de los costes

Con el fin de facilitar la interpretación de las diferencias calculadas anteriormente, se representará gráficamente la evolución correspondiente a la inversión de la transmisión actual y a la de la transmisión rediseñada. Hay que tener en cuenta que los valores obtenidos hasta ahora son para un único secador, por lo que deberá calcularse el valor del coste total incluyendo los 3 secadores que hay presentes en la planta:

Coste inicial de la transmisión actual.....147.759,00 €

- Coste inicial por secador.....49.253,00 €
→ 48.113,00 € + 1.140,00 €.....49.253,00 €
- Coste inicial total.....147.759,00 €
→ 49.253,00 € x 3 secadores.....147.759,00 €

Coste de mantenimiento de la transmisión actual.....61.020,75 €/año

- Coste de mantenimiento por secador.....20.340,75 €/año
→ 14.988,08 €/año + 1.857,30 €/año + 274,00 €/año + 3.220,87 €/año.....
.....20.340,75 €/año
- Coste de mantenimiento total.....61.020,75 €/año
→ 20.340,75 € x 3 secadores.....61.020,75 €/año

Coste inicial del rediseño de la transmisión.....166.569,00 €

- Coste inicial por secador.....55.523,00 €
→ 53.663,00 € + 1.860,00 €.....55.523,00 €
- Coste inicial total.....166.569,00 €
→ 55.523,00 € x 3 secadores.....166.569,00 €

Coste de mantenimiento del rediseño de la transmisión.....49.457,66 €/año

- Coste de mantenimiento por secador.....16.485,89 €/año
→ 12.121,63 €/año + 1.438,74 €/año + 88,00 €/año + 2.925,52 €/año.....
.....16.485,89 €/año

- Coste de manutención total.....49.457,66 €/año
→ 16.485,89 € x 3 secadores.....49.457,66 €/año

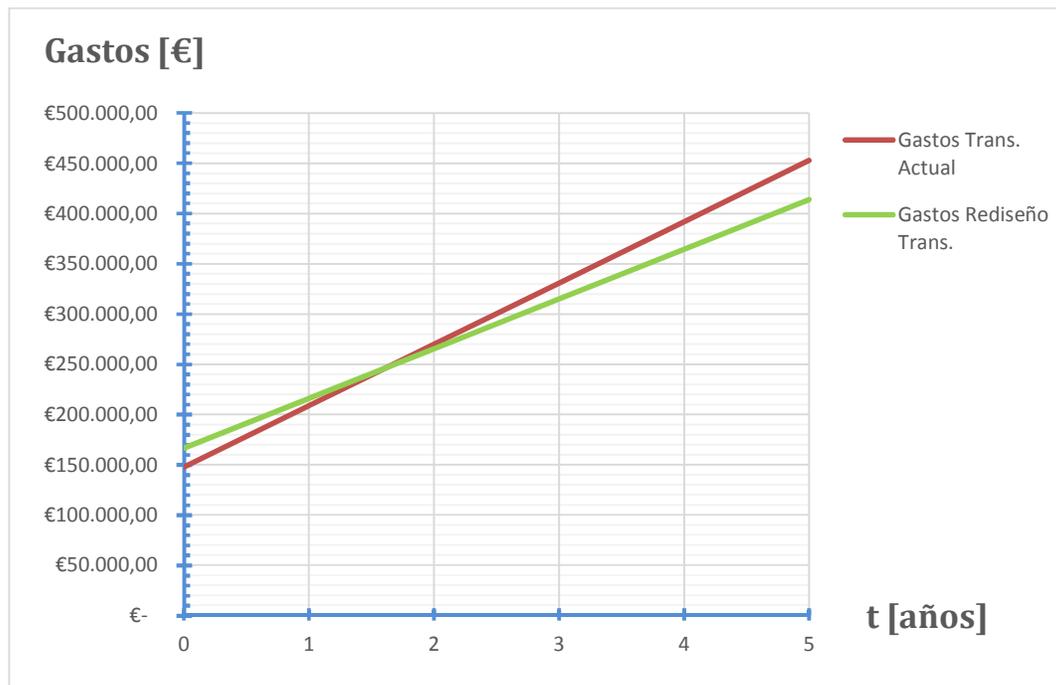


Figura 12.4.3.1.- Evolución en el tiempo de los gastos de ambos proyectos.

12.5. Análisis de la viabilidad económica

12.5.1. Contextualización financiera

Para comenzar con el estudio de la viabilidad económica, es necesario definir, en primer lugar, todos los parámetros que intervendrán en él:

	Descripción	Valor	Unidades
I_o'	Inversión inicial por secador	6.260,00	€
I_o	Inversión inicial total	18.780,00	€
FC'	Flujo de caja anual por secador	3.766,36	€/año
FC	Flujo de caja anual total	11.299,08	€/año
i_r	Interés real (IPC + intereses)	0,1	-
T	Tiempo de estudio	2	años

12.5.2. Valor actual neto (VAN)

El valor actual neto es un valor que permite conocer cuánto se va ganar o perder, con determinada inversión, en un número concreto de años y para unas ganancias estimadas en ese tiempo. Suele recibir, de forma simplificada, el nombre de VAN, y viene dado por la siguiente expresión:

$$VAN = -I_o + \sum_{t=1}^T \frac{FC}{(1 + i_r)^t}$$

Así pues, sustituyendo los valores definidos en la contextualización financiera, se obtienen los siguientes resultados:

Flujo de Caja	Interés Real (%)	Año	Valor Actual
11.299,08 €	10	2019	11.299,08 €
11.299,08 €	10	2020	10.271,89 €
		Total	21.570,97 €

Tabla 12.5.2.1.- Cálculo del flujo de caja total referenciado al primer año.

$$VAN = -I_o + \sum_{t=1}^T \frac{FC}{(1 + i_r)^t} = -I_o + Valor Actual = 2.790,97 €$$

El valor de 2.790,97 € resultante en el cálculo del VAN indica que, en el periodo de 2 años establecido por la empresa y para un flujo de caja anual constante de 11.299,08 € a un interés del 10 %, el proyecto resultará económicamente viable al haber amortizado, en ese tiempo, el coste de la inversión inicial.

12.5.3. Tasa interna de retorno (TIR)

La tasa interna de retorno es un valor adimensional, estrechamente relacionado con el valor actual neto, que determina cuál es la tasa de descuento que hace que el VAN del proyecto sea igual a cero. Suele expresarse en porcentaje y, en la práctica, puede entenderse como la tasa de interés máxima a la que es posible endeudarse para financiar el proyecto sin que llegue a generar pérdidas.

Desde un punto de vista más analítico, el TIR puede definirse tal y como muestra la siguiente expresión:

$$TIR = i_r |_{VAN=0} \rightarrow \text{Valor de } i_r \text{ tal que } -I_o + \sum_{t=1}^T \frac{FC}{(1+i_r)^t} = 0$$

Como despejar i_r de la expresión es una tarea complicada, se resolverá la expresión de manera iterativa, variando el valor del interés real hasta que el resultado del VAN se anule:

ir	VAN	ir	VAN	ir	VAN	ir	VAN
0,1	2.790,97 €	0,225	1.742,82 €	0,35	888,77 €	0,475	179,47 €
0,105	2.744,49 €	0,23	1.705,32 €	0,355	857,88 €	0,48	153,59 €
0,11	2.698,43 €	0,235	1.668,13 €	0,36	827,23 €	0,485	127,89 €
0,115	2.652,78 €	0,24	1.631,24 €	0,365	796,79 €	0,49	102,36 €
0,12	2.607,54 €	0,245	1.594,65 €	0,37	766,58 €	0,495	76,99 €
0,125	2.562,71 €	0,25	1.558,34 €	0,375	736,59 €	0,5	51,80 €
0,13	2.518,27 €	0,255	1.522,33 €	0,38	706,82 €	0,505	26,77 €
0,135	2.474,22 €	0,26	1.486,60 €	0,385	677,26 €	0,51	1,91 €
0,14	2.430,55 €	0,265	1.451,16 €	0,39	647,91 €	0,515	- 22,78 €
0,145	2.387,27 €	0,27	1.415,99 €	0,395	618,78 €	0,52	- 47,31 €
0,15	2.344,37 €	0,275	1.381,10 €	0,4	589,85 €	0,525	- 71,69 €
0,155	2.301,83 €	0,28	1.346,49 €	0,405	561,13 €	0,53	- 95,90 €
0,16	2.259,67 €	0,285	1.312,14 €	0,41	532,61 €	0,535	- 119,96 €
0,165	2.217,86 €	0,29	1.278,06 €	0,415	504,30 €	0,54	- 143,86 €
0,17	2.176,41 €	0,295	1.244,24 €	0,42	476,18 €	0,545	- 167,60 €
0,175	2.135,32 €	0,3	1.210,68 €	0,425	448,26 €	0,55	- 191,19 €
0,18	2.094,57 €	0,305	1.177,38 €	0,43	420,53 €	0,555	- 214,63 €
0,185	2.054,17 €	0,31	1.144,33 €	0,435	393,00 €	0,56	- 237,92 €
0,19	2.014,11 €	0,315	1.111,54 €	0,44	365,66 €	0,565	- 261,06 €
0,195	1.974,38 €	0,32	1.078,99 €	0,445	338,51 €	0,57	- 284,05 €
0,2	1.934,98 €	0,325	1.046,69 €	0,45	311,55 €	0,575	- 306,90 €
0,205	1.895,91 €	0,33	1.014,63 €	0,455	284,77 €	0,58	- 329,60 €
0,21	1.857,16 €	0,335	982,81 €	0,46	258,18 €	0,585	- 352,16 €
0,215	1.818,73 €	0,34	951,23 €	0,465	231,76 €	0,59	- 374,58 €
0,22	1.780,62 €	0,345	919,88 €	0,47	205,53 €	0,595	- 396,86 €

Tabla 12.5.3.1.- Cálculo del TIR mediante la iteración del valor de interés real.

Tal y como se aprecia en la *figura 12.5.3.1*, el VAN recibe un valor nulo cuando la tasa de interés real es del 51 % (0,51), por tanto, una tasa de interés superior haría que no se obtuvieran beneficios bajo esas mismas condiciones financieras.

$$TIR = i_r |_{VAN=0} \rightarrow i_r = 0,51 \rightarrow TIR = 51 \%$$

12.5.4. Periodo de retorno (PR)

El periodo de retorno (*Payback* en inglés) es una magnitud temporal que permite medir el plazo de tiempo que se requiere para que los flujos netos de efectivo de un proyecto recuperen su coste o inversión inicial, y viene dado por la siguiente expresión:

$$PR = \frac{\text{Inversión inicial}}{\text{Beneficio Promedio Anual}} = \frac{I_o}{FC}$$

De esta manera, basta con sustituir los valores ya obtenidos de la inversión inicial y del beneficio promedio anual (que no requiere de cálculo al ser el beneficio anual constante), de forma que:

$$PR = \frac{I_o}{FC} = \frac{18.780,00 \text{ €}}{11.299,08 \text{ €/año}} = 1,66 \text{ años} \rightarrow 1 \text{ año y } 8 \text{ meses}$$

12.6. Resultados del estudio económico

A modo de resumen, se muestra a continuación una recopilación de los resultados obtenidos a lo largo del estudio económico realizado para los dos años posteriores al proyecto:

Valor actual neto (VAN)	2.790,97 €
Tasa interna de retorno (TIR)	51 %
Periodo de retorno (PR)	1,66 años

Tabla 12.6.1.- Resultados principales del estudio económico.

El valor actual neto, a partir del segundo año, comienza a tomar ya valores positivos, lo que cual demuestra que la inversión de más realizada en el rediseño queda amortizada en ese tiempo a causa de los beneficios generados a partir del ahorro en la manutención.

Por lo que respecta a la tasa interna de retorno, recibe un valor de interés aproximado del 51 %, es decir, para que el proyecto no saliera rentable ante la misma contextualización financiera, debería haber un incremento del interés real superior al porcentaje indicado. Como el interés real depende de la inflación y de los intereses activos que ofertan las entidades de crédito, la acción combinada de ambos no debe nunca superar el valor de interés indicado por la TIR. Por tanto, a modo de justificación, se muestran a continuación los valores actuales del IPC (interés que cuantifica la inflación) y de los tipos de interés activos aplicados por las entidades de crédito, que son lo suficientemente reducidos como para dar por válido el valor de 51 % de TIR.

Tipos de interés activos aplicados por las entidades de crédito

Mes	Crédito al consumo		Otros fines		Operaciones hipotecarias							
	Operaciones a plazo entre 1 y 5 años		I.A.E. (tasa media ponderada de todos los plazos)		Operaciones a plazo superior a 5 años		Aplicado el primer año		Aplicado en operaciones a más de 10 años		I.A.E. (tasa media ponderada de todos los plazos)	
	España	Zona €	España	Zona €	España	Zona €	España	Zona €	España	Zona €	España	Zona €
2017												
Ene	8,71	5,04	8,78	6,23	4,61	2,21	1,61	1,76	2,20	1,76	2,31	2,28
Feb	8,42	4,93	8,91	6,17	4,92	2,35	1,58	1,77	2,33	1,81	2,21	2,29
Mar	8,60	4,81	9,02	6,08	4,60	2,34	1,51	1,74	2,41	1,82	2,19	2,25
Abr	8,33	4,81	8,66	5,96	4,57	2,35	1,51	1,72	2,43	1,85	2,18	2,26
May	8,52	4,98	8,77	6,22	4,68	2,36	1,51	1,73	2,41	1,87	2,17	2,23
Jun	8,19	4,93	8,39	6,20	4,38	2,33	1,50	1,69	2,42	1,89	2,16	2,21
Jul	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Evolución anual del IPC Índice General

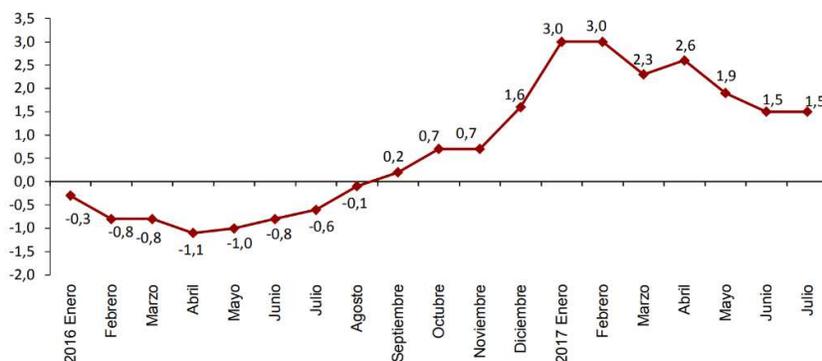


Figura 12.6.1.- Valores de IPC y de interés activo actuales.

Finalmente, en cuanto al periodo de retorno, la empresa obliga a que todos los proyectos de este tipo se vean amortizados en un periodo menor a 2 años. No obstante, si los beneficios que produce son los suficientemente elevados, los altos cargos de la empresa pueden estudiar con más detalle la propuesta y se puede llegar a ampliar esa duración a 5 años, siendo esta la máxima en cualquier caso.

En esta ocasión, el periodo de retorno resulta de 1 año y 8 meses, por lo que el proyecto podrá ser considerado como viable al cumplir con los criterios económicos internos de la empresa. A continuación, se muestra una evolución de la inversión a lo largo del tiempo, con las zonas de *payback* o periodo de retorno indicadas, donde se demuestra que los beneficios superan a los gastos antes de alcanzar el segundo año:

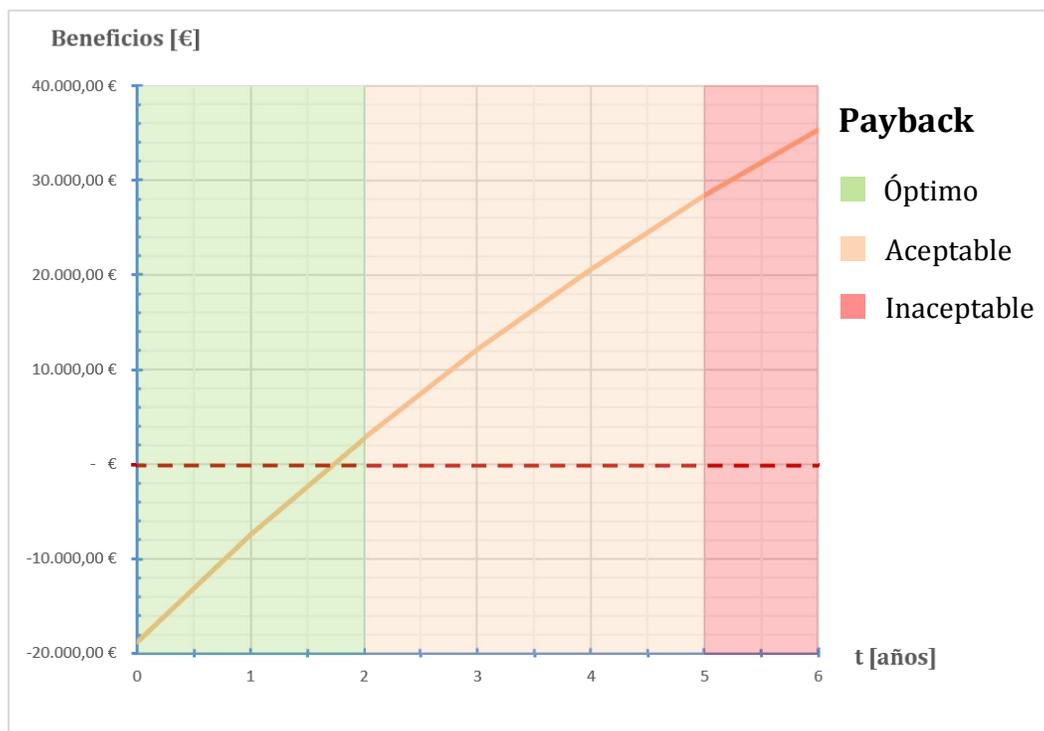


Figura 12.6.2.- Evolución de la inversión realizada.

Una vez realizado el cálculo de los principales indicadores de la rentabilidad con su correspondiente justificación se puede concluir, en base a los valores obtenidos, que la aplicación del proyecto resulta viable desde el punto de vista económico.

13. CONCLUSIONES

Una vez realizado el estudio de todas las alternativas posibles, se puede afirmar que el rediseño del sistema de transmisión y enclavamiento ha permitido:

- ✓ Establecer un sistema en conjunto que evita las oscilaciones indebidas de cada secador en posición paro, garantizando en todo momento la seguridad de los componentes y de los trabajadores.
- ✓ Optimizar los recursos necesarios requeridos en las labores de mantenimiento preventivo.
- ✓ Mejorar todos los componentes del sistema de transmisión desde el punto de la fiabilidad, disminuyendo los costes de riesgo.
- ✓ Justificar económicamente la viabilidad de la implantación del proyecto dentro de un plazo razonable de tiempo.

En definitiva, se concluye de manera satisfactoria el consiguiente proyecto, habiendo cumplido con todos y cada uno de los objetivos propuestos inicialmente y, además, habiendo solventado todos los problemas surgidos a lo largo del proceso de elaboración del mismo, atendiendo siempre a las especificaciones fijadas tanto por la empresa como por la universidad.

14. REFERENCIAS

14.1. Definiciones y abreviaturas

A

Ácido acético

1. m. *Quím.* Líquido incoloro, de olor picante, que se produce por oxidación del alcohol etílico, da su sabor característico al vinagre y se usa en la síntesis de productos químicos.

Acumulador

1. m. *Mec.* Depósito presente en los circuitos hidráulicos que almacena fluido, homogeneiza el flujo y evita pulsos de presión en el resto de componentes del circuito.

ADA

1. m. *Quím.* Ácido aminododecanoico.

Agitador

1. m. *Mec.* Depósito utilizado para agitar o mezclar líquidos mediante un sistema de aspas que está presente en su interior.

AH

1. f. *Quím.* Sal de nylon.

Autoventilación

1. f. Sistema de ventilación presente en algunos motores, conformado por una o varias hélices que están acopladas al eje principal de giro y que no requiere de fuente de alimentación para su correcto funcionamiento.

B

Buje

1. m. *Mec.* Extremo del eje sobre el que se monta el centro de rueda, que contiene los cojinetes y la fijación de esta.

C

Caprolactama

1. f. *Quím.* Molécula no carcinógena humana, obtenida a partir del tolueno, que resulta clave para la síntesis del nylon.

Catalizador

1. m. *Quím.* Sustancia que, en pequeña cantidad, incrementa la velocidad de una reacción química y se recupera sin cambios esenciales al final de la reacción.

Copolímero

1. m. *Quím.* Macromolécula compuesta por dos o más monómeros o unidades repetitivas distintas, que se pueden unir de diferentes formas por medio de enlaces químicos.

Cubo

1. m. *Mec.* Parte de una polea, normalmente cilíndrica o cónica, que contiene el agujero por el cual se inserta el eje al que va acoplada.

D

Depósito pulmón

1. m. *Mec.* Acumulador.

Desarrollo

1. m. *Mec.* En un sistema de transmisión, longitud total de la cadena o la correa.

E

Encamisado

1. m. *Mec.* Carcasa que envuelve herméticamente un depósito o una tubería, a través de la cual se hace pasar un fluido a diferente temperatura que el contenido de tales para calentarlo o enfriarlo.

H

HMD

1. f. *Quím.* Hexametilendiamina.

L

Lactama

1. m. *Quím.* Acrónimo de las palabras lactona y amida que se refiere a la amida cíclica constituida a partir de estas.

LC

1. m. *Quím.* Lactama.

M

MMPP

1. f. Mercancías peligrosas.

Mercancías peligrosas

1. f. Materias u objetos que presentan riesgo para la salud, para la seguridad o que pueden producir daños en el medio ambiente, en las propiedades o a las personas.

Mezclador

1. m. *Mec.* Agitador.

Motoventilación

1. f. Sistema de ventilación ajeno al motor que requiere de una fuente de alimentación propia para su correcto funcionamiento.

O

OLU

1. m. *Quím.* Solución de oligómero.

ONA

1. f. *Quím.* Ciclohexanona.

P

Pastilla

1. f. *Mec.* Pieza plana de material resistente a la fricción, que ejerce presión contra el disco de freno para reducir la velocidad del eje al que va acoplado dicho freno.

Peletizado

1. m. Acción de desmenuzar o moler una materia sólida en trozos pequeños, dándole a estos una forma y un tamaño similares al de una lenteja.

Peletizadora

1. f. Máquina en la cual se lleva a cabo el proceso de peletizado.

S

Slurry

1. m. *Quím.* Mezcla fluida de un sólido pulverizado con un líquido, normalmente agua, que suele emplearse como método para manipular sólidos a granel.

14.2. Normativa aplicada

UNE-EN 1515-1:2000

Bridas y sus uniones. Tornillería. Parte 1: Selección de la tornillería.

UNE-EN 1515-2:2002

Bridas y sus uniones. Bulones. Parte 2: Clasificación de materiales para bulones utilizados en bridas de acero, designación PN.

UNE-EN 1515-3:2006

Bridas y sus uniones. Bulones. Parte 3: Clasificación de materiales para bulones utilizados en bridas de acero, designación por clase.

UNE-EN 1515-4:2010

Bridas y sus uniones. Bulones. Parte 4: Selección de los bulones para los equipos sometidos a la Directiva de Equipos a Presión 97/23/CE.

UNE-EN ISO 9013:2017

Corte térmico. Clasificación de los cortes térmicos. Especificación geométrica de los productos y tolerancias de calidad. (ISO 9013:2017).

UNE-EN ISO 10675-1:2017

Ensayo no destructivo de uniones soldadas. Niveles de aceptación para los ensayos radiográficos. Parte 1: Acero, níquel, titanio y sus aleaciones. (ISO 10675-1:2016).

UNE-EN ISO 4014:2011

Pernos de cabeza hexagonal. Productos de clases A y B. (ISO 4014:2011)

UNE-EN ISO 4016:2011

Pernos de cabeza hexagonal. Productos de clase C. (ISO 4016:2011)

UNE-EN 24015:1992

Pernos de cabeza hexagonal. Producto de clase b. Cuerpo reducido (diámetro del cuerpo aprox. Diámetro efectivo de la rosca). (Versión oficial EN 24015:1991). (ISO 4015:1979).

14.3. Bibliografía

- [1] Richard, G. B. & Nisbett, J. K., (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México D. F., México. McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES.
- [2] Robert, L. N., (2011). *Diseño de máquinas. Un enfoque integrado*. México D. F., México. Pearson Educación de México.
- [3] Aulavirtual.es, (2017). *Diseño de máquinas. (EM1021)*.
<https://aulavirtual.uji.es/course/view.php?id=46964>
- [4] Blogspot.com, (2011). *Tecnología de los plásticos. Nylon*.
<http://tecnologiadelosplasticos.blogspot.com.es/2011/07/nylon.html>
- [5] Rtpcompany.com, (s.f.), *Nylon 6/12 (PA) - Polyamide 6/12*.
<https://www.rtpcompany.com/products/product-guide/nylon-612-pa-polyamide-612/>

- [6] Rtpcompany.com, (s.f.), *Nylon 6 (PA) - Polyamide 6*.
<https://www.rtpcompany.com/products/product-guide/nylon-6-pa-polyamide-6/>
- [7] Ensigner.es, (s.f.), *Poliamida - Nylon*.
<http://www.ensinger.es/es/materiales/plasticos-de-ingenieria/poliamida/#c16206>
- [8] G. Nonhebel & A. A. H. Moss. *El secado de sólidos en la industria química*.
Recuperado de https://books.google.es/books?hl=es&lr=&id=i-xjzo6i8ngC&oi=fnd&pg=PR5&dq=la+importancia+del+secado+industria&ots=OT5W-W9Ez3&sig=B4_7t6rAFdGCltzB0Xn0ojKoPyc#v=onepage&q=la%20importancia%20del%20secado%20industria&f=false
- [9] Sumitomodrive.com, (2010). *Cyclo Drive 6000. Gearboxes and Gear Motors. Operating Manual*.
<https://www.sumitomodrive.com/uploads/product/files/file-1405.pdf>

14.4. Videografía

- [10] Anónimo [FrontierPowerProduct], (2011, mayo 26). *Transfluid fluid coupling animations* [archivo de video]. Recuperado de
<https://www.youtube.com/watch?v=pxnT2VgSlrM>
- [11] Anónimo [desconocido], (s.f.), *Cyclo Drive 6000* [archivo de video]. Recuperado de
https://www.sumitomodrive.com/modules.php?name=Product&op=brandOverview&product_id=9&area_id=7&bid=7&sid=&subid=
- [12] Anónimo [mekanizmalar], (2012, mayo 5). *Interesting speed reducer* [archivo de video]. Recuperado de <https://www.youtube.com/watch?v=ie2wwAnKDM0>.
- [13] Anónimo [Learn Engineering], (2017, febrero 28). *Understanding PLANETARY GEAR set* [archivo de video]. Recuperado de
<https://www.youtube.com/watch?v=ARd-Om2VyiE>

14.5. Protección intelectual

En este proyecto aparecen imágenes que han sido obtenidas a partir de capturas de pantalla efectuadas sobre la versión de estudiante del software informático SOLIDWORKS®. De esta manera, se reconocen los derechos referentes a la propiedad intelectual de la empresa DASSAULT SYSTÈMES®, correspondientes al siguiente listado de figuras pertenecientes al *Capítulo 1. Memoria* del consiguiente proyecto:

- **Figura 7.2.1.-** Elementos mecánicos principales de los secadores rotativos.
- **Figura 8.1.1.-** Elementos principales del sistema actual de transmisión.
- **Figura 8.7.1.2.-** Aspecto de las ruedas dentadas de fábrica.
- **Figura 8.7.1.3.-** Ruedas dentadas tras la operación de retaladrado.
- **Figura 8.7.1.4.-** Ruedas dentadas tras la operación de mortajado.
- **Figura 8.7.1.5.-** Ruedas dentadas tras la operación de achaflanado.
- **Figura 8.7.2.3.-** Disco del cual se parte para mecanizar el casquillo.
- **Figura 8.7.2.4.-** Disco tras la operación de mandrinado.
- **Figura 8.7.2.5.-** Casquillo de fijación axial del piñón.
- **Figura 8.7.2.6.-** Disco del cual se parte para mecanizar el casquillo.
- **Figura 8.7.2.7.-** Disco tras la operación de mandrinado.
- **Figura 8.7.2.8.-** Casquillo de fijación axial de la corona.
- **Figura 8.7.2.9.-** Casquillos tras la operación de achaflanado.
- **Figura 8.7.3.1.-** Situación inicial de la reductora sobre la bancada.
- **Figura 8.7.3.2.-** Base de la reductora sustentada sobre el perfil HEB 200.
- **Figura 8.7.4.1.-** Interferencia entre las superficies de la carcasa y la reductora.
- **Figura 8.7.4.2.-** Carcasa con la superficie de contacto con la reductora recortada.
- **Figura 8.7.4.3.-** Carcasa con la escotadura inicial.
- **Figura 8.7.4.4.-** Carcasa con el agujero que atraviesa el eje.
- **Figura 8.7.4.5.-** Carcasa de la transmisión por cadena definitiva.
- **Figura 8.8.1.-** Rediseño del sistema de transmisión.
- **Figura 9.4.1.1.-** Diseño propuesto de la pletina.
- **Figura 9.4.1.2.-** Método de fijación de la pletina.
- **Figura 9.4.2.1.-** Diseño propuesto de la cuña.
- **Figura 9.4.3.1.-** Diseño propuesto del apoyo de la cuña.
- **Figura 9.4.4.1.-** Elemento de apoyo del accesorio del émbolo.
- **Figura 9.4.4.2.-** Diseño propuesto del apoyo del cilindro.
- **Figura 9.4.5.1.-** Diseño propuesto de la unión cilindro - cuña.
- **Figura 9.6.1.-** Enclavamiento en posición fija.
- **Figura 9.6.2.-** Enclavamiento en posición libre.

ANEXOS A LA MEMORIA

ÍNDICE

ANEXOS A LA MEMORIA

ANEXO I. CÁLCULOS.....	155
------------------------	-----

ANEXO I. CÁLCULOS

ÍNDICE

ANEXO I. CÁLCULOS

1. CONDICIONES INICIALES DE TRANSMISIÓN	159
1.1. Potencia requerida por el equipo	159
1.2. Solicitud de par máxima	161
1.3. Primera aproximación de las relaciones de transmisión	162
2. PARÁMETROS DE SELECCIÓN DE REDUCCIÓN PRINCIPAL.....	166
2.1. Parámetros del tren de engranajes ortogonal.....	166
2.1.1. Primera aproximación	168
2.1.2. Modelo K157.....	169
2.1.3. Modelo K167.....	170
2.2. Tren de engranajes epicicloidal	171
2.2.1. Modelo CHHM-6255	172
2.3. Tren de engranajes mixto	173
2.3.1. Modelo P002 - KF107	173
2.3.2. Modelo P012 - KF97	174
2.3.3. Modelo P012 - KF107	174
2.3.4. Modelo P022 - KF97	175
2.4. Criterios de selección	176
3. PARÁMETROS DE SELECCIÓN DE REDUCCIÓN SECUNDARIA	180
3.1. Parámetros de la transmisión por correa.....	180
3.2. Parámetros de la transmisión por cadena.....	187
4. PARÁMETROS DE SELECCIÓN DE FRENO	197
4.1. Freno incorporado	197
5. PARÁMETROS DE SELECCIÓN DE VARIADORES.....	199
5.1. Parámetros del variador de frecuencia.....	199

6. PARÁMETROS DE SELECCIÓN DE ELEMENTOS AUXILIARES.....	201
6.1. Parámetros de los acoplamientos.....	201
6.1.1. Unión por chaveta del piñón	201
6.1.2. Unión por chaveta de la corona.....	205
7. PARÁMETROS DE SELECCIÓN DE ENCLAVAMIENTO	207
7.1. Grado de hiperestaticidad del secador	207
7.2. Fuerza de empuje del enclavamiento por cilindro pasador	208
7.3. Fuerza de empuje del enclavamiento por cuña pivotante	210

1. CONDICIONES INICIALES DE TRANSMISIÓN

1.1. Potencia requerida por el equipo

La potencia eléctrica que consume el motor de una instalación en un momento determinado viene dada por la expresión:

$$P_{Abs} = \sqrt{3} \cdot U_N \cdot I_L \cdot \cos \varphi \quad (1)$$

donde

	Descripción	Unidades
P_{Abs}	Potencia eléctrica que consume el motor	W
U_N	Tensión entre bornes del motor	V
I_L	Intensidad de línea que circula por el motor	A
$\cos \varphi$	Factor de potencia del motor	-

Los datos de tensión (U_N) y factor de potencia ($\cos \varphi$) se pueden obtener directamente de la información incluida en la ficha técnica del motor, y la intensidad que circula en cada caso está indicada en el correspondiente amperímetro situado en el cuadro general.

Así pues, para estimar la potencia máxima que solicita el equipo cuando el secador gira a velocidad nominal (3 rpm), se toma la medida del amperaje del motor principal de uno de los secadores (concretamente el MD-614-2) mientras este trabaja a plena carga. De esta forma, resulta:

$$\begin{aligned} I_L &= 42 \text{ A} \\ U_N &= 500 \text{ V} \\ \cos \varphi &= 0,84 \end{aligned}$$

Sustituyendo los resultados anteriores en la expresión (1) se obtiene la potencia máxima (a plena carga) que consume el motor a velocidad nominal:

$$P_{Abs} = \sqrt{3} \cdot U_N \cdot I_L \cdot \cos \varphi = \sqrt{3} \cdot 500 \cdot 42 \cdot 0,84 = 30553 \text{ W}$$

Por otro lado, hay que tener en cuenta que no toda la potencia eléctrica absorbida se convierte en potencia mecánica útil, debido principalmente al rendimiento del motor. Por tanto, el rendimiento se puede obtener mediante la expresión:

$$\eta = \frac{P_{\text{Útil}}}{P_{\text{Abs}}} \quad (2)$$

donde

	Descripción	Unidades
P_{Abs}	Potencia eléctrica que consume el motor	W
$P_{\text{Útil}}$	Potencia mecánica que produce el motor	W
η	Rendimiento del motor	-

Como se desconoce la potencia mecánica útil para el caso de funcionamiento a velocidad normal del secador, el rendimiento se calculará empleando los parámetros a velocidad nominal del motor especificados por el fabricante (indicados en la placa del motor), que son:

$$I_N = 46,5 \text{ A} \quad \cos \varphi = 0,84$$

$$U_N = 500 \text{ V} \quad P_{\text{Útil}} = 30 \text{ kW}$$

Sustituyendo esos valores en la expresión (2) se obtiene el rendimiento que presenta el motor:

$$\eta = \frac{P_{\text{Útil}}}{P_{\text{Abs}}} = \frac{P_{\text{Útil}}}{\sqrt{3} \cdot U_N \cdot I_L \cdot \cos \varphi} = \frac{30000}{\sqrt{3} \cdot 500 \cdot 46,5 \cdot 0,84} = 0,887$$

Así pues, de nuevo mediante la expresión (2), se puede obtener la potencia mecánica útil que aporta el motor cuando el secador gira a 3 rpm a plena carga:

$$\eta = \frac{P_{\text{Útil}}}{P_{\text{Abs}}} \rightarrow P_{\text{Útil}} = \eta \cdot P_{\text{Abs}} = 0,887 \cdot 30553 = 27100 \text{ W}$$

Por motivos de seguridad y de estandarización, la transmisión del equipo se calculará suponiendo una potencia de 30 kW, manteniéndose la del motor original. De esta manera, se comprueba que el diseño inicial de la instalación no estaba ni infradimensionado ni sobredimensionado.

1.2. Solicitud de par máxima

Para el cálculo del par requerido por el secador, debe tenerse en cuenta que parte de la potencia mecánica que proporciona el motor se desperdicia en los distintos elementos de la transmisión debido a las pérdidas mecánicas que presentan. No obstante, se supondrá el rendimiento máximo (proporcionado por el fabricante) sin suponer disminuciones del rendimiento a lo largo del tiempo para asegurar que el par pueda ser inferior al calculado pero nunca superior. Así pues, el rendimiento de cada uno de ellos es:

	Descripción	Valor	Unidades
$\eta_{Acop.}$	Rendimiento del acoplamiento hidráulico	0,94	-
$\eta_{Corr.}$	Rendimiento de la transmisión por correa	0,93	-
$\eta_{Red.}$	Rendimiento de la reductora	0,95	-
$\eta_{Cad.}$	Rendimiento de la transmisión por cadena	0,97	-

Para obtener la potencia real que necesita el secador para girar a 3 rpm a plena carga, bastará con multiplicar la potencia mecánica que aporta el motor en tal caso por el rendimiento de cada uno de los elementos que transmiten la potencia desde el eje del motor hasta el eje del secador, de forma que:

$$P_{Sec} = P_M \cdot \eta_{Acop} \cdot \eta_{Corr} \cdot \eta_{Red} \cdot \eta_{Cad} = 27100 \cdot 0,94 \cdot 0,93 \cdot 0,95 \cdot 0,97 = 21830 \text{ W}$$

Para obtener el par necesario que hay que aplicar sobre el eje del secador para poder girarlo a plena carga, se emplea la expresión:

$$P = M \cdot \omega \quad (3)$$

donde

	Descripción	Unidades
P	Potencia	W
M	Par motor	N · m
ω	Velocidad angular	rad · s ⁻¹

Sustituyendo finalmente los datos de potencia y de velocidad de giro en la expresión (3) se puede despejar el par:

$$n = 3 \text{ rpm} \rightarrow \omega = 3 \frac{\text{rev.}}{\text{min}} \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 0,314 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$P = M \cdot \omega \rightarrow M = \frac{P}{\omega} = \frac{21830}{0,314} = 69520 \text{ N} \cdot \text{m}$$

1.3. Primera aproximación de las relaciones de transmisión

Se pretender respetar, de manera aproximada, las relaciones de transmisión establecidas en el diseño original, correspondiendo la reducción de la cadena con R_1 y el resto de reducciones con R_2 . Así pues, para calcular las relaciones de transmisión iniciales, se emplea la siguiente expresión:

$$i = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad (4)$$

donde

	Descripción	Unidades
i	Relación de transmisión	-
Z₁	Número de dientes de la rueda conductora	-
Z₂	Número de dientes de la rueda conducida	-
D₁	Diámetro de la rueda conductora	mm
D₂	Diámetro de la rueda conducida	mm
ω₁	Velocidad angular de la rueda conductora	rpm
ω₂	Velocidad angular de la rueda conducida	rpm

De la misma manera, para calcular la relación de transmisión de varios elementos mecánicos en serie, bastará con multiplicar de forma sucesiva la relación de cada uno de ellos, de forma que:

$$i_{Total} = i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_n \quad (5)$$

A continuación, en la *figura 1.3.1*, se recogen los tamaños de las ruedas del sistema de transmisión (diámetros primitivos en el caso de las poleas y número de dientes en el caso de las ruedas dentadas) y el coeficiente de la reductora:

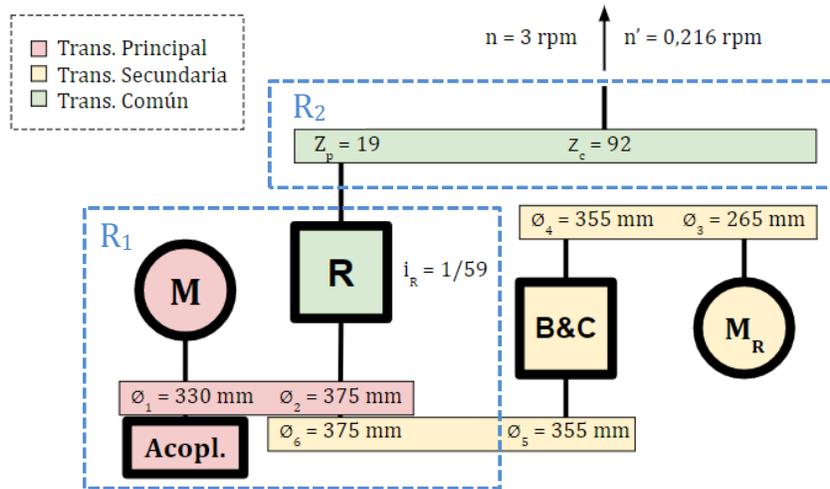


Figura 1.3.1.- Tamaño de las ruedas del sistema de transmisión.

Como la función de la transmisión secundaria va a ser realizada por un variador de frecuencia, no serán necesarios los datos relativos a ella en este apartado.

De tal forma, para calcular las reducciones R_1 y R_2 , bastaría con sustituir los datos correspondientes en las expresiones (4) y (5):

$$R_1 = i_{correa} \cdot i_{reductora} = \frac{330}{375} \cdot \frac{1}{59} = 0,0149 \approx \frac{1}{67}$$

$$R_2 = i_{cadena} = \frac{Z_p}{Z_c} = \frac{19}{92} = 0,206 \approx \frac{1}{5}$$

No obstante, estas relaciones de transmisión están calculadas para una determinada velocidad de rotación del motor y, por tanto, cambiar la velocidad del motor afectaría a la velocidad final del secador. Para averiguar la velocidad del motor se emplearán, a continuación, dos métodos distintos para asegurar con ello un resultado correcto.

La primera forma de obtener la velocidad es empleando nuevamente las expresiones (4) y (5), de manera que:

$$i_{principal} = R_1 \cdot R_2 = \frac{1}{67} \cdot \frac{1}{5} = \frac{1}{335}$$

$$i_{principal} = \frac{\omega_{secador}}{\omega_{motor}} \rightarrow \omega_{motor} = \omega_{secador} \cdot \frac{1}{i_{principal}} = 3 \cdot 335 \approx 1000 \text{ rpm}$$

La otra manera de calcular la velocidad angular del eje del motor es atendiendo a la siguiente expresión:

$$\omega = \frac{60 \cdot f}{P} = \frac{120 \cdot f}{p} \quad (6)$$

donde

	Descripción	Unidades
ω	Velocidad angular del eje del motor	rpm
f	Frecuencia de la red	Hz
P	Número de pares de polos del motor	-
p	Número de polos del motor	-

Así, los datos necesarios pueden ser obtenidos de la placa de características técnicas del motor, que resultan ser:

$$f = 50 \text{ Hz}$$

$$p = 6 \text{ polos}$$

Por tanto, sustituyendo los datos en la expresión (6) se obtiene:

$$\omega = \frac{120 \cdot 50}{6} = 1000 \text{ rpm}$$

Se comprueba que, independientemente del método empleado, la velocidad de giro del motor es de 1000 rpm, lo cual resulta positivo teniendo en cuenta que es una de las velocidades más estandarizadas en el mercado.

Una vez calculadas la velocidad del motor y las relaciones de transmisión diseñadas inicialmente, es conveniente calcular también la relación de transmisión que sería necesaria en caso de cambiar la velocidad del motor ya que, de esta manera, se tendrá una mayor flexibilidad a la hora de seleccionar los componentes óptimos. Por tanto, en base a los cálculos realizados en este apartado, se recogen los resultados obtenidos para las velocidades de giro más típicas en el mercado:

Nº Polos	f (Hz)	ω_1 (rpm)	R_1	ω_2 (rpm)	R_2	ω_3 (rpm)
6	50	1000	1/67	15	1/5	3
4	50	1500	1/100	15	1/5	3
2	50	3000	1/200	15	1/5	3

Tabla 1.3.2.- Reducciones necesarias en función de la velocidad del motor.

Nota.: La relación de transmisión R_2 se ha decidido mantener igual porque, por motivos de espacio, no se pueden variar excesivamente sus dimensiones.

2. PARÁMETROS DE SELECCIÓN DE REDUCCIÓN PRINCIPAL

2.1. Parámetros del tren de engranajes ortogonal

Además de las especificaciones ya calculadas (potencia, velocidades de entrada y salida...), la gran mayoría de los fabricantes tiene en consideración otros factores para asegurar una óptima selección, como el par máximo a la salida o el factor de servicio.

El par depende directamente de la relación de transformación, por lo que deberá calcularse independientemente para cada reductora. En cambio, el factor de servicio es un coeficiente de corrección que se aplica al par máximo y que considera, además de la carga, las horas de trabajo diarias y el número de arranques y paradas. Por tanto, como depende del modo de funcionamiento del equipo, del tipo de reductora y del fabricante, se calculará una vez y servirá para todas las reductoras ortogonales estudiadas de la misma marca.

Así pues, en primer lugar, deben definirse las horas de trabajo al día y el número de ciclos (arranques y paradas) por hora. Para ello, se muestra a continuación la duración de cada etapa de funcionamiento:

Etapa	Duración (horas)
Carga del secador	1
Purgado con nitrógeno	1
Secado (vacío + vapor)	18
Rotura de vacío	2
Enfriamiento	4
Mezclado de aditivos	2 - 5
Descarga del secador	3
Otros (limpieza secador)	2
Total / Total girando	36 / 30

Tabla 2.1.1.- Duración del proceso completo de secado.

Como el proceso completo dura más de un día, se considerará que el régimen de funcionamiento es de 24 horas al día. Además, como en todo el proceso solo arranca y para una vez, se considerará el mínimo número de ciclos por hora.

Por otro lado es necesario, en este caso, definir el tipo de carga que soporta la transmisión. Como el proceso de cálculo de la distribución de la carga a lo largo del tiempo suele ser una tarea complicada al depender de infinidad de factores, la Asociación Americana de Fabricantes de Engranajes (AGMA) tiene a disposición una clasificación (*figura 2.1.1*) que relaciona el tipo de carga con el modo de funcionamiento:

LOAD CLASS (S.F.)	UP TO 3 HRS. TOTAL OPERATION PER DAY	3 TO 10 HRS. TOTAL OPERATION PER DAY	OVER 10 HRS. TOTAL OPERATION PER DAY
I (1.0)	Moderate Shock Load	Uniform Load	
II (1.4)	Heavy Shock Load	Moderate Shock Load	Uniform Load
III (2.0)		Heavy Shock Load	Moderate Shock Load

Figura 2.1.1.- Tipo de carga en función del régimen de funcionamiento.

Como el secador funciona más de 10 horas al día (*Over 10 hrs. Total operation per day*) y presenta un régimen de giro constante sin significativos incrementos puntuales en la solicitud de par (*Uniform load*), se puede clasificar la carga como Tipo II.

Finalmente, con los datos de tiempo de funcionamiento, número de ciclos y tipo de carga, se puede obtener el valor del factor de servicio atendiendo a la siguiente representación gráfica proporcionada por el fabricante:

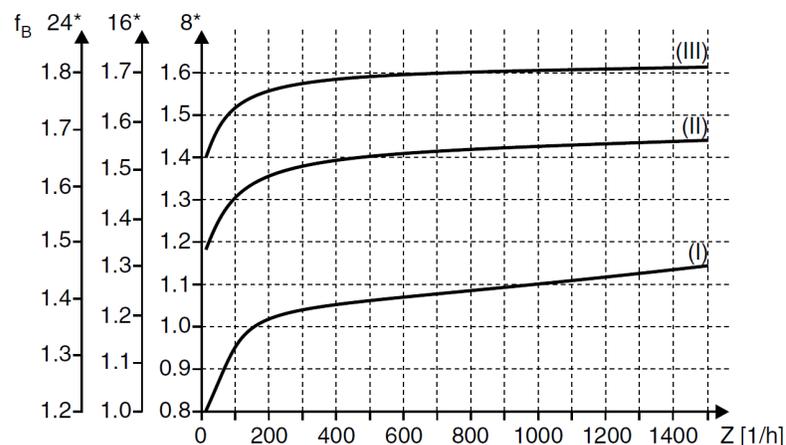


Figura 2.1.2.- Factor de servicio en función de varios factores.

Así pues, para un equipo que trabaja 24 horas al día, con el número mínimo de arranques y paradas y con una carga de tipo II, el factor de servicio equivale a 1,5.

2.1.1. Primera aproximación

Para comenzar a buscar en los catálogos correspondientes, debe realizarse un primer cálculo orientativo que fije la reductora de partida. Así pues, el dato que es imprescindible para realizar la selección es el par máximo en el eje de salida de la reductora. Como este par depende de la reducción efectuada por la reducción secundaria (R_2), se comenzará suponiendo un valor máximo de 1/5 para R_2 (como se ha dicho antes, la reducción secundaria no puede ser más grande por motivos de espacio).

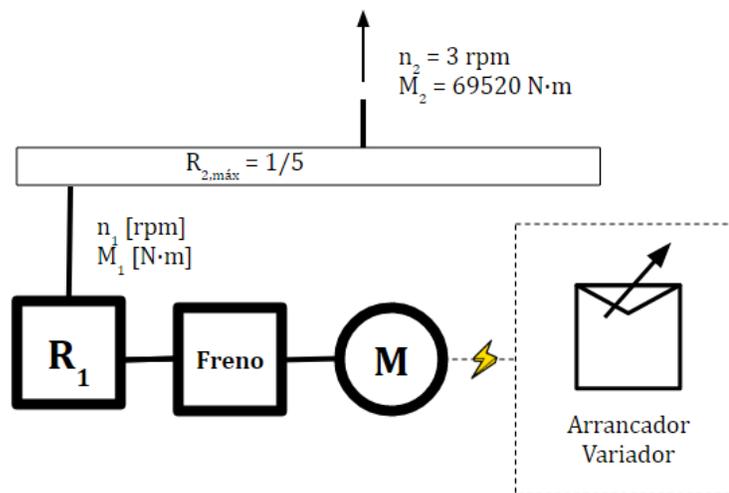


Figura 2.1.1.1.- Esquema del planteamiento inicial.

Por tanto, en base a esta suposición y haciendo uso de las expresiones (3) y (4), suponiendo que no hay pérdidas de potencia en la reducción secundaria, se puede calcular el par mínimo necesario a la salida de la siguiente manera:

$$P_1 = P_2 \rightarrow M_1 \cdot \omega_1 = M_2 \cdot \omega_2 \rightarrow M_1 = M_2 \cdot \frac{\omega_2}{\omega_1} = M_2 \cdot R_2$$

$$M_{1,min} = M_2 \cdot R_{2,máx} = 69520 \cdot \frac{1}{5} = 13900 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Con este requisito de par mínimo, se descartarán todas las reductoras que no alcancen tal valor en sus especificaciones técnicas, y se comenzará a seleccionar las que tengan el valor inmediatamente superior a este.

2.1.2. Modelo K157

La primera reductora seleccionada pertenece a la serie K (tamaño 157) de la marca Sew Eurodrive, y presenta las siguientes características:

	Descripción	Valor	Unidades
n_e	Velocidad angular del motor	1400	rpm
i	Denominador de la relación de transformación	100,22	-
n_a	Velocidad de salida de la reductora	14	rpm
$M_{a\max}$	Par de diseño máximo a la salida	18000	N·m

Para comprobar si cumple con las especificaciones, se calculará el par que solicita el equipo a la reductora considerando también el factor de servicio. Así, el factor de servicio y el par máximo están relacionados por la siguiente expresión:

$$M_a \cdot f_b \leq M_{a\max} \quad (7)$$

donde

	Descripción	Unidades
M_a	Par de diseño a la salida (sin considerar el f_b)	N·m
f_b	Factor de servicio	-
$M_{a\max}$	Par de diseño máximo a la salida	N·m

Por tanto, para una velocidad de salida de 14 rpm, el par solicitado se calculará nuevamente como:

$$M_1 = M_2 \cdot \frac{\omega_2}{\omega_1} = 69520 \cdot \frac{3}{14} = 14897 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Finalmente, se comprueba la condición impuesta por la expresión (7):

$$M_a \cdot f_b \leq M_{a\max} \rightarrow 14897 \cdot 1,5 \leq 18000 \rightarrow 22346 \leq 18000$$



De esta manera, como no se cumplen os requisitos mínimos en su totalidad, debe repetirse el proceso de cálculo con otras reductoras sucesivamente hasta dar con la que los cumpla.

Así pues, la siguiente opción es comprobar la reductora del mismo tamaño que tiene una velocidad de salida mayor (de forma que se reduce el par), recordando que la velocidad máxima de salida queda limitada por la reducción secundaria (que vale 1/5 como máximo) a 15 rpm.

La siguiente opción es, por tanto, la reductora con una relación de transformación inmediatamente inferior, que presenta las siguientes características:

	Descripción	Valor	Unidades
n_e	Velocidad angular del motor	1400	rpm
i	Denominador de la relación de transformación	91,65	-
n_a	Velocidad de salida de la reductora	15	rpm
$M_{a\max}$	Par de diseño máximo a la salida	18000	N·m

Repetiendo el mismo procedimiento de cálculo que se ha empleado en la comprobación de la reductora anterior se obtiene:

$$M_1 = M_2 \cdot \frac{\omega_2}{\omega_1} = 69520 \cdot \frac{3}{15} = 13904 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_a \cdot f_b \leq M_{a\max} \rightarrow 13904 \cdot 1,5 \leq 18000 \rightarrow 20856 \leq 18000$$



En este caso, tampoco cumple con la condición del factor de servicio, por lo que este modelo queda también descartado.

2.1.3. Modelo K167

Al no haber disponible una reductora adecuada en el tamaño anterior, se opta por buscar una más grande. Así, el segundo modelo seleccionado pertenece a la serie K (tamaño 167) de la misma marca, y presenta las características mostradas a continuación:

	Descripción	Valor	Unidades
n_e	Velocidad angular del motor	1400	rpm
i	Denominador de la relación de transformación	109,83	-
n_a	Velocidad de salida de la reductora	13	rpm
$M_{a\max}$	Par de diseño máximo a la salida	32000	N·m

Al igual que en el modelo anterior, debe comprobarse la condición impuesta por la expresión (7), de forma que:

$$M_1 = M_2 \cdot \frac{\omega_2}{\omega_1} = 69520 \cdot \frac{3}{13} = 16043 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_a \cdot f_b \leq M_{a\max} \rightarrow 16043 \cdot 1,5 \leq 32000 \rightarrow 24065 \leq 32000$$



Por tanto, como esta reductora cumple con los parámetros iniciales y con el factor de servicio, será la alternativa dentro de los trenes de engranajes ortogonales.

2.2. Tren de engranajes epicicloidal

Al igual que antes, además de las condiciones iniciales ya calculadas, debe calcularse el factor de servicio para atender a las condiciones de trabajo del equipo. El número de ciclos, el tiempo de trabajo y el modo de funcionamiento (obtenidos en el apartado 2.1) se recogen a continuación a modo de recordatorio:

Descripción	Valor	Unidades
Número de ciclos	1 (mín.)	h^{-1}
Duración del tiempo de trabajo	30	h
Modo de funcionamiento	<i>Uniform Load</i>	-

En este caso, el fabricante de estas reductoras es diferente y no es necesario calcular el tipo de carga según la AGMA porque tiene su propia clasificación. Además, también presenta distintos factores de servicio en función de los parámetros anteriores, tal y como se muestra a continuación:

load condition/h	3 hours per day 3 Stunden pro Tag			10 hours per day 10 Stunden pro Tag			24 hours per day 24 Stunden pro Tag		
	I	II	III	I	II	III	I	II	III
	uniform load	moderate shocks	heavy shocks	uniform load	moderate shocks	heavy shocks	uniform load	moderate shocks	heavy shocks
Anläufe/h	gleichförmiger Betrieb	mäßige Stöße	schwere Stöße	gleichförmiger Betrieb	mäßige Stöße	schwere Stöße	gleichförmiger Betrieb	mäßige Stöße	schwere Stöße
< 10	0,80	1,00	1,20	1,00	1,10	1,35	1,20	1,35	1,50
< 200	0,85	1,10	1,30	1,10	1,30	1,50	1,25	1,50	1,65
< 500	0,9	1,2	1,4	1,15	1,45	1,6	1,3	1,6	1,75

Figura 2.2.1. – Factor de servicio en función de diversos parámetros.

Como el secador gira 30 horas consecutivamente, se considerará la duración máxima indicada (*24 hours per day*). Respecto al resto de parámetros, al presentar un régimen de funcionamiento con una carga uniforme (*uniform load*) y con una frecuencia de arranque y paro mínima (<10), el factor de servicio resultante es de 1,20.

En cuanto a la primera aproximación que hay que realizar para comenzar a buscar en los catálogos, el proceso de cálculo que debe efectuarse es el mismo que el que se ha llevado a cabo anteriormente en el apartado 2.1.1. Por tanto, para no repetirlo de nuevo, se partirá directamente del valor obtenido en el mismo para el par mínimo en el eje de salida de la reductora ($M_{1,min} = 13900 \text{ N}\cdot\text{m}$).

2.2.1. Modelo CHHM-6255

La primera reductora epicicloidial seleccionada pertenece a la serie Drive 6000 de la marca Sumitomo Drive Technologies, y presenta las siguientes características:

	Descripción	Valor	Unidades
n_1	Velocidad angular del motor	975	rpm
i	Denominador de la relación de transformación	87	-
n_2	Velocidad de salida de la reductora	11,2	rpm
$M_{a\text{máx}}$	Par de diseño máximo a la salida	24280	N·m

Al igual que en el caso anterior, debe comprobarse la condición impuesta por la expresión (7), de forma que:

$$M_1 = M_2 \cdot \frac{\omega_2}{\omega_1} = 69520 \cdot \frac{3}{11,2} = 18621 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_1 \cdot f_b \leq M_{a\text{max}} \rightarrow 18621 \cdot 1,2 \leq 24280 \rightarrow 22346 \leq 24280$$



Como esta reductora cumple con los parámetros iniciales y con el factor de servicio, no será necesario comprobar más modelos de su misma serie y será, por tanto, la alternativa dentro de los trenes de engranajes epicicloidales.

2.3. Tren de engranajes mixto

En este caso, el fabricante de estas reductoras proporciona directamente las tablas con los factores de servicio en función de la tarea concreta que realiza el equipo, de las horas de trabajo y de la vida de servicio estimada, por lo que no es necesario realizar ningún cálculo al respecto. El proceso de estimación del factor de servicio puede encontrarse, en esta ocasión, en el apartado correspondiente de la *Memoria*.

2.3.1. Modelo P002-KF107

Esta reductora mixta pertenece a la serie PX de la marca Sew Eurodrive y presenta las siguientes características:

	Descripción	Valor	Unidades
P_m	Potencia del motor	30	kW
i_{ex}	Denominador de la relación de transformación	141	-
n_2	Velocidad de salida de la reductora	11	rpm
M_{N2}	Par de diseño máximo a la salida	24800	N·m

Así pues, debe comprobarse la condición impuesta por la expresión (7), de forma que resulta:

$$M_1 = M_2 \cdot \frac{\omega_2}{\omega_1} = 69520 \cdot \frac{3}{11} = 18960 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_1 \cdot f_b \leq M_{N2} \rightarrow 18960 \cdot 1,5 \leq 24800 \rightarrow 28440 \leq 24800$$



Como esta reductora no cumple con los parámetros iniciales y con el factor de servicio, debe repetirse el proceso de cálculo con otras reductoras sucesivamente hasta dar con aquella que los cumpla.

2.3.2. Modelo P012-KF97

Al no haber más reductoras de ese tamaño que cumplan las especificaciones, se seleccionará un modelo de más tamaño y más resistencia mecánica que presenta las siguientes características:

	Descripción	Valor	Unidades
P_m	Potencia del motor	30	kW
i_{ex}	Denominador de la relación de transformación	175	-
n_2	Velocidad de salida de la reductora	8,4	rpm
M_{N2}	Par de diseño máximo a la salida	36810	N·m

Así pues, debe comprobarse la condición impuesta por la expresión (7), de forma que se obtiene:

$$M_1 = M_2 \cdot \frac{\omega_2}{\omega_1} = 69520 \cdot \frac{3}{8,4} = 24829 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_1 \cdot f_b \leq M_{N2} \rightarrow 24829 \cdot 1,5 \leq 36810 \rightarrow 37243 \leq 36810$$



Como esta reductora tampoco cumple, se repetirá el proceso de cálculo de la misma manera que antes.

2.3.3. Modelo P012-KF107

La reductora del tamaño siguiente presenta, en este caso, las siguientes especificaciones:

	Descripción	Valor	Unidades
P_m	Potencia del motor	30	kW
i_{ex}	Denominador de la relación de transformación	175	-
n_2	Velocidad de salida de la reductora	8,5	rpm
M_{N2}	Par de diseño máximo a la salida	36810	N·m

Así pues, se comprueba la condición impuesta por la expresión (7), de manera que resulta:

$$M_1 = M_2 \cdot \frac{\omega_2}{\omega_1} = 69520 \cdot \frac{3}{8,5} = 24536 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_1 \cdot f_b \leq M_{N2} \rightarrow 24536 \cdot 1,5 \leq 36810 \rightarrow 36805 \leq 36810$$



Aunque esta reductora cumple, en principio, con el par máximo, se estudiará el modelo siguiente por motivos de seguridad, ya que la diferencia entre el par mínimo exigido y el calculado es únicamente de 5 N·m (menos de 1 kgf·m).

2.3.4. Modelo P022-KF97

Por tanto, el modelo del tamaño inmediatamente superior dentro de esa misma serie presenta:

	Descripción	Valor	Unidades
P_m	Potencia del motor	30	kW
i_{ex}	Denominador de la relación de transformación	175	-
n₂	Velocidad de salida de la reductora	8,4	rpm
M_{N2}	Par de diseño máximo a la salida	51190	N·m

Así pues, debe comprobarse la condición impuesta por la expresión (7), de forma que resulta:

$$M_1 = M_2 \cdot \frac{\omega_2}{\omega_1} = 69520 \cdot \frac{3}{8,4} = 24829 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_1 \cdot f_b \leq M_{N2} \rightarrow 24829 \cdot 1,5 \leq 51190 \rightarrow 37243 \leq 51190$$



Como esta reductora cumple holgadamente con los parámetros iniciales y con el factor de servicio, será la opción seleccionada para el caso de los trenes de engranajes mixtos.

2.4. Criterios de selección

Para proceder con la selección de la mejor alternativa de reductora, se va a emplear el método de las jerarquías analíticas de Saaty. Por tanto, el primer paso consiste en determinar los atributos que van a influir en la toma de decisión y ordenarlos en función su importancia:

1. **Coste:** Inversión económica que supone su adquisición.
2. **Par:** Par máximo admisible que puede soportar el eje de salida.
3. **Lubricación:** Cantidad de lubricante por cada procedimiento de reengrase.
4. **Peso:** Masa total de la reductora.

Alternativa	Coste (€)	Par (N·m)	Lubricación (litros)	Peso (kg)
Ortogonal	10000	32000	33	1320
Epicicloidal	31000	24280	21	1190
Mixta	43000	51190	16	830
Sinfín-Corona	-	-	-	-

Tabla 2.4.1.- Valor de los atributos de las alternativas.

Como cada uno de estos valores está referenciado en su escala particular, es conveniente establecer una escala unitaria en todos los atributos para emplear el mismo sistema de referencia, de forma que:

Alternativa	Coste (€)	Par (N·m)	Lubricación (litros)	Peso (kg)
Ortogonal	1	0,7	0,4	0,4
Epicicloidal	0,65	0,5	0,6	0,7
Mixta	0,5	1	1	1
Sinfín-Corona	-	-	-	-

Tabla 2.4.2.- Valor de los atributos de las alternativas en escala unitaria.

Para poder discretizar la cantidad de prioridad que tiene un atributo frente a otro, se les asigna valores en función de su dominancia frente a los demás, tal y como indica la figura a continuación:

Importancia	Definición	Explicación
1	Igual importancia	Dos elementos contribuyen idénticamente al objetivo.
3	Dominancia débil	La experiencia manifiesta que existe una débil dominancia de un elemento sobre otro.
5	Fuerte dominancia	La experiencia manifiesta una fuerte dominancia de un elemento sobre otro.
7	Demostrada dominancia	La dominancia de un elemento sobre otro es perfectamente demostrada.
9	Absoluta dominancia	Las evidencias demuestran que un elemento es absolutamente dominado por otro.
2, 4, 6, 8	Valores intermedios	Son valores intermedios de decisión.

Tabla 2.4.3.- Valor de las dominancias.

Así pues, en la *tabla 8.4.4* a continuación, se muestra el valor de las dominancias entre los atributos:

	Coste	Par	Lubricación	Peso
Coste	1	3	5	7
Par	1/3	1	3	5
Lubricación	1/5	1/3	1	3
Peso	1/7	1/5	1/3	1

Tabla 2.4.4.- Valor de los atributos de las alternativas.

El siguiente paso es calcular la media geométrica de los valores de dominancia para cada uno de los atributos, que viene dada como:

$$\overline{MG}_{Atributo} = \left(\prod_{i=1}^n x_i \right)^{1/n} = (x_1 \cdot x_2 \cdot \dots \cdot x_n)^{1/n} \quad (8)$$

donde

	Descripción	Unidades
x	Valor de dominancia	-
n	Número de atributos	-

De esta manera, se procede a calcular el valor de dominancia medio de cada atributo, resultando:

$$\overline{MG}_{Coste} = (1 \cdot 3 \cdot 5 \cdot 7)^{1/4} = 3,201$$

$$\overline{MG}_{Par} = \left(\frac{1}{3} \cdot 1 \cdot 3 \cdot 5\right)^{1/4} = 1,495$$

$$\overline{MG}_{Lubri} = \left(\frac{1}{5} \cdot \frac{1}{3} \cdot 1 \cdot 3\right)^{1/4} = 0,669$$

$$\overline{MG}_{Peso} = \left(\frac{1}{7} \cdot \frac{1}{5} \cdot \frac{1}{3} \cdot 1\right)^{1/4} = 0,312$$

Al igual que antes, como los atributos están ponderados en una escala arbitraria, es necesario recalcularlos en una escala unitaria para poder trabajar con ellos, para lo cual se emplea la siguiente expresión:

$$W_{Atributo} = \frac{\overline{MG}_{Atributo}}{\overline{MG}_{Total}} \quad (9)$$

donde

	Descripción	Unidades
$\overline{MG}_{Atributo}$	Valor medio de dominancia de cada atributo	-
\overline{MG}_{Total}	Suma de todos los valores medios	-

Por tanto, el valor de la media geométrica ponderada en una escala unitaria se calcularía como:

$$W_{Coste} = \frac{3,201}{5,678} = 0,564$$

$$W_{Par} = \frac{1,495}{5,678} = 0,263$$

$$W_{Lubri} = \frac{0,669}{5,678} = 0,118$$

$$W_{Peso} = \frac{0,312}{5,678} = 0,055$$

Una vez obtenido el valor de cada atributo y de su respectiva dominancia referido a la misma escala (unitaria en este caso) para cada una de las alternativas, se puede calcular la ponderación total mediante:

$$N_a = \sum (Y_{Atributo} \cdot W_{Atributo}) \quad (10)$$

donde

	Descripción	Unidades
N_a	Alternativa a calcular	-
$Y_{Atributo}$	Valor del atributo	-
$W_{Atributo}$	Peso del atributo	-

Así pues, finalmente, se calculará el peso definitivo de cada una de las alternativas propuestas:

$$N_{Ortogonal} = 1 \cdot 0,564 + 0,7 \cdot 0,263 + 0,4 \cdot 0,118 + 0,4 \cdot 0,055 = 0,817$$

$$N_{Epicicloidal} = 0,65 \cdot 0,14 + 0,5 \cdot 0,15 + 0,6 \cdot 0,154 + 0,7 \cdot 0,154 = 0,607$$

$$N_{Mixta} = 0,5 \cdot 0,154 + 1 \cdot 0,154 + 1 \cdot 0,154 + 1 \cdot 0,154 = 0,718$$

3. PARÁMETROS DE SELECCIÓN DE REDUCCIÓN SECUNDARIA

3.1. Parámetros de la transmisión por correa

Los parámetros que se exigen para dimensionar este sistema de transmisión por correa son la potencia y las velocidades de entrada y salida. Como han sido calculados en apartados anteriores, se muestran a continuación a modo de resumen:

	Descripción	Valor	Unidades
P	Potencia máxima a transmitir a la salida	21830	W
n_1	Velocidad angular de entrada	13	rpm
n_2	Velocidad angular de salida	3	rpm

Por motivos de seguridad, a la potencia nominal se le aplica un factor de corrección para obtener la denominada potencia corregida. Dicho factor depende de las condiciones de trabajo y se obtiene directamente de las tablas del catálogo de cada fabricante:

TABLE 1 - TYPE OF MOTOR

Applications	Daily operating hours					
	0-8 ⁽¹⁾	8-16 ⁽¹⁾	16-24 ⁽¹⁾	0-8 ⁽²⁾	8-16 ⁽²⁾	16-24 ⁽²⁾
Light use Centrifugal pumps and compressors, belt conveyors, (light materials) fans and pumps up to 7,5 kW.	1,1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Normal use Shears for steel sheet presses, belt and chain conveyors, (heavy material) sifters, generator sets, machine tools, kneading machines, industrial washing machines, printing presses, fans and pumps over 7,5 kW.	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Heavy use Hammer mills, piston compressors, belt conveyors for heavy loads, lifters, textile machines, continuous paper machines, piston and dredging pumps, ripping saws.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Extra heavy use High power mills, stone crushers, calendars, mixer, cranes, diggers, dredgers.	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

Figura 3.1.1. – Factor de corrección en función de las condiciones de trabajo.

En este caso, como se considera que el secador funciona las 24 horas del día y estaría englobado en los molinos de alta potencia (*high power mills*) dentro de la aplicación *Extra heavy use*, además de presentar un motor AC de par elevado (tipo 2), el factor de corrección a aplicar es de 1,8.

Así pues, la potencia corregida se obtiene simplemente multiplicando la potencia nominal por el factor de corrección:

$$P_C = P \cdot f_C = 21830 \cdot 1,8 = 39294 \text{ W}$$

Para el fabricante seleccionado, el tipo de sección dependerá de la potencia corregida y de la velocidad de giro de la polea más pequeña según la siguiente gráfica:

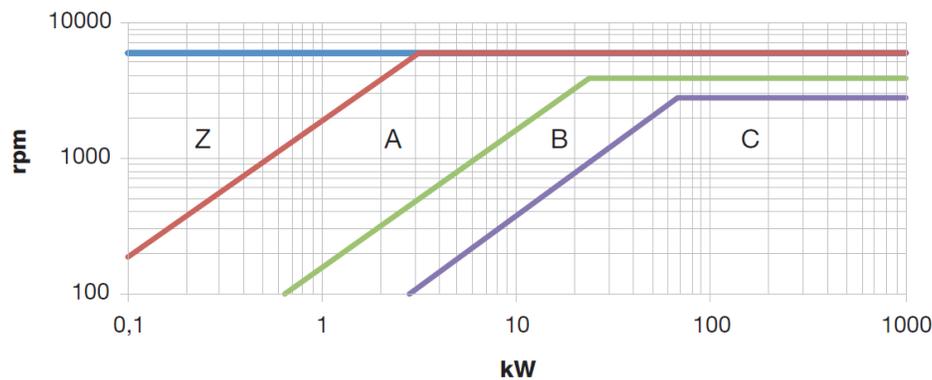


Figura 3.1.2. – Tipo de correa en función de la potencia y la velocidad angular.

Tal y como se puede apreciar, para los valores de 39,3 kW de potencia y una velocidad de entrada de 13 rpm, se recomienda una correa con una sección del tipo C.

A continuación, deberá obtenerse el diámetro de las poleas en base a la relación de transmisión que se requiere, por lo que atendiendo a la expresión (4):

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{D_1}{D_2} \rightarrow D_2 = \frac{D_1 \cdot \omega_1}{\omega_2}$$

Como es necesario establecer uno de los dos diámetros, se tomará para la pulea pequeña el diámetro primitivo del piñón de la instalación actual ($D_1 = 385,79 \text{ mm}$):

$$D_2 = \frac{D_1 \cdot \omega_2}{\omega_1} = \frac{385,79 \cdot 13}{3} = 1671,75 \text{ mm}$$

No obstante, los diámetros disponibles en el mercado atienden, en su gran mayoría, a las normas ISO R 52 e ISO R 253, por lo que se aproximarán los diámetros calculados a los normalizados acudiendo a la tabla siguiente:

ø mm	Z	A	B	C	D	E	ø mm	Z	A	B	C	D	E
50							315	••	••	••			
53							355		•	•	•	••	
56							375		•	•	•		
60	•						400	••	••	••	••		
63	••						425					•	
67	•						450	•	•	•	••		
71	••						475					•	
75	•						500	••	••	••	••	••	••
80	••						530						•
90	•	••					560	•	•	•	•	••	••
95		•					600		•	•	•	•	•
100	••	••					630	••	••	••	••	••	••
106		•					670						•
112	•	••					710	•	•	•	•	••	••
118		•					750		•	•	•		
125	••	••	•				800		••	••	••	••	••
132		•	•				900		•	•	•	•	•
140	•	••	••				1000		••	••	••	••	••
150	•	•	•				1060					•	
160	••	••	••				1120				•	•	•
170			•				1250			••	••	••	••
180	•	••	••				1400			•	•	•	•
200	••	••	••	••			1500					•	•
212				•			1600			••	••	••	••
224	•	•	•	••			1800					•	•
236				•			1900						•
250	•	••	••	••			2000				••	••	••
265				•			2240						•
280		•	•	••			2500						••
300			•	•	•								

Figura 3.1.3. – Diámetros recomendados por la norma ISO.

Los diámetros que más se aproximan a los calculados y que presentan una reducción de velocidad similar son $d = 375$ mm y $D = 1600$ mm, de forma que, para un valor de entrada de $\omega_2 = 13$ rpm, la velocidad de salida resultaría:

$$i = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{d}{D} \rightarrow \omega_1 = \frac{D \cdot \omega_2}{d} = \frac{375 \cdot 13}{1600} = 3,047 \text{ rpm} \approx 3 \text{ rpm}$$

Por su parte, la velocidad periférica de la correa en la rueda más pequeña debe ser menor de 30 m/s para asegurar el equilibrio dinámico de las poleas. Así pues, como se sabe que la velocidad lineal es el producto de la velocidad angular por el radio:

$$v = \omega \cdot R = \frac{n \cdot 2\pi}{60} \cdot \frac{d}{2} = \frac{13 \cdot 2\pi}{60} \cdot \frac{0,375}{2} = 0,255 \text{ m/s} < 30 \text{ m/s} \quad \checkmark$$

El siguiente paso es establecer la distancia entre los centros de las poleas (también llamada interejes), que depende del cociente de la polea grande entre la pequeña:

$$K = \frac{D}{d} = \frac{1600}{375} = 4,267$$

Según este fabricante en concreto, para valores de K mayores que 3 debe aproximarse el interejes a un valor mayor o igual al diámetro de la polea más grande:

$$K > 3 \rightarrow I \geq D \rightarrow I \geq 1600 \text{ mm}$$

Por tanto, como el interejes de las ruedas actuales es de 1900 mm y se pretende respetar todo lo posible las dimensiones de la instalación actual para minimizar el número de rediseños estructurales, se tomará ese valor ($I = 1900 \text{ mm}$) para terminar de calcular la reducción secundaria.

Así, lo siguiente es calcular la longitud interna de la correa que se requiere, que viene dada por la expresión:

$$L' = 2 \cdot I + 1,57 \cdot (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4 \cdot I} \quad (11)$$

donde

	Descripción	Unidades
L'	Longitud de la correa	mm
I	Distancia entre poleas (interrejes)	mm
D	Diámetro de la polea mayor	mm
d	Diámetro de la polea menor	mm

De esta manera, sustituyendo los valores obtenidos hasta ahora en dicha expresión se obtiene:

$$L' = 2 \cdot 1900 + 1,57 \cdot (1600 + 375) + \frac{(1600 - 375)^2}{4 \cdot 1900} = 7098,2 \text{ mm}$$

Al igual que los diámetros, la longitud interna de las correas también está estandarizada, por lo que se escogerá una que tenga una igual o mayor a la mínima calculada.



Code	Internal length Li (mm)	Code	Internal length Li (mm)	Code	Internal length Li (mm)	Code	Internal length Li (mm)	Code	Internal length Li (mm)	Code	Internal length Li (mm)	Code	Internal length Li (mm)
C 33 3/4	858	C 62 1/4	1583	C 83 1/2	2121	C 104	2642	C 136	3456	C 180	4572	C 270	6822
C 37 1/2	950	C 63	1600	C 84	2134	C 105	2667	C 138	3498	C 187	4750	C 276	6973
C 39 3/4	1013	C 65	1650	C 85	2159	C 106	2692	C 140	3550	C 190	4826	C 280	7100
C 43	1090	C 66	1676	C 86	2184	C 108	2750	C 142	3607	C 195	4953	C 285	7203
C 45	1150	C 67	1700	C 87	2208	C 110	2800	C 144	3658	C 197	5000	C 295	7493
C 46	1168	C 68	1727	C 88	2235	C 111	2818	C 147	3733	C 204	5182	C 297	7500
C 47	1194	C 69	1753	C 89	2261	C 112	2845	C 148	3750	C 208	5300	C 300	7582
C 48	1220	C 70	1778	C 90	2286	C 112 1/2	2858	C 150	3808	C 210	5334	C 303	7650
C 49	1250	C 71	1798	C 92	2337	C 114	2888	C 153	3902	C 216	5486	C 314	7976
C 51	1295	C 72	1829	C 93	2360	C 115	2921	C 158	4000	C 220	5550	C 315	7965
C 52	1320	C 73	1854	C 94	2388	C 116	2950	C 160	4064	C 222	5600	C 316	8000
C 53	1350	C 74	1879	C 95	2413	C 117	2965	C 161 1/2	4100	C 225	5678	C 320	8093
C 54	1372	C 75	1900	C 96	2438	C 118	3000	C 162	4115	C 228	5753	C 330	8382
C 55	1400	C 76	1930	C 96 1/2	2450	C 120	3048	C 165	4193	C 236	6000	C 336	8500
C 56	1425	C 77	1955	C 97	2462	C 122	3099	C 166	4216	C 238	6045	C 345	8723
C 57	1450	C 78	1978	C 97 1/2	2477	C 124	3150	C 167	4242	C 240	6062	C 360	9107
C 58	1473	C 79	2005	C 98	2500	C 126	3200	C 168	4267	C 248	6263	C 394	10000
C 59	1500	C 80	2032	C 99	2525	C 128	3250	C 170	4318	C 250	6300	C 420	10632
C 60	1524	C 81	2057	C 100	2540	C 130	3302	C 173	4394	C 255	6438	C 424	10733
C 61	1560	C 82	2080	C 101	2560	C 132	3350	C 175	4445	C 264	6670		
C 62	1576	C 83	2108	C 102	2591	C 134	3404	C 177	4500	C 265	6700		

Figura 3.1.4. – Incremento de los diámetros en función de la sección.

Atendiendo a la figura 3.1.4, la longitud igual o inmediatamente superior a la calculada es $L_i = 7100 \text{ mm}$, y corresponde con el modelo de correa Extra C 280, de la marca Oleostatic.

Como se ha incrementado la longitud de la correa, es necesario aumentar la distancia entre los centros de las poleas para asegurar un tensionado adecuado. A esta nueva distancia se le denomina interjejes efectivo, y se puede calcular sumando al interjejes inicial la mitad del incremento de la longitud de la correa, de forma que:

$$I_e = I + \frac{L_i - L'}{2} = 1900 + \frac{7100 - 7098,2}{2} = 1901 \text{ mm}$$

Lo último que queda por calcular es el número de bandas que deberá tener la correa para poder transmitir toda la potencia sin riesgo de deslizamientos ni de vibraciones no deseadas. La potencia que puede llegar a transmitir cada una de las bandas de la correa viene dada por la expresión:

$$P_a = (P_b + P_d) \cdot C_y \cdot C_L \quad (12)$$

donde

	Descripción	Unidades
P_a	Potencia máxima de cada banda	kW
P_b	Prestación básica de cada banda	kW
P_d	Prestación diferencial de cada banda	kW
C_y	Factor de corrección según ángulo de contacto	-
C_L	Factor de corrección según longitud y sección	-

La prestación básica depende del diámetro de la polea más pequeña y la prestación diferencial depende de la relación K, y ambas se obtienen de tablas proporcionadas por el fabricante:

TABLE 4 - P_b (kW) referred to d (mm)

P_d (kW) referred to i

mm \ RPM	180	190	200	212	236	265	300	335	375	400	425	450	RPM \ i	1,00+1,01	1,02+1,03	1,04+1,06	1,07+1,08	1,09+1,12	1,13+1,16	1,17+1,22	1,23+1,32	1,33+1,50	over 1,51
100	0,78	0,87	0,95	1,04	1,24	1,47	1,74	2,01	2,32	2,51	2,70	2,89	100	0,00	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,05	0,06	0,07
150	1,10	1,22	1,34	1,48	1,76	2,09	2,49	2,88	3,32	3,60	3,87	4,14	150	0,00	0,01	0,02	0,03	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10
200	1,40	1,55	1,70	1,89	2,25	2,68	3,19	3,70	4,28	4,63	4,99	5,34	200	0,00	0,02	0,03	0,05	0,06	0,08	0,09	0,11	0,12	0,14
400	2,45	2,73	3,02	3,36	4,03	4,83	5,78	6,72	7,77	8,42	9,06	9,69	400	0,00	0,03	0,06	0,09	0,12	0,15	0,19	0,22	0,25	0,28
600	3,35	3,76	4,17	4,65	5,60	6,74	8,08	9,39	10,85	11,74	12,61	13,47	600	0,00	0,05	0,09	0,14	0,19	0,23	0,28	0,33	0,37	0,42
700	3,76	4,23	4,69	5,24	6,33	7,62	9,13	10,60	12,24	13,23	14,19	15,14	700	0,00	0,05	0,11	0,16	0,22	0,27	0,33	0,38	0,43	0,49
750	3,96	4,45	4,94	5,53	6,68	8,04	9,63	11,18	12,89	13,93	14,93	15,91	750	0,00	0,06	0,12	0,17	0,23	0,29	0,35	0,41	0,46	0,52
900	4,51	5,09	5,66	6,33	7,66	9,23	11,05	12,80	14,70	15,84	16,94	17,99	900	0,00	0,07	0,14	0,21	0,28	0,35	0,42	0,49	0,56	0,63
1.000	4,85	5,48	6,10	6,83	8,27	9,96	11,91	13,77	15,77	16,96	18,09	19,16	1.000	0,00	0,08	0,15	0,23	0,31	0,39	0,47	0,54	0,62	0,69
1.400	5,98	6,78	7,57	8,50	10,30	12,35	14,63	16,70	18,78	19,91	20,90*	21,75*	1.400	0,00	0,11	0,22	0,33	0,43	0,54	0,65	0,76	0,87	0,97
1.500	6,20	7,05	7,87	8,84	10,70	12,80	15,12	17,18	19,18	20,23*	21,11*		1.500	0,00	0,12	0,23	0,35	0,46	0,58	0,70	0,82	0,93	1,04
1.700	6,58	7,49	8,37	9,40	11,36	13,53	15,83	17,77	19,49*				1.700	0,00	0,13	0,26	0,39	0,52	0,66	0,79	0,92	1,05	1,18
1.800	6,74	7,67	8,58	9,63	11,62	13,79	16,05	17,88*					1.800	0,00	0,14	0,28	0,42	0,56	0,69	0,84	0,98	1,11	1,25
2.000	6,96	7,94	8,88	9,97	11,98	14,11	16,19*						2.000	0,00	0,15	0,31	0,46	0,62	0,77	0,93	1,09	1,24	1,39
2.500	7,05	8,06	9,01	10,07	11,89*	13,53*							2.500	0,00	0,19	0,39	0,58	0,77	0,96	1,16	1,36	1,55	1,74
2.900	6,57	7,52	8,39*	9,29*									2.900	0,00	0,22	0,45	0,67	0,89	1,12	1,35	1,58	1,79	2,02
3.000	6,36	7,29	8,12*	8,97*									3.000	0,00	0,23	0,46	0,70	0,93	1,16	1,40	1,63	1,86	2,08
3.200	5,85	6,70*	7,44*										3.200	0,00	0,25	0,49	0,74	0,99	1,23	1,49	1,74	1,98	2,22

Figura 3.1.5. – Prestación básica y diferencial para correas con sección C.

Los valores del diámetro y de K son 375 mm y 4,33, respectivamente y, en este caso, como no aparece la opción de escoger prestaciones para velocidades inferiores a 100 rpm, se hará una extrapolación resultando los valores de $P_b = 0,5$ kW y $P_d = 0,02$ kW.

El factor de corrección según las dimensiones de la correa también se obtiene de las tablas de su correspondiente catálogo. En este caso, la longitud exigida aparece en pulgadas, por lo que conviene indicar que 7100 mm equivalen a 279,53 pulgadas:

TABLE 3 - CORRECTION FACTOR C_L according to type and length of the belt

inches	9½	16	22	24	28	32	35	48	53	75	81	90	128	144	180	210	285	330	420	540	720	780		
Z	0,69	0,77	0,82	0,84	0,87	0,89	0,91	0,98	1,00															
A		0,73	0,79	0,80	0,83	0,85	0,87	0,93	0,95	1,03	1,05	1,07	1,16	1,19	1,25	1,29								
B			0,73	0,75	0,77	0,80	0,81	0,87	0,89	0,96	0,98	1,00	1,08	1,11	1,16	1,20	1,29	1,33	1,40					
C						0,72	0,73	0,79	0,80	0,87	0,88	0,90	0,97	1,00	1,05	1,09	1,16	1,20	1,27					
D												0,80	0,87	0,89	0,94	0,97	1,04	1,07	1,13	1,20	1,27			
E															0,90	0,94	1,00	1,03	1,09	1,15	1,23	1,25		
20										0,91	0,93	0,95	1,02	1,05	1,10	1,14	1,22							
25										0,82	0,83	0,85	0,92	0,95	1,00	1,03	1,10	1,13						

Figura 3.1.6. – Factor de corrección en función de la sección y de la longitud.

De la *figura 3.1.6* se puede comprobar que el valor de este factor de corrección para una sección de tipo C y una longitud de 279,53 pulgadas es $C_L = 1,16$.

Respecto al último factor de corrección necesario, se requiere calcular el ángulo de contacto entre la correa y las poleas, el cual puede obtenerse empleando la expresión:

$$\gamma = 180 - 57 \cdot \frac{D - d}{l_e} \quad (13)$$

donde

	Descripción	Unidades
γ	Ángulo de contacto	°
D	Diámetro de la polea mayor	mm
d	Diámetro de la polea menor	mm
l_e	Interejes efectivo	mm

De esta manera, sustituyendo los valores de los diámetros de las poleas y del interejes efectivo en tal expresión:

$$\gamma = 180 - 57 \cdot \frac{1600 - 375}{1901} = 143,27^\circ$$

TABLE 2 - Correction factor C_γ (T/T=V/V drives; T/P=V/Flat drives; γ =arc of contact on the smaller pulley)

γ	180°	175°	170°	165°	160°	155°	150°	145°	140°	135°	130°	125°	120°	115°	110°	105°	100°	90°
T/T	1	0,99	0,98	0,96	0,95	0,93	0,92	0,90	0,89	0,87	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74	0,69
T/P	0,75	0,76	0,77	0,79	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,74	0,69

Figura 3.1.7. – Factor de corrección en función del ángulo de contacto.

Asumiendo el valor del ángulo más cercano al calculado y teniendo en cuenta que la correa escogida es trapezoidal por el lado de contacto pero lisa por el lado opuesto (V/Flat drives), el factor de corrección correspondiente es $C_\gamma = 0,83$.

Finalmente, empleando la expresión (9) con los coeficientes y las prestaciones obtenidas, se obtiene la potencia asumible por cada banda:

$$P_a = (P_b + P_d) \cdot C_\gamma \cdot C_L = (0,5 + 0,02) \cdot 1,16 \cdot 0,83 = 0,5 \text{ kW}$$

Por tanto, para obtener el número de bandas que debe tener la correa, bastará con dividir la potencia total que debe transmitirse entre la potencia que puede transmitir cada banda, de forma que:

$$n^{\circ} \text{ correas} = \frac{P_C}{P_a} = \frac{39,294}{0,5} = 78,588 \text{ bandas} \approx 79 \text{ bandas}$$

3.2. Parámetros de la transmisión por cadena

Al ser un sistema de transmisión con un principio de funcionamiento parecido al de transmisión por correa, los parámetros necesarios para proceder con su selección son similares a los indicados en el apartado anterior:

	Descripción	Valor	Unidades
P	Potencia máxima a transmitir a la salida	21830	W
n₁	Velocidad angular de entrada	13	rpm
n₂	Velocidad angular de salida	3	rpm

En este caso, el primer paso es obtener el número de dientes de cada rueda dentada para llevar a cabo la reducción adecuada. Para ello, se empleará la expresión (4) y se tendrá en cuenta que el número de dientes no puede ser inferior a 23 (para este modelo de cadena escogido):

$$i = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$$

Como se busca disminuir la velocidad, la rueda de entrada tendrá menos dientes que la de salida (piñón), por lo que será esta la que parta del valor mínimo de 23 dientes. Así pues, se puede calcular el número de dientes de la rueda grande (corona) como:

$$Z_2 = \frac{Z_1 \cdot \omega_1}{\omega_2} = \frac{23 \cdot 13}{3} = 99,667 \text{ dientes}$$

Evidentemente, el número de dientes debe ser un número natural. Además, la cantidad de dientes en las ruedas dentadas está estandarizada, por lo que deberá escogerse aquella que respete mejor la relación de transmisión de entre las proporcionadas por el fabricante en la *figura 3.2.1* a continuación:

Tip diameter d_k					
Number of theeth z		Number of theeth z			
	17	-	39	455.8	
	18	-	41	480.2	
	19	210.4	43	504.5	
	20	222.8	45	528.9	
	21	235.2	47	553.2	
	22	247.5	49	577.6	
Piñón	23	259.9	51	601.9	
	24	272.2	55	650.6	
	25	284.5	60	711.4	
	26	296.8	70	832.9	
	27	309.0	80	954.4	
	28	321.3	90	1075.8	
	29	333.6	100	1197.2	Corona
	30	345.8	110	1318.6	
	31	358.1	120	1439.9	
	33	382.5	130	1561.3	
	35	407.0	140	1682.6	
	37	431.4	150	1803.9	

Figura 3.2.1. – Ruedas dentadas disponibles para un paso de 1 ½ “.

En este caso, el número de dientes de la corona se aproxima al valor comercial de 100 dientes que, como es muy próximo al valor calculado, hace que no sea necesario modificar el valor inicial de 23 dientes del piñón.

El siguiente paso es calcular la carga de rotura de diseño, que viene dada por la siguiente expresión proporcionada por el fabricante:

$$F_{Berf} = \frac{P \cdot k}{v} \cdot S_{min} \quad (14)$$

donde

	Descripción	Unidades
F_{Berf}	Carga de rotura de diseño	kN
P	Potencia nominal a transmitir	kW
k	Factor de impacto	-
v	Velocidad lineal de la cadena	m/s
S_{min}	Coficiente mínimo de seguridad según el tipo de placa	-

El factor de impacto es un valor adimensional que varía en función de la uniformidad de la carga a transmitir y del tipo de motor, y viene dado por el fabricante en una tabla como la siguiente:

Design impact factor values

Load	Drive motors		
	Soft startup drive	Three-phase current motor	Piston motor
Even	1,0	1,2	1,5
Medium impacts	1,3	1,5	2,0
Heavy impacts	≥ 1,7	≥ 2,0	≥ 2,5

Figura 3.2.2. – Factores de impacto para eslabones tipo HPC.

Como la carga a transmitir es prácticamente uniforme y la potencia la proporciona un motor trifásico, el valor del factor de impacto correspondiente es de 1,2.

Por otro lado, la velocidad lineal de la cadena se puede obtener a partir de la siguiente fórmula:

$$v = Z \cdot p \cdot \frac{\omega}{2\pi} \quad (15)$$

donde

	Descripción	Unidades
v	Velocidad lineal de la cadena	m/s
Z	Número de dientes de la rueda	-
p	Paso de la rueda	m
ω	Velocidad angular de la rueda	rad/s

Es indiferente la rueda dentada que se escoja para el cálculo de la velocidad, ya que la velocidad lineal media es la misma en todos los eslabones de la cadena. Además, el valor del paso debe suponerse inicialmente, ya que la norma ISO únicamente recoge especificaciones de paso para las cadenas de rodillos.

Para comenzar con un valor razonable de paso, se han realizado varias mediciones en planta de transmisiones mecánicas similares, de forma que se ha decidido partir de un valor de 1 ½ " (38,1 mm).

Así pues, sustituyendo en la expresión (15) el valor de paso y los parámetros correspondientes, por ejemplo, al piñón, se obtiene:

$$n = 13 \text{ rpm} \rightarrow \omega = 13 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \cdot \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} = 1,361 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$v = 23 \cdot 0,0381 \cdot \frac{1,361}{2\pi} = 0,1899 \text{ m/s}$$

Por último, el coeficiente de seguridad S_{min} es un valor que viene dado por la forma de las placas de la cadena y por el tipo de perno que las une, y el rango de valores en el que aparece este coeficiente viene indicado en la *tabla 3.2.1* a continuación:

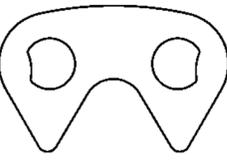
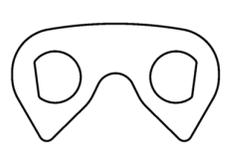
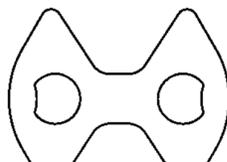
Perno	Placa	Modelo	$S_{min} \sim S_{max}$
		HPC	8 ~ 10
		HDL	10 ~ 12
		KH	12 ~ 15
		BIZ	8 ~ 10

Tabla 3.2.1. – Coeficientes de seguridad en función del tipo de eslabón.

Para seleccionar el eslabón más apropiado, el fabricante proporciona la representación gráfica de cada eslabón en función de la velocidad de la cadena:

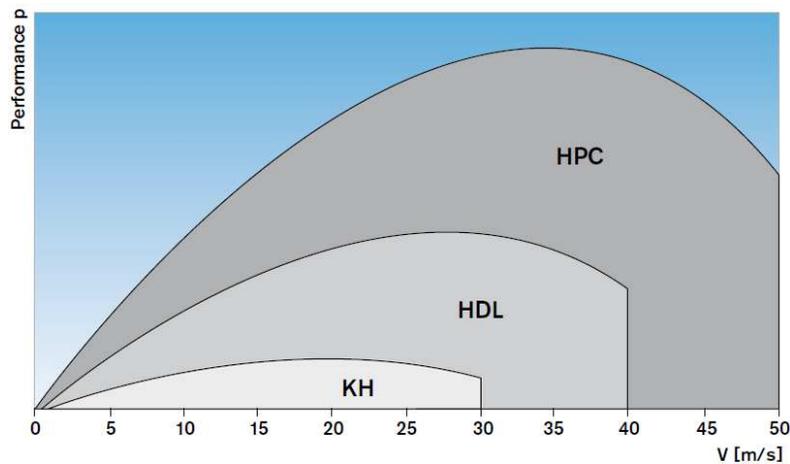


Figura 3.2.3. – Tipo de eslabón en función de la velocidad y la calidad técnica.

Tal y como se puede apreciar en la *figura 3.2.4*, el único tipo de eslabón que trabaja a una velocidad lineal tan baja como la calculada es el HPC. Por tanto, como en la *figura 3.2.3* se muestra que el coeficiente de seguridad oscila entre 8 y 10 y el dato que se requiere es el coeficiente de seguridad mínimo, el valor para este coeficiente será igual a 8.

Finalmente, con los datos calculados de potencia, factor de impacto, velocidad lineal y coeficiente de seguridad mínimo, se puede obtener la carga de rotura de diseño sustituyéndolos en la expresión (14), de forma que:

$$F_{Berf} = \frac{21,83 \cdot 1,2}{0,1899} \cdot 8 = 1103,57 \text{ kN}$$

Con este valor de carga y con el paso de 1 ½ “ supuesto anteriormente, se puede proceder a seleccionar el modelo de cadena correspondiente acudiendo al catálogo:

Pitch p	Designation no.	RZ	Nominal width b _n	Working width b _a	Total width b _g	Design breaking load	Weight [kg/m]	Sprocket width b
3/8" = 9.525 mm	HPC 015 A	10	15	12.5	19.9	25.4	1.0	11.5
	HPC 020 A	13	20	17.2	24.5	30.1	1.2	16.0
	HPC 025	17	25	26.6	30.8	39.3	1.5	30.0
	HPC 030	21	30	32.9	37.1	48.6	1.8	35.0
	HPC 040	25	40	39.1	43.3	57.9	2.2	45.0
	HPC 050	33	50	51.6	55.8	76.4	2.9	55.0
1/2" = 12.7 mm	HPC 065	41	65	64.2	68.4	94.9	3.6	70.0
	HPC 315 A	10	15	12.5	21.7	27.9	1.2	11.5
	HPC 320 A	13	20	17.2	26.3	34.1	1.6	16.0
	HPC 325	17	25	26.6	32.6	52.7	2.0	30.0
	HPC 330	21	30	32.9	38.9	65.1	2.4	35.0
	HPC 340	25	40	39.1	45.1	77.5	2.9	45.0
	HPC 350	33	50	51.6	57.6	102.3	3.8	55.0
	HPC 365	41	65	64.2	70.2	127.2	4.7	70.0
	HPC 375	49	75	76.7	82.7	152.0	5.6	80.0
	HPC 3100	65	100	101.7	107.7	201.6	7.5	105.0
3/4" = 19.05 mm	HPC 3125	81	125	126.8	132.8	251.3	9.3	130.0
	HPC 3150	97	150	151.8	157.8	300.9	11.1	155.0
	HPC 520	9	20	18.7	25.7	55.4	2.1	25.0
	HPC 525	13	25	27.0	34.0	80.1	3.0	30.0
	HPC 530 A	15	30	27.0	38.2	80.1	3.6	26.0
	HPC 535	17	35	35.4	42.4	104.7	3.9	40.0
	HPC 540	21	40	43.7	50.7	129.4	4.9	50.0
	HPC 550	25	50	52.0	59.0	154.0	5.8	55.0
	HPC 565	33	65	68.6	75.6	203.3	7.6	75.0
	HPC 585	41	85	85.3	92.3	252.6	9.5	90.0
	HPC 5100	49	100	101.9	108.9	301.9	11.4	105.0
	HPC 5125	61	125	126.9	133.9	375.9	14.1	130.0
1 1/2" = 38.1 mm	HPC 5150	73	150	151.8	158.8	449.8	16.9	155.0
	HPC 5200	97	200	201.8	208.8	597.7	22.5	205.0
	HPC 840	13	40	40.4	52.4	232.0	9.0	50.0
	HPC 850	17	50	52.8	64.8	303.4	11.8	60.0
	HPC 865	21	65	65.2	77.2	374.8	14.6	75.0
	HPC 875	25	75	77.6	89.6	446.2	17.4	85.0
	HPC 8100	33	100	102.5	114.5	589.0	22.9	110.0
	HPC 8125	41	125	127.3	139.3	731.8	28.5	135.0
	HPC 8150	49	150	152.1	164.1	874.6	34.1	160.0
	HPC 8200	65	200	201.8	213.8	1160.2	45.2	210.0

Figura 3.2.4. – Cadenas con eslabones del tipo HPC.

Así pues, para un paso de 1 ½ “ (38,1 mm) y una carga de rotura de diseño mínima de 1103,57 kN, el único modelo de la marca Renold que cumple es el HPC 8200. No obstante, este fabricante recomienda además calcular una carga de rotura corregida que incluye la inercia de la cadena y que se puede obtener mediante:

$$F_{Berf}^* = \left(\frac{P \cdot k}{v} + G \cdot v^2 \cdot 10^{-3} \right) \cdot S_{min} \quad (16)$$

donde

	Descripción	Unidades
F_{Berf}^*	Carga de rotura corregida	kN
P	Potencia nominal a transmitir	kW
k	Factor de impacto	-
v	Velocidad lineal de la cadena	m/s
S_{min}	Coficiente mínimo de seguridad según el tipo de placa	-
G	Peso de la cadena por metro lineal	kg/m

Por tanto, como para el modelo de cadena seleccionado el peso por metro lineal es de 45,2 kg/m, sustituyendo en la expresión anterior:

$$F_{Berf}^* = \left(\frac{21,83 \cdot 1,2}{0,1899} + 45,2 \cdot 0,1899^2 \cdot 10^{-3} \right) \cdot 8 = 1103,58 \text{ kN}$$

Se puede comprobar que la inercia no ha variado prácticamente la carga de rotura, ya que la velocidad a la que se mueve la cadena es considerablemente reducida. Así pues, como la carga de rotura corregida continúa siendo inferior a la indicada en la tabla, se puede afirmar que el modelo HPC 8200 de la marca Renold es el adecuado.

Con el modelo ya obtenido, únicamente queda dimensionar la cadena, de forma que se comenzará por calcular el número de pasos necesarios mediante la siguiente expresión:

$$N_p = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2 \cdot c}{p} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{c} \quad (17)$$

donde

	Descripción	Unidades
N_p	Número de pasos	-
Z_1	Número de dientes del piñón	-
Z_2	Número de dientes de la corona	-
p	Longitud de paso	mm
c	Distancia entre los centros de las ruedas (interejes)	mm

De esta manera, respetando el interejes de la instalación actual de 1900 mm (igual que se ha hecho en el apartado anterior) y sustituyendo en la expresión (17) se obtiene:

$$N_p = \frac{23 + 100}{2} + \frac{2 \cdot 1900}{38,1} + \left(\frac{100 - 23}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{38,1}{1900} = 164,25 \text{ pasos}$$

El número de pasos de la mayoría de las cadenas debe ser, además de natural, par, por lo que el número calculado se redondeará al número natural par inmediatamente superior, obteniendo así 166 pasos.

Para obtener la longitud de la cadena bastará con multiplicar la longitud de paso por el número de pasos, de manera que:

$$L = N_p \cdot p = 166 \cdot 38,1 = 6324,6 \text{ mm}$$

Al haber variado el número de pasos calculado inicialmente, es necesario recalcular el interejes de las ruedas dentadas para que la cadena no quede excesivamente holgada. Para ello, se despejará la distancia c de la expresión (17), resultando:

$$c = \frac{p}{8} \cdot \left[(2 \cdot N_p - Z_2 - Z_1) + \sqrt{(2 \cdot N_p - Z_2 - Z_1)^2 - 0,258\pi \cdot (Z_2 - Z_1)^2} \right]$$

A continuación, sustituyendo el nuevo valor de N_p y manteniendo el resto de valores en la expresión anterior:

$$c = \frac{38,1}{8} \cdot \left[(332 - 123) + \sqrt{(332 - 123)^2 - 0,811 \cdot (77)^2} \right] = 1934,44 \text{ mm}$$

Para terminar, en este tipo de sistemas de transmisión suelen indicarse también los diámetros primitivos de las ruedas dentadas y la variación de velocidad de la cadena. En cuanto a lo primero, el diámetro primitivo de una rueda dentada cualquiera se define como:

$$D_p = \frac{p}{\sin(180/Z)} \quad (18)$$

donde

	Descripción	Unidades
D_p	Diámetro primitivo de la rueda	mm
p	Longitud de paso	mm
Z	Número de dientes de la rueda	-

Por tanto, sustituyendo los correspondientes parámetros para cada una de las ruedas, se obtienen ambos diámetros primitivos:

$$D_{p,piñón} = \frac{38,1}{\sin(180/23)} = 279,80 \text{ mm}$$

$$D_{p,corona} = \frac{38,1}{\sin(180/100)} = 1212,96 \text{ mm}$$

Respecto a la variación de velocidad, se puede calcular como cualquier otro tipo de incremento:

$$\Delta v = \frac{v_{max} - v_{min}}{v} = \frac{\omega \cdot D_p \cdot (1 - \cos(180/Z))}{2 \cdot v} \quad (19)$$

donde

	Descripción	Unidades
Δv	Incremento porcentual de velocidad	-
ω	Velocidad angular de la rueda	rad/s
D_p	Diámetro primitivo de la rueda	m
Z	Número de dientes de la rueda	-
v	Velocidad lineal de la cadena	m/s

Evidentemente, al ser la misma cadena para ambas ruedas dentadas, el incremento de velocidad será el mismo en las dos. Por tanto, sustituyendo en la expresión (19) los parámetros correspondientes al piñón:

$$\Delta v = \frac{1,361 \cdot 279,8 \cdot (1 - \cos(180/23))}{2 \cdot 0,1899} = 0,0093$$

$$\Delta v [\%] = \Delta v \cdot 100 = 0,93 \%$$

4. PARÁMETROS DE SELECCIÓN DE FRENO

4.1. Freno incorporado

Los parámetros necesarios para calcular el par de frenado mínimo son todos los referentes a relaciones de transmisión, rendimientos y pares de fuerza, tal y como se indica a continuación:

	Descripción	Valor	Unidades
M_2	Par necesario para mover el secador	3	Nm
R_1	Reducción efectuada por la reductora	109,83	-
R_2	Reducción efectuada por la transmisión por cadena	4,33	-
η_1	Rendimiento de la reductora	0,97	-
η_2	Rendimiento de la transmisión por cadena	0,99	-
M_b	Par máximo que puede efectuar el freno	400	Nm

Para comprender mejor los datos que se van a calcular, se muestra seguidamente en la *figura 4.1.1* un esquema del problema, en el que aparecen también representados la velocidad de giro del eje del freno (n_f) y el correspondiente par (M_f):

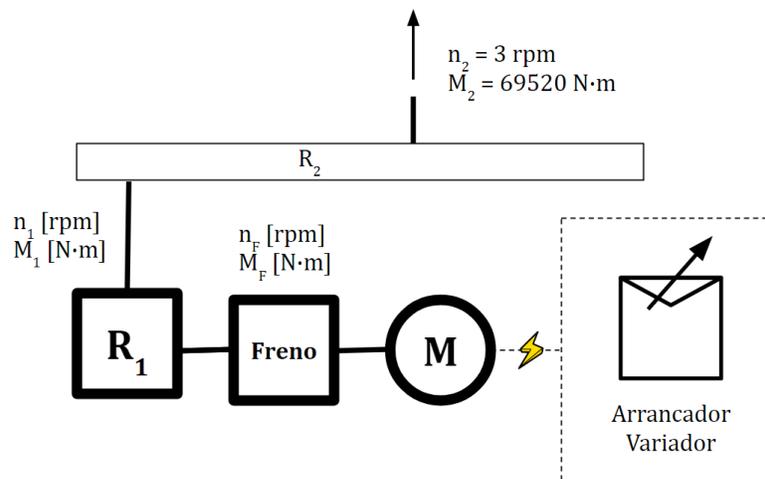


Figura 4.1.1.- Esquema del sistema de transmisión.

Así, atendiendo a las expresiones (2), (4) y (5), se puede obtener el par que realiza el eje de la reductora para mover el secador y, consecuentemente, el par que realiza el eje del motor donde va incorporado el freno:

$$M_1 = \frac{M_2}{R_2 \cdot \eta_2} = \frac{69520}{4,33 \cdot 0,99} = 16205 \text{ Nm}$$

$$M_F = \frac{M_1}{R_1 \cdot \eta_1} = \frac{16205}{109,83 \cdot 0,97} = 152 \text{ Nm}$$

De esta manera, una vez obtenido el par que realiza el eje del motor, bastará con compararlo con el par de frenado máximo. Para garantizar que no se producen deslizamientos indeseados, se empleará un factor de seguridad de 2:

$$M_B \geq 2 \cdot M_F \rightarrow 400 \geq 2 \cdot 152 \rightarrow 400 \geq 304$$



5. PARÁMETROS DE SELECCIÓN DE VARIADORES

5.1. Parámetros del variador de frecuencia

En este caso, las condiciones iniciales de las cuales se parte para el cálculo de los parámetros son las siguientes:

	Descripción	Valor	Unidades
P	Potencia máxima a transmitir a la salida	21830	W
η_1	Rendimiento de la reductora	0,97	-
η_2	Rendimiento de la transmisión por cadena	0,99	-
f	Frecuencia de alimentación	50	Hz

Por tanto, lo primero es calcular la potencia que debe proporcionar el motor considerando las pérdidas mecánicas de la transmisión de forma que, mediante la expresión (2):

$$P = P_u \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \rightarrow P_u = \frac{P}{\eta_1 \cdot \eta_2} = \frac{21830}{0,97 \cdot 0,99} = 22733 \text{ W}$$

A continuación, debe obtenerse la frecuencia necesaria para reducir la velocidad de salida a la deseada. Para ello, como para un número de polos constante la expresión (6) indica que la velocidad y la frecuencia son proporcionales, se realizará la siguiente regla de 3 para obtener la frecuencia a una velocidad de 0,216 rpm:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{f_1}{f_2} \rightarrow f_2 = \frac{f_1 \cdot n_2}{n_1} = \frac{50 \cdot 0,216}{3} = 3,6 \text{ Hz}$$

Así pues, acudiendo a la gráfica facilitada por el fabricante (*figura 5.1.1*), se puede obtener el coeficiente C/C_n que indica la reducción unitaria de par que sufre el motor debido al sobrecalentamiento (al ser para una misma velocidad de giro, también indica la reducción de la potencia).

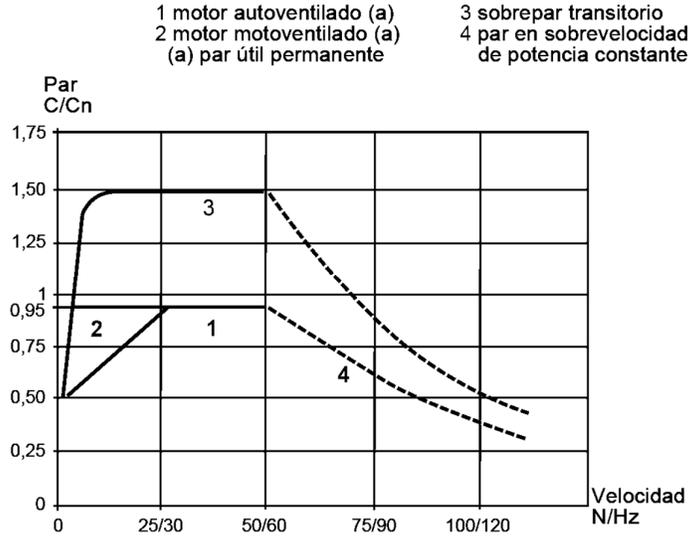


Figura 5.1.1.- Coeficiente C/Cn en función de la velocidad de giro.

Por tanto, como en el motor seleccionado no se especifica lo contrario, es que está dotado de autoventilación, de forma que el valor de C/Cn para un motor autoventilado a 3,6 Hz es de aproximadamente 0,5.

De esta manera, debe comprobarse que el motor a esa velocidad de giro es capaz de suministrar la potencia necesaria:

$$P_u = P'_u \cdot C/Cn \rightarrow P'_u = \frac{P_u}{C/Cn} = \frac{22733}{0,5} = 45466 \text{ W} \leq 30000$$



Como se puede ver, el motor se sobrecalentaría tanto que sería necesario uno de sus mismas características y de más de 45 kW para poder lidiar con ello. No obstante, el fabricante seleccionado (al igual que muchos otros), ofrece la posibilidad de instalar un módulo de refrigeración por motoventilación, de manera que el coeficiente C/Cn pasaría a tener un valor de 0,95 que cambiaría la potencia:

$$P'_u = \frac{P_u}{C/Cn} = \frac{22733}{0,95} = 23930 \text{ W} \leq 30000$$



Incluyendo la motoventilación, pasa a tener una potencia que puede ser suministrada sin problemas por el motor, de forma que, finalmente, la potencia del variador de frecuencia necesaria es de 30 kW.

6. PARÁMETROS DE SELECCIÓN DE ELEMENTOS AUXILIARES

6.1. Parámetros de los acoplamientos

6.1.1. Unión por chaveta del piñón

Para comenzar a dimensionar la chaveta necesaria, deben tenerse en cuenta las condiciones iniciales indicadas a continuación:

	Descripción	Valor	Unidades
T_p	Par nominal máximo en el piñón	16043	N·m
d	Diámetro del eje del piñón	0,160	m
S_y	Límite de fluencia del acero AISI 316	206	MPa
n_s	Coefficiente de seguridad	2	-

En este caso, como el eje de salida de la reductora lleva de fábrica su propio chavetero (y su correspondiente chaveta), en lugar de diseñarlo desde cero, se comprobará si es capaz de soportar el par realizado por la transmisión en ese punto. Por tanto, las dimensiones proporcionadas por el fabricante son:

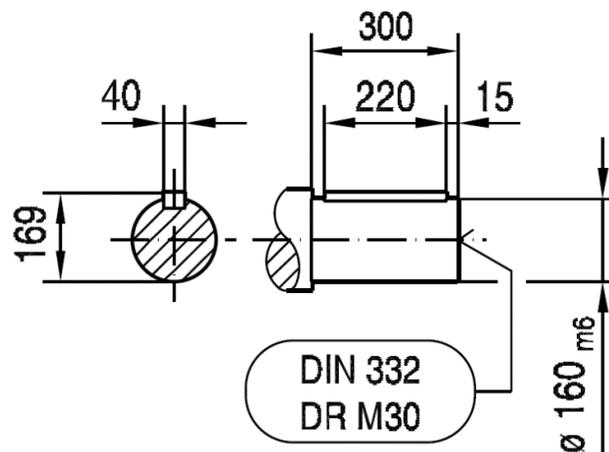
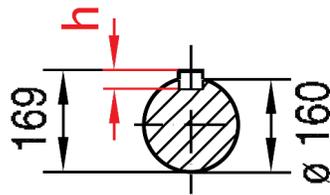


Figura 6.1.1.1.- Dimensiones del eje acoplado en el piñón.

La única cota de la sección de la chaveta que no aparece directamente en el plano es la altura. Para obtenerla, bastará con restarle a la altura total el diámetro del eje y multiplicar ese resultado por 2 (ya que la cota obtenida en la resta es la longitud de la mitad superior de la chaveta y se supone que está centrada), tal y como se indica a continuación:



$$169 = \frac{h}{2} + 160 \rightarrow h = 2 \cdot (169 - 160) = 18 \text{ mm}$$

Así pues, a modo indicativo, se muestran en la *figura 6.1.2* las dimensiones de la chaveta que se va a calcular:

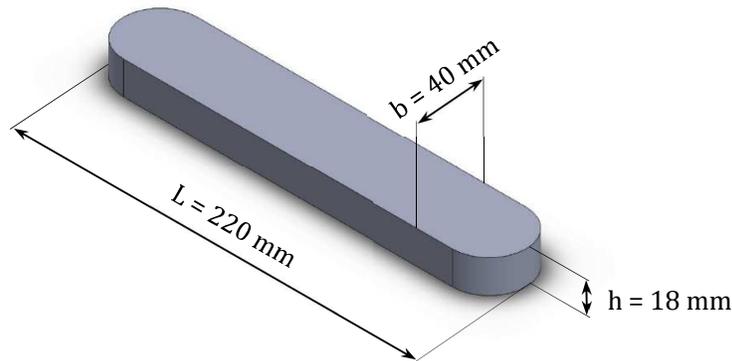


Figura 6.1.1.2.- Dimensiones de la chaveta del piñón.

Una vez obtenida la sección, debe calcularse la longitud mínima de la chaveta, para lo cual deben tenerse en consideración los dos tipos de fallos más comunes en esta clase de acoplamiento: fallo por cortadura y fallo por aplastamiento.

El fallo por cortadura consiste en una fisura que se propaga sobre la interfase eje-rueda y que es producida por la acción de dos fuerzas opuestas no coplanarias (*vista frontal* de la *figura 6.1.3*).

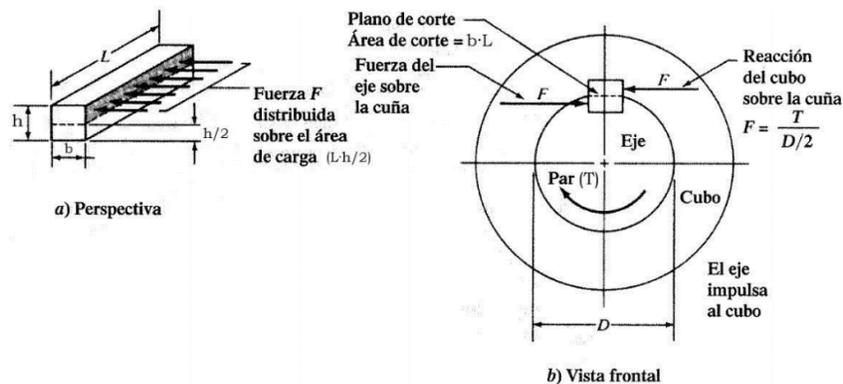


Figura 6.1.1.3.- Esquema de los esfuerzos que aparecen en una unión por chaveta.

Partiendo de la definición de momento o par torsor, se puede expresar el valor del esfuerzo cortante como:

$$T = F \cdot R = F \cdot \frac{D}{2} \rightarrow F = \frac{2 \cdot T}{D} \quad (20)$$

Por tanto, considerando que la superficie que contiene a la interfase es completamente plana, la tensión tangencial en dicha interfase se puede expresar como:

$$\tau = \frac{F}{A_{Cort}} = \frac{F}{b \cdot L} = \frac{2 \cdot T}{D \cdot b \cdot L} \quad (21)$$

A partir de ahí, empleando el criterio de la tensión tangencial máxima y suponiendo un factor de seguridad n_s , resulta la siguiente expresión:

$$\frac{S_y}{n_s} \geq 2 \cdot \tau = 2 \cdot \frac{2 \cdot T}{D \cdot b \cdot L} \rightarrow L \geq \frac{4 \cdot T \cdot n_s}{D \cdot b \cdot S_y} \quad (22)$$

donde

	Descripción	Unidades
L	Longitud de la chaveta	m
T	Par torsor aplicado en la chaveta	N·m
n_s	Factor de seguridad	-
D	Diámetro del eje	m
b	Anchura de la chaveta	m
S_y	Límite de fluencia de la chaveta	N/m ²

Por tanto, sustituyendo los valores calculados hasta ahora en la expresión (22) y comparando con la longitud de la chaveta se obtiene:

$$L \geq \frac{4 \cdot 16043 \cdot 2}{0,16 \cdot 0,04 \cdot 206 \cdot 10^6} = 0,0973 \text{ m} = 97,3 \text{ mm} \rightarrow 220 \geq 97,3$$



Tal y como se muestra en los resultados, la longitud de la chaveta es mayor que la mínima necesaria para que no se produzca fallo por cortadura, por lo que deberá compararse la condición impuesta por el otro tipo de fallo.

Respecto al fallo por aplastamiento, es producido por el esfuerzo de compresión que aparece en cualquiera de las caras de contacto directo pertenecientes a la chaveta y al chavetero. Como dicha chaveta está centrada, el área de aplastamiento tendrá el mismo valor en todas las caras y vendrá definida por:

$$A_{Aplast} = L \cdot \frac{h}{2} \quad (23)$$

De manera similar al fallo por cortante, la tensión de compresión presente sobre las caras de la chaveta se puede obtener partiendo de las definiciones propias de tensión y de par torsor:

$$\sigma = \frac{F}{A_{Aplast}} = \frac{2 \cdot T}{D \cdot A_{Aplast}} = \frac{4 \cdot T}{D \cdot h \cdot L} \quad (24)$$

Por tanto, incluyendo una vez más un factor de seguridad en la tensión de compresión máxima admisible, se puede obtener la expresión de la longitud mínima necesaria:

$$\frac{S_y}{n_s} \geq \sigma = \frac{4 \cdot T}{D \cdot h \cdot L} \rightarrow L \geq \frac{4 \cdot T \cdot n_s}{D \cdot h \cdot S_y} \quad (25)$$

donde

	Descripción	Unidades
L	Longitud de la chaveta	m
T	Par torsor aplicado en la chaveta	N·m
n_s	Factor de seguridad	-
D	Diámetro del eje	m
h	Altura de la chaveta	m
S_y	Límite de fluencia de la chaveta	N/m ²

Así pues, sustituyendo los valores obtenidos hasta ahora en la expresión (25) y comparando nuevamente con la longitud de la chaveta:

$$L \geq \frac{4 \cdot 16043 \cdot 2}{0,16 \cdot 0,018 \cdot 206 \cdot 10^6} = 0,2163 \text{ m} = 216,3 \text{ mm} \rightarrow 220 \geq 216,3 \quad \checkmark$$

De nuevo, la longitud de la chaveta es superior a la mínima necesaria para evitar fallos por aplastamiento, por lo que no hará falta añadir más chavetas en el eje.

6.1.2. Unión por chaveta de la corona

Al igual que antes, se muestran a continuación los parámetros de partida para el dimensionado de la chaveta:

	Descripción	Valor	Unidades
T_p	Par nominal máximo en la corona	69520	N·m
D	Diámetro del eje de la corona	0,320	m
S_y	Límite de fluencia del acero AISI 316	206	MPa
n_s	Coefficiente de seguridad	2	-

Como el eje sobre el que va acoplada la corona tiene todavía el chavetero y la chaveta del elemento de transmisión anterior se comprobará, al igual que en el caso del piñón, si es capaz de soportar dicha corona y sus condiciones de trabajo. Por tanto, lo primero es definir el tamaño de la chaveta existente acudiendo a los planos originales del secador:

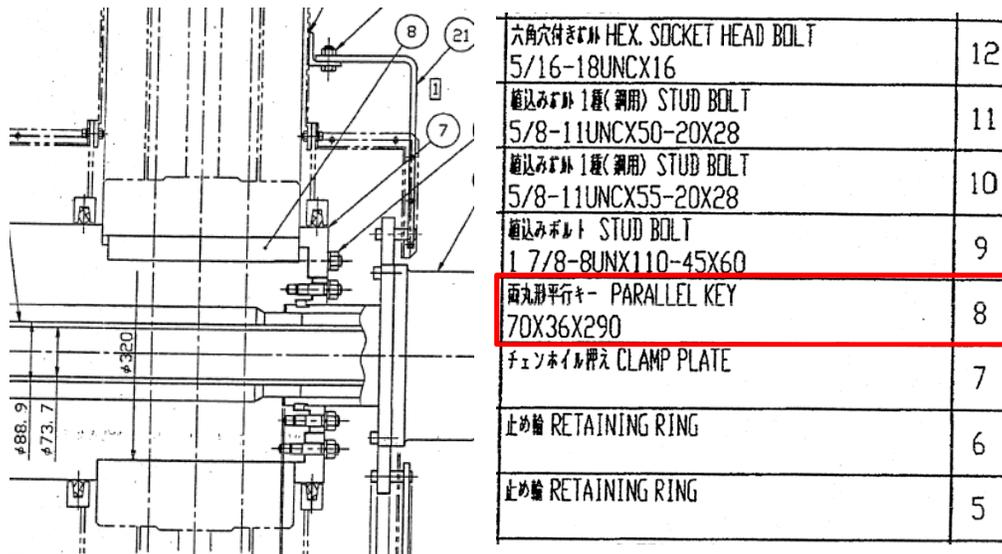


Figura 6.1.2.1.- Indicación de la chaveta en los planos del secador.

En el cajetín anejo al plano se muestra el nombre de la pieza (*parallel key*) junto con una pequeña descripción en la cual, en este caso, aparece el valor de cada una de sus dimensiones. Aunque no aparecen sus unidades, se refiere a una chaveta como la acotada en la *figura 6.1.2.2* a continuación:

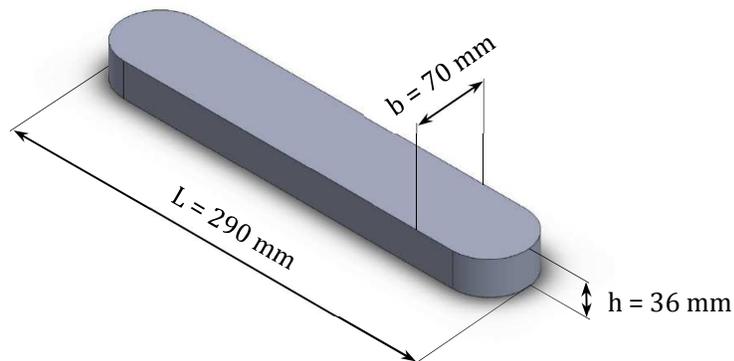


Figura 6.1.2.2.- Dimensiones de la chaveta de la corona.

Con las dimensiones ya definidas, se repetirá el mismo desarrollo que el realizado en el apartado anterior, ya que se dispone de las mismas condiciones iniciales (con valores distintos evidentemente).

Por tanto, para comprobar la longitud mínima en el caso de fallo por cortadura bastará con sustituir los valores correspondientes en la expresión (22), de forma que:

$$L \geq \frac{4 \cdot 69520 \cdot 2}{0,32 \cdot 0,07 \cdot 206 \cdot 10^6} = 0,1205 \text{ m} = 120,5 \text{ mm} \rightarrow 290 \geq 120,5 \quad \checkmark$$

Como la longitud de la chaveta supera el valor de la longitud mínima necesaria, faltará por comprobar el caso de fallo por aplastamiento. Así pues, sustituyendo, en este caso, los valores correspondientes en la expresión (25), se obtiene:

$$L \geq \frac{4 \cdot 69520 \cdot 2}{0,32 \cdot 0,036 \cdot 206 \cdot 10^6} = 0,2344 \text{ m} = 234,4 \text{ mm} \rightarrow 290 \geq 234,4 \quad \checkmark$$

Una vez más, se comprueba que la longitud de la chaveta es superior a la mínima necesaria para cualquier tipo de fallo, por lo que bastará con la chaveta ya existente para soportar las nuevas condiciones de trabajo.

7. PARÁMETROS DE SELECCIÓN DE ENCLAVAMIENTO

7.1. Grado de hiperestaticidad del secador

Para comenzar a determinar el grado de hiperestaticidad (GH) del equipo, es imprescindible establecer una simplificación de su estructura y de sus apoyos:

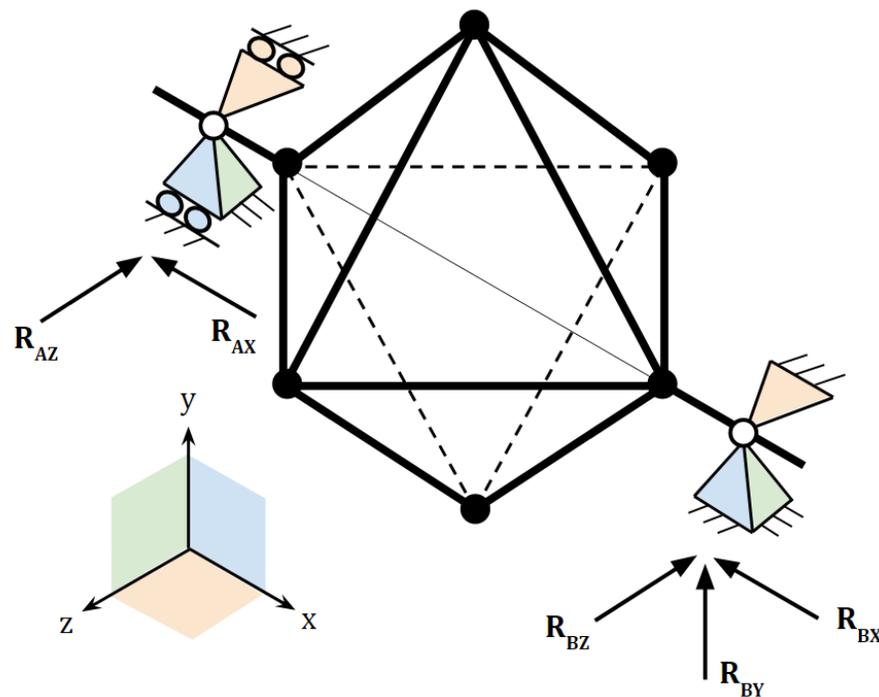


Figura 7.1.1.- Esquema estructural del secador.

Pese a la cantidad de nodos presentes en la *figura 7.1.1* (con finalidad meramente estética), teniendo en cuenta que los nodos negros son rígidos, se puede considerar al conjunto ejes-secador como una única barra, de manera que nos encontramos ante un caso típico de barra biarticulada.

Así pues, respecto a las ecuaciones que se pueden plantear, se limitan exclusivamente a las inherentes a espacios tridimensionales (3 desplazamientos y 3 giros). En cuanto al número de incógnitas, aparecen 2 reacciones en el apoyo del eje no motriz y 3 en el apoyo del eje motriz, estableciéndose así un sistema de 6 ecuaciones con 5 incógnitas:

$$\begin{cases} \delta_x = 0, & \theta_x \neq 0 \\ \delta_y = 0, & \theta_y = 0 \\ \delta_z = 0, & \theta_z = 0 \end{cases}$$

Como se puede apreciar en la *figura 7.1.1*, los apoyos limitan el desplazamiento de la barra en cualquier dirección, y el único movimiento que permiten es el giro sobre el plano YZ (eje X).

Para obtener el grado de hiperestaticidad, basta con resolver la ecuación de Kutzbach-Grubler, de forma que:

$$GH = n^{\circ} \text{ incógnitas} - n^{\circ} \text{ ecuaciones} = 5 - 6 = -1$$

7.2. Fuerza de empuje del enclavamiento por cilindro pasador

El cálculo de la fuerza que se debe realizar para girar el secador debe establecerse para un estado de desequilibrio determinado. Por tanto, como caso extremo, se supondrá que el centro de gravedad de la carga se desplaza un quinto de la longitud del radio, tal y como se indica a continuación:

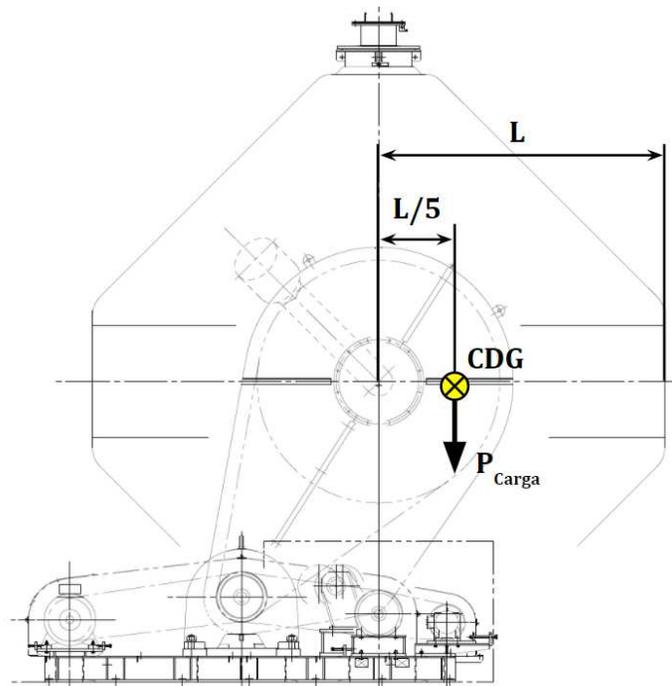


Figura 7.2.1.- Desplazamiento máximo del CDG de la carga.

Así, el momento producido por el desequilibrio de la carga será el producto de la fuerza ejercida por su peso y su desplazamiento respecto al eje de giro:

$$M = P_C \cdot \frac{1}{3} \cdot L = 17000 \cdot 9,81 \cdot \frac{1}{5} \cdot 2,194 = 73609 \text{ Nm}$$

De la misma manera, el momento ejercido por el cilindro será la fuerza de empuje por su distancia al eje por lo que, sustituyendo el momento ya calculado de la carga, se obtendrá la componente horizontal de la fuerza de empuje mínima necesaria:

$$M = F_{Nx} \cdot l \rightarrow F_{Nx} = \frac{M}{l} = \frac{73609}{0,5} = 147218 \text{ N}$$

Por tanto, la fuerza normal ejercida sobre la superficie de contacto de la pletina quedará determinada por el ángulo de su chaflán, de forma que:

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{F_{Nx}}{F_N} \rightarrow F_N = \frac{F_{Nx}}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{147218}{\cos \frac{70}{2}} = 179720 \text{ N}$$

Así pues, una vez obtenida la fuerza normal necesaria, se puede calcular la fuerza de rozamiento que debe efectuar el pistón mediante la siguiente expresión:

$$F_R = \mu \cdot F_N \quad (26)$$

donde

	Descripción	Unidades
F_R	Fuerza de rozamiento	N
F_N	Fuerza normal a la superficie de contacto	N
μ	Coefficiente de fricción	-

Para obtener el valor del coeficiente de fricción, se ha contactado con un fabricante de cojinetes de fricción, que ha propuesto un valor entre 0,05 y 0,08 en función de la composición exacta de la punta del vástago. Así, la fuerza de rozamiento necesaria resultará:

$$F_R = \mu \cdot F_N = 0,08 \cdot 179720 = 14378 \text{ N}$$

Finalmente, como el cilindro forma un ángulo con la superficie de contacto, la fuerza que deberá aplicar para efectuar la fuerza de rozamiento necesaria se obtendrá de la siguiente manera:

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{F_{Px}}{F_P} \rightarrow F_P = \frac{F_{Px}}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{143378}{\cos \frac{70}{2}} = 174552 \text{ N}$$

7.3. Fuerza de empuje del enclavamiento por cuña pivotante

El desarrollo de los cálculos para este segundo sistema de enclavamiento es exactamente igual que el primero, solo que cambiando el plano de aplicación de la fuerza de empuje siendo, en este caso, uno de los perfiles:

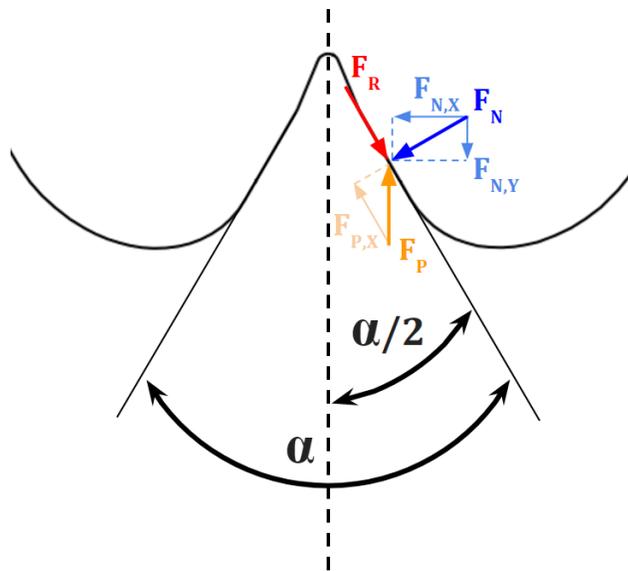


Figura 7.3.1.- Esquema de fuerzas en la pletina.

Así pues, con el par obtenido del apartado anterior, el valor de la componente que efectúa momento en este caso resulta:

$$M = F_{Nx} \cdot l \rightarrow F_{Nx} = \frac{M}{l} = \frac{73609}{0,6} = 122682 \text{ N}$$

Al igual que antes, la fuerza normal correspondiente con la componente de la fuerza obtenida se calcula:

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{F_{Nx}}{F_N} \rightarrow F_N = \frac{F_{Nx}}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{122682}{\cos \frac{60}{2}} = 141661 \text{ N}$$

En este caso, el proveedor del acero con el que se fabrican la cuña y la pletina recomienda suponer, incluyendo los posibles revestimientos anticorrosión, un coeficiente de rozamiento de 0,1, por lo que:

$$F_R = \mu \cdot F_N = 0,1 \cdot 141661 = 14166 \text{ N}$$

La fuerza de empuje mínima, por tanto, resultará de despejar la componente correspondiente de la descomposición vectorial:

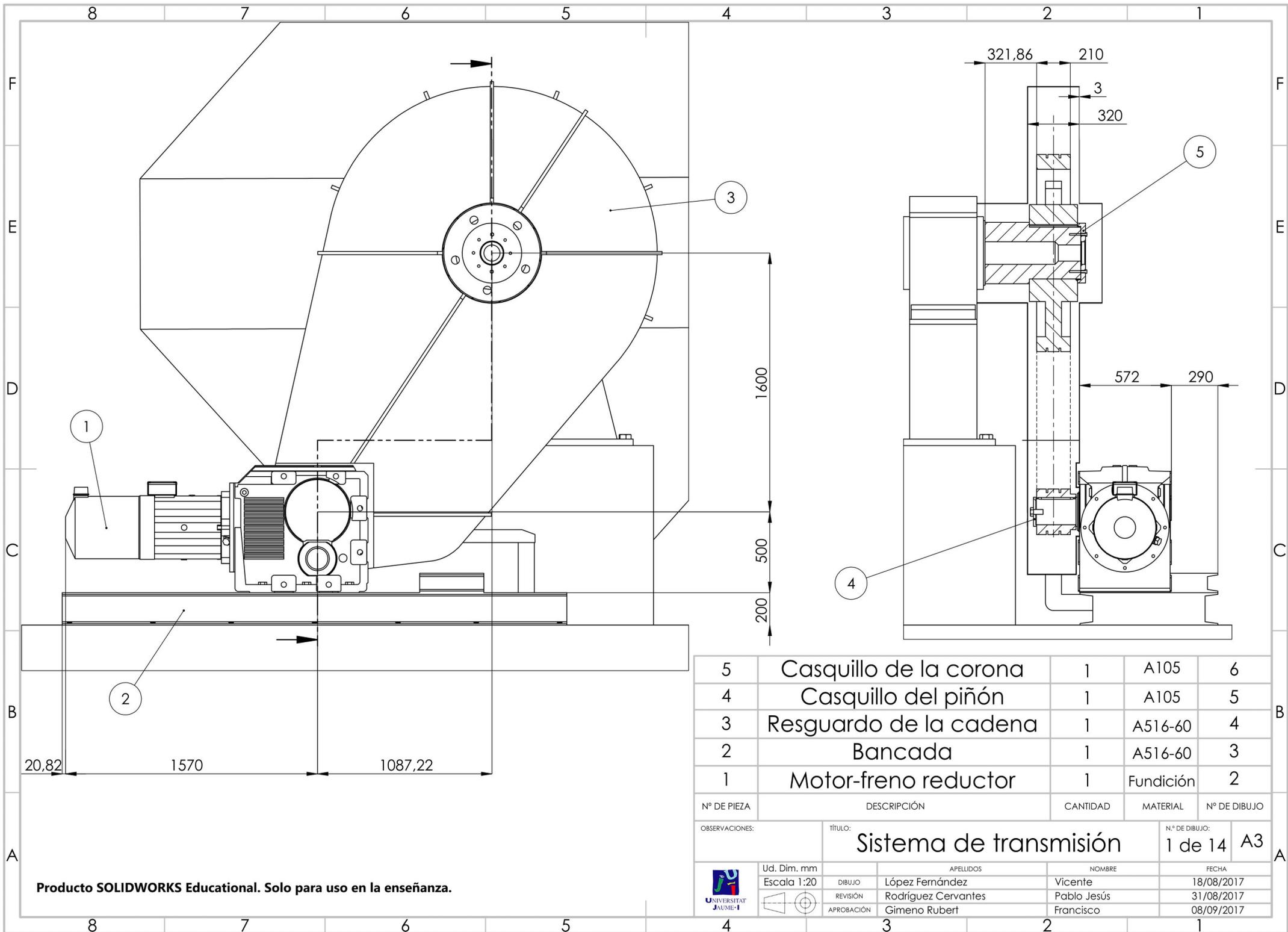
$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{F_{Px}}{F_P} \rightarrow F_P = \frac{F_{Px}}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{14166}{\cos \frac{60}{2}} = 16358 \text{ N}$$

PLANOS

ÍNDICE

CAPÍTULO 2. PLANOS

1. SISTEMA DE TRANSMISIÓN	217
2. MOTOR - FRENO REDUCTOR	219
3. BANCADA.....	221
4. RESGUARDO DE LA CADENA.....	223
5. CASQUILLO DEL PIÑÓN.....	225
6. CASQUILLO DE LA CORONA	227
7. SISTEMA DE ENCLAVAMIENTO	229
8. SOPORTE DEL CILINDRO	231
9. CILINDRO	233
10. BASTIDOR NO MOTRIZ	235
11. PIVOTE DESMONTABLE.....	237
12. PLETINA	239
13. COJINETE DE FRICCIÓN.....	241
14. CUÑA	243

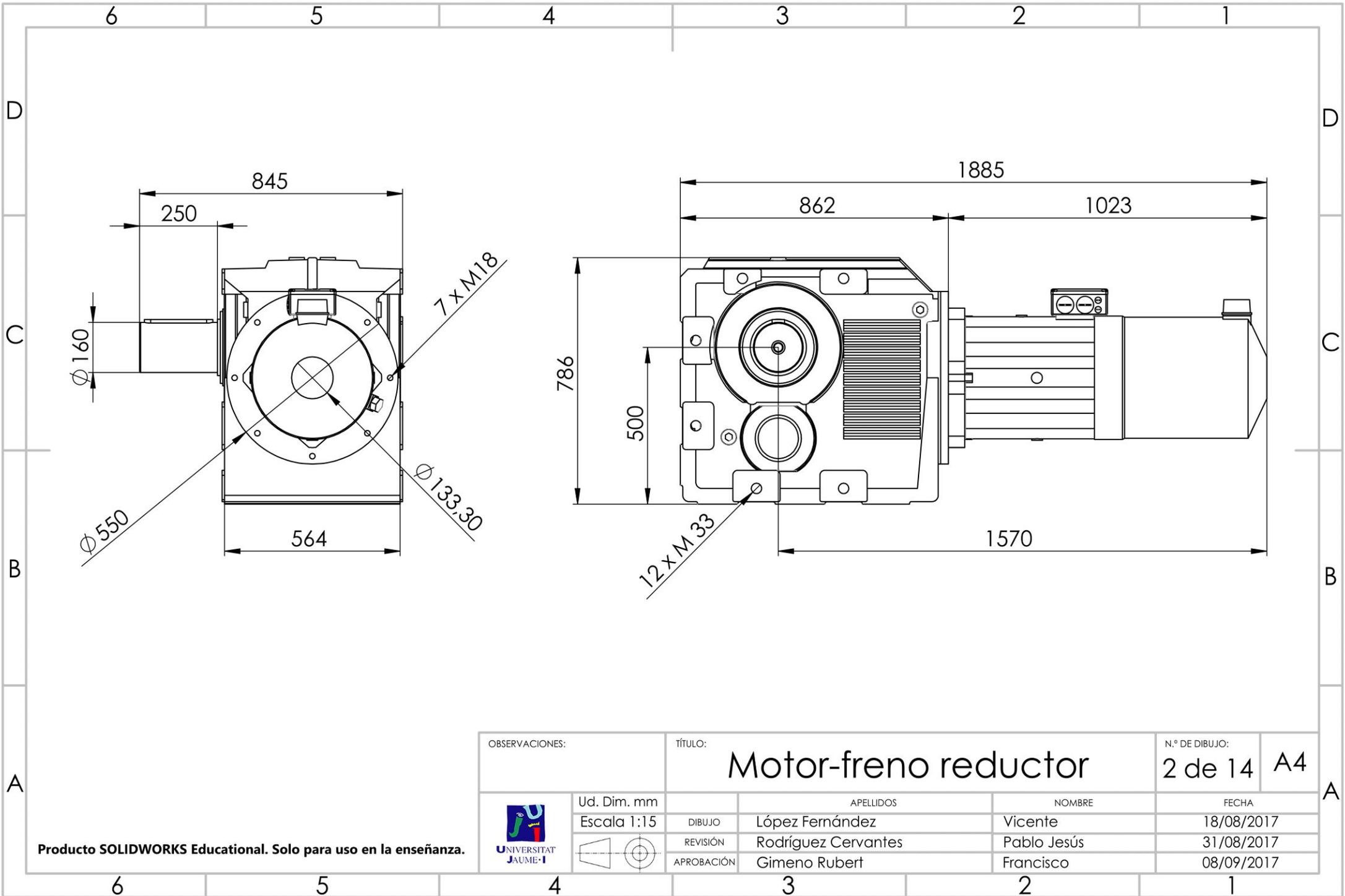


5	Casquillo de la corona	1	A105	6
4	Casquillo del piñón	1	A105	5
3	Resguardo de la cadena	1	A516-60	4
2	Bancada	1	A516-60	3
1	Motor-freno reductor	1	Fundición	2
Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIAL	Nº DE DIBUJO

OBSERVACIONES:		TÍTULO: Sistema de transmisión		N.º DE DIBUJO: 1 de 14 A3	
Ud. Dim. mm Escala 1:20		APELLIDOS		NOMBRE	
DIBUJO		López Fernández		Vicente	
REVISIÓN		Rodríguez Cervantes		Pablo Jesús	
APROBACIÓN		Gimeno Rubert		Francisco	
		3		2	

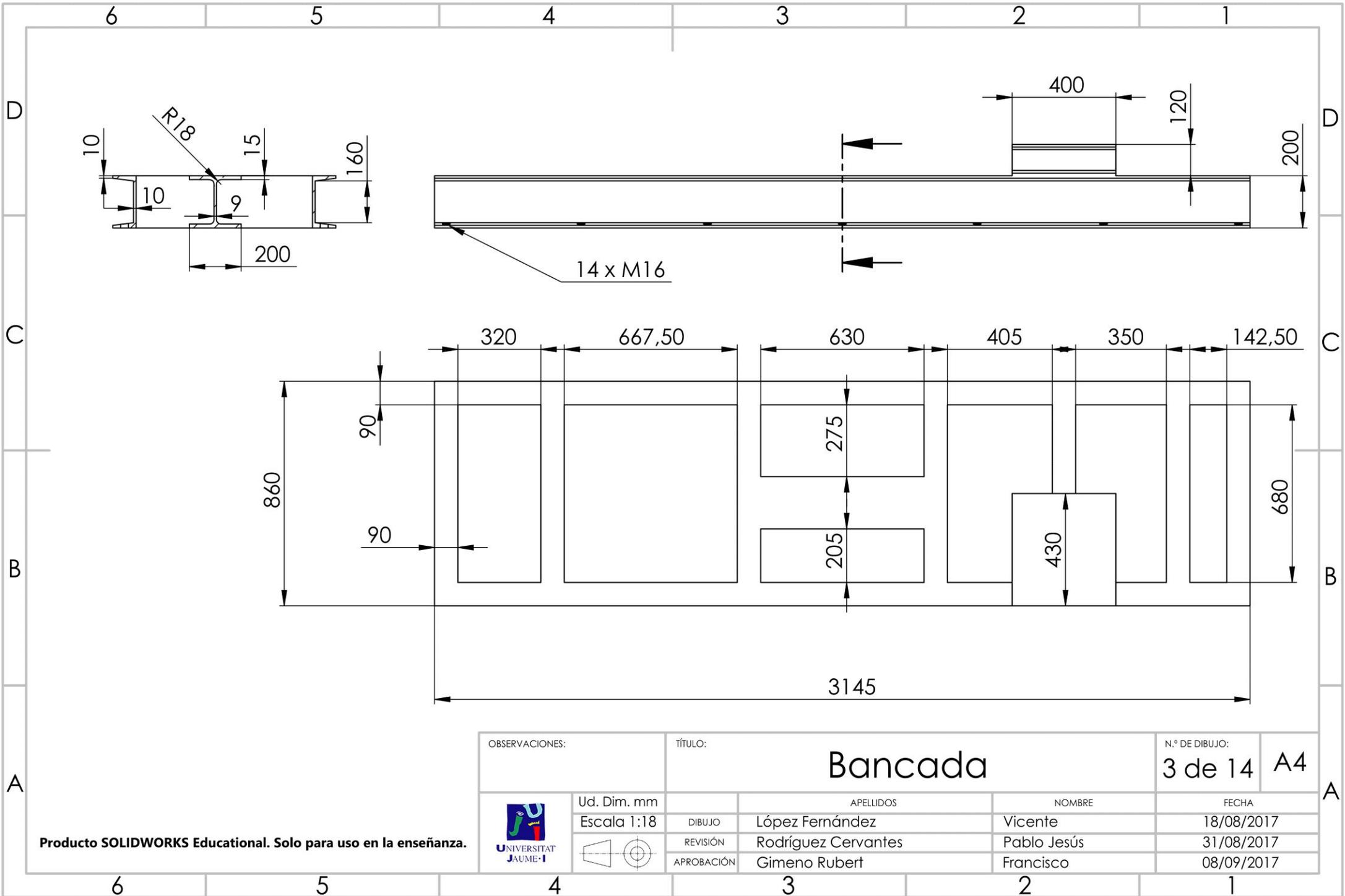
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.





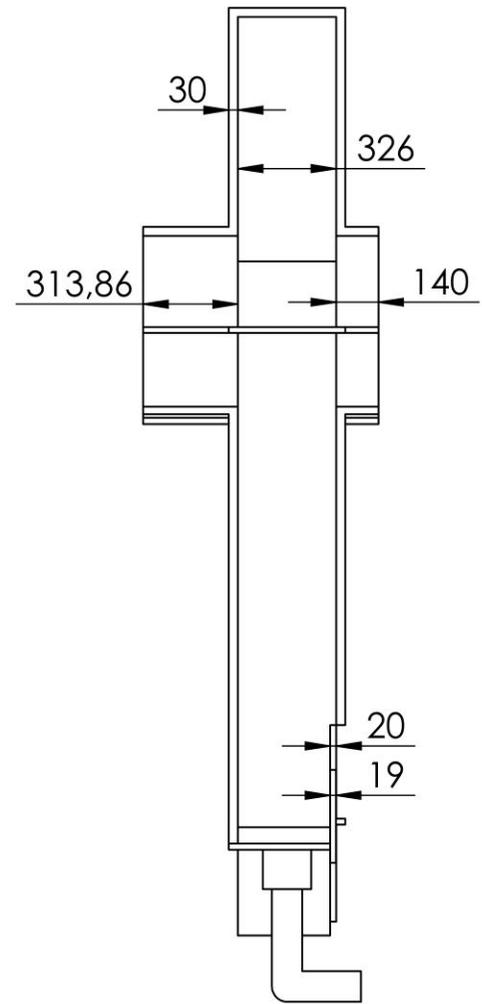
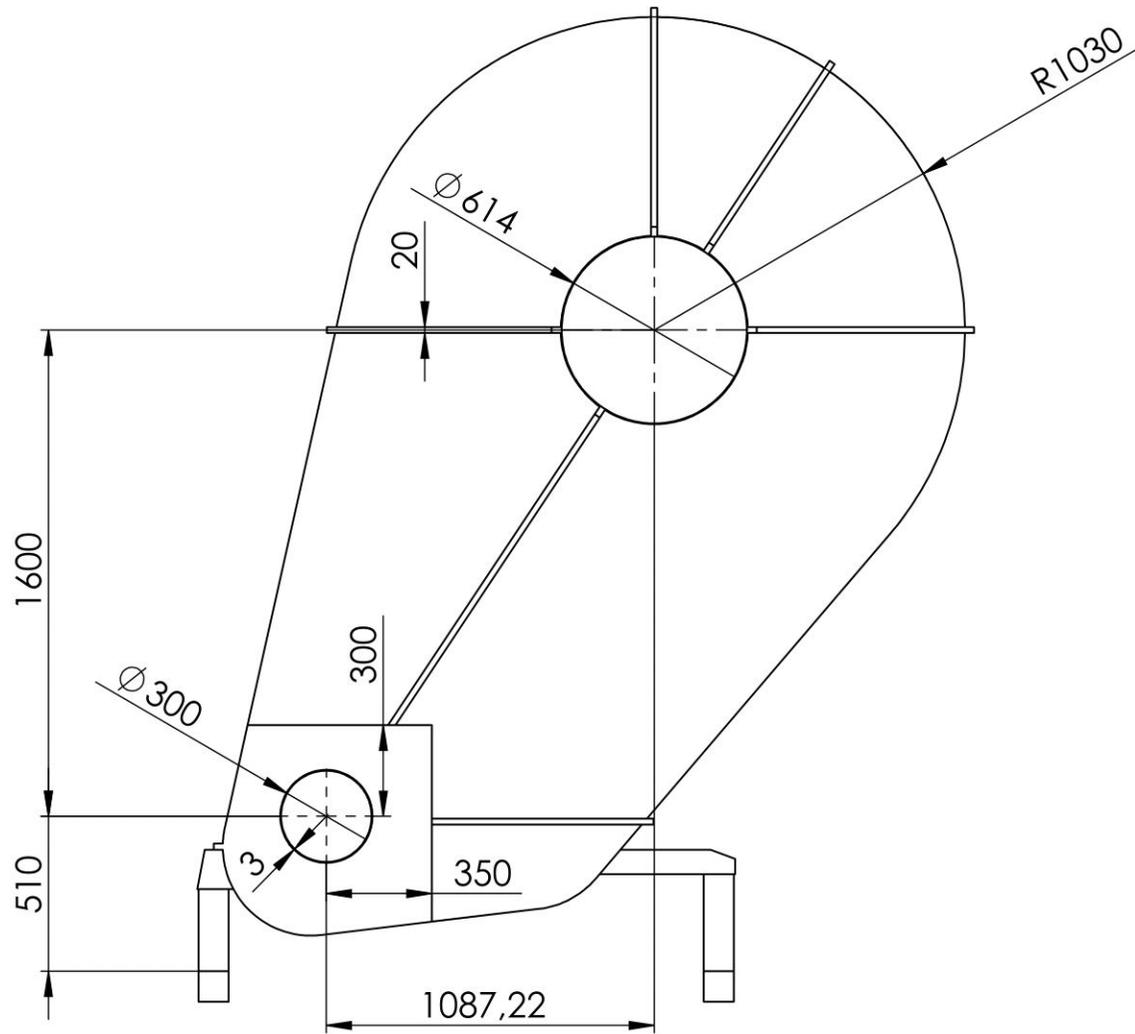
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

OBSERVACIONES:		TÍTULO: Motor-freno reductor			N.º DE DIBUJO: 2 de 14 A4	
	Ud. Dim. mm	APELLIDOS		NOMBRE		FECHA
	Escala 1:15	DIBUJO	López Fernández	Vicente	18/08/2017	
		REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	31/08/2017	
		APROBACIÓN	Gimeno Rubert	Francisco	08/09/2017	

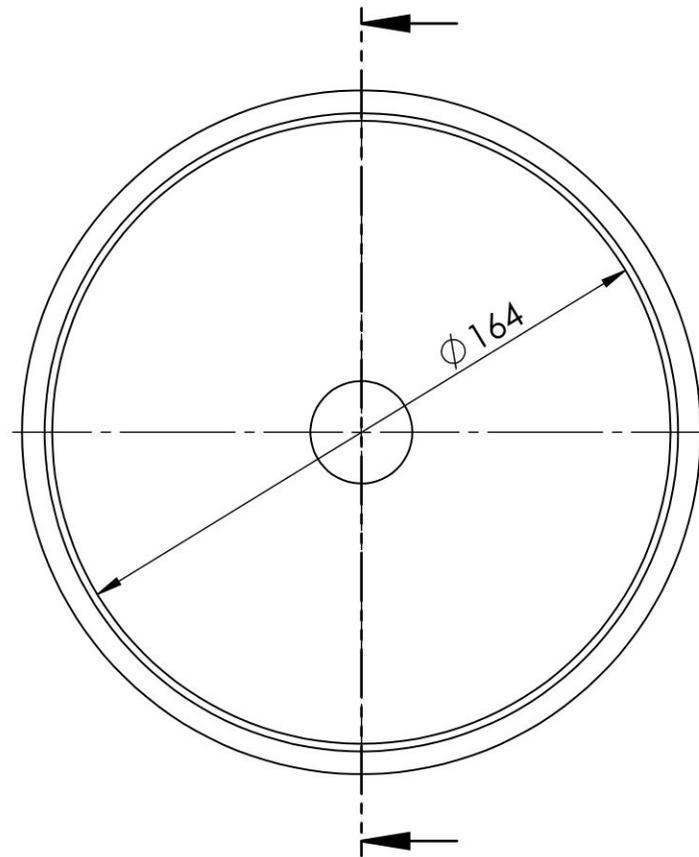
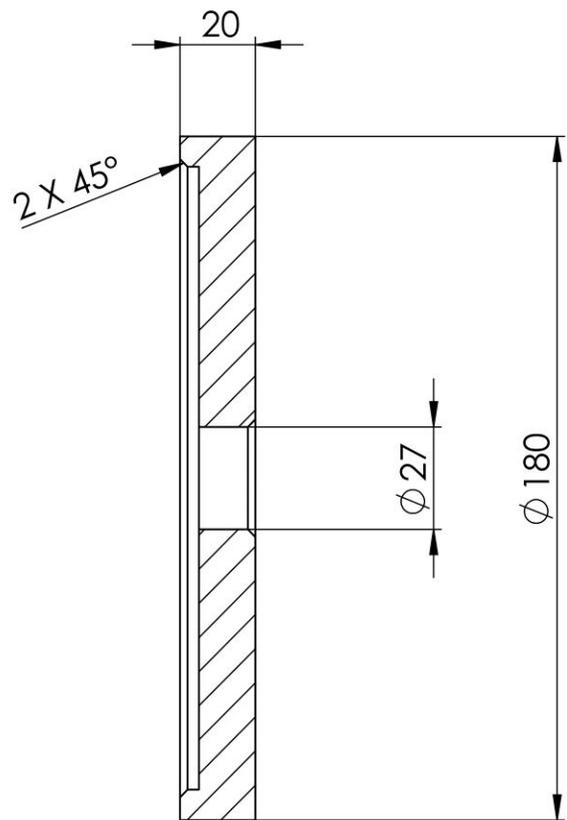


OBSERVACIONES:		TÍTULO: Bancada			N.º DE DIBUJO: 3 de 14		A4	
	Ud. Dim. mm	APELLIDOS		NOMBRE		FECHA		
	Escala 1:18	DIBUJO	López Fernández	Vicente		18/08/2017		
		REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús		31/08/2017		
		APROBACIÓN	Gimeno Rubert	Francisco		08/09/2017		

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

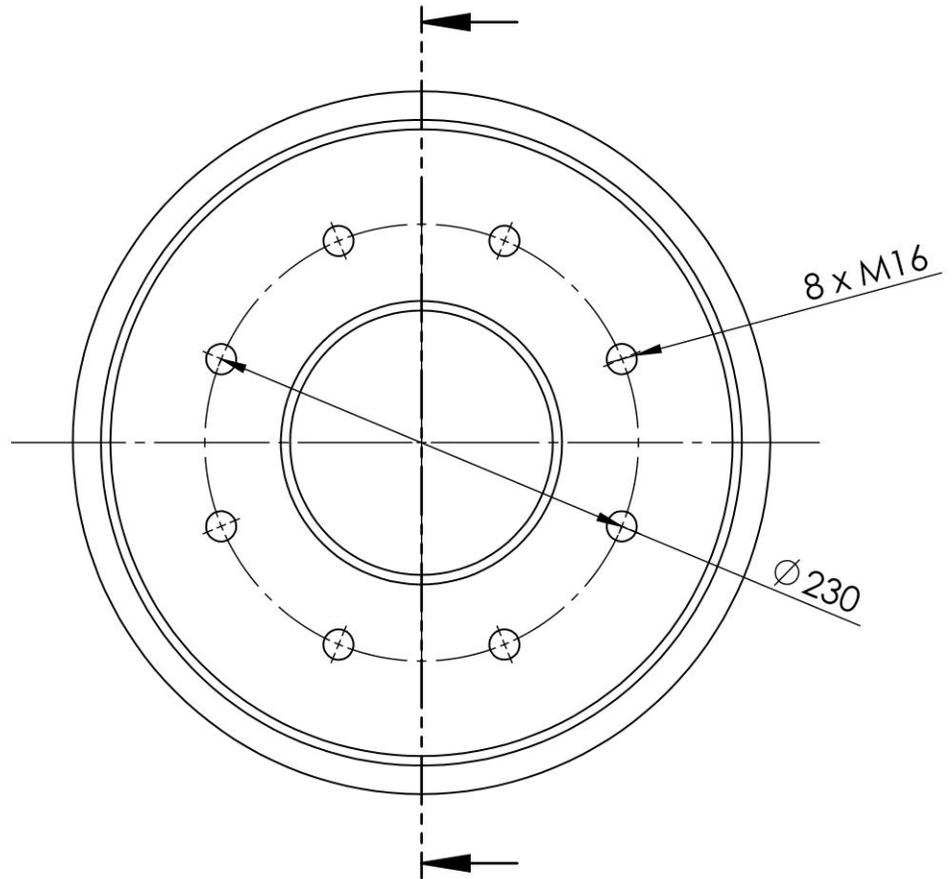
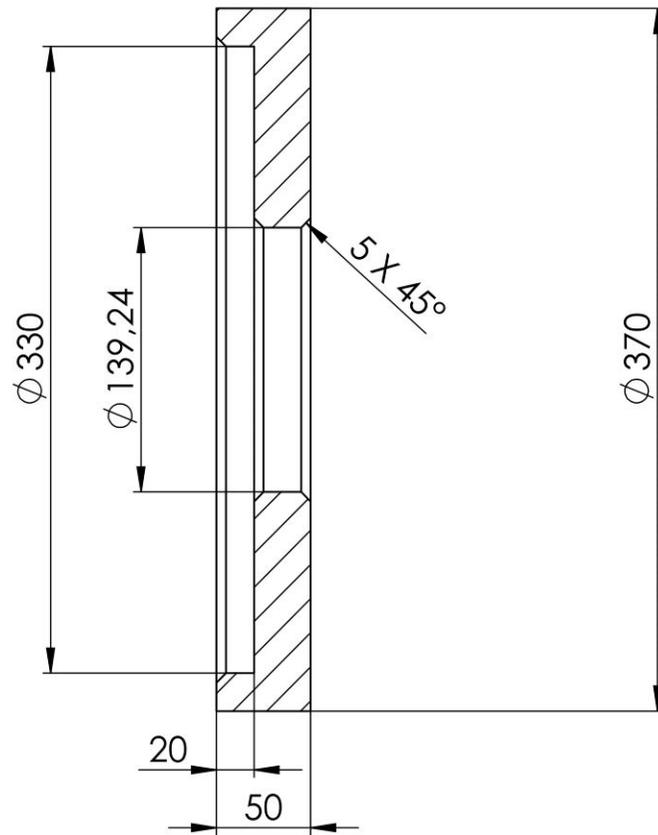


OBSERVACIONES:		TÍTULO: Resguardo de la cadena		N.º DE DIBUJO: 4 de 14		A4	
	Ud. Dim. mm	APELLIDOS		NOMBRE		FECHA	
	Escala 1:25	DIBUJO	López Fernández	Vicente	18/08/2017		
		REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	31/08/2017		
		APROBACIÓN	Gimeno Rubert	Francisco	08/09/2017		

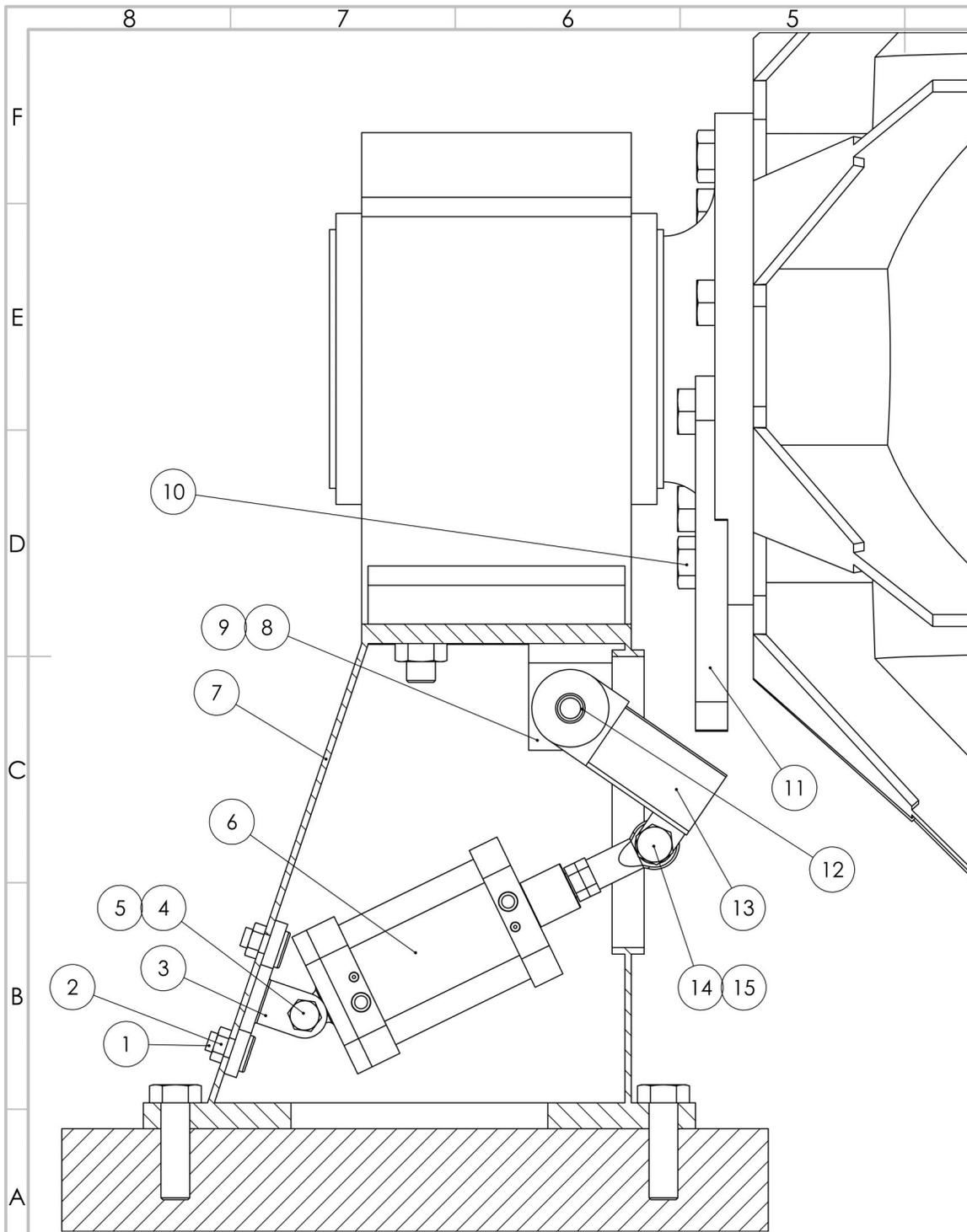


OBSERVACIONES:		TÍTULO: Casquillo del piñón			N.º DE DIBUJO: 5 de 14		A4	
	Ud. Dim. mm	APELLIDOS		NOMBRE		FECHA		
	Escala 1:2	DIBUJO	López Fernández	Vicente		18/08/2017		
		REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús		31/08/2017		
		APROBACIÓN	Gimeno Rubert	Francisco		08/09/2017		

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.



OBSERVACIONES:		TÍTULO: Casquillo de la corona		N.º DE DIBUJO: 6 de 14		A4	
	Ud. Dim. mm	APELLIDOS		NOMBRE		FECHA	
	Escala 1:4	DIBUJO	López Fernández	Vicente	18/08/2017		
		REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	31/08/2017		
		APROBACIÓN	Gimeno Rubert	Francisco	08/09/2017		



15	Tuerca hex. M36	1	A495	-
14	Tornillo hex. M36x110	1	A495	-
13	Cuña	1	A516-60	14
12	Cojinete de fricción	2	iglidur®	13
11	Pletina	1	A516-60	12
10	Tornillo hex. M48x190	6	A495	-
9	Tornillo Allen M16x150	2	A495	-
8	Pivote desmontable	1	A516-60	11
7	Bastidor no motriz	1	A516-60	10
6	Cilindro neumático	1	AISI 420	9
5	Tuerca hex. M30	1	A495	-
4	Tornillo hex. M30x190	1	A495	-
3	Soporte del cilindro	1	A516-60	8
2	Tuerca hex. M30	4	A495	-
1	Tornillo Allen M30x50	4	A495	-
Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	MATERIAL	Nº DE DIBUJO

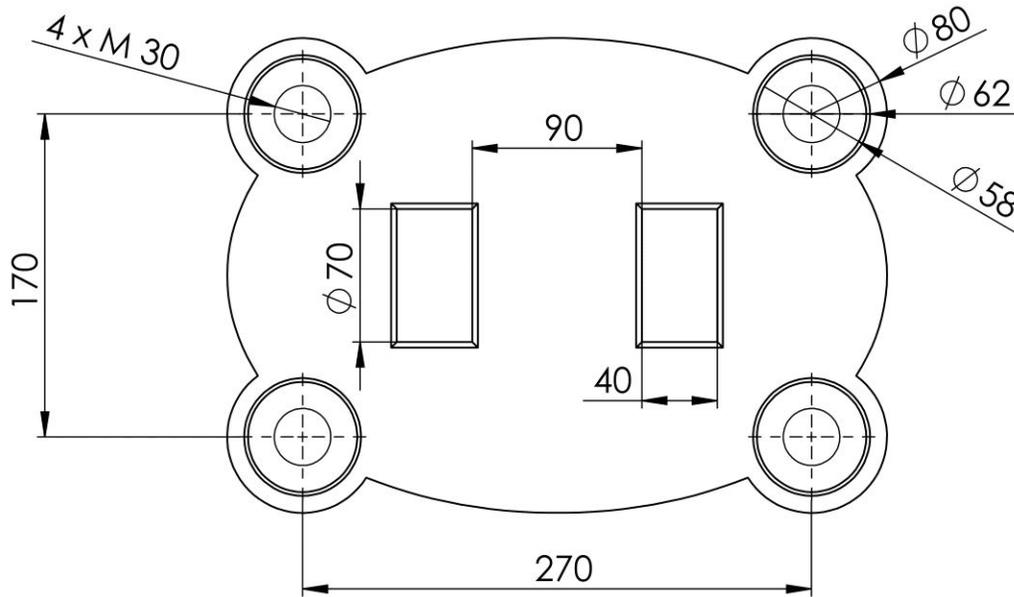
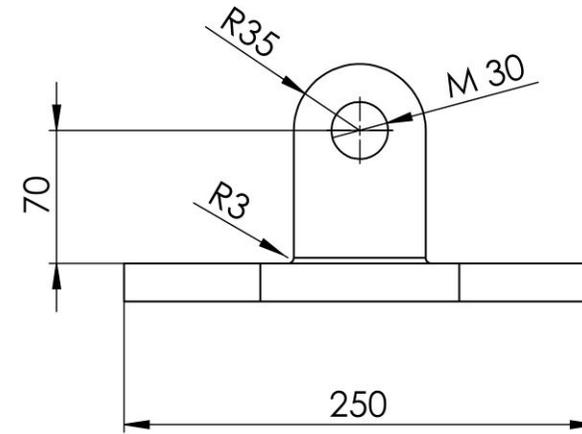
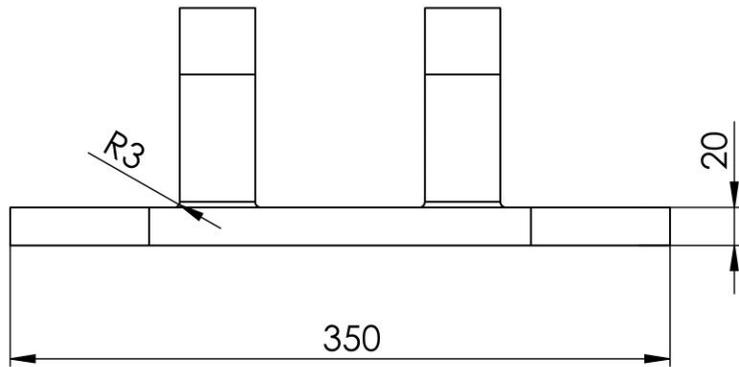
OBSERVACIONES:

TÍTULO: **Sistema de enclavamiento** N.º DE DIBUJO: 7 de 14 A3

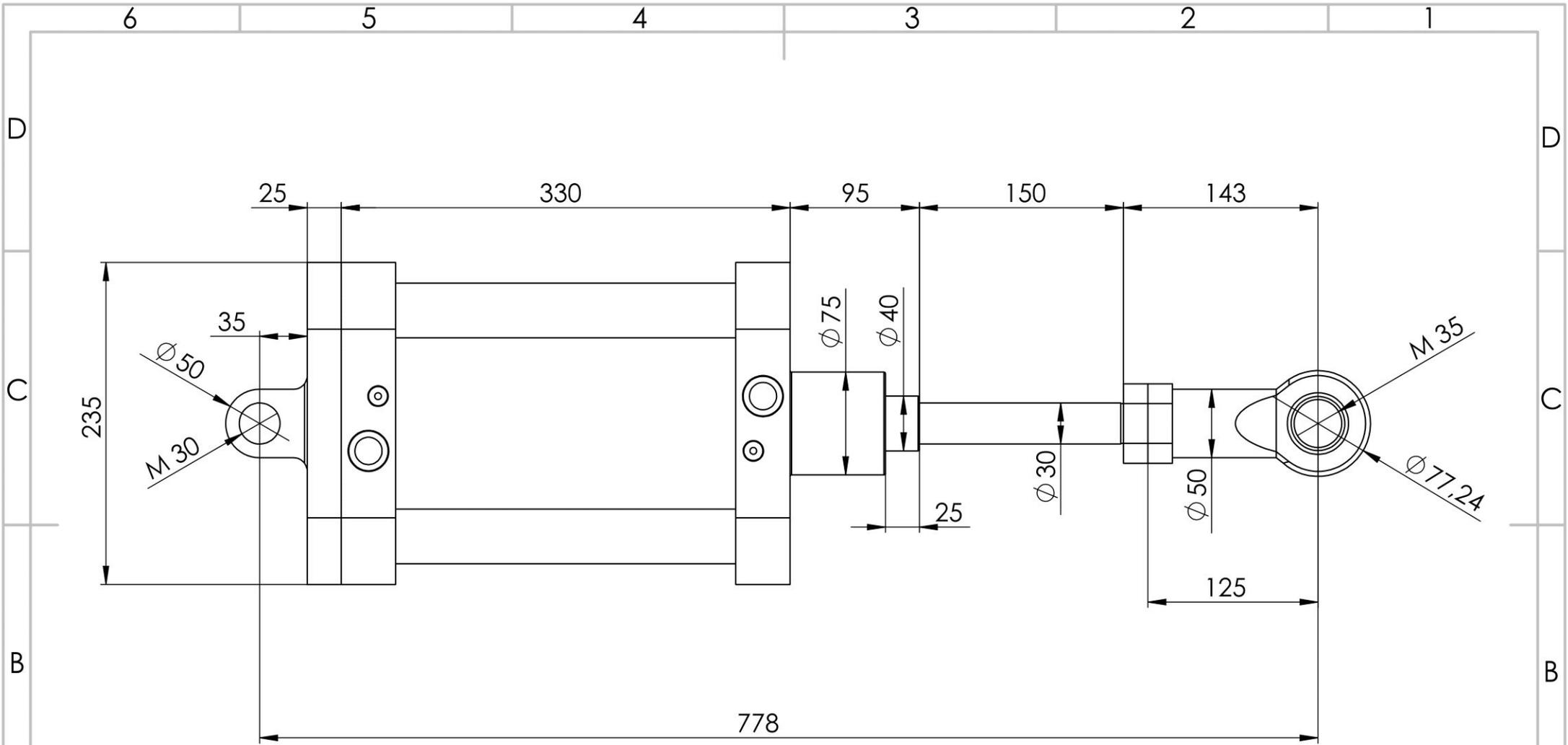
Ud. Dim. mm	APELLIDOS		NOMBRE		FECHA
Escala 1:7	López Fernández		Vicente		18/08/2017
DIBUJO	Rodríguez Cervantes		Pablo Jesús		31/08/2017
REVISIÓN	Gimeno Rubert		Francisco		08/09/2017
APROBACIÓN					

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.



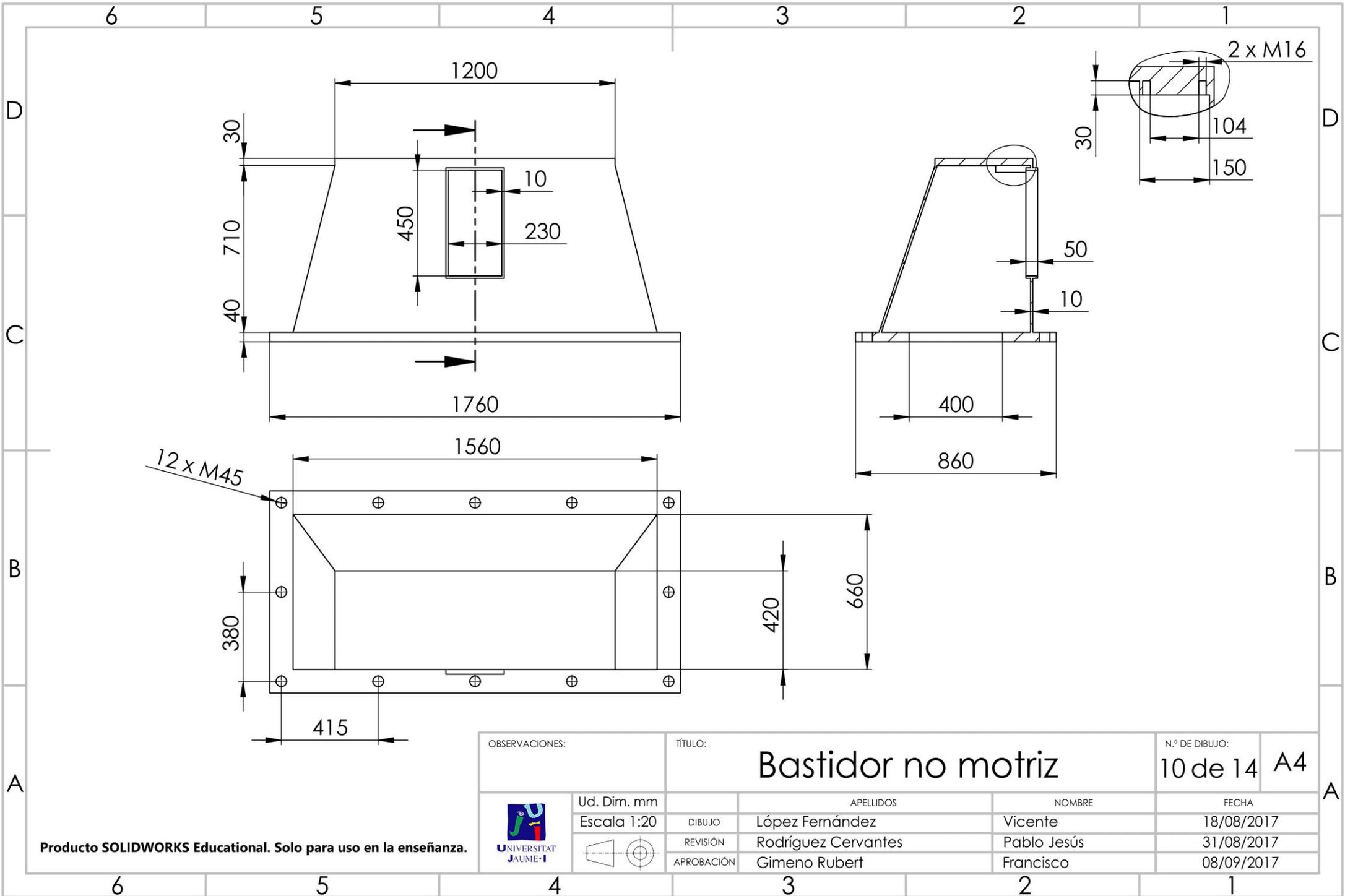


OBSERVACIONES:		TÍTULO: Soporte del cilindro			N.º DE DIBUJO: 8 de 14		A4
	Ud. Dim. mm	APELLIDOS		NOMBRE		FECHA	
	Escala 1:4	DIBUJO	López Fernández	Vicente	18/08/2017		
		REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	31/08/2017		
		APROBACIÓN	Gimeno Rubert	Francisco	08/09/2017		



OBSERVACIONES:		TÍTULO: Cilindro neumático			N.º DE DIBUJO: 9 de 14		A4	
	Ud. Dim. mm	APELLIDOS		NOMBRE		FECHA		
	Escala 1:4	DIBUJO	López Fernández	Vicente	18/08/2017			
		REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	31/08/2017			
		APROBACIÓN	Gimeno Rubert	Francisco	08/09/2017			

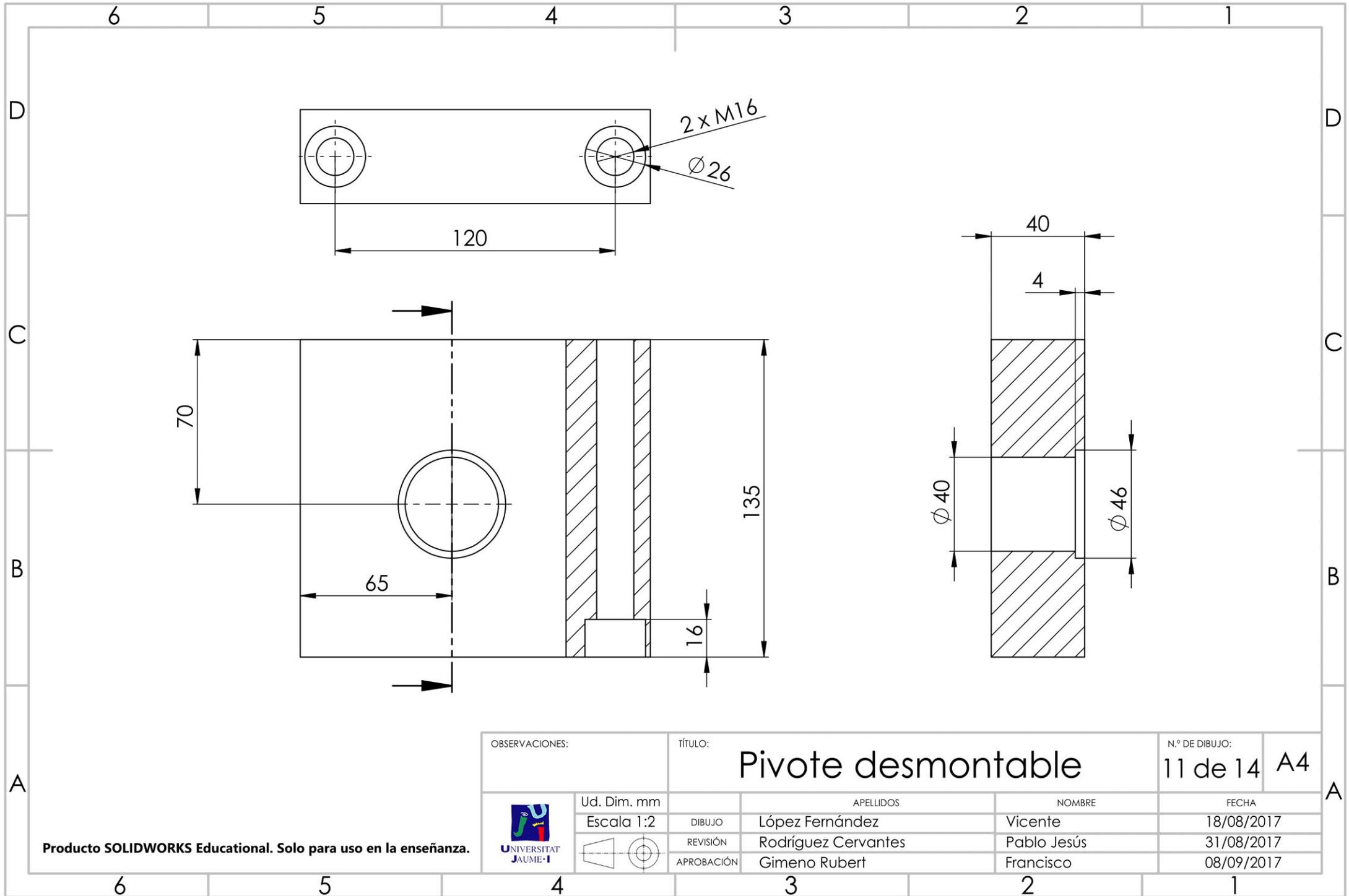
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.



OBSERVACIONES:		TÍTULO:		N.º DE DIBUJO:	
		Bastidor no motriz		10 de 14 A4	
Ud. Dim. mm		APELLIDOS		NOMBRE	
Escala 1:20		DIBUJO		VICENTE	
REVISIÓN		RODRÍGUEZ CERVANTES		PABLO JESÚS	
APROBACIÓN		GIMENO RUBERT		FRANCISCO	
				FECHA	
				18/08/2017	
				31/08/2017	
				08/09/2017	

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

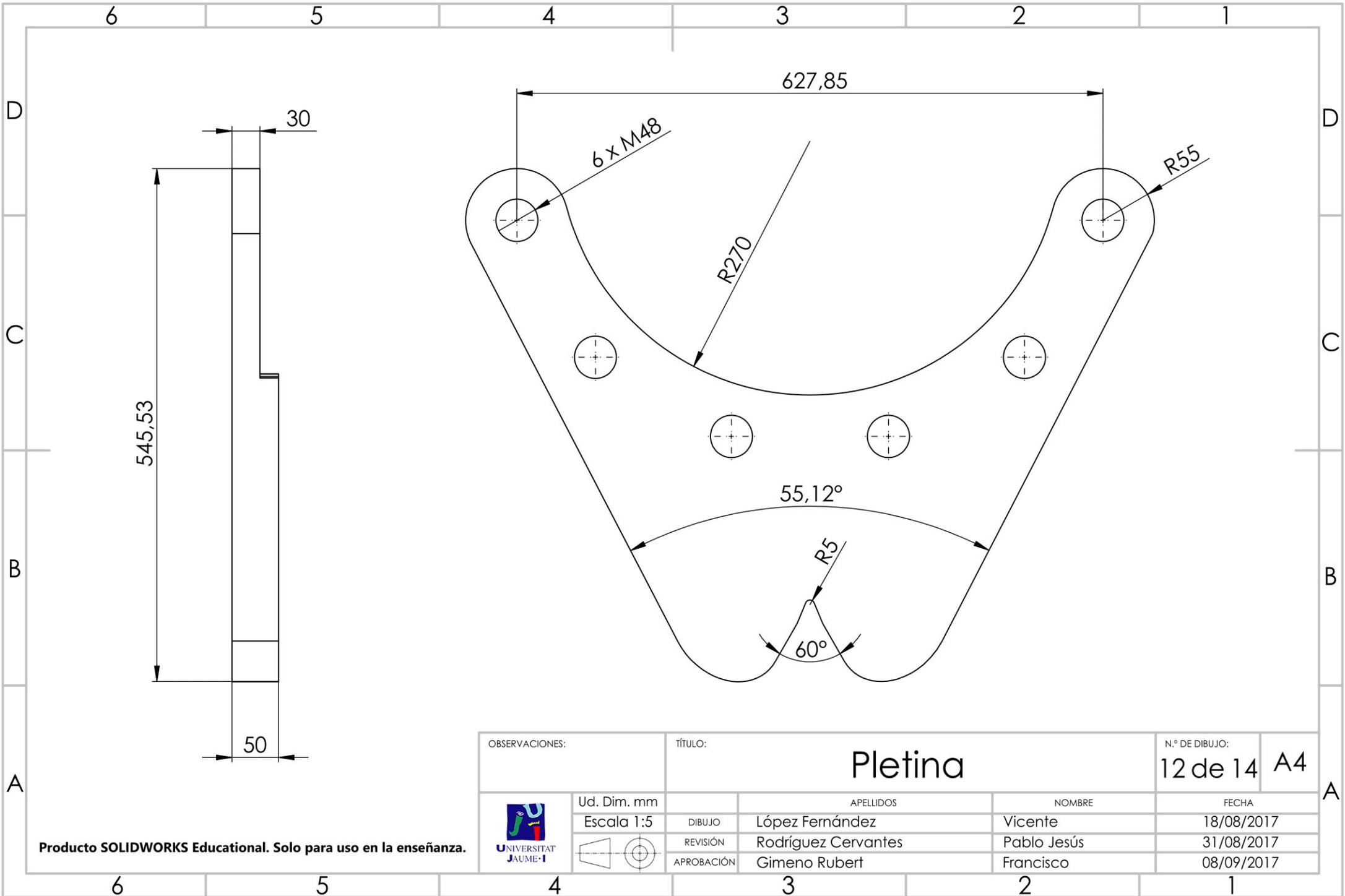




OBSERVACIONES:		TÍTULO:		N.º DE DIBUJO:	
		Pivote desmontable		11 de 14 A4	
Ud. Dim. mm		APELLIDOS		NOMBRE	
Escala 1:2		DIBUJO		VICENTE	
		REVISIÓN		PABLO JESÚS	
		APROBACIÓN		FRANCISCO	
				FECHA	
				18/08/2017	
				31/08/2017	
				08/09/2017	

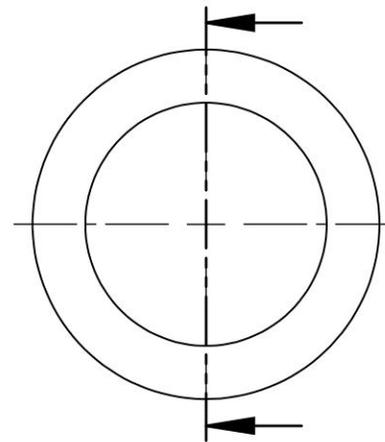
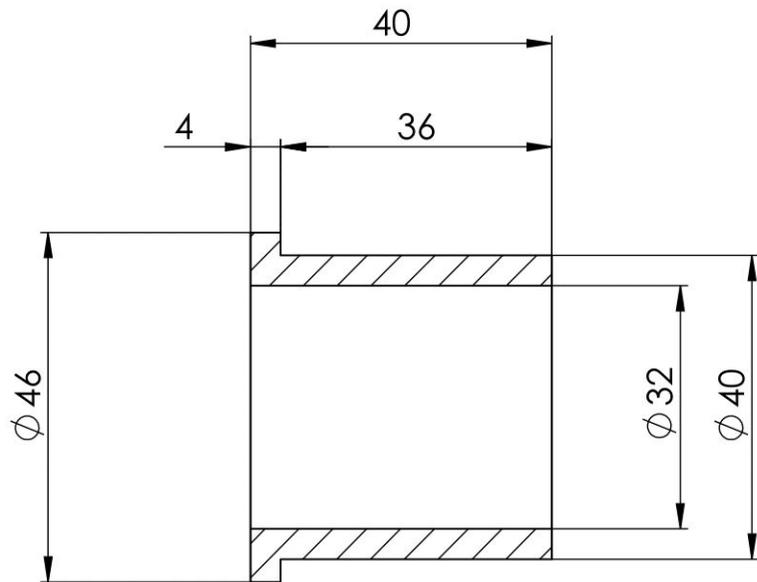
Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.



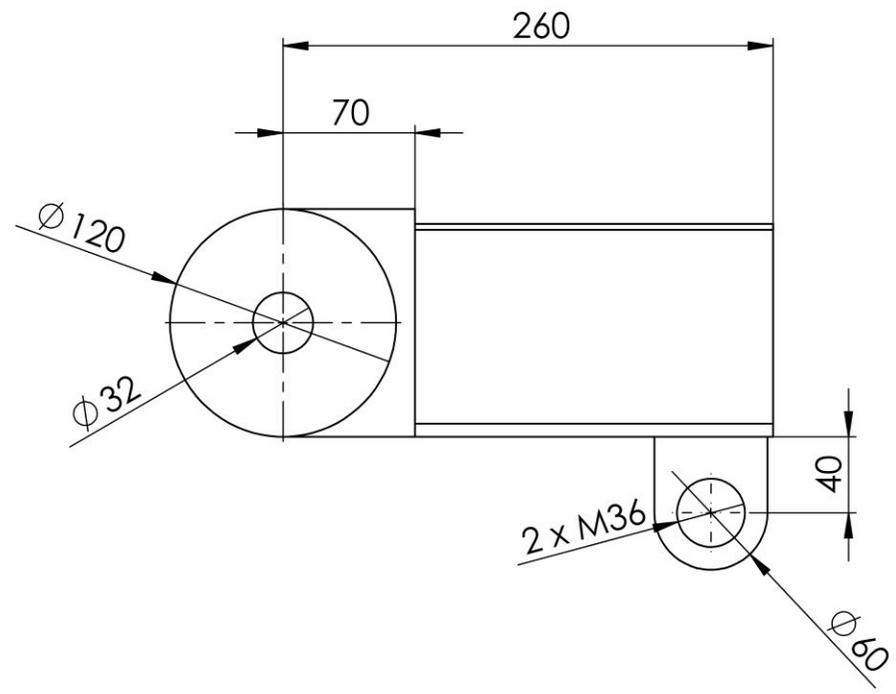
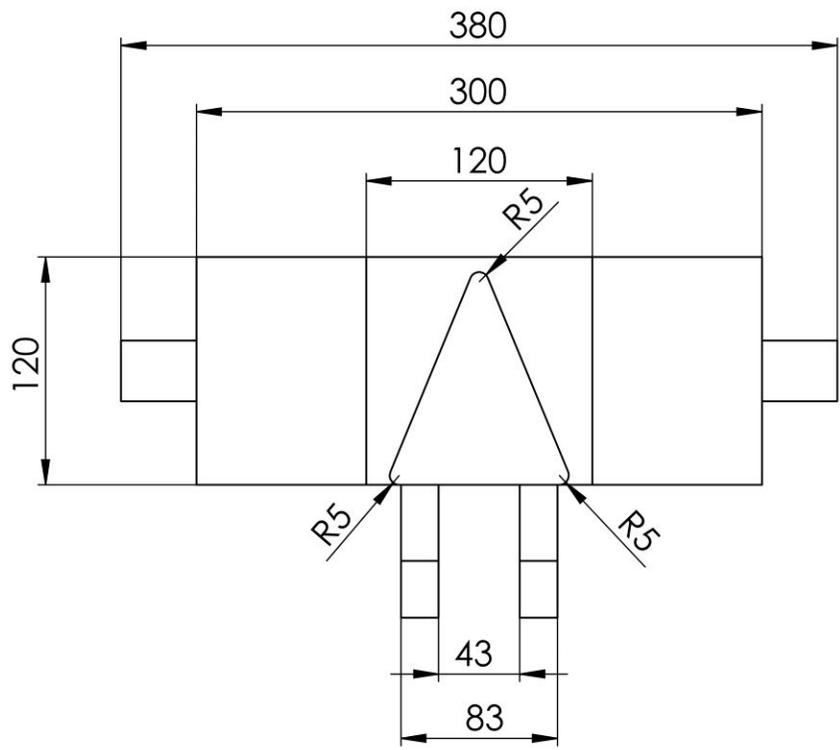


OBSERVACIONES:		TÍTULO: Pletina			N.º DE DIBUJO: 12 de 14		A4	
	Ud. Dim. mm	APELLIDOS		NOMBRE		FECHA		
	Escala 1:5	DIBUJO	López Fernández	Vicente	18/08/2017			
		REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	31/08/2017			
		APROBACIÓN	Gimeno Rubert	Francisco	08/09/2017			

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.



OBSERVACIONES:		TÍTULO:		N.º DE DIBUJO:	
		Cojinete de fricción		13 de 14 A4	
	Ud. Dim. mm	APELLIDOS		NOMBRE	
	Escala 1:1	DIBUJO	López Fernández	Vicente	
		REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	
		APROBACIÓN	Gimeno Rubert	Francisco	
				FECHA	
				18/08/2017	
				31/08/2017	
				08/09/2017	



OBSERVACIONES:		TÍTULO: Cuña			N.º DE DIBUJO: 14 de 14 A4	
	Ud. Dim. mm	APELLIDOS		NOMBRE		FECHA
	Escala 1:4	DIBUJO	López Fernández	Vicente	18/08/2017	
		REVISIÓN	Rodríguez Cervantes	Pablo Jesús	31/08/2017	
		APROBACIÓN	Gimeno Rubert	Francisco	08/09/2017	

Producto SOLIDWORKS Educational. Solo para uso en la enseñanza.

PLIEGO DE CONDICIONES

ÍNDICE

CAPÍTULO 3. PLIEGO DE CONDICIONES

1. ALCANCE DEL PLIEGO	249
2. PRESCRIPCIONES GENERALES	250
2.1. Condiciones legales	250
2.2. Condiciones facultativas	251
2.2.1. Dirección	251
2.2.2. Responsabilidad	252
2.2.3. Formación	252
2.2.4. Subcontratación	252
2.2.5. Preterición	252
2.3. Condiciones económicas	253
2.3.1. Valoración del proyecto	253
2.3.2. Pagos	253
2.3.3. Cláusulas	253
2.3.4. Rescisiones	253
2.3.5. Fianzas	254
2.3.6. Revisión de precios	254
3. PRESCRIPCIONES TÉCNICAS PARTICULARES	255
3.1. Condiciones de materiales y equipos	255
3.1.1. Control de calidad	255
3.1.2. Equipos	256
3.1.3. Herramientas mecánicas	256
3.1.4. Herramientas eléctricas	256
3.2. Condiciones de ejecución y montaje	257
3.2.1. Duración e indemnizaciones	257
3.2.2. Carga de diseño	257
3.2.3. Montaje	258

3.3. Condiciones de seguridad e higiene	258
3.3.1. Acceso de personal	258
3.3.2. Acceso de vehículos	258
3.3.3. Seguridad vial.....	258
3.3.4. Objetos no permitidos.....	260
3.3.5. Protección intelectual.....	260
3.3.6. Normativa antitabaco.....	260
3.3.7. Notificación de incidentes	260
3.3.8. Permisos de trabajo.....	261
3.3.9. Faltas.....	261
3.3.10. Sanciones	264

1. ALCANCE DEL PLIEGO

En el pliego de condiciones se regulan las relaciones entre el propietario, el promotor del proyecto y los contratistas que lo van a ejecutar, por lo que contiene toda la información necesaria para que esas relaciones sean lo más adecuadas posible al ser este, a efectos legales, un documento vinculante.

Así pues, en este documento se señalan los derechos, obligaciones y responsabilidades mutuas entre la propiedad y la contrata, y está dividido en dos partes claramente diferenciadas: prescripciones generales y prescripciones técnicas particulares.

En la primera parte, se recoge fundamentalmente una descripción general del contenido del proyecto, sus características más importantes y los principales aspectos legales y administrativos. Por lo que respecta a la segunda parte, contiene el conjunto de normas, instrucciones, especificaciones técnicas y de seguridad e higiene que deben tenerse en cuenta a la hora de materializar el proyecto.

2. PRESCRIPCIONES GENERALES

2.1. Condiciones legales

Toda la normativa relacionada con los ámbitos de aplicación del consiguiente proyecto puede consultarse en sus respectivos puntos de acceso oficiales. El contratista queda obligado a cumplir todo lo estipulado en todas las leyes de reglamento de carácter oficial, así como a las demás leyes y disposiciones vigentes que sean de aplicación durante los trabajos. En caso de coincidir alguna de las normas en algún ámbito, se aplicará la que sea más restrictiva.

De esta manera, se muestra a continuación un listado con la normativa aplicable a la materialización de este proyecto:

- Real Decreto 842/2002, de 2 de agosto, por el que se aprueba el Reglamento electrotécnico para baja tensión.
- Real Decreto 560/2010, de 7 de mayo, por el que se modifican diversas normas reglamentarias en materia de seguridad industrial para adecuarlas a la Ley 17/2009, de 23 de noviembre, sobre el libre acceso a las actividades de servicios y su ejercicio, y a la Ley 25/2009, de 22 de diciembre, de modificación de diversas leyes para su adaptación a la Ley sobre el libre acceso a las actividades de servicios y su ejercicio.
- Real Decreto 656/2017, de 23 de junio, por el que se aprueba el Reglamento de Almacenamiento de Productos Químicos y sus Instrucciones Técnicas Complementarias MIE APQ 0 a 10.
- Real Decreto 513/2017, de 22 de mayo, por el que se aprueba el Reglamento de instalaciones de protección contra incendios.
- Real Decreto 1000/2010, de 5 de agosto, sobre visado colegial obligatorio.
- Real Decreto 251/1997, de 21 de febrero de 1987, por el que se aprueba el Reglamento del Consejo de Coordinación de la Seguridad Industrial.
- Real Decreto 2200/1995, de 28 de diciembre, por el que se aprueba el Reglamento de la infraestructura para la Calidad y la Seguridad Industrial.

- Real Decreto 1072/2015, de 27 de noviembre, por el que se modifica el Real Decreto 2200/1995, de 28 de diciembre, por el que se aprueba el Reglamento de la Infraestructura para la Calidad y la Seguridad Industrial.
- Real Decreto 559/2010, de 7 de mayo, por el que se aprueba el Reglamento del Registro Integrado Industrial.
- UNE EN ISO 544:2004 de Consumibles para soldeo. Condiciones técnicas de suministro para materiales de aportación para soldeo.
- Directiva 2006/42/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 17 de mayo de 2006 relativa a las máquinas y por la que se modifica la Directiva 95/16/CE (refundición).
- Real Decreto 1644/2008, de 10 de octubre, por el que se establecen las normas para la comercialización y puesta en servicio de las máquinas.
- Real Decreto 494/2012, de 9 de marzo, por el que se modifica el Real Decreto 1644/2008, de 10 de octubre, por el que se establecen las normas para la comercialización y puesta en servicio de las máquinas, para incluir los riesgos de aplicación de plaguicidas.
- Real Decreto 2531/1985 de 18 de diciembre, por el que se declaran de obligado cumplimiento las especificaciones técnicas de los recubrimientos galvanizados en caliente sobre productos, piezas y artículos diversos contruidos o fabricados con acero u otros materiales férreos y su homologación por el Ministerio de Industria y Energía.

2.2. Condiciones facultativas

2.2.1. Dirección

La figura del ingeniero técnico director estará encamada por una persona capaz de interpretar y hacer ejecutar correctamente el contenido del proyecto, pudiendo ser el mismo ingeniero técnico proyectista. El ingeniero técnico director de la obra, resolverá cualquier cuestión que surja referente a la calidad de los materiales empleados, interpretación de planos, especificaciones, y en general, todos los problemas que se planteen durante la ejecución de los trabajos referentes al presente proyecto.

2.2.2. Responsabilidad

El ingeniero técnico proyectista queda responsable de todos los daños que pudieran darse de un mal diseño o cálculo de cualquier pieza.

2.2.3. Formación

El operario encargado del montaje del proyecto debe tener un título igual, equivalente, o superior a los nombrados a continuación:

- Técnico superior de mantenimiento.
- Técnico superior de mantenimiento electromecánico de maquinaria.
- Técnico superior de mecatrónica industrial.
- Técnico superior de desarrollo de proyectos.

2.2.4. Subcontratación

Ninguna parte de la obra podrá ser subcontratada sin el consentimiento previo del ingeniero técnico director. Las solicitudes para ceder cualquier parte del contrato deberán formularse por escrito y acompañarse con un documento que acredite que la organización que ha de encargarse de los trabajos que han de ser objeto de subcontrato está particularmente capacitada y equipada para su ejecución. La aceptación del subcontrato no relevará a la actual empresa encargada de la ejecución del proyecto de su responsabilidad contractual.

2.2.5. Preterición

Las omisiones en los cálculos, pliego de condiciones o descripciones erróneas de los detalles fundamentales del proyecto, que sean indispensables para lograr el objetivo propuesto en los citados documentos, eximirán a los ejecutores del proyecto de la obligación de ejecutar los trabajos omitidos o erróneamente descritos, siendo el ingeniero técnico director de la obra, el responsable de la subsanación inmediata de dichos errores. De la misma forma, el ejecutor de la obra deberá aplicar las instrucciones técnicas recogidas en el presente proyecto, exigiendo al ingeniero técnico de cualquier responsabilidad que pudiera derivarse del incumplimiento de alguna de ellas.

2.3. Condiciones económicas

2.3.1. Valoración del proyecto

La valoración del proyecto se encuentra en el *Capítulo IV. Mediciones y presupuesto* del presente proyecto.

2.3.2. Pagos

Los pagos se efectuarán por la empresa en los plazos previamente establecidos en el contrato y su importe dependerá de que el director técnico del proyecto certifique que se ha realizado el proyecto según lo establecido.

2.3.3. Cláusulas

Los contratos se adjudicarán en general en forma privada. El cuerpo de estos documentos contará con una cláusula en la que se exprese terminantemente que el contratista está conforme con el pliego de condiciones particulares que ha de regir su trabajo.

2.3.4. Rescisiones

Se considerará como causas suficientes de rescisión del contrato la muerte o incapacidad del contratista, su quiebra o las alteraciones del contrato debidas a las siguientes causas:

- La modificación del proyecto en forma tal que presente alteraciones fundamentales del mismo, a juicio de la dirección técnica, y en cualquier caso siempre que la variación de presupuesto de ejecución como consecuencia de estas variaciones, represente más o menos el 25 % del importe total de aquel.
- El no dar comienzo la contrata a los trabajos dentro del plazo señalado en las condiciones particulares del presente proyecto.
- El abandono de la ejecución sin causa justificada a juicio de la dirección técnica.
- La mala fe en la ejecución de los trabajos a juicio de la dirección técnica.

En caso de querer rescindir el contrato por cualquiera de las dos partes, la empresa o la subcontrata, se abonará a la empresa el proyecto y el material adquirido para el desarrollo. Si se produce la rescisión del contrato, esto llevará implícito la retención de la fianza para los gastos de diseño y derivados del trabajo realizado hasta el momento.

2.3.5. Fianzas

En el contrato se deberá fijar la fianza que la empresa debe disponer como garantía del cumplimiento del propio contrato. De no estipularse la fianza en el contrato, se entiende que se adoptará como garantía un 50% del coste total del proyecto.

2.3.6. Revisión de precios

En el contrato se estipulará si el cliente tiene derecho a revisión de precios y la manera de aplicarlos. En defecto de esta última, se aplicará a juicio del director técnico según criterios oficiales.

3. PRESCRIPCIONES TÉCNICAS PARTICULARES

3.1. Condiciones de materiales y equipos

3.1.1. Control de calidad

Las calidades y características fisicoquímicas están supeditadas a la reglamentación interna de la empresa la cual se ha basado, a su vez, en la normativa básica de la mayoría de normas ya definidas en el ámbito industrial. Así pues, para asegurar la calidad de los materiales relacionados, debe atenderse al siguiente listado de condiciones:

- Todos los materiales y equipos a instalar serán nuevos y vendrán provistos de su correspondiente certificado de calidad, para las características y condiciones de utilización.
- El nivel de calidad mínimo del material de las diferentes piezas será el especificado en los diferentes apartados del presente proyecto.
- Los materiales y/o equipos defectuosos o que resulten averiados en el transcurso de la obra, serán sustituidos o reparados de forma satisfactoria para la dirección de la obra.
- Todos los materiales utilizados en la fabricación han de ser de absoluta garantía.
- La manipulación de las piezas se hará con el mayor cuidado posible, no desembalando hasta el instante de ser utilizadas, comprobando si han sufrido algún desperfecto, en cuyo caso la pieza será examinada por el ingeniero técnico director de la obra, que decidirá si es apta o no para su montaje.
- Tanto la grasa que se utilice para el engrase de los rodamientos, como el aceite utilizado en la reductora, será de primera calidad y sin mezclas de ningún tipo.
- Todos los materiales de cada una de las piezas deberán corresponderse en su composición y propiedades con los citados en el presente proyecto en el anexo.
- Cualquier material utilizado en el proyecto podrá ser sometido a examen por la dirección técnica. Si los resultados de los ensayos no corresponden a los del material declarado serán rechazados.

3.1.2. Equipos

Por lo que respecta a todos los equipos presentes en cada una de las unidades de la planta, se ha establecido lo siguiente:

- Queda prohibido manipular cualquier equipo de la planta tal como: válvulas, pulsadores, interruptores, hidrantes, venteos, tomas de agua, aire, vapor...
- Si se necesita hacer alguna maniobra en los equipos o utilizarlos, es necesario obtener previamente el permiso de trabajo.
- No tocar nunca un disco ciego sin autorización expresa del Jefe de turno/operador jefe para ello.

3.1.3. Herramientas mecánicas

Se considera herramienta mecánica a cualquier tipo de útil cuyo diseño permita su correcto empleo sin necesidad de conectarlo a ningún tipo de fuente de alimentación o sistema motriz auxiliar. En cuanto a su normativa, se ha establecido el siguiente listado de consideraciones:

- Utilice sólo herramientas en buen estado.
- Utilice la herramienta adecuada para cada trabajo.
- Cuando se trabaje a altura las herramientas deben estar atadas.
- Las herramientas que sean propiedad de la empresa, en caso de necesidad, se podrán solicitar al supervisor de la planta, y firmar un documento asumiendo el operario que conoce su manejo y que la herramienta se encuentra en perfectas condiciones de uso.

3.1.4. Herramientas eléctricas

Se considera herramienta eléctrica a cualquier tipo de útil que requiera de una fuente de energía eléctrica para su correcto funcionamiento. En cuanto a su normativa, se ha establecido el siguiente listado de consideraciones:

- Antes de su uso, asegurarse del perfecto estado de la máquina, clavijas, cables de alimentación, etc.

- Operar únicamente sobre los mandos. No alterar ni modificar los dispositivos de seguridad. Respetar la señalización.
- Desconectar inmediatamente en caso de fallo o avería.
- No hacer reparaciones en equipos eléctricos si no se trata de un especialista.
- No operar con aparatos eléctricos mojados o húmedos (no utilizar las herramientas eléctricas portátiles con lluvia).
- Informar inmediatamente de las anomalías encontradas.

3.2. Condiciones de ejecución y montaje

3.2.1. Duración e indemnizaciones

La duración del montaje de los sistemas mecánicos se realizará en un periodo de siete días, aprovechando la primera semana de la parada general de la planta programada para el mes de mayo del año 2019. Este tiempo de montaje está supeditado a la duración de 30 días de la parada general, quedando los gastos del personal a cargo del contratista y sin opción a prorrogar la fecha de finalización más allá de la propia duración de la parada.

Si por motivos ajenos a la empresa UBE, la ejecución del proyecto se retrasara más de los días habilitados en la parada, el director técnico podrá establecer multas al contratista, de acuerdo con el contrato de sanciones firmado entre ambos.

3.2.2. Carga de diseño

Los sistemas de transmisión y enclavamiento han sido diseñados para un funcionamiento de veinticuatro horas al día los trescientos sesenta y cinco días del año. Este proyecto garantiza su correcto funcionamiento para una carga máxima de 17100 kilogramos y para la geometría del secador establecida inicialmente, por lo que cualquier modificación en cualquiera de ellas que tenga como consecuencia un sobreesfuerzo del equipo eximirá de cualquier responsabilidad al ingeniero proyectista.

3.2.3. Montaje

La instalación de cualquier elemento se efectuará conforme a lo establecido en los diferentes apartados recogidos a lo largo de todo este proyecto, cuya interpretación siempre quedará supeditada a la correcta interpretación del ingeniero técnico director.

3.3. Condiciones de seguridad e higiene

3.3.1. Acceso de personal

Las personas que vayan a realizar un trabajo por primera vez deberán ir acompañadas por el supervisor del trabajo o en caso de que no pueda personalmente les acompañará la persona en quien haya delegado. Esta persona será responsable de conseguirles los permisos de trabajo necesarios. Además, deberán presentar los siguientes requisitos de seguridad:

- Declaración de aptitud médica para el trabajo a realizar (apto).
- Justificación de haber recibido la inducción de seguridad sobre los riesgos específicos de la empresa y superado el correspondiente test de comprobación de entendimiento de dichos riesgos.
- Impresos TC1 y TC2, o alta en la seguridad social o recibo de autónomos.

3.3.2. Acceso de vehículos

Para entrar con un vehículo a la planta es necesario un permiso que se podrá obtener en la portería principal. Queda terminantemente prohibido introducirse con el vehículo dentro de la planta sin haber obtenido previamente el permiso adecuado.

3.3.3. Seguridad vial

Por lo que respecta a la reglamentación vial interna de la planta, se hace distinción de tres métodos posibles de desplazamiento: automóviles, bicicletas y peatones. Quedan excluidos de esta sección, por tanto, los vehículos destinados al transporte de mercancías peligrosas o pesadas, que serán considerados vehículos especiales y cuya normativa vendrá recogida en otro documento ajeno al alcance de este proyecto.

Se considerará automóvil cualquier vehículo con tracción motora que no supere los 3500 kilogramos de masa máxima autorizada, y que presente el habitáculo del conductor y de sus acompañantes aislado del exterior. Las obligaciones básicas que atañen a este método de transporte se listan a continuación:

- Llevarán en lugar visible la tarjeta de identificación.
- Se seguirán las normas de circulación, incluyendo el uso del cinturón de seguridad y el respeto a las señales de tráfico. La velocidad máxima de circulación será de 30km/h.
- No se estacionarán los vehículos delante de los equipos de lucha contra incendios.
- Todas las calles y avenidas deben quedar abiertas en todo momento.
- No se permite el paso de motos a la planta.
- Los conductores de vehículos especiales deberán estar permanentemente localizables, en caso de que se alejen de dicho vehículo.
- Los conductores de materias peligrosas no podrán abandonar dicho vehículo.
- Los vehículos estacionados en planta deberán permanecer abiertos y con las llaves puestas.

Se considerará bicicleta a cualquier vehículo de dos ruedas, no motorizado, cuyo método de impulsión se base en la transmisión por cadena del movimiento de los pedales a la rueda trasera (excluyéndose así monopatines o similares). Las obligaciones básicas que atañen a este método de transporte se listan a continuación:

- Se transitará de una en una, nunca en paralelo ni se circulará por la derecha.
- Se estacionarán de forma procedente y tal que no dificulte la utilización de equipos de seguridad.
- Deben estar desprovistas de luces-dinamos y deberán llevar los catadióptricos reflectantes adecuados y estar en buenas condiciones de uso.

Se considerará peatón a cualquier persona que transite, por su propio pie, por las vías de circulación correspondientes. Las obligaciones básicas que atañen a este método de transporte se listan a continuación:

- Deberán transitar por su izquierda.
- No se reunirán en los centros de calles.
- No se transitará por debajo de cargas suspendidas.
- No se correrá sin motivo, por la alarma innecesaria que se crea.
- Cuando se utilicen escaleras, se subirá o bajará de cara a las mismas y con ambas manos libres para asirse a los pasamanos.
- Queda terminantemente prohibido dormir en la planta.

3.3.4. Objetos no permitidos

Está prohibida la introducción en planta de cámaras, teléfonos móviles, videos, radios, emisoras, linternas, baterías y en general cualquier aparato electrónico, salvo que estén previamente autorizados por protección de planta y dispongan del permiso correspondiente.

Además, queda totalmente prohibida la entrada cualquier tipo de droga (exceptuando casos bajo prescripción médica justificada y notificada) a la planta, siendo motivo suficiente de expulsión y de sanción.

3.3.5. Protección intelectual

Por motivos de seguridad y para proteger el secreto industrial de las instalaciones, está prohibido filmar o fotografiar sin permiso de trabajo y autorización escrita de protección de planta.

3.3.6. Normativa antitabaco

Queda terminantemente prohibido fumar y/o encender fuego en la planta fuera de las zonas de fumadero indicadas correspondientemente y habilitadas para tal fin.

3.3.7. Notificación de incidentes

Es obligatorio informar inmediatamente a un encargado o a un supervisor de la empresa o mediante anotación en el libro de incidentes de cualquier incidente que pueda ocurrir (aunque no se hayan producido daños materiales o personales).

El análisis del mismo permitirá a la empresa obtener las lecciones aprendidas necesarias que con su aplicación evitarán la recurrencia del incidente/accidente y, con ello, los daños personales, al medio ambiente y a las instalaciones.

3.3.8. Permisos de trabajo

Nunca se comenzará un trabajo sin obtener previamente el correspondiente permiso de trabajo, que contendrá la firma del responsable de cualquier actividad vinculada con la tarea a realizar.

3.3.9. Faltas

Las infracciones a las normas establecidas se clasifican como faltas, que atendiendo a su graduación podrán ser: leves, graves o muy graves.

- **Faltas leves**
 - Mal uso o descuido intencionado en la conservación del material o en las pendas facilitadas por la empresa.
 - La inobservancia de las normas elementales de educación respecto a empleados de la empresa, supervisores, así como a compañeros y/o demás trabajadores en general.
 - Aparcar en lugares no autorizados dentro del recinto de la planta.
 - No llevar tarjeta de identificación.
 - No realizar la correspondiente segregación de los residuos y no depositarlos en un lugar adecuado.
 - No informar u ocultar un incidente leve.
 - Las infracciones de las normas de seguridad, salud y medio ambiente cuando no se derive riesgo o perjuicio para las instalaciones de la empresa, o riesgo de accidente para el autor o para cualquier otra persona.
 - La complicidad o encubrimiento de faltas leves.

- **Faltas graves**

- Las infracciones de las normas de seguridad, salud y medio ambiente cuando se derive riesgo o perjuicio grave para las instalaciones de la empresa, o riesgo de accidente para el autor o para cualquier otra persona.
- La desobediencia a empleados de la empresa en materia de seguridad, salud o medio ambiente y en general a sus supervisores.
- No informar u ocultar un incidente grave.
- La pérdida o falta grave de cuidado en la utilización de las prendas, máquinas, herramientas o utensilios facilitados por la empresa, o la utilización de aquellos que sabiendo que no están en buenas condiciones de funcionamiento y sin haber dado cuenta de ello a quien corresponda.
- No respetar las señales de tráfico existentes en planta.
- La reiteración de la comisión de faltas leves.
- La complicidad o encubrimiento de faltas graves.

- **Faltas muy graves**

- Las infracciones de las normas de seguridad, salud y medio ambiente cuando se derive riesgo o perjuicio muy grave para las instalaciones de la empresa, o riesgo de accidente para el autor o para cualquier otra persona.
- La desobediencia a empleados de la empresa en materia de seguridad, salud o medio ambiente, cuando se derive riesgo o perjuicio para las instalaciones de la empresa o riesgo de accidente para el autor o para cualquier otra persona.
- Originar riñas, pependencias o proferir amenazas a empleados de la empresa, supervisores y/o compañeros u otros trabajadores en general.
- Simular accidentes de trabajo para amparar lesiones sufridas fuera del mismo.
- Fumar en las zonas en que esté prohibido por razones de seguridad.
- No informar u ocultar un accidente laboral.

- Malos tratos de palabra u obra a los empleados de la empresa, supervisores y/o compañeros u otros trabajadores en general, así como la falta de respeto y la consideración debidos tanto a unos como a otros.
- Conducción temeraria y/o exceso de velocidad, así como no respetar las señales de tráfico cuando de ello se pueda derivar daño a las personas y/o instalaciones.
- Consumir bebidas alcohólicas/drogas dentro de la planta o tratar de introducirlas.
- Cualquier delito contra la propiedad cometido en las instalaciones de la empresa.
- La reiteración de faltas graves.
- La complicidad o encubrimiento de faltas muy graves.
- La toma de imágenes de las instalaciones por cualquier medio (teléfono móvil, cámara de fotos, video...) es motivo de expulsión.

3.3.10. Sanciones

Las faltas numeradas anteriormente se sancionarán atendiendo a la mayor o menor peligrosidad, malicia, repercusión y demás circunstancias que concurran, según la valoración de seguridad de la empresa con los siguientes tipos de sanciones para toda clase de ellas:

- **Faltas leves**
 - Amonestación privada por escrito al trabajador.
 - Multa de sesenta a seiscientos euros a la empresa contratista.
- **Faltas graves**
 - Amonestación privada por escrito, advirtiendo que otra falta grave en los seis meses siguientes supondría la retirada definitiva de la tarjeta de acceso a la planta.
 - Multa de seiscientos a tres mil euros.

- **Faltas muy graves**

- Retirada de la tarjeta de acceso de forma definitiva.
- Multa de tres mil a quince mil euros.

La sanción de las faltas requerirá comunicación escrita con acuse de recibo al trabajador por parte de su empresa, haciendo constar la fecha y los hechos que la motivan y dando cuenta también a la supervisión de la empresa. Las sanciones económicas serán deducidas del importe de un contrato en vigor con la empresa del contratista/subcontratista, con el límite del 5% del importe de dicho contrato.

MEDICIONES Y PRESUPUESTO

ÍNDICE

CAPÍTULO 4. MEDICIONES Y PRESUPUESTO

1. INTRODUCCIÓN.....	269
2. CUADROS DE PRECIOS.....	270
2.1. Cuadro de precios nº 1: Mano de obra y maquinaria.....	270
2.2. Cuadro de precios nº 2: Materiales	270
2.3. Cuadro de precios nº3: Precios unitarios	271
2.4. Cuadro de precios nº4: Precios descompuestos	274
3. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL (PEM)	279
4. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA (PEC)	282
5. PRESUPUESTO TOTAL + IVA.....	283

1. INTRODUCCIÓN

En el consiguiente documento se recogen de manera detallada todos y cada uno de los gastos monetarios inherentes al proyecto correspondientes, principalmente, al coste de los distintos elementos y de su instalación en planta.

En este caso, para desglosar todo lo posible el coste de todo lo relacionado con la implantación de cada componente, se ha optado por elaborar cuatro cuadros de precios (mano de obra y maquinaria, materiales, precios unitarios y precios descompuestos), el presupuesto de ejecución material, el presupuesto de ejecución por contrata y el presupuesto total incluyendo el IVA.

2. CUADROS DE PRECIOS

2.1. Cuadro de precios nº1: Mano de obra y maquinaria

Núm.	Denominación de la mano de obra	Precio	Horas	Total
1.1	Oficial de primera mecánico	32,00 €	108,00 h	3.456,00 €
1.2	Peón especializado mecánico	28,00 €	108,00 h	3024,00 €
Total mano de obra:				6.480,00 €

2.2. Cuadro de precios nº2: Materiales

Núm.	Denominación del material	Precio	Cantidad	Total
2.1	Cadena de dientes invertidos	14.731,00 €	3,00 ud	44.193,00 €
2.2	Piñón	1.660,000 €	3,00 ud	4.980,00 €
2.3	Corona	22.430,00 €	3,00 ud	67.290,00 €
2.4	Motor-freno reductor	14.542,00 €	3,00 ud	43.626,00 €
2.5	Perfil HEB200 A516 gr. 60	150,00 €	3,00 ud	450,00 €
2.6	Chapa A516 gr. 60	50,00 €	3,00 ud	150,00 €
2.7	Material taller adicional	100,00 €	3,00 ud	300,00 €
2.8	Cilindro neumático	549,00 €	3,00 ud	1.647,00 €
2.9	Cuña	200,00 €	3,00 ud	600,00 €
2.10	Pletina	100,00 €	3,00 ud	300,00 €
2.11	Pivote desmontable	20,00 €	3,00 ud	60,00 €
2.12	Soporte del cilindro	50,00 €	3,00 ud	150,00 €
2.13	Marco y macizo para el bastidor	20,00 €	3,00 ud	60,00 €
2.14	Cojinete de fricción	4,95 €	6,00 ud	29,70 €
2.15	Tornillo Allen M30, L=50	1,76 €	12,00 ud	21,12 €
2.16	Tuerca hexagonal M30	0,97 €	15,00 ud	14,55 €
2.17	Tornillo hexagonal M30, L=190	1,83 €	3,00 ud	5,49 €
2.18	Tornillo Allen M16, L=150	1,77 €	6,00 ud	10,62 €
2.19	Tornillo hexagonal M48, L=190	2,50 €	18,00 ud	45,00 €
2.20	Tornillo hexagonal M36, L=110	1,83 €	3,00 ud	5,49 €
2.21	Tuerca hexagonal M36	0,97 €	3,00 ud	2,91 €
Total materiales:				163.940,88 €

2.3. Cuadro de precios nº3: Precios unitarios

Núm.	Designación	Importe	
		Importe en cifra	Importe en letra
3.1	Cadena de dientes invertidos Toothchain HPC 8200, 1 1/2" x 200 mm centerguide, 1 longitud de 166 eslabones con un perfil de contacto con el piñón recto.	15.331,00 €	QUINCE MIL TRECIENTOS TREINTA Y UN EUROS
3.2	Piñón HPC 1-1/2in 23T Sprocket 1 1/2" x 23 t x 210 mm, C45 hardened, bore 150 mm. Chavetero.	1.840,00 €	MIL OCHOCIENTOS CUARENTA EUROS
3.3	Corona HPC 1-1/2in 110T Sprocket 1 1/2" x 110 t x 210 mm, od 1318,6 mm, C45 hardened, bore 620 mm. Chavetero.	22.910,00 €	VEINTIDÓS MIL NOVECIENTOS DIEZ EUROS
3.4	Motor-freno reductor DRN200L de 30 kW. Ofrece una velocidad de salida de 13 rpm y trabaja a 500 V. Conforme a IEC 60034-30-1.	14.662,00 €	CATORCE MIL SEISCIENTOS SESENTA Y DOS EUROS
3.5	Perfil normalizado HEB200 fabricado en acero, según la norma ASTM, A516 de grado 60.	270,00 €	DOSCIENTOS SETENTA EUROS
3.6	Chapa fabricada en acero, según la norma ASTM, A516 de grado 60.	170,00 €	CIENTO SETENTA EUROS
3.7	Material de taller adicional previsto e imprevisto en las intervenciones.	340,00 €	TRESCIENTOS CUARENTA EUROS

3.8	Cilindro neumático de doble efecto DSBG 200 150 C E2 PAN3 de la serie de cilindros normalizados según la ISO 15552.	669,00 €	SEISCIENTOS SESENTA Y NUEVE EUROS
3.9	Cuña fabricada en acero, según la norma ASTM, A516 de grado 60.	200,00 €	DOSCIENTOS EUROS
3.10	Pletina de enclave fabricada en acero, según la norma ASTM, A516 de grado 60.	100,00 €	CIEN EUROS
3.11	Pivote desmontable con doble alojamiento para tornillos de tipo Allen.	20,00 €	VEINTE EUROS
3.12	Soporte del émbolo del cilindro con una base que le permite instalarse en la superficie del bastidor.	50,00 €	CINCUESTA EUROS
3.13	Elementos para mecanizar el marco y la base del pivote en el bastidor. Chapa y macizo de acero, según la norma ASTM, A516 de grado 60.	200,00 €	DOSCIENTOS EUROS
3.14	Cojinete de fricción de iglidur® M250. Para labores dedicadas a la amortiguación de vibraciones. Grosores de paredes según DIN 1850.	4,95 €	CUATRO EUROS CON NOVENTA Y CINCO CÉNTIMOS
3.15	Tornillo tipo Allen de métrica M30, L=50, fabricado en acero, según la norma ASTM, A495-1.	1,76 €	UN EURO CON SETENTA Y SEIS CÉNTIMOS
3.16	Tuerca hexagonal de métrica M30 y fabricada en acero, según la norma ASTM, A495-1.	0,97 €	NOVENTA Y SIETE CÉNTIMOS

3.17	Tornillo hexagonal de métrica M30, L=190, fabricado en acero, según la norma ASTM, A495-1.	1,83 €	UN EURO CON OCHENTA Y TRES CÉNTIMOS
3.18	Tornillo tipo Allen de métrica M16, L=150, fabricado en acero, según la norma ASTM, A495-1.	1,77 €	UN EURO CON SETENTA Y SIETE CÉNTIMOS
3.19	Tornillo hexagonal de métrica M48, L=190, fabricado en acero, según la norma ASTM, A495-1.	2,50 €	DOS EUROS CON CINCUENTA CÉNTIMOS
3.20	Tornillo hexagonal de métrica M36, L=110, fabricado en acero, según la norma ASTM, A495-1.	1,83 €	UN EURO CON OCHENTA Y TRES CÉNTIMOS
3.21	Tuerca hexagonal de métrica M36 y fabricada en acero, según la norma ASTM, A495-1.	0,97 €	NOVENTA Y SIETE CÉNTIMOS
<p>Castellón de la Plana, a 31 de Agosto de 2017 Vicente López Fernández</p>			

2.4. Cuadro de precios nº4: Precios descompuestos

Núm.	Designación	Importe		
		Importe parcial	Importe total	
3.1	Cadena de dientes invertidos Toothchain HPC 8200, 1 1/2" x 200 mm centerguide, 1 longitud de 166 eslabones con un perfil de contacto con el piñón recto.			
	<i>(Mano de obra)</i>			
	Oficial de primera mecánico 30,00 h 32,00 €	960,00 €		
	Peón especializado mecánico 30,00 h 28,00 €	840,00 €		
3.2	<i>(Materiales)</i>			
	Cadena de dientes invertidos 3,00 ud 14.731,00 €	44.193,00 €	45.993,00 €	
	3.2	Piñón HPC 1-1/2in 23T Sprocket 1 1/2" x 23 t x 210 mm, C45 hardened, bore 150 mm. Chavetero.		
	<i>(Mano de obra)</i>			
3.3	Oficial de primera mecánico 9,00 h 32,00 €	288,00 €		
	Peón especializado mecánico 9,00 h 28,00 €	252,00 €		
	<i>(Materiales)</i>			
	Piñón 3,00 ud 1.660,00 €	4.980,00 €	5.520,00 €	
3.4	3.3	Corona HPC 1-1/2in 110T Sprocket 1 1/2" x 110 t x 210 mm, od 1318,6 mm, C45 hardened, bore 620 mm. Chavetero.		
	<i>(Mano de obra)</i>			
	Oficial de primera mecánico 24,00 h 32,00 €	768,00 €		
	Peón especializado mecánico 24,00 h 28,00 €	672,00 €		
3.4	<i>(Materiales)</i>			
	Corona 3,00 ud 22.430,00 €	67.290,00 €	68.730,00 €	
	3.4	Motor-freno reductor DRN200L de 30 kW. Ofrece una velocidad de salida de 13 rpm y trabaja a 500 V. Conforme a IEC 60034-30-1.		
	<i>(Mano de obra)</i>			
	Oficial de primera mecánico 6,00 h 32,00 €	192,00 €		
	Peón especializado mecánico 6,00 h 28,00 €	168,00 €		
	<i>(Materiales)</i>			
	Motor-freno reductor 3,00 ud 14.542,00 €	43.626,00 €	43.986,00 €	

3.5	Perfil normalizado HEB200 fabricado en acero, según la norma ASTM, A516 de grado 60.				
	<i>(Mano de obra)</i>				
	Oficial de primera mecánico	6,00 h	32,00 €	192,00 €	
	Peón especializado mecánico	6,00 h	28,00 €	168,00 €	
3.6	<i>(Materiales)</i>				
	Perfil HEB 200	3,00 ud	150,00 €	450,00 €	810,00 €
	Chapa fabricada en acero, según la norma ASTM, A516 de grado 60.				
	<i>(Mano de obra)</i>				
3.7	Oficial de primera mecánico	6,00 h	32,00 €	192,00 €	
	Peón especializado mecánico	6,00 h	28,00 €	168,00 €	
	<i>(Materiales)</i>				
	Chapa del resguardo	3,00 ud	50,00 €	150,00 €	510,00 €
3.8	Material de taller adicional previsto e imprevisto en las intervenciones.				
	<i>(Mano de obra)</i>				
	Oficial de primera mecánico	12,00 h	32,00 €	384,00 €	
	Peón especializado mecánico	12,00 h	28,00 €	336,00 €	
3.9	<i>(Materiales)</i>				
	Material de taller adicional	3,00 ud	100,00 €	300,00 €	1.020,00 €
	Cilindro neumático de doble efecto DSBG 200 150 C E2 PAN3 de la serie de cilindros normalizados según la ISO 15552.				
	<i>(Mano de obra)</i>				
3.8	Oficial de primera mecánico	6,00 h	32,00 €	192,00 €	
	Peón especializado mecánico	6,00 h	28,00 €	168,00 €	
	<i>(Materiales)</i>				
	Piñón	3,00 ud	549,00 €	1.647,00 €	2.007,00 €
3.9	Cuña fabricada en acero, según la norma ASTM, A516 de grado 60.				
	<i>(Mano de obra)</i>				
	Oficial de primera mecánico	- h	32,00 €	- €	
	Peón especializado mecánico	- h	28,00 €	- €	
3.9	<i>(Materiales)</i>				
	Cuña	3,00 ud	200,00 €	600,00 €	600,00 €

3.10	Pletina de enclave fabricada en acero, según la norma ASTM, A516 de grado 60.			
	<i>(Mano de obra)</i>			
	Oficial de primera mecánico - h	32,00 €	- €	
	Peón especializado mecánico - h	28,00 €	- €	
3.11	<i>(Materiales)</i>			
	Pletina 3,00 ud	100,00 €	300,00 €	300,00 €
	Pivote desmontable con doble alojamiento para tornillos de tipo Allen.			
	<i>(Mano de obra)</i>			
3.12	Oficial de primera mecánico - h	32,00 €	- €	
	Peón especializado mecánico - h	28,00 €	- €	
	<i>(Materiales)</i>			
	Pivote desmontable 3,00 ud	20,00 €	60,00 €	60,00 €
3.13	Soporte del émbolo del cilindro con una base que le permite instalarse en la superficie del bastidor.			
	<i>(Mano de obra)</i>			
	Oficial de primera mecánico - h	32,00 €	- €	
	Peón especializado mecánico - h	28,00 €	- €	
3.14	<i>(Materiales)</i>			
	Soporte del émbolo 3,00 ud	50,00 €	150,00 €	150,00 €
	Elementos para mecanizar el marco y la base del pivote en el bastidor. Chapa y macizo de acero, según la norma ASTM, A516 de grado 60.			
	<i>(Mano de obra)</i>			
3.13	Oficial de primera mecánico 9,00 h	32,00 €	288,00 €	
	Peón especializado mecánico 9,00 h	28,00 €	252,00 €	
	<i>(Materiales)</i>			
	Mecanización del bastidor 3,00 ud	20,00 €	60,00 €	600,00 €
3.14	Cojinete de fricción de iglidur® M250. Para labores dedicadas a la amortiguación de vibraciones. Grosos de paredes según DIN 1850.			
	<i>(Mano de obra)</i>			
	Oficial de primera mecánico - h	32,00 €	- €	
	Peón especializado mecánico - h	28,00 €	- €	
3.14	<i>(Materiales)</i>			
	Cojinete de fricción 6,00 ud	4,95 €	29,70 €	29,70 €

3.15	Tornillo tipo Allen de métrica M30, L=50, fabricado en acero, según la norma ASTM, A495-1.			
	<i>(Mano de obra)</i>			
	Oficial de primera mecánico	- h 32,00 €	- €	
	Peón especializado mecánico	- h 28,00 €	- €	
3.16	Tuerca hexagonal de métrica M30 y fabricada en acero, según la norma ASTM, A495-1.			
	<i>(Mano de obra)</i>			
	Oficial de primera mecánico	- h 32,00 €	- €	
	Peón especializado mecánico	- h 28,00 €	- €	
3.17	Tornillo hexagonal de métrica M30, L=190, fabricado en acero, según la norma ASTM, A495-1.			
	<i>(Mano de obra)</i>			
	Oficial de primera mecánico	- h 32,00 €	- €	
	Peón especializado mecánico	- h 28,00 €	- €	
3.18	Tornillo tipo Allen de métrica M16, L=150, fabricado en acero, según la norma ASTM, A495-1.			
	<i>(Mano de obra)</i>			
	Oficial de primera mecánico	- h 32,00 €	- €	
	Peón especializado mecánico	- h 28,00 €	- €	
3.19	Tornillo hexagonal de métrica M48, L=190, fabricado en acero, según la norma ASTM, A495-1.			
	<i>(Mano de obra)</i>			
	Oficial de primera mecánico	- h 32,00 €	- €	
	Peón especializado mecánico	- h 28,00 €	- €	
<i>(Materiales)</i>				
	Tornillo Allen M30, L=50	12,00 ud 1,76 €	21,12 €	21,12 €
	Tuerca hexagonal M30	15,00 ud 0,97 €	14,55 €	14,55 €
	Tornillo hexagonal M30, L=190	3,00 ud 1,83 €	5,49 €	5,49 €
	Tornillo Allen M16, L=150	6,00 ud 1,77 €	10,62 €	10,62 €
	Tornillo hexagonal M48, L=190	18,00 ud 2,50 €	45,00 €	45,00 €

3.20	<p>Tornillo hexagonal de métrica M36, L=110, fabricado en acero, según la norma ASTM, A495-1.</p> <p><i>(Mano de obra)</i></p> <p>Oficial de primera mecánico - h 32,00 € - €</p> <p>Peón especializado mecánico - h 28,00 € - €</p> <p><i>(Materiales)</i></p> <p>Tornillo hexagonal M36, L=110 3,00 ud 1,83 € 5,49 € 5,49 €</p>		
3.21	<p>Tuerca hexagonal de métrica M36 y fabricada en acero, según la norma ASTM, A495-1.</p> <p><i>(Mano de obra)</i></p> <p>Oficial de primera mecánico - h 32,00 € - €</p> <p>Peón especializado mecánico - h 28,00 € - €</p> <p><i>(Materiales)</i></p> <p>Tuerca hexagonal M30 3,00 ud 0,97 € 2,91 € 2,91 €</p>		
<p>Castellón de la Plana, a 31 de Agosto de 2017</p> <p>Vicente López Fernández</p>			

3. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN MATERIAL (PEM)

Núm.	Denominación	Cantidad	Precio	Total
3.1	Cadena de dientes invertidos Toothchain HPC 8200, 1 1/2" x 200 mm centerguide, 1 longitud de 166 eslabones con un perfil de contacto con el piñón recto.	3,00	15.331,00 €	45.993,00 €
3.2	Piñón HPC 1-1/2in 23T Sprocket 1 1/2" x 23 t x 210 mm, C45 hardened, bore 150 mm. Chavetero.	3,00	1.840,00 €	5.520,00 €
3.3	Corona HPC 1-1/2in 110T Sprocket 1 1/2" x 110 t x 210 mm, od 1318,6 mm, C45 hardened, bore 620 mm. Chavetero.	3,00	22.910,00 €	68.730,00 €
3.4	Motor-freno reductor DRN200L de 30 kW. Ofrece una velocidad de salida de 13 rpm y trabaja a 500 V. Conforme a IEC 60034-30-1.	3,00	14.662,00 €	43.986,00 €
3.5	Perfil normalizado HEB200 fabricado en acero, según la norma ASTM, A516 de grado 60.	3,00	270,00 €	810,00 €
3.6	Chapa fabricada en acero, según la norma ASTM, A516 de grado 60.	3,00	170,00 €	510,00 €
3.7	Material de taller adicional previsto e imprevisto en las intervenciones.	3,00	340,00 €	1.020,00 €
3.8	Cilindro neumático de doble efecto DSBG 200 150 C E2 PAN3 de la serie de cilindros normalizados según la ISO 15552.	3,00	669,00 €	2.007,00 €

3.9	Cuña fabricada en acero, según la norma ASTM, A516 de grado 60.	3,00	200,00 €	600,00 €
3.10	Pletina de enlace fabricada en acero, según la norma ASTM, A516 de grado 60.	3,00	100,00 €	300,00 €
3.11	Pivote desmontable con doble alojamiento para tornillos de tipo Allen.	3,00	20,00 €	60,00 €
3.12	Soporte del émbolo del cilindro con una base que le permite instalarse en la superficie del bastidor.	3,00	50,00 €	150,00 €
3.13	Elementos para mecanizar el marco y la base del pivote en el bastidor. Chapa y macizo de acero, según la norma ASTM, A516 de grado 60.	3,00	200,00 €	600,00 €
3.14	Cojinete de fricción de iglidur® M250. Para labores dedicadas a la amortiguación de vibraciones. Grosos de paredes según DIN 1850.	6,00	4,95 €	29,70 €
3.15	Tornillo tipo Allen de métrica M30, L=50, fabricado en acero, según la norma ASTM, A495-1.	12,00	1,76 €	21,12 €
3.16	Tuerca hexagonal de métrica M30 y fabricada en acero, según la norma ASTM, A495-1.	15,00	0,97 €	14,55 €
3.17	Tornillo hexagonal de métrica M30, L=190, fabricado en acero, según la norma ASTM, A495-1.	3,00	1,83 €	5,49 €

3.18	Tornillo tipo Allen de métrica M16, L=150, fabricado en acero, según la norma ASTM, A495-1.	6,00	1,77 €	10,62 €
3.19	Tornillo hexagonal de métrica M48, L=190, fabricado en acero, según la norma ASTM, A495-1.	18,00	2,50 €	45,00 €
3.20	Tornillo hexagonal de métrica M36, L=110, fabricado en acero, según la norma ASTM, A495-1.	3,00	1,83 €	5,49 €
3.21	Tuerca hexagonal de métrica M36 y fabricada en acero, según la norma ASTM, A495-1.	3,00	0,97 €	2,91 €

Presupuesto de ejecución material

Coste total del proyecto.....**170.420,88 €**

Asciende el presupuesto de ejecución material a la expresada cantidad de CIENTO SETENTA MIL CUATROCIENTOS VEINTE EUROS CON OCHENTA Y OCHO CÉNTIMOS.

Castellón de la Plana, a 31 de Agosto de 2017
Vicente López Fernández

4. PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA (PEC)

Capítulo	Importe
Rediseño del sistema de transmisión y enclavamiento	170.420,88 €
Presupuesto de ejecución material	170.420,88 €
20 % de gastos generales	34.084,18 €
6 % de beneficio industrial	- €
Presupuesto de ejecución por contrata	204.505,06 €

Asciende el presupuesto de ejecución por contrata a la expresada cantidad de DOSCIENTOS CUATRO MIL QUINIENTOS CINCO EUROS CON SEIS CÉNTIMOS.

Castellón de la Plana, a 31 de Agosto de 2017
Vicente López Fernández

5. PRESUPUESTO TOTAL + IVA

Capítulo	Importe
Rediseño del sistema de transmisión y enclavamiento	170.420,88 €
Presupuesto de ejecución material	170.420,88 €
20 % de gastos generales	34.084,18 €
6 % de beneficio industrial	- €
7 % de proyecto y dirección de obras	- €
Suma	204.505,06 €
21 % de impuesto sobre el valor añadido (IVA)	42.946,06 €
Presupuesto total + IVA	247.451,12 €

Asciende el presupuesto total + IVA a la expresada cantidad de DOSCIENTOS CUARENTA Y SIETE MIL CUATROCIENTOS CINCUENTA Y UN EUROS CON DOCE CÉNTIMOS.

Castellón de la Plana, a 31 de Agosto de 2017
Vicente López Fernández