



FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA CIVIL MECÁNICA

**ANTEPROYECTO DE UNA MÁQUINA
PELLETIZADORA DE ASERRÍN DE MADERA**

**MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL MECÁNICO**

PROF. GUÍA: DR.-ING. GONZALO SALINAS SALAS

JAVIER IGNACIO TAPIA FUENZALIDA

CURICÓ - CHILE

2020

CONSTANCIA

La Dirección del Sistema de Bibliotecas a través de su encargado Biblioteca Campus Curicó certifica que el autor del siguiente trabajo de titulación ha firmado su autorización para la reproducción en forma total o parcial e ilimitada del mismo.



Two circular official stamps and handwritten signatures in blue ink. The left stamp is from the 'DIRECCIÓN SISTEMA DE BIBLIOTECAS UNIVERSIDAD DE TALCA' and the right stamp is from the 'SISTEMA DE BIBLIOTECAS CAMPUS CURICO'.

Curicó, 2022

AGRADECIMIENTOS

Primero quiero agradecer a Dios, por brindarme la familia que tengo, los cuales me inculcaron valores y enseñanzas que me permitieron lograr esta meta. Personas que de una u otra forma me hicieron crecer y aprender de la vida.

Además, quiero hacer una mención especial a mi polola Gabriela y su familia, quienes me acogieron en su hogar cuando más lo necesité y me brindaron su cariño en estos últimos años de carrera universitaria.

Finalmente, quiero agradecer y destacar al profesor Dr.-Ing. Gonzalo Salinas Salas, por su excelente disposición y respuesta a mis dudas, donde semana a semana íbamos avanzando en conjunto.

Muchas gracias a todos por su aporte en mi formación, tanto personal como profesional.

Javier Ignacio Tapia Fuenzalida

DEDICATORIA

Esta memoria está dedicada a mi familia y seres queridos, por el apoyo incondicional que me brindaron en momentos necesarios.

RESUMEN

El problema por tratar en esta memoria está relacionado con el aprovechamiento energético, debido a que en la actualidad existen máquinas pelletizadoras convencionales que consumen una gran cantidad de corriente. Siendo un desafío poder diseñar una máquina más eficiente, que permita atenuar los problemas existentes en la puesta en marcha de este tipo de equipos. Es así, que se planteará una alternativa de solución, basada en un sistema hidráulico, el cual reemplazará e intentará igualar las condiciones de velocidad y torque del sistema de transmisión que presente la máquina convencional, manteniendo para efectos de cálculo los sistemas de compactación, corte y alimentación. Sin embargo, en el transcurso de la memoria, se logró determinar la potencia que demandarían ambas propuestas, tanto convencional como hidráulica, siendo desfavorable la implementación de un circuito oleohidráulico. Además, en cuanto a costos, presentará mayores costos por el total de componentes, por costos operacionales y de mantenimiento anuales, lo que se plasmará en el método CAUE (Costo Anual Uniforme Equivalente) a realizar. Finalmente, la alternativa escogida será la máquina pelletizadora convencional, por medio de un sistema de transmisión de poleas y correas, el cual sería más viable energética y monetariamente.

ÍNDICE GENERAL

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 ANTECEDENTES Y MOTIVACIÓN.....	2
1.2 LUGAR DE APLICACIÓN.....	2
1.3 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA	3
1.4 ÁREA DE INVESTIGACIÓN.....	3
1.5 ÁREA DE ESTUDIO.....	3
1.6 OTROS INTERESADOS.....	4
1.7 SOLUCIÓN PROPUESTA.....	4
1.8 OBJETIVOS.....	4
1.8.1 OBJETIVO GENERAL.....	4
1.8.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	4
1.9 ALCANCES Y RESTRICCIONES	5
1.10 METODOLOGÍA Y HERRAMIENTAS UTILIZADAS	5
1.11 RESULTADOS ESPERADOS	8
1.12 ORGANIZACIÓN DEL DOCUMENTO	8
CAPÍTULO 2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS Y ESTADO DEL ARTE DEL DOMINIO DEL PROBLEMA.....	10
2.1 EL PELLETT COMO FUENTE DE ENERGÍA	11
2.1.1 Dimensionamiento de los pellets.....	11
2.1.2 Características principales de los pellets	12
2.1.3 Poder calorífico del pellet	12
2.2 NORMALIZACIÓN Y ESTANDARIZACIÓN DE LOS PELLETT.....	17
2.3 PRINCIPALES NORMAS DE PELLETT	18
2.3.1 Austria	18
2.3.2 Suecia	19
2.3.3 Alemania.....	20
2.3.4 Italia	22
2.3.5 Normativa europea	23
2.3.6 DIN serie 51.900.....	26
2.3.7 ISO 17.225-2.....	27
2.3.8 Chile	29

2.4	CRITERIOS DE CALIDAD DE LOS PELLETS	30
2.5	ÍNDICES DE CALIDAD DE LOS PELLETS	31
2.6	MERCADO DEL PELLET DE ASERRÍN DE MADERA	33
2.6.1	A nivel mundial.....	33
2.6.2	En Chile	36
2.7	DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE PELLETIZADO A GRAN ESCALA	39
2.8	VARIABLES INVOLUCRADAS EN EL PELLETIZADO.....	41
2.8.1	Presión	41
2.8.2	Temperatura	42
2.8.3	Contenido de humedad	42
2.8.4	Aglomeración	42
2.8.5	Adición de vapor.....	45
2.8.6	Tipo de aserrín.....	45
2.8.7	Diámetro del orificio de la matriz	46
2.8.8	Cantidad de áridos y cenizas	46
2.9	MAQUINARIA EN LA PRODUCCIÓN DE PELLETS.....	47
2.9.1	Tipos de pelletizadoras.....	47
CAPÍTULO 3. DESCRIPCIÓN DEL MÉTODO UTILIZADO.....		56
3.1	DISEÑO CONCEPTUAL	57
3.1.1	Esquema del proceso	57
3.1.2	Esquema conceptual de la máquina pelletizadora convencional	58
3.1.3	Esquema conceptual de la máquina pelletizadora hidráulica	69
CAPÍTULO 4. DISEÑO CONCEPTUAL DE UNA MÁQUINA PELLETIZADORA CONVENCIONAL		73
4.1	DISEÑO MECÁNICO PELLETIZADORA CONVENCIONAL	74
4.1.1	Sistema de compactación	74
4.1.2	Sistema de corte	93
4.1.3	Sistema de transmisión.....	96
4.1.4	Sistema de potencia	149
4.1.5	Sistema de alimentación.....	158
CAPÍTULO 5. DISEÑO CONCEPTUAL DE UNA MÁQUINA PELLETIZADORA HIDRÁULICA		164
5.1	DISEÑO MECÁNICO PELLETIZADORA HIDRÁULICA.....	165

5.1.1	Circuito oleohidráulico	165
5.1.2	Sistema de transmisión.....	166
5.1.3	Sistema de potencia	177
5.1.4	Componentes secundarios del sistema hidráulico	177
CAPÍTULO 6.	ESTUDIO ECONÓMICO	190
6.1	ESTUDIO TÉCNICO.....	191
6.1.1	Tamaño.....	191
6.1.2	Localización.....	191
6.2	ANÁLISIS DE COSTOS.....	192
6.2.1	Costo total máquina pelletizadora convencional	193
6.2.2	Costo total máquina pelletizadora hidráulica.....	193
6.2.3	CAO	193
6.2.4	CAM.....	197
6.2.5	CAUE.....	200
CAPÍTULO 7.	DISCUSIÓN DE RESULTADOS.....	202
7.1	ANÁLISIS DE RESULTADOS OBTENIDOS	203
7.1.1	Eficiencia mecánica de ambos equipos	203
7.1.2	Comparación de costos por componentes	205
7.1.3	Comparación de costos operacionales	207
7.1.4	Comparación de costos de mantenimiento.....	208
7.1.5	Comparación de alternativas por CAUE	209
7.2	JUSTIFICACIÓN DE LA ALTERNATIVA ESCOGIDA	209
7.3	MODELO 3D DE ALTERNATIVA ESCOGIDA	210
CONCLUSIONES.....		213
REFERENCIAS		215
ANEXOS		225

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Dimensiones de un pellet estándar. Fuente: ARPI TRUJILLO - CALDERÓN TORAL, 2010.....	12
Figura 2: Norma CEN/TS 14.961. Fuente: Fundación CARTIF, 2006.....	24
Figura 3: Norma EN 14.961-2. Fuente: www.concereal.es, 2011.....	26
Figura 4: Fases proyecto de ley de regulación de los biocombustibles sólidos. Fuente: Irarrázabal S., 2018.....	30
Figura 5: Mapa del pellet mundial y flujos de comercio. Fuente: Gauthier, 2019.....	34
Figura 6: Diagrama del proceso de pelletizado. Fuente: PACHECO QUEZADA, 1999.	41
Figura 7: Placa de granulación (A), Tambor de pelletización (B), Tambor de mezcla (C) y Lecho fluidizado (D). Fuente: Elaboración propia.....	45
Figura 8: Pelletizadora móvil. Fuente: GEMCO ENERGY, 2020.....	48
Figura 9: Pelletizadora de madera. Fuente: spanish.alibaba.com, 2020.....	49
Figura 10: Pelletizadora diésel. Fuente: es.made-in-china.com, 2020.	50
Figura 11: Pelletizadora de matriz anular. Fuente: GEMCO ENERGY, 2020.	51
Figura 12: Pelletizadora de matriz plana. Fuente: GEMCO ENERGY, 2020.	52
Figura 13: Pelletizadora con rodillos giratorios. Fuente: GEMCO ENERGY, 2020.....	53
Figura 14: Pelletizadora eléctrica. Fuente: GEMCO ENERGY, 2020.	54
Figura 15: Pelletizadora de disco. Fuente: www.maquimetal.pe, 2019.	54
Figura 16: Pelletizadora de hilo. Fuente: Leader Extrusion Machinery, 2019.....	55
Figura 17: Proceso de pelletización. Fuente: Elaboración propia.	57
Figura 18: Producción industrial de pellet. Fuente: www.arquitecturayempresa.es., 2015. 58	
Figura 19: Proceso de fabricación. Fuente: Alakangas - Paju, 2002.....	58
Figura 20: Esquema conceptual de la máquina pelletizadora convencional. Fuente: Elaboración propia.....	59
Figura 21: Rodillo de compactación. Fuente: es.aliexpress.com, 2020.	60
Figura 22: Matriz anular. Fuente: Portero Jijón, 2014.	63
Figura 23: Matriz plana. Fuente: Flórez, Ramírez, Varela, 2010.....	63
Figura 24: Cuchillas de corte. Fuente: es.dhgate.com, 2020.....	64
Figura 25: Reductor sinfín corona. Fuente: www.erhsa.com, 2020.	65
Figura 26: Funcionamiento motor trifásico. Fuente: Tapia Ramírez, 2019	66
Figura 27: Tolva de flujo de masa. Fuente: Perry, Green, Maloney, 1992.	67
Figura 28: Tipos de tolvas de flujo de masa. Fuente: Perry, Green, Maloney, 1992.	69
Figura 29: Tolva tipo cónica. Fuente: spanish.alibaba.com, 2020.	69
Figura 30: Esquema conceptual de la máquina pelletizadora hidráulica. Fuente: Elaboración propia.....	70
Figura 31: Motor hidráulico. Fuente: EATON, 2013.....	71
Figura 32: Bomba hidráulica. Fuente: EATON, 2014.....	71
Figura 33: Motor eléctrico. Fuente: www.fametal.com, 2020.	72
Figura 34: Condición de fuerzas en la formación del pellet. Fuente: Alakangas - Paju, 2002.	77

Figura 35: Laminación en el proceso de compresión del aserrín. Fuente: KALPAKJIAN - SCHMID, 2008.....	80
Figura 36: Fuerzas de fricción que actúan sobre las superficies del material. Fuente: KALPAKJIAN - SCHMID, 2008.	84
Figura 37: Posición de fuerza máxima del rodillo (a). Fuente: KALPAKJIAN - SCHMID, 2008.....	85
Figura 38: Dimensiones cuchillas de corte. Fuente: PILANA TOOLS, 2006.	95
Figura 39: Poleas y correas. Fuente: González Viñas, 2020.	97
Figura 40: Mecanismo de transmisión con eje motriz y eje conducido. Fuente: González Viñas, 2020.....	97
Figura 41: Dimensiones principales correa con perfil tipo C. Fuente: DUNLOP, 2017....	112
Figura 42: Elección de poleas en base a especificaciones técnicas. Fuente: INTERMEC S.A., 2013.	113
Figura 43: Diagrama de cuerpo libre (DCL) del eje principal. Fuente: Elaboración propia.	114
Figura 44: Sección 1. Fuente: Elaboración propia.	115
Figura 45: Sección 2. Fuente: Elaboración propia.	116
Figura 46: Diagrama de fuerza cortante máxima. Fuente: Elaboración propia.....	118
Figura 47: Diagrama de momento flector máximo. Fuente: Elaboración propia.....	118
Figura 48: Elección del rodamiento inferior. Fuente: SKF, 2015.	123
Figura 49: Elección del rodamiento superior. Fuente: SKF, 2015.	127
Figura 50: Chaveta paralela, norma S/DIN-6.885/1. Fuente: ocw.unican.es, 2020.	131
Figura 51: Diagrama de cuerpo libre (DCL) del eje porta rodillos. Fuente: Elaboración propia.	138
Figura 52: Elección del rodamiento para el eje porta rodillos. Fuente: SKF, 2015.	143
Figura 53: Curvas de disparo en magnetotérmico. Fuente: www.tuveras.com, 2020.....	152
Figura 54: Medidas de diámetros en la tolva de alimentación. Fuente: Elaboración propia.	158
Figura 55: Ángulos de inclinación y de descarga en la tolva de alimentación. Fuente: Elaboración propia.....	161
Figura 56: Dimensiones relevantes de la tolva cónica. Fuente: Jenike and Johanson Chile S.A., 2001.....	161
Figura 57: Circuito oleohidráulico. Fuente: Elaboración propia.....	165
Figura 58: Designación filtro de retorno. Fuente: STAUFF, 2018b.	181
Figura 59: Clave de pedido manómetro. Fuente: STAUFF, 2018a.....	189
Figura 60: Dimensionamiento de tamaño de la empresa. Fuente: Elaboración propia.	191
Figura 61: Máquina pelletizadora convencional, componentes internos. Fuente: Elaboración propia.....	210
Figura 62: Modelo 3D del conjunto completo. Fuente: Elaboración propia.....	212

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 1: Potencia calorífica v/s Humedad relativa del aserrín. Fuente: CORREA AGUILERA, 2016.....	14
Gráfico 2: Comparación entre los costes de los combustibles vegetales y de los combustibles fósiles. Fuente: CECU, 2015.....	16
Gráfico 3: Evolución de la producción de pellets en los 10 primeros productores europeos (en toneladas). Fuente: Gauthier, 2019.....	36
Gráfico 4: Evolución del consumo europeo de pellets para uso residencial (< 50 kW) y comercial (> 50 kW) de calor con exclusión de cogeneración (en toneladas). Fuente: Gauthier, 2019.....	36
Gráfico 5: Evolución del mercado del pellet en Chile. Fuente: Segura, 2013.....	38
Gráfico 6: Gráfica comparativa de los costos de la energía en Chile. Fuente: Segura, 2013.....	39
Gráfico 7: Relación entre resistencia y humedad durante la formación de aglomerados. Fuente: Elaboración propia.....	43
Gráfico 8: Elección de la sección de las correas clásicas. Fuente: REXON de Colombia S.A., 2005.....	99
Gráfico 9: Intervalos de relubricación a temperaturas de funcionamiento de 70 °C, para rodamiento inferior. Fuente: SKF, 2015.....	126
Gráfico 10: Intervalos de relubricación a temperaturas de funcionamiento de 70 °C, para rodamiento superior. Fuente: SKF, 2015.....	130
Gráfico 11: Intervalos de relubricación a temperaturas de funcionamiento de 70 °C, para rod. porta rodillos. Fuente: SKF, 2015.....	145
Gráfico 12: Rendimiento volumétrico del motor hidráulico. Fuente: EATON, 2013.....	167
Gráfico 13: Rango aplicable del modelo ME175. Fuente: EATON, 2013.....	168
Gráfico 14: Rendimientos volumétrico y total. Fuente: EATON, 2014.....	176
Gráfico 15: Pérdida de presión en la carcasa del filtro. Fuente: STAUFF, 2018b.....	179
Gráfico 16: Pérdida de presión en el elemento filtrante. Fuente: STAUFF, 2018b.....	180
Gráfico 17: Caída de presión relacionada con el caudal. Fuente: ARGO-HYTOS, 2019.....	186
Gráfico 18: Rango de aplicación o admisible de la válvula limitadora de presión. Fuente: HYDAC INTERNATIONAL, 2012.....	187
Gráfico 19: Validación de condiciones en función de curvas de presión. Fuente: HYDAC INTERNATIONAL, 2012.....	188

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Poderes caloríficos y costes indicativos de los combustibles fósiles y de la biomasa. Fuente: CECU, 2015.	17
Tabla 2: Especificaciones técnicas de los pellets y briquetas de madera, con o sin corteza. Fuente: Fundación CARTIF, 2006.	18
Tabla 3: Tres clases de pellets y sus propiedades. Fuente: Fundación CARTIF, 2006.....	19
Tabla 4: DIN 51.731. Fuente: Fundación CARTIF, 2006.....	20
Tabla 5: DIN Plus Pellet. Fuente: Fundación CARTIF, 2006.....	21
Tabla 6: Categorías en función del origen (pellets de biomasa). Fuente: Fundación CARTIF, 2006.	22
Tabla 7: Características físicas. Fuente: Fundación CARTIF, 2006.	30
Tabla 8: Características químicas. Fuente: Fundación CARTIF, 2006.....	31
Tabla 9: Clases E, K y P. Fuente: Camps Michelena - Marcos Martín, 2008.....	32
Tabla 10: Clases de calidad finales (C). Fuente: Camps Michelena - Marcos Martín, 2008.	33
Tabla 11: Producción de pellet en UE (en millones de toneladas métricas). Fuente: Segura, 2013.	34
Tabla 12: Procesos mecánicos y conceptos de aglomeración. Fuente: Elaboración propia.	44
Tabla 13: Clasificación de matrices según índice de compresión (función del espesor). Fuente: Elaboración propia.....	61
Tabla 14: Tabla de comparación de ambos flujos. Fuente: Elaboración propia.....	67
Tabla 15: Esfuerzo de fluencia promedio de deformación de distintos materiales. Fuente: Fiestas Querebalú - Vargas Herrera, 2018	79
Tabla 16: Elección de las cuchillas de corte. Fuente: PILANA TOOLS, 2006.	96
Tabla 17: Elección del factor de servicio. Fuente: REXON de Colombia S.A., 2005.	98
Tabla 18: Elección del diámetro mínimo de la polea motriz. Fuente: INTERMEC S.A., 2013.	100
Tabla 19: Diámetros mínimo de poleas según norma BS 3.790. Fuente: www.ingemecanica.com, 2020.....	101
Tabla 20: Distancia válida entre ejes de poleas. Fuente: www.ingemecanica.com, 2020.	104
Tabla 21: Elección longitud primitiva nominal para el perfil tipo C. Fuente: DUNLOP, 2017.	105
Tabla 22: Elección del factor de corrección en función de la longitud de la correa. Fuente: DUNLOP, 2017.	105
Tabla 23: Elección del factor de corrección en función del arco de contacto. Fuente: DUNLOP, 2017.	106
Tabla 24: Elección de la prestación base. Fuente: DUNLOP, 2017.	108
Tabla 25: Elección de la prestación adicional. Fuente: DUNLOP, 2017.	108
Tabla 26: Elección de la potencia transmitida por cada correa. Fuente: REXON de Colombia S.A., 2005.	111
Tabla 27: Resumen de valores para fuerza cortante y para momento flector. Fuente: Elaboración propia.....	117

Tabla 28: Elección del factor de seguridad, valor mínimo recomendado. Fuente: Vanegas Useche, 2018.	119
Tabla 29: Propiedades mecánicas del acero AISI 1020. Fuente: Carvajal Niño, 2016.	119
Tabla 30: Extracto de factores de los rodamientos y límites recomendados para el factor de velocidad A, rodillos cónicos. Fuente: SKF, 2015.	125
Tabla 31: Extracto de factores de los rodamientos y límites recomendados para el factor de velocidad A, rígidos de bolas. Fuente: SKF, 2015.	129
Tabla 32: Elección del rango para las dimensiones de la chaveta, en función del diámetro de 55,133 mm. Fuente: JyM Soldevilla, 2008.	132
Tabla 33: Selección de la chaveta para la transmisión del eje principal. Fuente: OPAC COMPONENTS, 2019.	135
Tabla 34: Elección de la chaveta para las cuchillas. Fuente: OPAC COMPONENTS, 2019.	137
Tabla 35: Elección del rango para las dimensiones de la chaveta, en función del diámetro de 45 mm. Fuente: JyM Soldevilla, 2008.	146
Tabla 36: Elección de la chaveta para el cabezal porta rodillos. Fuente: OPAC COMPONENTS, 2019.	149
Tabla 37: Selección del motor eléctrico. Fuente: ABB, 2008.	150
Tabla 38: Elección del disyuntor magnetotérmico. Fuente: LEGRAND, 2020.	152
Tabla 39: Elección del protector diferencial. Fuente: LEGRAND, 2020.	153
Tabla 40: Elección del relé térmico. Fuente: LEGRAND, 2017.	154
Tabla 41: Elección del conductor. Fuente: General Cable, 2014.	155
Tabla 42: Elección VDF Micromaster 440. Fuente: SIEMENS, 2017.	156
Tabla 43: Programación básica del VDF de la máquina pelletizadora convencional. Fuente: SIEMENS, 2002.	157
Tabla 44: Especificaciones técnicas motor hidráulico, modelo ME175. Fuente: EATON, 2013.	166
Tabla 45: Características típicas del aceite hidráulico SAE 10W. Fuente: Mobil, 2020. ..	171
Tabla 46: Especificaciones técnicas modelo PVM081, parte uno. Fuente: EATON, 2014.	175
Tabla 47: Especificaciones técnicas modelo PVM081, parte dos. Fuente: EATON, 2014.	176
Tabla 48: Grados de pureza recomendados para aplicaciones hidráulicas. Fuente: STAUFF, 2018b.	178
Tabla 49: Selección tubería de aspiración. Fuente: HANSA-FLEX, 2011.	182
Tabla 50: Selección tubería de impulsión y retorno. Fuente: HANSA-FLEX, 2011.	183
Tabla 51: Selección del racor de ángulo en 90°. Fuente: HANSA-FLEX, 2011.	184
Tabla 52: Selección del racor en T. Fuente: HANSA-FLEX, 2011.	185
Tabla 53: Matriz multicriterio para la localización de la empresa. Fuente: Elaboración propia.	192
Tabla 54: Costo energético máquina pelletizadora convencional. Fuente: Elaboración propia.	195

Tabla 55: Costo energético máquina pelletizadora hidráulica. Fuente: Elaboración propia.	195
Tabla 56: Costo de la materia prima. Fuente: Elaboración propia.	196
Tabla 57: Costo por operador de la máquina. Fuente: Elaboración propia.	197
Tabla 58: Costos asociados a mantención preventiva, máquina convencional. Fuente: Elaboración propia.....	199
Tabla 59: Costos asociados a mantención preventiva, máquina hidráulica. Fuente: Elaboración propia.....	200
Tabla 60: Mejor elección por costo, según método del CAUE. Fuente: Elaboración propia.	201

CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

Capítulo 1. Introducción

En la actualidad es cada vez más frecuente el uso de biomasa sólida y en particular lo que es el pellet, que, básicamente, es aserrín comprimido, el que tiene tanto una aplicación doméstica (sistemas de calefacción), como una del ámbito industrial (hornos, calderas, entre otros).

Generalmente, el aserrín suele ser un desperdicio para las grandes industrias madereras. Además, el que ocupa un volumen importante de almacenamiento en sus instalaciones, por lo que realizar un anteproyecto de este tipo de máquinas resulta de interés, debido a que se podrían reutilizar estos residuos, los que a través de su pelletización, una fuente de energía menos contaminante (por una humedad menor y una relación masa respecto de superficie que permite mejorar los parámetros combustivos), de fácil transporte respecto al aserrín y sobre todo de gran poder calorífico, en comparación con trozos de madera, ya que es un material particulado de granulometría variable, realizando una combustión mucho más completa y eficiente, producto de la convección forzada implicada en estos casos. Esto da lugar, a, una mayor rentabilidad a largo plazo en un rubro que se expande rápidamente, gracias a distintos programas de financiamiento y subvenciones por parte del estado en materia de ERNC (Energías Renovables No Convencionales).

1.1 ANTECEDENTES Y MOTIVACIÓN

El tema surge a partir de un emprendimiento familiar, donde el desarrollo de este anteproyecto entregará las primeras herramientas para una posterior implementación. Lo que obliga a realizar un análisis teórico-técnico. Dado que, de implementarse el anteproyecto, depende directamente del mejor aprovechamiento energético que pueda lograrse, traducido en una mayor producción, lo que permitiría poder entrar en el mercado del pellet, ofreciendo una alternativa de menor costo para el usuario final.

1.2 LUGAR DE APLICACIÓN

El espacio físico donde se podría implementar el anteproyecto de una pelletizadora de aserrín de madera está sujeto al estudio técnico a realizar, en el apartado de localización y

específicamente a través de una matriz multicriterio, la cual justificará la elección de alguna región en particular, basándose en variables tanto logísticas como productivas.

1.3 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

La principal problemática y base de esta memoria consiste en diseñar una máquina más eficiente, que permita atenuar los problemas que existen al poner en marcha este tipo de aparatos, los que funcionan por medio de un motor eléctrico de C.A. (corriente alterna), caracterizado por presentar tres aspectos relevantes, como lo son un gran consumo de corriente, un alto torque y un sobrecalentamiento, donde el primero es relevante para este estudio, puesto que existen pruebas empíricas que demuestran la poca viabilidad de este funcionamiento, siendo imprescindible realizar una investigación acabada al respecto. Donde en base a cálculos y selección de componentes, se intentará demostrar la viabilidad de una propuesta de mejora, como lo es un sistema hidráulico.

1.4 ÁREA DE INVESTIGACIÓN

El área que se pretende profundizar en esta memoria tiene relación con el menor de energía y ambiente, ya que a través de la generación de pellets (biomasa sólida), se pone en práctica lo aprendido en el módulo de ERNC (Energías Renovables No Convencionales). Además, al tratarse de una máquina, se utilizarán los conocimientos adquiridos en diseño de máquinas, por lo que resulta un trabajo bastante completo desde el punto de vista formativo.

1.5 ÁREA DE ESTUDIO

El principal sector económico al que estará enfocado este anteproyecto, una vez que se consigan los recursos para su financiamiento, corresponde al sector secundario de producción, puesto que se transformará aserrín de madera (materia prima) en pellets (producto final). Teniendo la particularidad, de introducirse en el mercado en base a un ahorro energético, el que se ve reflejado en menores costos, por ende, poder realizar una oferta tentadora para los potenciales clientes.

1.6 OTROS INTERESADOS

Algunos de los organismos interesados en la realización exitosa de este anteproyecto, podrían ser los mismos entes que financiarían la puesta en marcha de éste, tales como algún fondo FONDEF-CONICYT, CORFO o de SERCOTEC, los cuales cumplirían un rol clave en el comienzo de este emprendimiento.

1.7 SOLUCIÓN PROPUESTA

Para solucionar la problemática expuesta anteriormente, es que se realizará un anteproyecto de una máquina pelletizadora, donde se propondrá una mejora hidráulica, cuyos elementos principales serán: motor hidráulico, bomba hidráulica y sus respectivas válvulas. Partiendo de la base de un diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional, logrando al final de esta memoria, escoger la alternativa más adecuada, lo que se traducirá en menores consumos energéticos, de mantenimiento y operacionales, pensando en una producción de tamaño industrial.

1.8 OBJETIVOS

A continuación, se expone el objetivo general, que engloba todo el trabajo a realizar en esta memoria, en conjunto con los objetivos específicos, que responden a este planteamiento general.

1.8.1 OBJETIVO GENERAL

- Desarrollar el anteproyecto de una máquina pelletizadora de aserrín de madera, con la capacidad de producir 200 kg/hr, teniendo como principal enfoque el aprovechamiento energético, para lograr menores costos de producción.

1.8.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar un estado del arte de la maquinaria en cuestión.
- Analizar la maquinaria actual y a partir de aquello, desarrollar el diseño conceptual de la máquina pelletizadora convencional.
- Desarrollar alternativa de mejora en la puesta en marcha del equipo (hidráulica).
- Estudio económico simple, siendo posible precisar los costos asociados a cada diseño conceptual (convencional e hidráulico).

1.9 ALCANCES Y RESTRICCIONES

Los alcances de la presente memoria de título son:

- Desarrollar un diseño conceptual para el análisis comparativo de una máquina pelletizadora, tanto convencional como hidráulica.
- Realizar un anteproyecto, enfocado en la posible mejora, que permita realizar una adecuada gestión energética.

Las restricciones evidentes de este trabajo son:

- La alternativa de mejora se refiere solo a la hidráulica.
- Realizar un diseño que involucre ingeniería de detalle de la maquinaria, en vista de que solo interesa que cumpla ciertos estándares de calidad.
- Concretar la construcción de la alternativa más adecuada, a causa de que, no existen fondos en lo inmediato para ejecutar esta acción.

1.10 METODOLOGÍA Y HERRAMIENTAS UTILIZADAS

La alternativa metodológica de solución se basa en que, a partir de diseños de máquinas actualmente existentes en el mercado, se analizará una mejora, que redunde en un menor costo operacional. Para esto, se estudiará un sistema hidráulico acorde. Una vez desarrollada la mejora, se ejecutará un análisis económico-teórico a ambas ideas, destacando la que involucre una menor inversión en general.

Capítulo 1. Introducción

A continuación, se presenta el análisis de cada objetivo específico en función de la metodología, la cual se basa en el plan de acción de la memoria.

- Realizar un estado del arte de la maquinaria en cuestión.

- ✓ Metodología específica:

Actividades:

- Búsqueda de información técnica (libros, websites, memorias relacionadas, etc.) con respecto al pellet.
- Recopilación de los distintos tipos de pelletizadoras existentes.

Recursos:

- 78 horas efectivas de trabajo, considerando 1 hora al día, de lunes a viernes. Además de implementos como un notebook y conexión a internet estable. Por otro lado, costos de movilización hacia la biblioteca de la universidad, con el fin de recabar información de libros y memorias relacionadas.

Tiempos:

- 📅 3 meses de investigación y realización de la etapa.

Productos esperados:

- ❖ Fundamentos teóricos del pellet como fuente de energía.
- ❖ Recopilación de las principales normas de pellets.
- ❖ Variables involucradas en el pelletizado.
- ❖ Tipos de pelletizadoras.

- Analizar la maquinaria actual y a partir de aquello, desarrollar el diseño conceptual de la máquina pelletizadora convencional.

- ✓ Metodología específica:

Actividad:

- Diseño conceptual máquina pelletizadora convencional.

Recursos:

- 50 HH aprox., uso del software PTC Mathcad Prime 2 ®, para realizar los cálculos acordes y el software Autodesk Inventor Professional 2018 ®, en caso de escogerse esta alternativa.

Capítulo 1. Introducción

Tiempos:

- ✚ Este objetivo conlleva un trabajo parcelado, es decir, se abordan durante 2 meses los cálculos y selección de componentes y al final teniendo ambos diseños, se elige el más viable económica y energéticamente para su representación en 3D.

Productos esperados:

- ❖ Cálculo y selección de componentes, tomando como referencia trabajos anteriores.
 - ❖ Realizar modelado 3D de la propuesta escogida.
- Desarrollar alternativa de mejora en la puesta en marcha del equipo (hidráulica).
 - ✓ Metodología específica:

Actividad:

- Llevar a cabo el postulado inicial, estudiando y aplicando un sistema hidráulico para el funcionamiento de la máquina pelletizadora.

Recursos:

- En total serían alrededor de 60 HH (parte fundamental de la memoria). También, cabe considerar que se tratará de un diseño conceptual, por ende, necesitará los mismos programas del objetivo específico anterior, tanto para los cálculos como para un posible modelo 3D.

Tiempos:

- ✚ 3 meses.

Productos esperados:

- ❖ Establecimiento de la propuesta de mejora.
 - ❖ Cálculo y selección de componentes del sistema hidráulico.
 - ❖ Modelo 3D del circuito oleohidráulico, si fuese la alternativa seleccionada.
- Estudio económico simple, siendo posible precisar los costos asociados a cada diseño conceptual (convencional e hidráulico).
 - ✓ Metodología específica:

Actividad:

Capítulo 1. Introducción

- Se ejecuta un estudio técnico y un análisis económico del proyecto, destacando la comparación de alternativas por CAUE (Costo Anual Uniforme Equivalente).

Recursos:

- 23 HH aprox. y se empleará el programa Microsoft Excel ® para registrar los costos totales de cada máquina (convencional e hidráulica).

Tiempo:

- ✚ 1 mes.

Producto esperado:

- ❖ Estudio económico simple, siendo posible precisar los costos totales.

1.11 RESULTADOS ESPERADOS

Dentro de este apartado, se encuentra consumir el anteproyecto, llegando a cálculos definidos, modelo 3D de la alternativa escogida y costos directos. En cuanto a esto último, se basará en un estudio económico simple, donde se establecerá el posible lugar de aplicación, justificado por una matriz multicriterio adecuada. También, se determinará que alternativa es más rentable, mediante una comparación por CAUE (Costo Anual Uniforme Equivalente), la cual contemplará consumos energéticos, costos de mantención, operacionales, entre otros.

1.12 ORGANIZACIÓN DEL DOCUMENTO

El anteproyecto de una máquina pelletizadora de aserrín de madera, tiene como principal objetivo mejorar la producción de esta, gracias a un mejor aprovechamiento energético durante el proceso. Por lo que, en primera instancia se definen los objetivos o metas a realizar (en el presente capítulo). Luego, en base a estos planteamientos es que se realizará un estado del arte, con la finalidad de interiorizarse respecto a la problemática, estableciendo las principales propiedades y ecuaciones involucradas en la formación del pellet. En seguida, se realizará la descripción del método a emplear, el cual corresponde a un diseño conceptual de la máquina pelletizadora, tanto el realizado hoy en la actualidad (convencional) como la

Capítulo 1. Introducción

innovación hidráulica. A continuación, se calcularán y seleccionarán componentes de ambas propuestas, logrando así, establecer un estudio económico, basado en una comparación de alternativas por CAUE (Costo Anual Uniforme Equivalente). Finalmente, se efectuará una discusión solventada en los resultados obtenidos, llegando a las conclusiones pertinentes del caso.

CAPÍTULO 2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS Y ESTADO DEL ARTE DEL DOMINIO DEL PROBLEMA

2.1 EL PELLET COMO FUENTE DE ENERGÍA

El pellet, básicamente, son pequeños cilindros, formados a partir de aserrín de madera (caso en estudio), sometidos a procesos de secado, trituración y prensado, los cuales garantizan que adopte una composición muy densa y dura, lo que se traduce en un elevado poder calorífico.

Se considera como una adecuada fuente de energía renovable respecto de la leña, ya que produce menos cenizas, existe una combustión más controlada, por ende, genera un menor impacto ambiental, por su característica de ser un combustible “carbono neutral”. Lo que está asociado directamente a que sus emisiones netas de gases de efecto invernadero expandidas al ambiente son nulas para la biomasa sólida. Ya que estas son absorbidas por la misma vegetación del ambiente.

En cuanto a la implementación y usos de esta, destacan su capacidad para generar calor (estufas domésticas y calderas industriales) y electricidad (plantas térmicas), pudiendo sustituir, fácilmente, lo realizado por el carbón u otros combustibles fósiles. También, cabe señalar su eficacia y disponibilidad, con respecto a otras fuentes de energía renovable, como la solar y eólica, las cuales presentan intervalos de rendimiento (www.ecointeligencia.com, 2014).

2.1.1 Dimensionamiento de los pellets

Los pellets, regularmente, tienen las siguientes dimensiones (diámetro y largo), presentados en la *fig. N° 1* (Venegas Martínez, 2017):

- ✚ Diámetro estándar que oscila entre los 6 y 10 mm.
- ✚ Largo estándar comprendido entre 10 a 30 mm.

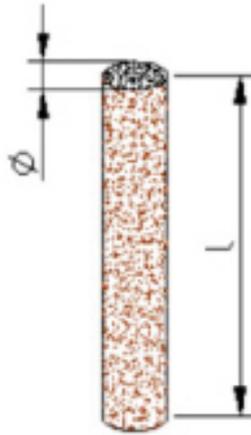


Figura 1: Dimensiones de un pellet estándar. Fuente: ARPI TRUJILLO - CALDERÓN TORAL, 2010.

2.1.2 Características principales de los pellets

Las siguientes son características elementales de los pellets (Granda, 2012):

- ✚ Humedad menor al 10 %.
- ✚ Excelente durabilidad.
- ✚ Sobresaliente capacidad calorífica.
- ✚ Alta densidad (600 a 700 kg/m³)
- ✚ Destacan por entregar una mejor capacidad de almacenamiento.
- ✚ Se reduce significativamente el volumen.

Su clasificación se puede realizar según cantidad de ceniza al quemarse (iciforestal.com.uy, 2015):

- Premium: menos del 1 %.
- Estándar: entre el 1 y el 2 %.
- Industrial: más del 3 %.

2.1.3 Poder calorífico del pellet

El poder calorífico se define como la cantidad de energía desprendida en la reacción de combustión, referida a la unidad de masa o volumen de combustible, entendiéndose éste, como la cantidad de calor que entrega un kilogramo o un metro cúbico de combustible, al

oxidarse en forma completa (AEM, 2014). Lográndose distinguir dos tipos de poder o potencia calorífica, en base a la forma en que se mide:

- N_L : Potencia calorífica inferior, corresponde al calor producido sin aprovechar la energía de la condensación del agua que se genera por la combustión.
- N_H : Potencia calorífica superior, se establece como la energía una vez aprovechada la condensación del agua que se genera por la combustión.

A partir de lo anterior, es que se plantea la *ecuación N°1*, que representa la relación que existe entre la potencia calorífica superior y la potencia calorífica inferior, de lo que se desprende que siempre la potencia calorífica inferior es menor que la potencia calorífica superior, $PCI < PCS$ (CORREA AGUILERA, 2016):

$$N_H = N_L + \frac{m_w}{m_c} \cdot h_{fg} \quad (1)$$

Dónde:

N_H	: Potencia calorífica superior	(kJ/kg)
N_L	: Potencia calorífica inferior	(kJ/kg)
m_w	: Masa de agua	(kg)
m_c	: Masa de combustible	(kg)
h_{fg}	: Entalpía de vaporización del agua	(kJ/kg)

La humedad que presenta el combustible, que corresponde al agua que contiene éste, reduce considerablemente el valor de la potencia calorífica, ya que sucede algo similar a lo enunciado sobre la potencia calorífica inferior, donde se necesita evaporar esta agua que contiene el combustible, reduciendo la entrega de calor por parte de éste. El pellet, proveniente de aserrín de madera (biomasa sólida), es catalogado como un combustible, con características higroscópicas, ya que retiene agua en forma de vapor o de líquido desde el ambiente, constituyéndose así en un componente más de éste. La cantidad de agua que esté asociada como componente al combustible, determina la cantidad de energía térmica liberada por éste, lo que se manifiesta a través del valor de la potencia calorífica. Siendo este valor mayor mientras menor sea la cantidad de agua que esté presente en el combustible.

Capítulo 2. Fundamentos teóricos y estado del arte del dominio del problema

Por lo que, para el caso en estudio, la materia prima es aserrín de madera, cuyo poder calorífico, se encuentra en un rango que varía entre 15.000 a 21.000 kJ/kg (ARPI TRUJILLO - CALDERÓN TORAL, 2010). El que depende del tipo de madera utilizada y sobre todo de las condiciones de humedad que presente esta. Por lo que resulta conveniente realizar un proceso de secado previo, a fin de incrementar el poder calorífico del producto final (pellet).

De acuerdo a lo presentado en la memoria de título “ANÁLISIS DEL EFECTO DE LA HUMEDAD EN LA POTENCIA CALORÍFICA DE BIOMASA DE MADERA”, en que se analizaron experimentalmente diversas muestras de aserrín de madera, respecto de su contenido de humedad, fue posible obtener el *gráfico N° 1*, donde se representa la potencia calorífica en función de la humedad relativa del aserrín (CORREA AGUILERA, 2016):

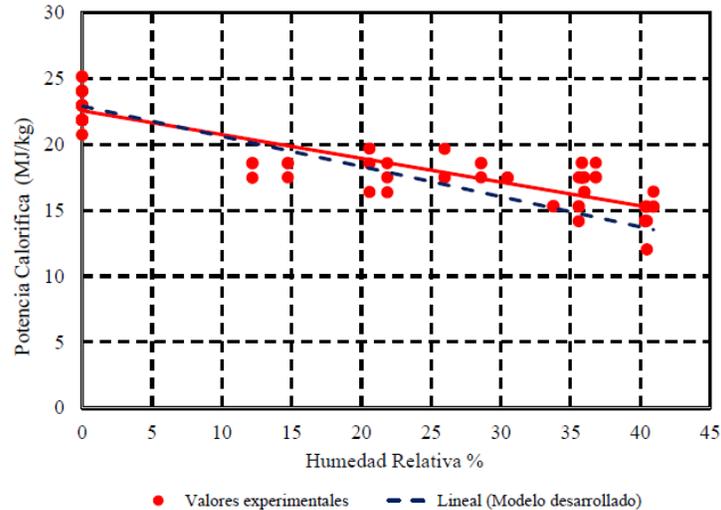


Gráfico 1: Potencia calorífica vs Humedad relativa del aserrín. Fuente: CORREA AGUILERA, 2016.

Considerando la gráfica expuesta, se puede estimar un valor del poder calorífico para el pellet, del orden de 21 [MJ/kg], equivalentes a 5.015,763 [kcal/kg], para una humedad relativa del aserrín, del orden de 10 %.

Fue posible también, en esa memoria, establecer una relación empírica entre la potencia calorífica y humedad del aserrín. Demostrándose una dependencia directa de la potencia calorífica con la humedad del aserrín, la que se estableció como lineal. En términos fisicoquímicos, se explica esta situación por lo que se indicó como desplazamiento de masa combustible, ya que a medida que aumenta la humedad del combustible se incrementa la cantidad de agua contenida en éste y se reduce la masa de combustible seco, lo que implica

que existe menos combustible capaz de generar energía y más agua que lo absorbe a medida que aumenta la humedad del aserrín.

El efecto de la diferencia entre el modelo de desplazamiento de masa y los valores experimentales de potencia calorífica, radica en el factor de ajuste que se propuso en la *ecuación N°2*. Este factor de corrección pretende subsanar los errores experimentales de los datos obtenidos, o en su defecto, fenómenos combustibles asociados a alguna diferencia en la composición del material efectivamente combustible.

El planteamiento matemático generado por estos efectos es el siguiente:

$$N_h = N_{h\ seco} \cdot \left(1 - \frac{H_r}{100}\right) + F \cdot \frac{H_r}{100} \quad (2)$$

Dónde:

N_h	:	Potencia calorífica	(kJ/kg)
$N_{h\ seco}$:	Potencia calorífica seca promedio	(kJ/kg)
H_r	:	Contenido de humedad relativa	(-)
F	:	Factor de ajuste al fenómeno experimental	(kg)

2.1.3.1 Comparación con otros combustibles

El utilizar como combustible la biomasa, no solo es beneficioso medioambientalmente, sino que también presenta menores costos. Debido a que, a igualdad de calor producido, los combustibles vegetales cuestan mucho menos que los fósiles. Lo que se aprecia en el *gráfico N° 2*:

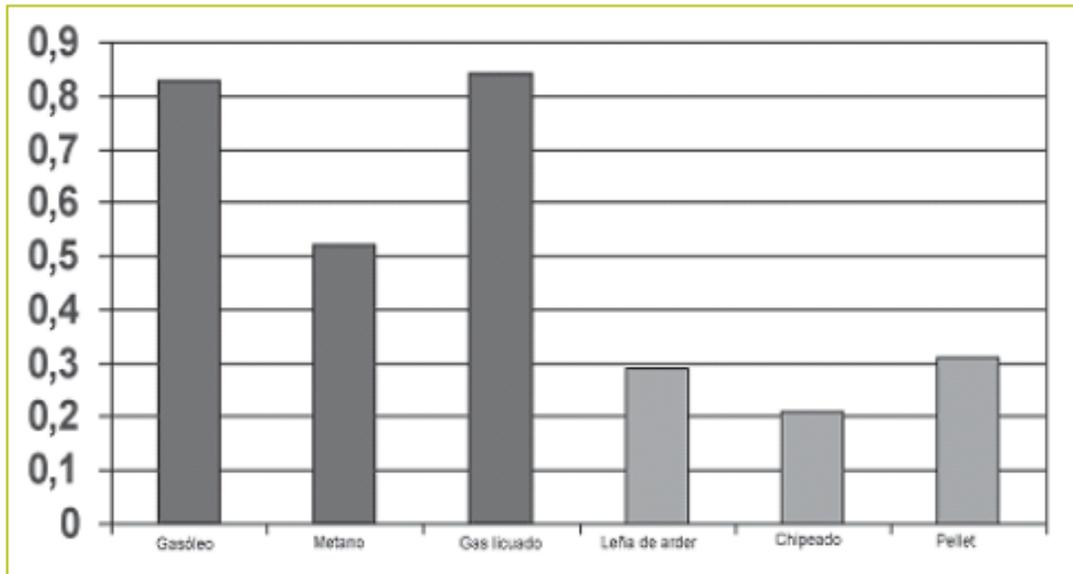


Gráfico 2: Comparación entre los costes de los combustibles vegetales y de los combustibles fósiles. Fuente: CECU, 2015.

Es posible comparar los pellets (biocombustible) con el gasóleo o el gas natural, por ejemplo. Partiendo de la base de que 1 L. de gasóleo y 1 m³ de gas natural, equivalen a 10 kW·h, en términos de energía, pudiendo realizar las siguientes equivalencias:

2 kg de pellets —————> 1 L. de gasóleo aproximadamente

1 m³ de pellets —————> 320 L. de gasóleo aproximadamente

Lo que se traduce en diferencias notables de precio, sobre la base del contenido real de energía y de las cantidades utilizadas, llegando a realizar la *tabla N° 1*, que compara los combustibles fósiles (gasóleo, metano y GLP) y los combustibles de biomasa (leña, astillas, pellet) (CONFEDERACIÓN DE CONSUMIDORES Y USUARIOS DE ESPAÑA, 2015):

Capítulo 2. Fundamentos teóricos y estado del arte del dominio del problema

Tabla 1: Poderes caloríficos y costes indicativos de los combustibles fósiles y de la biomasa. Fuente: CECU, 2015.

Combustibles fósiles	P.C. neto KWh/kg (*)	Coste €/kg	Litro equivalente gasóleo		Litro equivalente GPL		Metro cúbico equivalente metano	
			kg	€	kg	€	kg	€
Gasóleo	11,7	0,990	0,83	0,83	0,62	0,61	0,83	0,82
Metano	13,5	0,720	0,73	0,52	0,54	0,39	0,72	0,52
GPL	12,8	1,097	0,76	0,84	0,57	0,62	0,75	0,83
Combustibles biomasa	P.C. neto KWh/kg (*)	Coste €/kg	Litro equivalente gasóleo		Litro equivalente GPL		Metro cúbico equivalente metano	
			kg	€	kg	€	kg	€
Leña para quemar 25% humedad (**)	3,5	0,103	2,79	0,29	2,07	0,21	2,76	0,28
Leña para quemar 35% humedad	3,0	0,093	3,31	0,31	2,45	0,23	3,27	0,30
Leña para quemar 45% humedad	2,4	0,077	4,08	0,32	3,02	0,23	4,03	0,31
Astillas de haya/encina 25% hum..	3,5	0,067	2,79	0,19	2,07	0,14	2,76	0,19
Astillas de haya/encina 35% hum.	2,9	0,062	3,32	0,21	2,46	0,15	3,28	0,20
Astillas de haya/encina 50% hum.(***)	2,1	0,057	4,64	0,26	3,43	0,19	4,59	0,26
Astillas de álamo 25% humedad	3,3	0,052	2,92	0,15	2,17	0,11	2,89	0,15
Astillas de álamo 35% humedad	2,8	0,044	3,51	0,15	2,60	0,11	3,47	0,15
Astillas de álamo 50% humedad	1,9	0,036	5,02	0,18	3,72	0,13	4,97	0,18
Pellet de madera humedad máx. 10%	4,9	0,180	2,00	0,36	1,48	0,27	1,98	0,36

(*) 1 kW·h = 860 kcal

(**) leña seca de dos años

(***) madera recién cortada

2.2 NORMALIZACIÓN Y ESTANDARIZACIÓN DE LOS PELLETS

La existencia de normativa respecto a biocombustibles y sobre todo lo vinculante a pellets, hace referencia al desarrollo del mercado en los siguientes aspectos (Fundación CARTIF, 2006):

- ❖ Informar al consumidor de las distintas calidades del producto.

- ❖ Otorgar seguridad legal a los agentes implicados.
- ❖ Definir claramente indicadores de calidad y valores límite.
- ❖ Garantizar una calidad común en todo el país o región de los pellets, en cuanto a sistemas de almacenamiento, transporte y combustión.

2.3 PRINCIPALES NORMAS DE PELLETS

Las primeras normas referentes a pellets fueron desarrolladas en Europa, en países como Suecia, Finlandia, Dinamarca y Austria, tendientes a un desarrollo de alternativas energéticas, como la biomasa sólida. Es por esto, que se crea el Comité Técnico 336 del CEN (Comité Europeo de Normalización), enfocado en la elaboración de una normativa para biocombustibles sólidos, dentro de las cuales destacan pendientes en su aprobación:

- Especificación técnica CEN/TS 14.588 (definición de los biocombustibles)
- Especificación técnica CEN/TS 14.961 (clasificación y especificaciones)

2.3.1 Austria

Este país posee tres normativas respecto a pellets, asociadas a la calidad del producto, al transporte y al almacenamiento que se realice con éste. Es gracias a esto que tenemos:

- ÖNORM M 7.135 (2000): Esta norma describe las distintas especificaciones técnicas de los pellets y briquetas de madera, con o sin corteza, esquematizados en la *tabla N° 2*:

Tabla 2: Especificaciones técnicas de los pellets y briquetas de madera, con o sin corteza. Fuente: Fundación CARTIF, 2006.

Propiedades	Pellets de madera	Pellets de corteza
Diámetro (mm)	4-10	4 – 10
Longitud (mm)	< 5* diámetro	< 5* diámetro
Densidad (kg/m ³)	< 1,12	< 1,12

Humedad (% masa)	< 10	< 18
Durabilidad (Lignotest)	2,3	2,3
Cenizas (% masa)	< 0,5	< 6
Poder calorífico (MJ/kg)	> 18	> 18
Azufre (% masa)	< 0,04 %	< 0,08 %
Nitrógeno (% masa)	< 0,3 %	< 0,6 %
Cloro (% masa)	< 0,02 %	< 0,04 %
Aditivos (% masa)	< 2 %	< 2 %

- ÖNORM M 7.136 (2000): Define los requerimientos de calidad, en cuanto a logística y transporte de los pellets de aserrín de madera, siendo importantes los siguientes aspectos:
 - Listas de chequeos.
 - Requisitos de transporte y almacenamiento temporal.
 - Documentación y declaraciones de conformidad.
- ÖNORM M 7.137 (2000): Se esmera en mantener los requerimientos de calidad, relacionados con el almacenamiento del consumidor final (tipo de silos y contenedores de pellets).

2.3.2 Suecia

Este país fue uno de los pioneros en cuanto a normalización y estandarización de biocombustibles en general, lo que se vio reflejado en la norma SS 187.120 (1994), la cual especifica tres clases de pellets, en función del tamaño y de la cantidad de cenizas que estos generen, presentados en la *tabla N° 3*:

Tabla 3: Tres clases de pellets y sus propiedades. Fuente: Fundación CARTIF, 2006.

Propiedades	Grupo 1	Grupo 2	Grupo 3
Diámetro (mm)	< 25 mm	< 25 mm	< 25 mm
Longitud (mm)	< 4* diámetro	< 5 * diámetro	< 5 * diámetro

Durabilidad (% finos < 3 %)	< 0,8	< 1,5	< 1,5
Humedad (% masa)	< 10	< 10	< 12
Cenizas (% masa)	< 0,7	< 1,5	< 1,5
Poder calorífico (MJ/kg)	> 16,9	> 16,9	> 15,1
Azufre (% masa)	< 0,08 %	< 0,08 %	indicar
Nitrógeno (% masa)	-	No especificado	No especificado
Cloro (% masa)	< 0,03 %	< 0,03 %	indicar
Densidad aparente (kg / m ³)	> 600	> 500	> 500
Fusibilidad de cenizas	indicar	indicar	indicar
Aditivos	indicar	indicar	indicar

2.3.3 Alemania

Al tratarse de una de las grandes potencias a nivel europeo, sin duda tiene normas sobre pellets y briquetas, donde destacan la DIN 51.731 (1996) y la DIN Plus Pellet, siendo esta última la que define los parámetros aplicables a pellet de gran calidad, y que se basa en la norma DIN 51.731 (1996) para fines de comercialización de pellet en el mercado alemán, utilizados en calderas que solo se alimentan de este tipo de biomasa sólida. Con el fin de resumir de mejor manera lo descrito, es que se esbozan la *tabla N° 4* y la *tabla N° 5*:

✓ DIN 51.731:

Tabla 4: DIN 51.731. Fuente: Fundación CARTIF, 2006.

Propiedades	Pellets de Madera
Diámetro (mm)	4-10
Longitud (mm)	< 5
Densidad (kg/m ³)	1 – 1,4
Humedad (% masa)	< 12
Cenizas (% masa)	< 1,5

Capítulo 2. Fundamentos teóricos y estado del arte del dominio del problema

Poder calorífico (MJ/kg)	17,5 – 19,5
Azufre (% masa)	< 0,08 %
Nitrógeno (% masa)	< 0,3 %
Cloro (% masa)	< 0,03 %
Arsénico (mg/kg)	< 0,8
Cadmio (mg/kg)	< 0,5
Cromo (mg/kg)	< 8
Cobre (mg/kg)	< 5
Mercurio (mg/kg)	< 0,05
Plomo (mg/kg)	< 10
Zinc (mg/kg)	< 100

✓ DIN Plus Pellet:

Tabla 5: DIN Plus Pellet. Fuente: Fundación CARTIF, 2006.

Propiedades	Pellets de madera
Diámetro (mm)	Indicar
Longitud (mm)	< 5 * diámetro
Densidad real (kg/m ³)	> 1,12 kg/m ³
Humedad (% masa)	< 10
Cenizas (% masa)	< 0.5
Poder calorífico (MJ/kg)	> 18
Azufre (% masa)	< 0,04
Nitrógeno (% masa)	< 0,3
Cloro (% masa)	< 0,02
Arsénico (mg/kg)	< 0,8
Cadmio (mg/kg)	< 0,5
Cromo (mg/kg)	< 8
Cobre (mg/kg)	< 5
Mercurio (mg/kg)	< 0,05

Plomo (mg/kg)	< 10
Cinc (mg/kg)	< 100
Densidad aparente	Indicar
Durabilidad	< 2,3 %
Aditivos	< 2 %

2.3.4 Italia

La norma CTI R 04/05, delimita los parámetros de calidad de los pellets de biomasa con fines energéticos, estableciendo las categorías en función del origen, mostradas en la *tabla N° 6*:

Tabla 6: Categorías en función del origen (pellets de biomasa). Fuente: Fundación CARTIF, 2006.

Parámetro	Unidad	Categoría		
		A.1	A.2	A.3
Origen		- Troncos de árboles caducifolios sin corteza. - Troncos de conífera sin corteza. - Madera sin tratar de industrias madereras. - Madera sin corteza y sin tratar tras ser utilizada.	- Materiales en crudo comprendidos en la categoría A.1. - Biomasa herbácea sin tratar. - Mezcla de las categorías anteriores.	- Materiales en crudo comprendidos en la categoría A.2.

		- Mezcla de las categorías anteriores.		
Diámetro (D)	mm	$D = 6 \pm 0,5 - 8 \pm 0,5$	$D = 6 \pm 0,5 - 8 \pm 0,5$	$10 \pm 0,5 \leq D \leq 25 \pm 1,0$
Longitud (L)	mm	$D \leq L \leq 5 \times D$	$D \leq L \leq 5 \times D$	$D \leq L \leq 4 \times D$
Humedad	% peso b.h.	≤ 10	≤ 10	≤ 15
Cenizas	% peso b.h.	$\leq 0,7$	$\leq 1,5$	Indicar
Durabilidad	% peso	$\geq 97,7$	$\geq 95,0$	$\geq 90,0$
Polvo	% peso	$\leq 1,0$	$\leq 1,0$	Indicar
Agentes Aglomerantes	% peso.	No aceptados		
S	% peso b.s.	$\leq 0,05$	$\leq 0,05$	Indicar
N	% peso b.s.	$\leq 0,3$	$\leq 0,3$	Indicar
Cl	% peso b.s.	$\leq 0,03$	Indicar	Indicar
Densidad Aparente	kg/m^3	$\geq 620 - \leq 720$	$\geq 600 - \leq 720$	≥ 550
Poder Calorífico b.h.	MJ/kg (kcal/kg)	$\geq 16,9$ (≥ 4.039)	$\geq 16,2$ (≥ 3.870)	Indicar

2.3.5 Normativa europea

Además de las normas expuestas en apartados anteriores, es necesario señalar lo alusivo al Comité Europeo para la Normalización CEN/TC 335, el cual ha confeccionado especificaciones técnicas para los biocombustibles sólidos y para los métodos de análisis, tanto para pellets como para briquetas, donde se realiza una clasificación de la biomasa en general, según su origen:

- Biomasa procedente de la madera.
- Biomasa herbácea.

Capítulo 2. Fundamentos teóricos y estado del arte del dominio del problema

- Biomasa procedente de la fruta.
- Mezclas de los tres tipos anteriores.

Llegando así, a la elaboración de la norma CEN/TS 14.961, la cual queda más clara en la *fig. N° 2*:

Origen	Madera no tratada químicamente sin corteza
NORMATIVA	
Tamaño	D06 <= 6 mm +/- 0,5 mm y L<= (5*diámetro) D08 <= 8 mm +/- 0,5 mm y L<= (4*diámetro) D10 <= 10 mm +/- 0,5 mm y L<= (4*diámetro) D12 <= 12 mm +/- 1,0 mm y L<= (4*diámetro) D25 <= 25 mm +/- 1,0 mm y L<= (4*diámetro)
Finos en % < 3,15 mm	F1.0 <= 1,0 % F2.0 <= 2,0 % F2.0+ > 2,0 % (valor real por establecer)
Contenido de agua	M10 <= 10 % M15 <= 15 % M20 <= 20 %
Contenido de cenizas	A0.7 <= 0,7 % A1,5 <= 1,5 % A3,0 <= 3,0 % A6,0 <= 6,0 % A6,0+ > 6,0 % (valor real por establecer)
Azufre	S0.05 <= 0,05 % S0.08 <= 0,08 % S0.10 <= 0,10 % S0.20+ > 0,20 % (valor real por establecer)
Nitrógeno	N0.3 <= 0,3 % N0.5 <= 0,5 % N1.0 <= 1,0 % N3.0 <= 3,0 % N3.0+ > 3,0 % (valor real por establecer)
Aditivos	El tipo y el contenido de las sustancias aglomerantes, inhibidores para resolver los problemas de sistematización de cenizas y otros tipos de aditivos tienen que estar indicado.
Durabilidad	DU97.5 >= 97,5 DU95,0 >= 95,0 DU90,0 >= 90,0

Figura 2: Norma CEN/TS 14.961. Fuente: Fundación CARTIF, 2006.

2.3.5.1 EN 14.961-2 (2011)

Con la finalidad de unificar las normas desarrolladas por distintos países es que surge la EN 14.961-2 o EN Plus, donde tiene la particularidad de no ser una simple certificación de un producto, sino que implica todo un sistema, examinando toda la cadena de proceso, desde producción/recepción de la materia prima, almacenaje de combustible, hasta la entrega del pellet al consumidor final.

Capítulo 2. Fundamentos teóricos y estado del arte del dominio del problema

Es producto de lo anterior, que se dispone de parámetros elementales a la hora de evaluar la calidad del pellet, siendo cuatro categorías las principales (www.concereal.es, 2011):

- a) Propiedades químicas
- b) Largo
- c) Contenido de ceniza en el pellet
- d) Durabilidad mecánica

Las características de calidad del pellet están mejor agrupadas en la *fig. N° 3*:

Clase de propiedad/ método de análisis	Unidad de medida	A1	A2	B
Origen y fuente		Leña del tronco del árbol	Árboles enteros sin las raíces	Leña virgen o de bosque
		Residuos de leña sin tratamiento químico	Leña del tronco del árbol	Productos derivados y residuos de la industria de transformación de la leña
		Corteza	Residuos del corte de troncos de árbol	Leña procedente de otros usos
Diámetro "D" y Largo "L"	mm	D06, 6 ± 1; 3,15 ≤ L ≤ 40 D08,8 ± 1; 3,15 ≤ L ≤ 40	D06, 6 ± 1;3, 15 ≤ L ≤ 40 D08, 8 ± 1; 3,15 ≤ L ≤ 40	D06, 6 ± 1; 3,15 ≤ L ≤ 40 D08, 8 ± 1; 3,15 ≤ L ≤ 40
Humedad, "M" EN 14774-1, EN 14774-2	w-% sobre base húmeda, como la muestra recibida	M10 ≤ 10	M10 ≤ 10	M10 ≤ 10
Ceniza, "A", EN 14775	w-% en seco	A0.7 ≤ 0,7	A1.5 ≤ 1,5	A3.0 ≤ 3,0
Durabilidad mecánica, "DU"	w-%	DU97.5 ≥	DU97.5 ≥	DU96.5 ≥ 96,5

Capítulo 2. Fundamentos teóricos y estado del arte del dominio del problema

EN 15210-1	como la muestra recibida	97,5	97,5	
Polvo en el caso de transporte a granel (durante la carga) o en bolsas para uso doméstico (hasta 20 kg) y en grandes sacos para el uso industrial (durante el embalaje o la entrega al cliente final), "F", FprEN 15149-1	w-% como la muestra recibida	$F1.0 \leq 1,0$	$F1.0 \leq 1,0$	$DU96.5 \geq 96,5$
Aditivos	w-% en seco	≤ 2 w-% tipo y cantidad por determinar	≤ 2 w-% tipo y cantidad por determinar	≤ 2 w-% tipo y cantidad por determinar
Potencia calorífica neta, "Q"EN 14918	MJ/kg o kWh/kg, como la muestra recibida	Q16.5, $16,5 \leq Q \leq 19$ o Q4.6, $4,6 \leq Q \leq 5,3$	Q16.3, $16,3 \leq Q \leq 19$ o Q4.5, $4,5 \leq Q \leq 5,3$	Q16.0, $16,0 \leq Q \leq 19$ o Q4.4, $4,4 \leq Q \leq 5,3$

w-% : contenido de humedad del combustible, expresado en tanto por ciento de la masa.

Figura 3: Norma EN 14.961-2. Fuente: www.concereal.es, 2011.

2.3.6 DIN serie 51.900

Esta norma se emplea para ensayos de determinación de potencia calorífica para combustibles sólidos y líquidos en calorímetros de volumen constante, cuya equivalencia es la norma ISO 1928-1995. La norma DIN serie 51.900 no solo indica la terminología, métodos de medición y cálculo para la medición en calorímetros de volumen constante, sino que también entrega un protocolo de medida y cálculo, el cual es expuesto a continuación (Salinas Salas, 2009):

Fecha:

Hora:

Tipo de prueba:

Número de ensayo:

Masa de prueba:

Cantidad de agua:

Longitud de alambre fusible inicial:

Longitud de alambre fusible final:

Presión de trabajo:

Masa de cápsula inicial:

Masa de cápsula final:

Temperatura ambiente:

Intervalo de tiempo:

Capítulo 2. Fundamentos teóricos y estado del arte del dominio del problema

Medición	Tiempo (s)	Temperatura (°C)
Z1	0	
Z2	15	
Z3	30	
Z4	45	
Z5	60	
Z6	75	
Z7	90	
Z8	105	
Z9	120	

$\Delta t =$

Teniendo la *ecuación N°3* que permite determinar la potencia calorífica:

$$N_h = \frac{c_{bomba} * \Delta T - (Q_n + Q_s + Q_z)}{m_{comb.}} \quad (3)$$

Dónde:

- N_h : Potencia calorífica del combustible (kJ/kg)
- c_{bomba} : Capacidad calorífica de la bomba (J/K)
- ΔT : Variación de temperatura del agua (K)
- $m_{comb.}$: Masa del combustible (gr.)
- Q_n : Calor liberado por los ácidos nítricos (J)
- Q_s : Calor liberado por los ácidos sulfúricos (J)
- Q_z : Calor de oxidación del alambre fusible (J)

Siendo el valor de la capacidad calorífica de la bomba a emplearse de 10.477,74 J/K.

2.3.7 ISO 17.225-2

Esta norma, hace referencia a las distintas clases de pellets de madera, asociados de acuerdo con el origen y con las especificaciones de pellets de madera, clasificados para uso no

Capítulo 2. Fundamentos teóricos y estado del arte del dominio del problema

industrial e industrial. Otro aspecto para considerar de esta norma en particular es que cubre solo a pellets de madera producidos en base a las siguientes materias primas:

- Biomasa leñosa procedente del monte, plantación y otra madera virgen.
- Subproductos y residuos/restos de la industria del procesado de la madera.
- Madera usada, químicamente no tratada.

Excluyéndose de la norma ISO 17.225-2, los pellets de biomasa tratados térmicamente, tales como los pellets torrefactados, debido a que no se contemplan materiales con pretratamientos (entre 200°C y 300°C). Donde se ven modificadas propiedades físico-químicas (www.iso.org, 2014).

Además, con relación a los términos y definiciones más relevantes, cabe considerar definiciones descritas en ISO 16.559. En las que se menciona al pellet como un biocombustible densificado, a partir de biomasa leñosa con o sin aditivos, entendiéndose como aditivo a un aglomerante introducido en la alimentación de combustible (adición de aglomerante aumenta densidad), netamente para mejorar la cantidad de calor entregado, para reducir emisiones o simplemente para tener una producción más eficiente. Se hace énfasis en que grasas u otros lubricantes, proporcionados a la entrada, en la corriente de procesamiento de combustible, como parte de las operaciones normales, no deben ser consideradas como aditivos.

Para el caso en estudio, componentes específicos de la biomasa, como la lignina, se comportan como aglomerante. Ya que por lo general, la biomasa presenta una estructura fibrosa, que contiene componentes oleosos o pegajosos que facilitan la densificación y mejoran las propiedades de combustibles densificados (Yaman, SahanŞahan, Haykiri-Açma, Şeşen, Küçükbayrak, 2001). En particular la lignina presente en la materia prima, a temperaturas elevadas, actúa como un aglomerante, gracias a la fricción propia del proceso de pelletizado, mejorando también la densificación de las partículas (Kaliyan - Vance Morey, 2009). Sin embargo, con la finalidad de facilitar el proceso, se puede incorporar vapor o aglutinantes del tipo almidón en proporciones inferiores al 2 %, para mejorar la resistencia del producto, pensando en el posterior transporte y almacenamiento (Fredes Nuñez, 2014). Lo anterior, también facilita la compactación, la cual se traduce en una prolongación de la

vida útil de rodillos, matrices y otras partes móviles, aumentando el rendimiento del conjunto, sin contaminar el pellet resultante (www.pelletsolucion.com, 2015).

Cabe indicar que los pellets, generalmente, poseen una forma cilíndrica, con una longitud que oscila entre los 5 y 40 mm, con un diámetro hasta 25 mm, y que sus extremos son irregulares. En cuanto al proceso de fabricación, se realiza en una matriz, anular o plana. Es condición necesaria para este proceso que el contenido de humedad total no exceda el 10 % de su masa. Cabe mencionar que se aplica la norma ISO 17.830, para todos los efectos del material que será sometido al proceso de pelletización, ya que considera aspectos tales como: contenido de humedad, distribución del tamaño de las partículas, la forma del material, origen del material, constitución química de éste, etc.

2.3.8 Chile

Es conveniente aterrizar lo investigado, debido a que el anteproyecto será ejecutado en territorio nacional, cabe consignar que hoy en día en Chile no existe una norma oficial con respecto a pellets, o en su defecto respecto a biomasa sólida. Por el contrario, es algo tan incipiente que solo es un proyecto de ley sobre regulación de los biocombustibles sólidos (Irarrázabal S., 2018):

Objetivo general:

Contar con biocombustibles sólidos con estándares de calidad que aumenten su eficiencia y no generen daños ni constituyan un riesgo para las personas y las cosas.

Objetivos específicos:

- Creación de un registro de comerciantes de biocombustibles sólidos.
- Entregar a organismo(s) de la administración del estado, la facultad de controlar el cumplimiento de la regulación aplicable a los biocombustibles sólidos, confiriéndoles las potestades necesarias para ello.
- Establecer un marco regulatorio, que brinde la sujeción de los biocombustibles sólidos a exigencias técnicas, estándares de calidad adecuados y la gradualidad según sea el caso.

En cuanto a la realización y fases del proyecto, este se manifiesta en la *fig. N° 4*:



Figura 4: Fases proyecto de ley de regulación de los biocombustibles sólidos. Fuente: Irarrázabal S., 2018.

2.4 CRITERIOS DE CALIDAD DE LOS PELLETS

Según la especificación técnica antes descrita (CEN/TS 14.961), para considerar los efectos que producen parámetros tales como: la combustión, transporte, almacenamiento y logística del combustible (en este caso pellet), es indispensable tener en cuenta las características físicas y químicas, que serán descritas con mayores detalles en la *tabla N° 7* y la *tabla N° 8* (Fundación CARTIF, 2006):

Tabla 7: Características físicas. Fuente: Fundación CARTIF, 2006.

Parámetro	Efectos *
Características físicas	
Densidad aparente	Gastos en el almacenamiento y transporte, planes de logística.
Densidad real	Propiedades de combustión (conductividad térmica específica, rendimiento en gasificación).
Distribución del tamaño de partículas	Porosidad, formación de bóvedas, seguridad de operación durante el transporte, propiedades de secado, formación de polvo.
Formación de finos	Densidad aparente, pérdidas en el transporte, formación de polvo.

Durabilidad	Cambios en la calidad durante el transporte, desintegración, pérdidas de combustible.
-------------	---

Tabla 8: Características químicas. Fuente: Fundación CARTIF, 2006.

Parámetro	Efectos *
Características químicas y de composición	
Contenido agua	Almacenamiento, poder calorífico, pérdidas, autoignición.
Poder Calorífico	Utilización del combustible, diseño de planta.
Análisis Elemental	
Cl	HCl, emisiones de dioxinas y furanos, corrosión en calentadores.
N	Emisiones de NOx, HCN y NO2.
S	Emisiones de SOx.
K	Corrosión en calentadores, reducción del punto de fusión de las cenizas.
Mg, Ca, P	Aumento del punto de fusión de las cenizas, efectos en la retención de contaminantes en las cenizas y uso de las cenizas.
Metales pesados	Emisiones contaminantes, uso o eliminación de las cenizas.
Contenido cenizas	Emisiones de partículas, costes en el uso o eliminación de las cenizas.
Fusibilidad de cenizas	Seguridad en las operaciones, nivel de emisiones contaminantes.
Esporas hongos	Riesgos de salud durante el manejo del combustible.

2.5 ÍNDICES DE CALIDAD DE LOS PELLETS

Existen dos métodos para definir la calidad energética de los pellets, los que se basan en las características físicas y químicas expuestas anteriormente. En primer lugar, se tiene lo que es

el ICP (Índice de Calidad energética del Pellet) (Camps Michelena - Marcos Martín, 2008), formulado en la *ecuación N°4*:

$$ICP = [K_1 * PCSO + K_2 * D + K_3 * (1 - M)] / (H_h * FR) \quad (4)$$

Dónde:

- ICP* : Índice de calidad energética del pellet (-)
- K₁* : Constante = 1/4500 ó 1/18810 (kg/kcal o kg/kJ)
- PCSO* : Poder calorífico superior anhidro (kcal/kg o kJ/kg)
- K₂* : Constante = 1/1,1 (dm³/kg)
- D* : Densidad (kg/dm³)
- K₃* : Constante = 0,5 (-)
- M* : Tanto por uno en material mineral (-)
- H_h* : Contenido de humedad en base húmeda (-)
- FR* : Friabilidad como media entre la friabilidad y la media (-)
de las friabilidades en hogar cerrado y en hogar abierto

Por otro lado, se presenta la construcción de tablas de clasificación de pellets, y a partir de estas, se construye una clasificación final, recopilando como variables esenciales la densidad energética, la humedad y la friabilidad (facilidad para desmenuzarse, fragmentarse o dividirse una cosa), logrando así, lo declarado en la *tabla N° 9*:

Tabla 9: Clases E, K y P. Fuente: Camps Michelena - Marcos Martín, 2008.

Clase	Densidad energética mínima, MJ/dm ³	Clase	Contenido máximo de humedad, % *	Clase	Friabilidad **
E1	1,8	K1	25	P1	3
E2	1,7	K2	35	P2	8
E3	1,6	K3	45	P3	15

E4	1,5	K4	50	P4	20
----	-----	----	----	----	----

* Humedad en base húmeda.

** % máximo de pellets rotos en el ensayo.

Para obtener las clases de calidad finales (C), se utilizan las clases anteriores (E, K y P), donde se especificará la tipología correspondiente a cada clase, desde la C1 (mejor catalogada) hasta la C4 (peor registro). Es por esto, que se emplea la *tabla N° 10*:

Tabla 10: Clases de calidad finales (C). Fuente: Camps Michelena - Marcos Martín, 2008.

Calidad: Clase	Tipología
C1	E1, K1 y P1
C2	No es de la clase C1 Ninguno de ellos es E3, ni E4, ni K3, ni K4, ni P3, ni P4
C3	No es de la clase C1 No es de la clase C2 Ninguno de ellos es E4, ni K4, ni P4
C4	Ninguna de las anteriores

2.6 MERCADO DEL PELLETT DE ASERRÍN DE MADERA

Es preciso realizar un breve estudio del mercado del pellet a nivel mundial, para luego ceñirse a lo que ocurre a nivel local, con el propósito de exhibir los principales antecedentes en cuanto a producción y demanda, que determinan el desarrollo de esta alternativa energética.

2.6.1 A nivel mundial

Actualmente, el mercado de pellets ofrece niveles de producción y consumo bastante marcados, donde en la Unión Europea (UE), Asia y Oceanía (excepto China), el consumo es mayor a la cantidad de pellet producido, generando un desabastecimiento, el cual es compensado por Norteamérica, otros países de Europa y Sudamérica, los que, por el

contrario, poseen mayores índices de producción que de consumo, siendo autosustentables y permitiéndoles exportar biomasa sólida a los continentes con déficit. Lo indicado anteriormente, se presenta en la *fig. N° 5* (Gauthier, 2019):

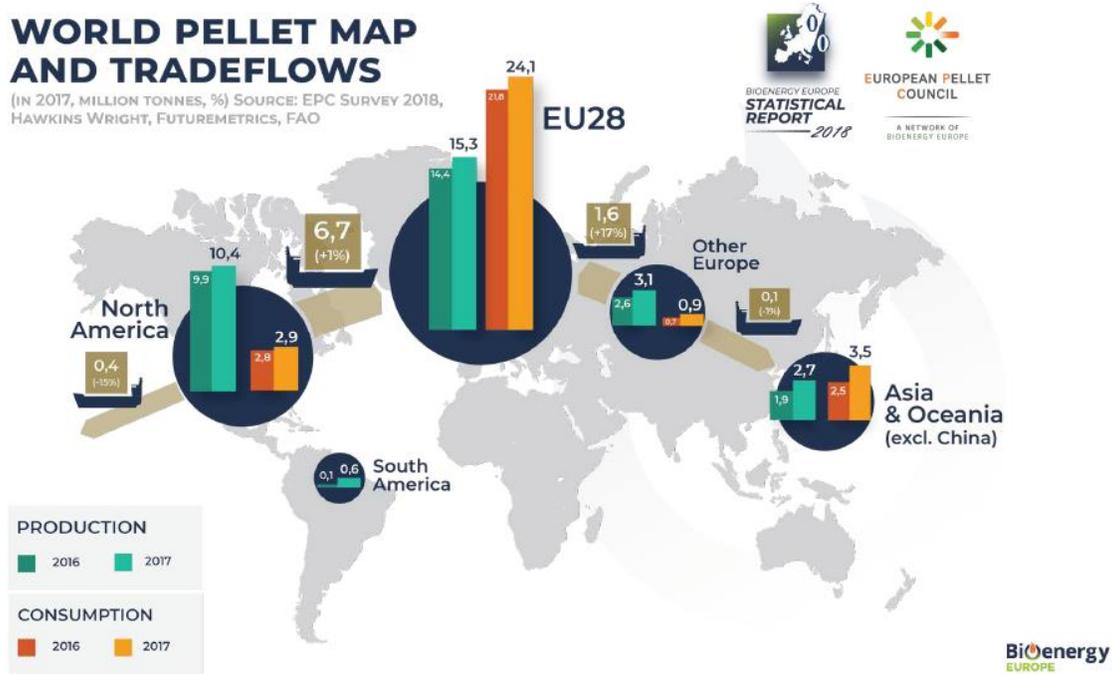


Figura 5: Mapa del pellet mundial y flujos de comercio. Fuente: Gauthier, 2019.

Dentro del mercado del pellet, en la Unión Europea, destaca el Reino Unido como el principal consumidor de pellet, con un consumo para generación eléctrica de 4,5 Mton, Dinamarca, con un consumo residencial y energía térmica a media escala de 2,5 Mton, Holanda, por su uso en generación eléctrica de 2 Mton, al igual que Bélgica. Por otro lado, Alemania, Suecia y Austria, más bien con un aprovechamiento a nivel residencial y a mediana escala. Estos datos agrupados permiten la confección de la *tabla N° 11* (Segura, 2013):

Tabla 11: Producción de pellet en UE (en millones de toneladas métricas). Fuente: Segura, 2013.

PRODUCCIÓN DE PELLET EN UE (EN MILLONES DE TONELADAS MÉTRICAS)									
	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013 (estimado)	2014 (proyectado)
UE TOTAL	3,52	5,782	6,294	6,669	9,241	9,62	10	10,15	10,3

Capítulo 2. Fundamentos teóricos y estado del arte del dominio del problema

ALEMANIA		1,1	1,46	1,6	1,75	1,88	2	2	
SUECIA		1,36	1,58	1,58	1,65	1,34	1,34	1,35	
AUSTRIA		0,7	0,625	0,695	0,85	0,94	0,89	0,95	
PORTUGAL				0,4	0,55	0,65	0,65	0,65	
IMPORTACIÓN	0,8	----	----	---	---	---	4,3	6	7
		---	---	--	---	---	-		

Producto de que la Unión Europea tiene las mayores cifras de producción y consumo, es que se presentarán dos gráficas, la primera relacionada con la evolución de la producción de pellets en los 10 primeros productores europeos (en toneladas) y la segunda referente a la evolución del consumo europeo de pellets para uso residencial (< 50 kW) y comercial (> 50 kW) de calor con exclusión de cogeneración (en toneladas). Todo esto se presenta en el *gráfico N° 3* y *gráfico N° 4*.

Nomenclatura:

- DE : Alemania
- SE : Suecia
- LV : Letonia
- RU : Rusia
- FR : Francia
- AT : Austria
- EE : Estonia
- PL : Polonia
- PT : Portugal
- BE : Bélgica

Capítulo 2. Fundamentos teóricos y estado del arte del dominio del problema

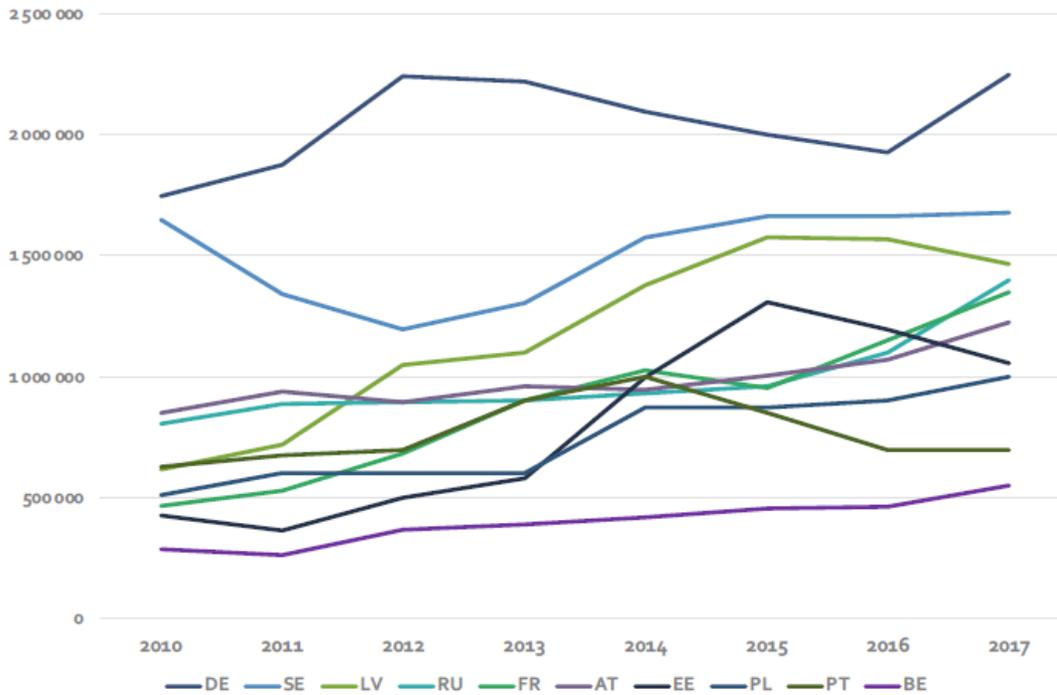


Gráfico 3: Evolución de la producción de pellets en los 10 primeros productores europeos (en toneladas). Fuente: Gauthier, 2019.



Gráfico 4: Evolución del consumo europeo de pellets para uso residencial (< 50 kW) y comercial (> 50 kW) de calor con exclusión de cogeneración (en toneladas). Fuente: Gauthier, 2019.

2.6.2 En Chile

El mercado del pellet en Chile es bastante incipiente, pero ha crecido a un ritmo acelerado en los últimos años, donde sobresalen como parte de este nuevo rubro las siguientes empresas (Venegas Martínez, 2017):

2.6.2.1 ECOMAS

Empresa dedicada a la producción y comercialización de pellet de madera, asociada con PROMASA, la cual re-manufactura madera, siendo su principal proveedor de materia prima. Esta empresa abarca cerca del 80 % del mercado nacional, cumpliendo con normas internacionales (como la DIN Plus Pellet, descrita en apartados anteriores), lo que garantiza un pellet de calidad.

2.6.2.2 ANDES BIO PELLETS

Esta empresa pertenece al grupo JCE, el cual participa en diversas áreas, como la construcción, inmobiliario, aserrío, salud, entre otros. Por esta razón, es que decidieron aprovechar los 350.000 m³ de trozos de madera de pino radiata que producían sus aserraderos anualmente, para transformarlos en una fuente de energía renovable, como los pellets.

2.6.2.3 PELLET-FUEL

Es una empresa encargada de producir, distribuir y vender pellets de madera en la región Metropolitana de Santiago, dedicados en su mayor parte a la calefacción domiciliaria.

2.6.2.4 AMESTI

Empresa líder en la fabricación de estufas a leña, que con el paso del tiempo ha implementado la comercialización de estufas a pellets, teniendo la particularidad de ser la única empresa que, además, produce pellets de madera, lo que facilita el establecimiento de calefacción residencial para cualquier cliente interesado.

2.6.2.5 PROPELLET CHILE

Se trata de una empresa dedicada a la comercialización, venta y distribución de pellets de madera, desempeñándose en el ámbito domiciliario e industrial, implementando nuevas

Capítulo 2. Fundamentos teóricos y estado del arte del dominio del problema

tecnologías en estufas, calderas y quemadores, utilizados en procesos de calefacción, secado y generación de Agua Caliente Sanitaria (ACS), entre otros.

Además, en el *gráfico N° 5*, se muestra gráficamente la evolución del mercado del pellet en Chile durante los últimos años:

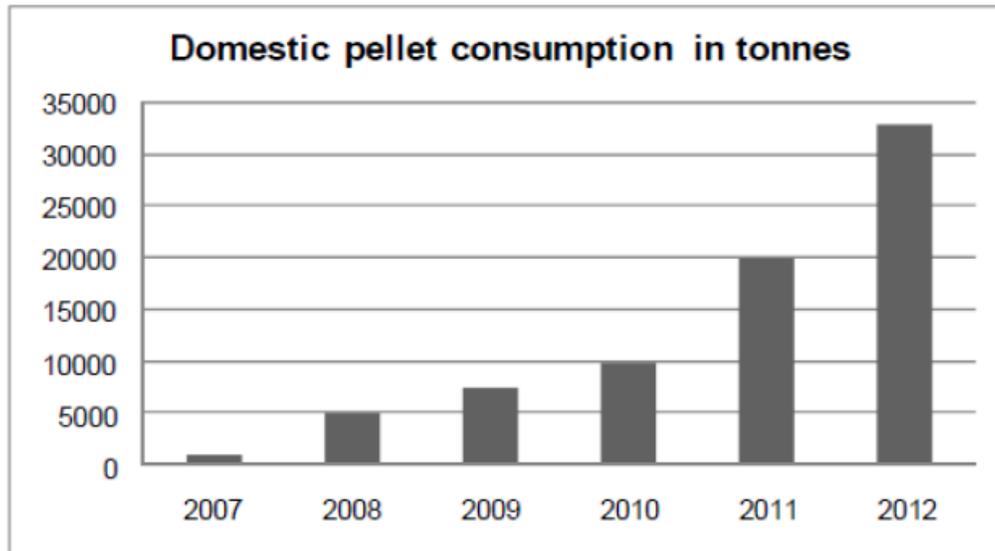


Gráfico 5: Evolución del mercado del pellet en Chile. Fuente: Segura, 2013.

También, es preciso comparar los costos de la energía en Chile, haciendo hincapié entre el pellet y otras fuentes energéticas no renovables, resaltando su bajo costo en pesos por cada kW·h, como se aprecia en el *gráfico N° 6* (Segura, 2013):

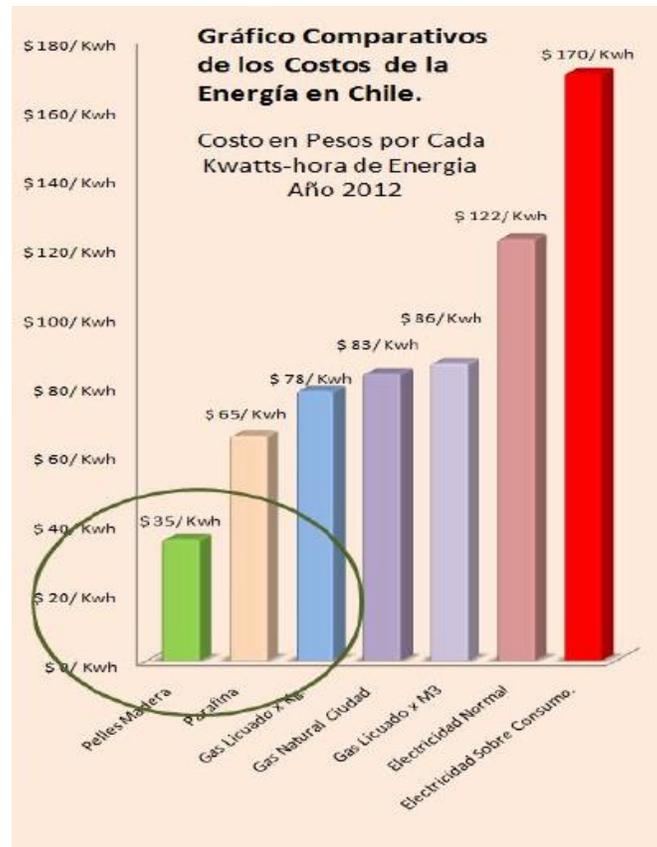


Gráfico 6: Gráfica comparativa de los costos de la energía en Chile. Fuente: Segura, 2013.

2.7 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE PELLETIZADO A GRAN ESCALA

Antes de todo es fundamental la disponibilidad de aserrín seco, el que será sometido a una serie de procesos, con el fin de obtener pellet. El proceso de pelletizado, empieza con la etapa de molienda, la cual consiste en el ingreso de la materia prima (aserrín de madera) a un silo de almacenamiento, desde donde es extraído por medio de un tornillo sinfín. Posteriormente, es transportado hacia una válvula dosificadora. Luego, el aserrín es depositado en un molino de martillo, en donde se produce la fragmentación de las partículas de mayor tamaño, lográndose así un material más homogéneo, con granos de 1 mm aproximadamente.

En seguida, viene la etapa del pelletizado, donde en principio ingresa el aserrín de madera a un filtro, que permite clasificar las partículas acordes al tamaño que tengan, siendo destinadas a un silo de almacenamiento aquellas partículas que no cumplan los requisitos. En cambio,

Capítulo 2. Fundamentos teóricos y estado del arte del dominio del problema

las que cumplen el control de calidad se depositan en una mesa dosificadora, siendo de vital importancia esta parte del proceso, la que regula la cantidad de material que ingresa al sistema, considerando como objetivo clave el mantener un flujo continuo y uniforme de materia prima.

Una vez que el aserrín entra en la máquina pelletizadora, es conducido al acondicionador, donde se mejoran sus propiedades, tales como la compactación y aglutinación del material, mediante vapor, lo que posibilita la humectación superficial del aserrín de madera, ejerciendo la labor de lubricarlo durante el proceso de prensado. Además, la adición de vapor está estrechamente ligada a un aumento de temperatura, lo que se traduce en una disminución de la resistencia mecánica del material, por ende, haciéndolo más compresible.

La siguiente etapa corresponde al depósito del aserrín en la matriz de prensado, donde se encuentra con deflectores, los cuales lo dirigen hacia los rodillos de pelletizado, cuya función principal es empujar el aserrín contra una matriz perforada, la que se encarga de darle la forma definitiva al pellet. Mediante la presión ejercida se generan los procesos de aglutinación y aglomeración, este último será descrito con mayores detalles en secciones posteriores. A través del uso de cuchillos, ubicados posterior a la matriz, se determina la longitud deseada del pellet.

Siendo la última etapa el enfriado del pellet, lo que se obtiene durante el transporte de estos hacia un enfriador vertical, donde los pellets disminuyen su temperatura, al entrar en contacto en contraflujo con un flujo de aire que ingresa desde el fondo del equipo. Cabe mencionar, que el material fino que arrastra el aire es captado por un ciclón que recupera el material fino desprendido, el que es devuelto al silo de almacenamiento. Los pellets elaborados pueden ser acumulados a granel en silos o galpones, los cuales deben contar con las condiciones mínimas para tal efecto. De lo contrario, se envasan en bolsas o sacos impermeables, ya que si el producto final (pellet) llega a tener contacto con agua en cualquiera de sus fases, pierde no solo potencia calorífica, sino que, además, compactación, volviendo a su estado primitivo de aserrín de madera disperso.

Las etapas anteriormente mencionadas, se presentan en la *fig. N° 6*, la cual ordena y estructura el proceso de pelletizado:

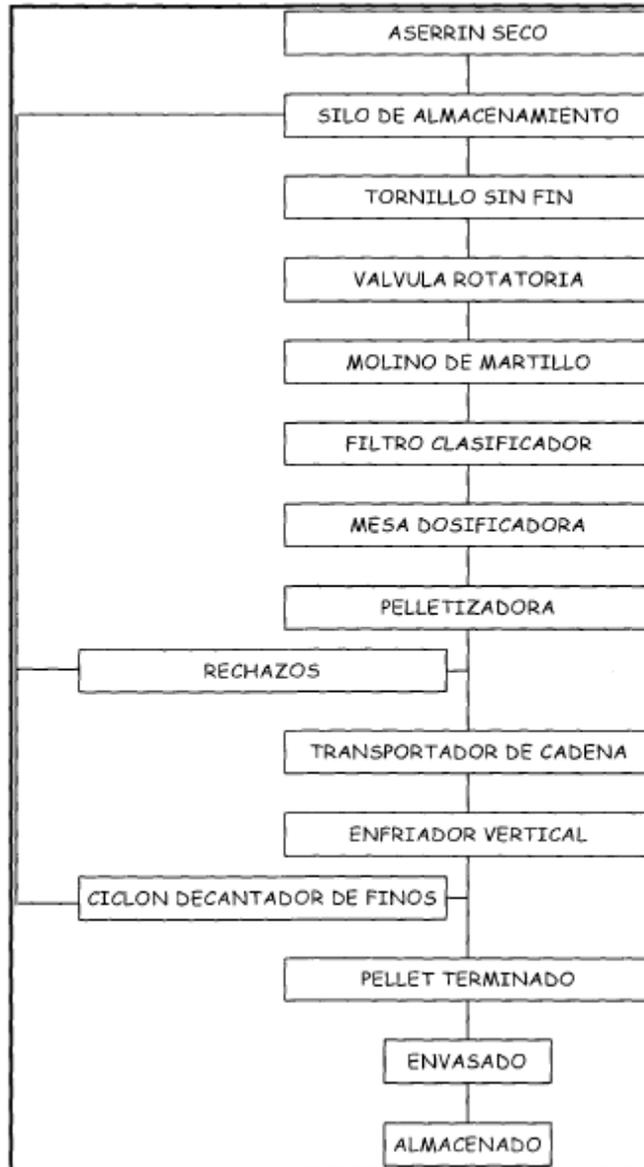


Figura 6: Diagrama del proceso de pelletizado. Fuente: PACHECO QUEZADA, 1999.

2.8 VARIABLES INVOLUCRADAS EN EL PELLETIZADO

Dentro de las variables que inciden de manera más relevante en el proceso de pelletizado, se encuentran la presión, la temperatura, el contenido de humedad y la aglomeración, los cuales se describen a continuación (PACHECO QUEZADA, 1999).

2.8.1 Presión

Este factor es clave al momento de referirse a la cohesión de partículas, debido a que estas son directamente proporcionales y, por ende, la presión ejercida es directamente proporcional al grado de compactación del aserrín de madera, generando un aumento notable de la densidad del pellet.

2.8.2 Temperatura

El grado de compactación del pellet, involucra a la temperatura, la cual produce efectos de plastificación en la lignina a partir de los 80°C. Es importante tener en cuenta, que la presión, influye directamente en un aumento de temperatura del pellet, favoreciendo el proceso en sí. La adición de vapor dentro del acondicionador es un punto para considerar, ya que, al implementarse, se requiere de la incorporación de toberas, que permitirán un aumento de propiedades tales como: la temperatura y el contenido de humedad del material.

2.8.3 Contenido de humedad

Si se quiere preparar un producto de calidad, es clave el contenido de humedad presente, donde empíricamente se recomienda un rango de 6 a 20 % en base seca (5,6 a 16,7 % en base húmeda). Por lo que, valores superiores generan una importante reducción de la potencia calorífica y de la cohesión entre las partículas de aserrín que conforman el pellet.

2.8.4 Aglomeración

Para procesos de aglomeración industrial, el crecimiento de los materiales granulados, se debe a la acumulación de partículas, a partir de las fuerzas que entre ellas se generan (Schubert, 2003). Los mecanismos involucrados, están vinculados a la continuidad del proceso de producción, donde son relevantes propiedades tales como: la humedad, el tamaño y la distribución de partículas, los aditivos o aglomerantes que pudiesen existir (en este caso lignina) y los esfuerzos mecánicos que se aplican al realizar la cohesión del material.

A modo de ejemplo, se puede indicar que, si la humedad es demasiado baja, tienden a formarse gránulos “frágiles”, con mayor tendencia a la abrasión. En cambio, elevados índices de humedad favorecen la fusión de los gránulos involucrados. La presión negativa capilar en

Capítulo 2. Fundamentos teóricos y estado del arte del dominio del problema

los puentes líquidos y la tensión superficial del líquido causan la atracción, asegurando así una mayor resistencia del aglomerado. Debido a lo anterior, es que se plantea la relación existente entre resistencia y humedad, la cual se muestra en el *gráfico N° 7*, donde si el aglomerado está rodeado por una cubierta líquida, esto conduce a una reducción en la resistencia.

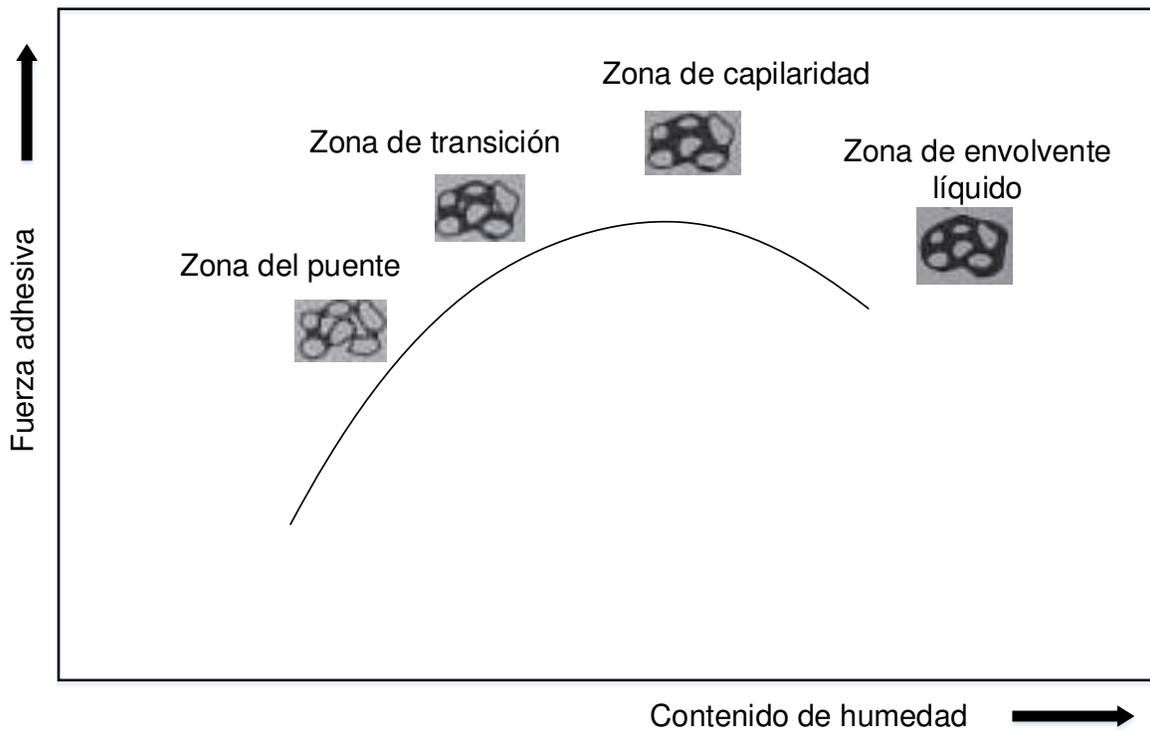


Gráfico 7: Relación entre resistencia y humedad durante la formación de aglomerados. Fuente: Elaboración propia.

La resistencia de los aglomerados se basa en la transferencia de la fuerza adhesiva a los contactos de partículas. Así, la resistencia a la tracción (σ_z) del aglomerado, se calcula a través de la *ecuación N°5* (Schwister, 2000):

$$\sigma_z = \frac{(1-\varepsilon)}{\varepsilon} \cdot \frac{H}{d_p} \quad (5)$$

Dónde:

- | | | |
|------------|--|------------|
| σ_z | : Resistencia a la tracción | N/ μ m |
| H | : Fuerzas adhesivas | N |
| d_p | : Diámetro de partícula (tamaño de partícula individual) | μ m |

ε : Porosidad del aglomerado (-)

En consecuencia, la resistencia aumenta con partículas más pequeñas. Si las fuerzas de Van-der-Waals son insuficientes para lograr la resistencia deseada, debido a partículas que son demasiado grandes, las fuerzas adhesivas deben aumentarse agregando líquidos o aglutinantes viscosos, por calentamiento o por la acción de fuerzas externas, según sea el caso. En resumen, se puede decir que el tamaño y la forma de las partículas individuales y la formación de los aglomerados, están directamente relacionados con la resistencia que puedan presentar estos.

Un producto aglomerado presenta un conjunto de ventajas respecto del material disperso que lo conforma, tales como que no sean propensos a espolvorearse, pegarse y segregarse sobre partículas finas, mejorando el flujo y las propiedades de medición, lográndose una dispersión más fácil en líquidos.

La granulación suele usarse como sinónimo de aglomeración, pero es algo que no aplica a la fabricación de briquetas, compactación y formación de tabletas. En cambio, es algo que, si tiene relación con lo estudiado en esta memoria, los pellets. Por esto, se plantea la *tabla N° 12*, con los procesos mecánicos y conceptos ligados a aglomeración, dentro de los que se encuentra la pelletización:

Tabla 12: Procesos mecánicos y conceptos de aglomeración. Fuente: Elaboración propia.

Proceso	Término
Aglomeración de estructuras (proceso de construcción)	- Pelletización - Granulación - Revestimiento
Aglomeración en estado fundido (proceso de tratamiento térmico)	- Sinterización de gránulos
Aglomeración a presión (método de prensado)	- Briqueteado - Compactación de comprimidos

Existen variadas formas de aglomeración, donde destacan: la aglomeración en rollo con placas de pelletización o tambores y la aglomeración de mezcla con mezcladores de tambor o aglomeración de lecho fluido, las que se representan con mayor claridad en la *fig. N° 7*:

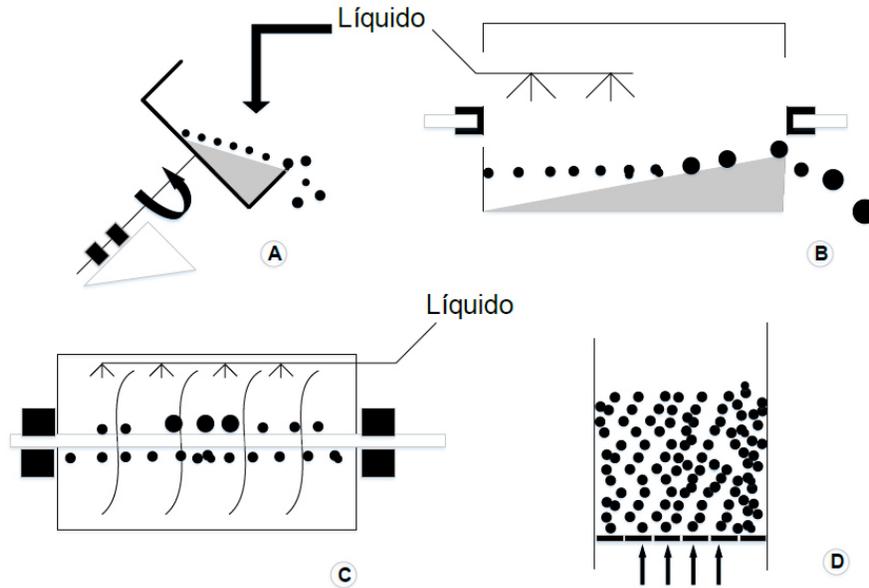


Figura 7: Placa de granulación (A), Tambor de pelletización (B), Tambor de mezcla (C) y Lecho fluidizado (D). Fuente: Elaboración propia.

Para el proceso de pelletizado, es conveniente una placa de granulación (A), teniendo como factores esenciales para el óptimo funcionamiento, el ángulo de reposo del material movido sobre la placa y la velocidad con que éste se distribuye. También, se requiere que el material en la alimentación se encuentre seco o parcialmente humedecido, lo que permitirá obtener fracciones de aglomerado con distribuciones de tamaño de grano estrechas.

2.8.5 Adición de vapor

Con el motivo de mejorar la calidad del pellet, es que se puede agregar vapor seco o vapor saturado, donde para el vapor seco, se obtiene un producto mucho más compacto, gracias al incremento de la temperatura y a la disminución de la resistencia mecánica. En el vapor saturado, además, se consigue una mayor humectación, facilitando el proceso de extrusión por el efecto lubricante del agua superficial.

2.8.6 Tipo de aserrín

El nivel de degradación, el grado de limpieza, entre otras propiedades, están condicionadas al origen del aserrín de madera, el cual también determina la presencia de compuestos inherentes, tales como: resinas, gomas y otras sustancias. La calidad del pellet depende directamente del proceso de extrusión, el que puede verse afectado, por ejemplo, por la acumulación de aserrín por largos periodos, que a la larga provoca efectos como la degradación, oxidación y contaminación de la materia prima, reflejados en el pellet manufacturado.

2.8.7 Diámetro del orificio de la matriz

El rendimiento de la máquina pelletizadora y el gasto energético de esta, están limitados por el diámetro de la matriz. De esta forma, para diámetros menores, se consiguen rendimientos menores, asociados a mayores gastos de energía por unidad producida. Los diámetros más usados varían de 1/4" (6,35 mm) a 3/8" (9,525 mm) (PACHECO QUEZADA, 1999).

2.8.8 Cantidad de áridos y cenizas

Primeramente, el desgaste de piezas, rupturas u otros posibles daños en la máquina pelletizadora de aserrín de madera, se deben a la presencia de áridos. Lo que, por consiguiente, genera un alto costo de mantención y un notable aumento de las cenizas o escoria, repercutiendo en la homogeneidad y calidad del pellet terminado.

Las cenizas, generadas producto de los gases directos de combustión, en el secado de aserrín, contaminan en función de la proporción de combustible empleado. Además, en conjunto con la velocidad de secado, son capaces de acrecentar en al menos un 50 % el contenido de cenizas, lo que incide directamente en la calidad final del pellet.

La generación de cenizas durante el proceso de combustión, en aserrines acanchados y/o estibados (apretados y amontonados) por un extenso periodo de tiempo, incrementa el grado de contaminación que puedan presentar, producto de áridos, tales como la tierra, arena u otros.

2.9 MAQUINARIA EN LA PRODUCCIÓN DE PELLETS

Para evaluar las distintas opciones existentes en el mercado, es que se describirán los distintos tipos de pelletizadoras y sus diferencias en cuanto a funcionamiento y productividad, teniendo presente que más adelante dentro de esta memoria, se seleccionará la que satisfaga de mejor manera las demandas planteadas inicialmente (producir 200 kg/hr y lograr un aprovechamiento energético, que se traduciría en menores costos).

2.9.1 Tipos de pelletizadoras

En la actualidad, existen variados tipos de pelletizadoras, las que se especificarán a continuación (GEMCO ENERGY, 2020):

2.9.1.1 Pelletizadora móvil

Por lo general, este tipo de pelletizadora se utiliza a pequeña escala, diseñada exclusivamente para la generación de pellets, a partir del procesamiento de aserrín de madera, ramas, tallos o paja, con el fin de obtener pellets de biomasa. Dentro de las partes principales que la componen se encuentran la trituradora, el separador ciclónico, la tolva de compensación, el alimentador y la pelletizadora. Tal como se aprecia en la *fig. N° 8* (ZLSP-300B, modelo recomendado por fabricante), la criba vibratoria, el colector de polvo tipo bolsa, la estructura base y la caja eléctrica.



Figura 8: Pelletizadora móvil. Fuente: GEMCO ENERGY, 2020.

2.9.1.2 Pelletizadora de madera

La materia prima usada en este tipo de pelletizadoras contempla aserrín, virutas, astillas, troncos o cualquier otro resto de madera o biomasa, que determinan directamente la cantidad de procesos previos a los que debe someterse el material inicial, para cumplir con condiciones mínimas, tales como un tamaño granular de aproximadamente 4 mm y un contenido de humedad residual del 15 % (KMEC ENGINEERING, 2015). Debido a esto, los principales procesos conllevan la trituración de madera (solo si la materia prima no es de forma granulada), el secado (solo si el producto posee un elevado índice de humedad), la pelletización, la refrigeración de los pellets y por último el embolsado. La pelletizadora de madera, presentada en la *fig. N° 9*, es controlada en su totalidad por un sistema de control PLC (automático).



Figura 9: Pelletizadora de madera. Fuente: spanish.alibaba.com, 2020.

2.9.1.3 Pelletizadora diésel

Este tipo de pelletizadoras, tal como su nombre lo indica, funcionan en base a combustible diésel. Además, se aplican principios similares a los de la pelletizadora de matriz plana (se explica más adelante), en cuanto a funcionamiento, debido a que en este caso la matriz sigue rotando mientras los rodillos permanecen inmóviles. En la tolva de alimentación es introducido el material básico, en el espacio entre los rodillos y la matriz, siendo comprimida y empujada hacia los orificios de la matriz. Una vez conformado el gránulo cilíndrico, se cortan los pellets en tamaño uniforme, y se expulsan por el orificio de descarga.

En lo que respecta a las características más destacables de la pelletizadora diésel, presente en la *fig. N° 10*, se encuentran (GEMCO ENERGY, 2020):

- ❖ Se puede usar para diversas materias primas y tamaños de pellets.
- ❖ Pellets de alta densidad y resbaladizos al tacto.
- ❖ Excelente tasa de pelletización.
- ❖ Fácil de utilizar para cualquier operador, buen rendimiento y genera un ahorro energético.

- ❖ Diseño estructural simple, ocupa poco espacio y es silenciosa.



Figura 10: Pelletizadora diésel. Fuente: es.made-in-china.com, 2020.

2.9.1.4 Pelletizadora de matriz anular

También conocida como pelletizadora de matriz de anillo, utilizada para producir pellets de madera a gran escala. A diferencia de la de matriz plana, no es tan común, gracias a su complejidad de construcción y operación, lo que involucra mayores costos. La matriz anular presenta una forma cilíndrica de ancho y se monta de forma vertical, tal como se logra distinguir en la *fig. N° 11*. Con el propósito de alimentar la máquina de manera adecuada, es que se utiliza un contenedor, el cual distribuye el material por medio de un acondicionador de velocidad, el que se encuentra previo a la puerta de la pelletizadora. Finalmente, en la cámara de la máquina se halla el material centrado, a causa del trabajo desarrollado por el tornillo sinfín.

Los principales beneficios de este tipo de pelletizadora radican en un menor desgaste a largo plazo, puesto que el interior y exterior del rodillo recorren la misma distancia. En conjunto con lo anterior, ofrece mayores réditos desde el punto de vista energético, pues se mejora la calidad de los pellets, dado al deslizamiento de los rodillos durante el proceso de pelletización.



Figura 11: Pelletizadora de matriz anular. Fuente: GEMCO ENERGY, 2020.

2.9.1.5 Pelletizadora de matriz plana

Esta máquina consta de un par de rodillos de prensa, una matriz plana, un alimentador y engranajes de transporte, equipadas con un motor eléctrico o un generador diésel, apreciables en la *fig. N° 12*. Para la formación de los pellets, es imprescindible contar con una gran presión, ocasionada por la matriz plana y los rodillos. Estos últimos son sumamente importantes, donde el material de las piezas de los rodillos no debe variar (aleación de metales) y tiene que ser resistente a cargas críticas. Al contener dos o tres pares de rodillos, se garantiza una mayor capacidad de producción de pellets, inclusive si estos provienen de residuos madereros, tales como aserrín, ramas de árboles, podas y restos de fábricas del rubro.



Figura 12: Pelletizadora de matriz plana. Fuente: GEMCO ENERGY, 2020.

2.9.1.6 Pelletizadora con rodillos giratorios

Esta maquinaria presenta ventajas con relación a la duración (más de 2000 horas de funcionamiento), lo que implica mayor producción de pellets de aserrín de madera (combustible de biomasa industrial). Es conveniente recalcar algunas características especiales de este tipo de ejemplares, como el que se distingue en la *fig. N° 13*:

- ✓ Presenta un amplio rango de producción de pellets, el que oscila entre 6 y 12 mm de diámetro.
- ✓ Rodamientos sellados para evitar acumulación de polvo.
- ✓ Rodillos y matriz altamente resistentes, además, destacando la extensa duración de la matriz, en virtud de que se utilizan ambos lados de esta.
- ✓ Rodillos de gran diámetro, por ende, elevadas tasas de pelletización, de uniformidad y de fuerza del pellet.
- ✓ Prolongada duración del eje principal, en vista de que se encuentra diseñado para soportar cargas pesadas y fuertes cargas axiales.
- ✓ El tener engranajes hechos de acero endurecido de alta calidad, otorga propiedades relevantes, tales como mayor durabilidad, eficiencia, reducción de ruidos, incremento del peso de carga y fuerza de la máquina y reducción de la temperatura en la caja de cambios.



Figura 13: Pelletizadora con rodillos giratorios. Fuente: GEMCO ENERGY, 2020.

2.9.1.7 Pelletizadora eléctrica

Su diseño es acorde a una alta producción y bajo consumo energético, destacando el uso de matrices que avalan un máximo rendimiento de la máquina y despreciables costos de mantenimiento. Este tipo de pelletizadoras son capaces de producir 150 kg/hr, con un funcionamiento 24/7, siendo posible especificar la combinación correcta de energía, el tipo de motor y área de la matriz, para así obtener la máxima eficiencia y el mínimo coste por tonelada, que es lo que finalmente le interesa al área de producción de cualquier empresa. Para efectuar el proceso de pelletizado, es que, desde el acondicionador, los pellets se encuentran con el centro de la pelletizadora, donde dos o más rodillos y cuchillas empujan el material, el cual atraviesa los orificios de la placa de la matriz.

El fabricante de este tipo de máquinas, como la que se aprecia en la *fig. N° 14*, sugiere las siguientes condiciones de operación:

- a) Es importante utilizar materia prima especial para la elaboración de componentes como el rodillo, la plantilla o la matriz, pudiendo asegurar su larga vida útil.
- b) Una vez culminado el proceso de pelletización, los pellets deben enfriarse (salen a 90-95 °C), para así, evitar accidentes por parte del operador.
- c) Se aconseja una humedad de un 15 % para todos los materiales a emplear.



Figura 14: Pelletizadora eléctrica. Fuente: GEMCO ENERGY, 2020.

2.9.1.8 Pelletizadora de disco

La máquina tiene la capacidad de convertir minerales molidos o relaves secos en bolillas (pellets), adicionando agua y cemento, en base a la inclinación del disco y las revoluciones pertinentes, se puede obtener grava (www.maquimetal.pe, 2019). Asimismo, este proceso es utilizado para cianurar minerales en posas ricas en oro, debido a que la pelletizadora de disco, mostrada en la *fig. N° 15*, está diseñada a partir de materiales de acero suaves e incluye un motor (de 5 HP, por ejemplo).



Figura 15: Pelletizadora de disco. Fuente: www.maquimetal.pe, 2019.

2.9.1.9 Pelletizadora de hilo

Capítulo 2. Fundamentos teóricos y estado del arte del dominio del problema

Está diseñada para procesar poliolefina (plástico) con una alta tasa de flujo de fundido y viscosidad. Tiene la particularidad de llevar una variedad de plásticos reciclados, los cuales fuerzan a la resina mediante una extrusora y troquel de extrusión. Luego, el material fundido proveniente del cabezal del troquel adapta la forma de hilos, los cuales son cortados en gránulos (pellets), una vez enfriados y solidificados.

Los hilos de la pelletizadora pueden ser de polipropileno (PP), polietileno (PE) y polietileno de alta densidad (HDPE). También, son cualidades resaltables de la máquina, un diseño optimizado, condiciones de operación estables, es silenciosa, consume la energía mínima y otorga una elevada producción.

Dentro de las características más importantes de la pelletizadora de hilo, la cual se muestra en la *fig. N° 16*, se encuentran (Leader Extrusion Machinery, 2019):

- a. El cabezal mejorado del troquel posibilita una distribución de partículas uniforme.
- b. La caja de engranajes de la extrusora posee un alto par de torsión, lo que conlleva una operación tranquila y estable.
- c. Las chaquetas o camisas de agua (parte del sistema de refrigeración) cortan los hilos en formas perfectas.
- d. Una elevada salida de extrusión, gracias al barril de ventilación y al tornillo simple.
- e. El suministro de materiales garantiza una alta eficiencia del sistema de alimentación por fuerza y a la vez permite un bajo consumo energético.



Figura 16: Pelletizadora de hilo. Fuente: Leader Extrusion Machinery, 2019.

CAPÍTULO 3. DESCRIPCIÓN DEL MÉTODO UTILIZADO

3.1 DISEÑO CONCEPTUAL

Para realizar este método, es importante describir lo que ocurre durante el proceso de fabricación del pellet, tanto en la entrada (aserrín) como en la salida (pellet). Ya que no solo es relevante el funcionamiento de la máquina pelletizadora en sí. Sino que, también, es necesario analizar el material que entra a la línea de producción, basándose para esto, en las características del material, el que determinará los criterios de diseño adecuados de implementar. Posteriormente, se explicarán los sistemas que definen conceptualmente a ambas propuestas (convencional e hidráulica), centrándose en la funcionalidad que presenten los distintos componentes.

3.1.1 Esquema del proceso

Básicamente, el proceso de pelletización consta de tres etapas básicas, las cuales son la entrada de materia prima, la máquina y la salida del producto elaborado. Donde se pueden desglosar como se muestra en la *fig. N° 17*:

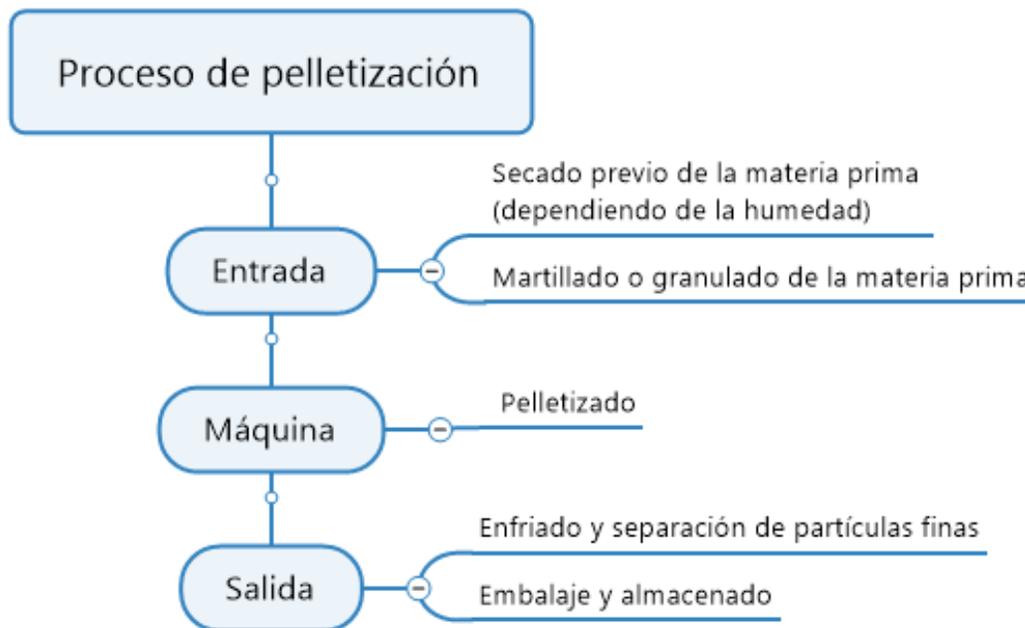


Figura 17: Proceso de pelletización. Fuente: Elaboración propia.

Capítulo 3. Descripción del método utilizado

En seguida, en cuanto al proceso de producción, se puede evidenciar lo siguiente a nivel industrial, donde lo primordial es entregar un pellet que cumpla con los estándares impuestos, considerando cada etapa como fundamental. Lo anterior queda clarificado en la *fig. N° 18* y la *fig. N° 19*:

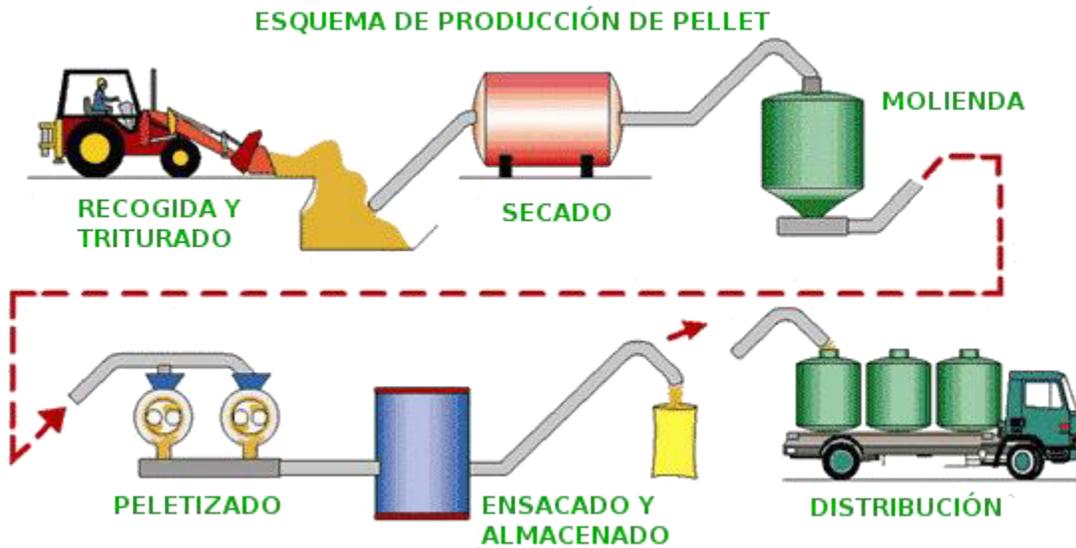


Figura 18: Producción industrial de pellet. Fuente: www.arquitecturayempresa.es, 2015.

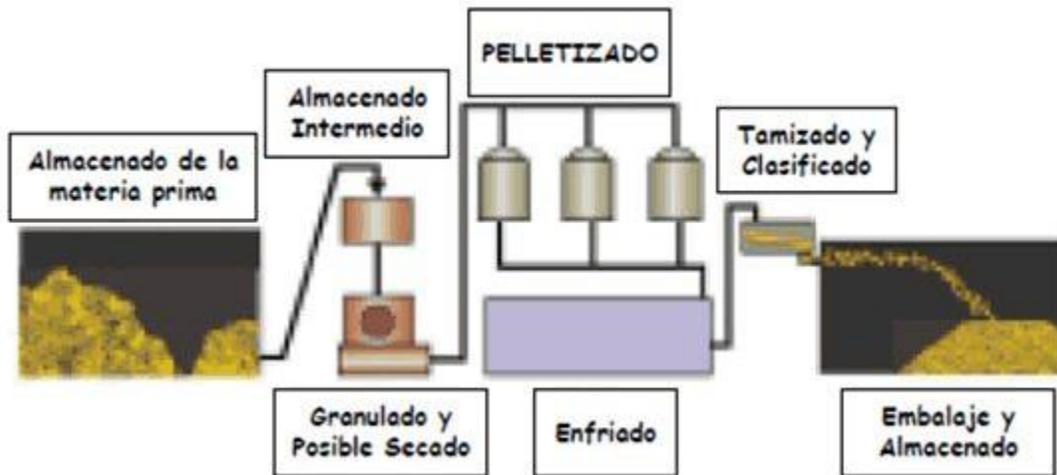


Figura 19: Proceso de fabricación. Fuente: Alakangas - Paju, 2002.

3.1.2 Esquema conceptual de la máquina pelletizadora convencional

Capítulo 3. Descripción del método utilizado

A partir de los tipos de pelletizadoras expuestos en el capítulo “Fundamentos teóricos y estado del arte del dominio del problema”, se tomará como referencia una de matriz plana (elección que se justificará más adelante), debido a que la capacidad de producción de 200 kg/hr, es considerada de mediana capacidad (Venegas Martínez, 2017) y se justifica como flujo másico de entrada, ya que es una cantidad realista, pensando en que requiera un proceso previo de secado.

La máquina convencional, se compone, fundamentalmente, de lo que es la alimentación, seguida del proceso de formación del pellet, que se traduce en la posterior expulsión del pellet. Para esto, se tiene la *fig. N° 20*, con los sistemas específicos que responden a las fases mencionadas anteriormente (Guerra, 2013):

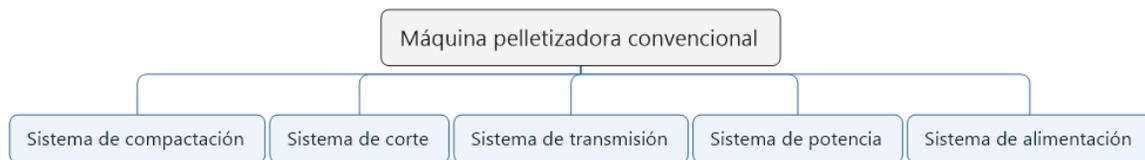


Figura 20: Esquema conceptual de la máquina pelletizadora convencional. Fuente: Elaboración propia.

3.1.2.1 Sistema de compactación

Los componentes mecánicos esenciales para el proceso de pelletizado, involucran a la matriz de extrusión y a los rodillos de compactación, capaces de otorgar la estructura final del producto, según la forma y disposición que tengan.

3.1.2.1.1 Matrices y rodillos de compactación

Estos aparatos son trascendentales dentro del proceso de densificación, siendo detallados a continuación.

3.1.2.1.1.1 Rodillos

Estos dispositivos tienen la función de proporcionar la fuerza de compresión requerida entre el aserrín de madera y la matriz. Esta fuerza aumenta gradualmente, logrando que los rodillos

Capítulo 3. Descripción del método utilizado

empujen la materia prima hacia los orificios del troquel o matriz, donde es cortada por navajas especiales, las cuales brindan la forma definitiva al pellet. Es importante considerar, que los componentes mencionados anteriormente (rodillos de compactación y navajas), deben ser sustituidos periódicamente, producto del desgaste propio del proceso productivo.

Los materiales para manufacturar este tipo de piezas, generalmente, son aleaciones de acero, cromo, níquel y molibdeno, elementos que le proporcionan a los rodillos una alta resistencia al desgaste por trabajo, el cual consiste primordialmente en presión y fricción constantes. Es aconsejable, priorizar el uso de rodillos que presenten mejores cualidades al ser sometidos a tracción, lo que está directamente relacionado con un mayor número de estrías y que estos se encuentren cerrados. Tal como se aprecia en la *fig. N° 21*:

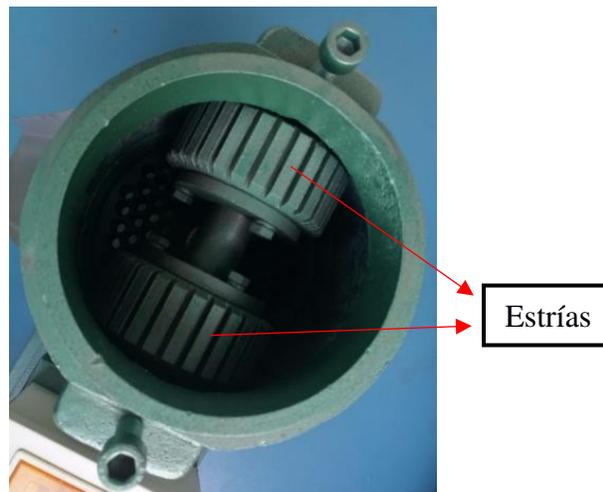


Figura 21: Rodillo de compactación. Fuente: es.aliexpress.com, 2020.

3.1.2.1.1.2 Matrices

La función de estas es compactar los residuos de aserrín de madera, ofreciendo una fuerza de resistencia que depende del espesor (área de trabajo efectivo), del coeficiente de fricción y del diámetro del orificio. Estas se construyen, por lo general, con los siguientes tipos de acero:

- 18NiCrMo5 (presenta un elevado número de constituyentes de aleación)
- 20MnCr5 (acero normal)
- X46Cr13 (acero inoxidable o acero al cromo)

Capítulo 3. Descripción del método utilizado

Por otro lado, se encuentra la clasificación de las matrices según el índice de compresión que tengan, el cual es delimitado por el espesor. Lo anterior, se aprecia en la *tabla N° 13* (ARPI TRUJILLO - CALDERÓN TORAL, 2010):

Tabla 13: Clasificación de matrices según índice de compresión (función del espesor). Fuente: Elaboración propia.

Matrices	Ventajas	Desventajas
<i>Bajo espesor</i>	Disminución de gastos energéticos.	Menor densidad del pellet.
	Menor sollicitación de las máquinas.	Aspecto opaco del producto final.
	Reducción de los costos por desgaste de la matriz y de las camisas de los rodillos.	Se necesita una mayor expertiz por parte del operador, para mantener los estándares de calidad.
	Posibilidad de trabajar con mayor humedad.	Posibles problemas durante el enfriamiento, debido a las temperaturas elevadas de acondicionamiento.
	Menor riesgo de atascamiento.	
	Elevada capacidad.	
<i>Elevado espesor</i>	Mayor densidad del pellet.	Posible daño superficial de la matriz.
	Se requiere una menor capacitación y trabajo por parte del operador, para mantener la calidad establecida inicialmente.	Aumento de la temperatura por roce.
		Menor humedad añadida.
		Inferior temperatura de acondicionamiento.

	Mayor desgaste de la matriz y camisas de los rodillos.
	Se incrementan los costos por concepto de producción.
	Presenta problemas de atascamiento con frecuencia.
	Descenso en la productividad.

Existen dos tecnologías en cuanto a matrices de extrusión, que se distinguen según la forma que presentan, estas son:

- Anular

Este mecanismo de compresión, apreciable en la *fig. N° 22*, lo constituye un troquel sólido, en cuyo margen giran de 1 a 3 rodillos de compactación. También, es posible que ambos giren, lo que proporciona elevadas fuerzas de fricción, las cuales son transferidas al proceso de pelletizado, siendo necesario un enfriamiento previo de los pellets.

Dentro de este tipo de prensado, existen dos configuraciones más utilizadas, la primera, donde la matriz anular es fija, en cambio, los rodillos, a partir de su movimiento giratorio, empujan el material a través de numerosas hileras. La segunda modalidad, es cuando los rodillos son fijos y es la matriz la encargada de girar a velocidades considerables (se recomienda que la longitud del producto final sea de un máximo de 4 veces el diámetro).

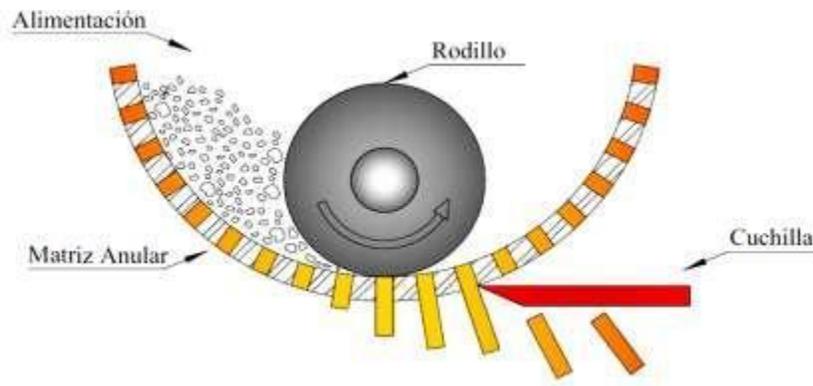


Figura 22: Matriz anular. Fuente: Portero Jijón, 2014.

- Plana

Este tipo de prensado, lo integra una matriz plana y redonda, tal como se aprecia en la *fig. N° 23*, la cual cuenta con rodillos de compactación en su superficie (de 1 a 6), existiendo modelos en que el troquel rota y los rodillos se mantienen estacionarios y viceversa. Al momento de realizar una comparación entre ambos tipos de matrices, resulta totalmente favorable inclinarse por una de este tipo, gracias a que, son fáciles de utilizar, resultan bastante simples en su articulación y cambio de piezas, lo que facilita su limpieza y mantenimiento. Además, ofrecen la ventaja de ser reversibles (se duplica su vida útil), lo que va de la mano con un menor costo.

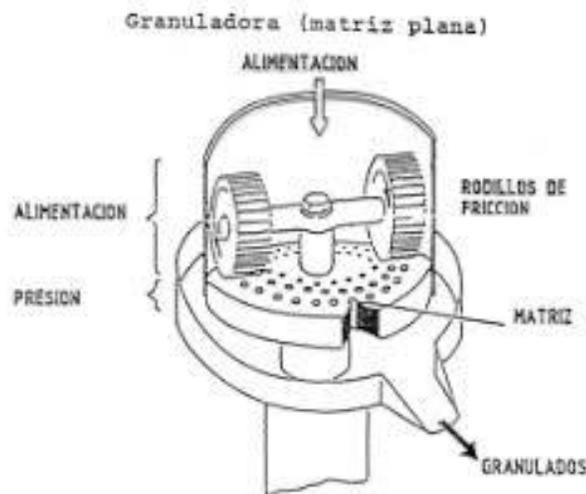


Figura 23: Matriz plana. Fuente: Flórez, Ramírez, Varela, 2010.

3.1.2.2 Sistema de corte

Capítulo 3. Descripción del método utilizado

Involucra tanto a las cuchillas de corte, visibles en la *fig. N° 24*, como al canal de salida del material, siendo las primeras las encargadas de dar la forma final a los pellets, una vez que este es extruido alcanzando la longitud de 30 mm, donde se realizará el corte de material, cayendo por gravedad a un depósito destinado para su enfriamiento. Las cuchillas están acopladas al eje principal de la pelletizadora, adquiriendo su misma velocidad de giro. Además, se debe alinear el corte de las cuchillas con un leve retraso respecto a la extrusión del material en los orificios de la matriz. Existe el ángulo de incidencia que presenten las cuchillas, el cual se maneja en el rango de 6° a 10° , siendo fundamental el material de la herramienta y la materia prima a trabajar, con la intención de aminorar el roce entre ambos.



Figura 24: Cuchillas de corte. Fuente: es.dhgate.com, 2020.

3.1.2.3 Sistema de transmisión

Básicamente, este sistema se compone de: un reductor de velocidad, un eje de transmisión principal y un eje de transmisión de los rodillos. Donde la función del reductor de velocidad, es disminuir esta misma, proveniente del motor principal, manteniendo la potencia y aumentando el torque, con la finalidad de lograr una adecuada compresión de la materia prima, siendo el más empleado el reductor sinfín corona, apreciable en la *fig. N° 25*, producto de su sencillez en cuanto a construcción y mantención, al igual que por su capacidad de autobloqueo o mecanismo de no reversibilidad. Además, son compactos y se pueden llegar a obtener relaciones de velocidad comparativamente altas. En cuanto a su composición, los tornillos sinfín se fabrican de acero al carbono con un 0,4 a 0,5 % de carbono y también de aceros de baja aleación al cromo o cromo-níquel. Por otro lado, las coronas se manufacturan

Capítulo 3. Descripción del método utilizado

preferiblemente en base a bronce, cuya composición está en función de la velocidad de deslizamiento y del esfuerzo ejercido en la transmisión. También, es importante mencionar que el motor (siguiente sistema, de potencia), se puede agrupar con el reductor del sistema de transmisión, para conformar el conjunto motorreductor, el que es empleado en la mayoría de estos casos, para abaratar costos.



Figura 25: Reductor sinfín corona. Fuente: www.erhsa.com, 2020.

3.1.2.4 Sistema de potencia

Generalmente, se compone de un motor de inducción trifásico, cuya función es proporcionar la potencia necesaria para el giro de los rodillos de compactación del material, de las cuchillas y para vencer la inercia del eje. En lo que respecta al funcionamiento del motor en sí, cabe señalar, que la corriente trifásica a la que se conecta el motor circula por las bobinas inductoras del estator (parte fija de la máquina), con el fin de que se genere en la máquina un campo magnético giratorio. Luego, en los conductores correspondientes al rotor (parte móvil de la máquina, la cual puede ser bobinado o de jaula de ardilla), se inducen corrientes eléctricas, como consecuencia del campo mencionado anteriormente, originándose así, otro campo magnético giratorio con velocidad menor que el del estator. Este desfase, entre el campo magnético del rotor con respecto al estator, es lo que provoca el funcionamiento del motor, el cual se aprecia en la *fig. N° 26*: (Tapia Ramírez, 2019).

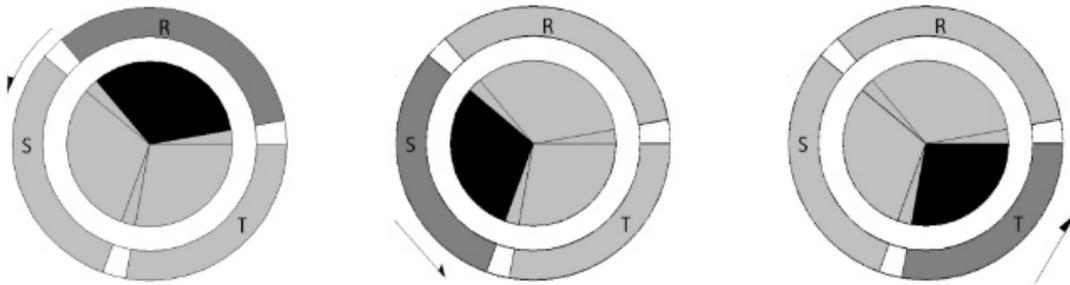


Figura 26: Funcionamiento motor trifásico. Fuente: Tapia Ramírez, 2019

3.1.2.5 Sistema de alimentación

Este sistema de la máquina pelletizadora de aserrín de madera, lo compone la tolva de alimentación y la cámara de compactación. Donde para la primera se describirán las características del flujo a trabajar y la elección del tipo de tolva más adecuada para el diseño.

3.1.2.5.1 Características del flujo

Dentro de los tipos de flujo más relevantes para el almacenamiento de sólidos a granel, se encuentran el flujo de masa y el flujo de embudo. En el caso del flujo de masa, todo el relleno está en movimiento tan pronto como se retira el material. Para que esto suceda, las paredes deben ser correspondientemente lisas y empinadas, logrando de esta forma descartar mayores problemas, ya que se evita la formación de puentes. Caso contrario, si ocurre que la pendiente del embudo de salida es demasiado baja o las paredes se vuelven demasiado rugosas, se está en presencia de un flujo de embudo o central (Bohnet, 2004).

Donde para el caso en estudio (aserrín), conviene catalogarlo como un flujo de masa, el que significa que todos los materiales en el recipiente se desplazan cuando se retira una parte y el material no se canaliza hacia la descarga. A continuación, se muestra este flujo en la *fig. N° 27*: (Perry, Green, Maloney, 1992)

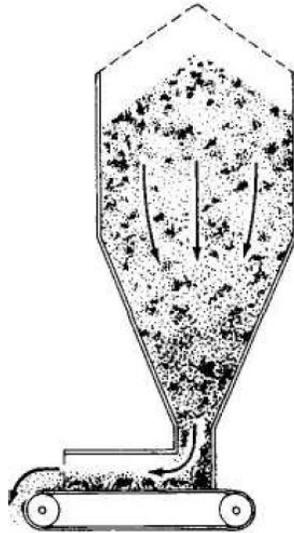


Figura 27: Tolva de flujo de masa. Fuente: Perry, Green, Maloney, 1992.

Además, cabe destacar que el tipo de flujo de masa es muy utilizado en recipientes de almacenamiento, donde existe la particularidad de que al abrir la compuerta automáticamente se obtiene un flujo. A continuación, se muestra la *tabla N° 14*, con la comparación de ambos flujos:

Tabla 14: Tabla de comparación de ambos flujos. Fuente: Elaboración propia.

Tolvas de flujo de embudo	Tolvas de flujo de masa
<ul style="list-style-type: none"> - Partículas se segregan y permanecen segregadas. 	<ul style="list-style-type: none"> - Partículas se segregan, pero se reúnen en la descarga.
<ul style="list-style-type: none"> - Primera porción que entra es la última en salir. 	<ul style="list-style-type: none"> - Polvos se desairean y no fluyen cuando se descarga el sistema.
<ul style="list-style-type: none"> - Productos pueden permanecer en puntos muertos, hasta que se realice una limpieza completa del sistema. 	<ul style="list-style-type: none"> - Flujo uniforme
<ul style="list-style-type: none"> - Productos tienden a formar puentes o arcos, y, por consiguiente, orificios de rata durante la descarga. 	<ul style="list-style-type: none"> - Densidad del flujo es constante.

- Flujo errático.	- Funcionamiento adecuado de los indicadores de nivel.
- Densidad variable.	- No quedan productos en zonas muertas, propensas a degradación.
- Es necesario situar indicadores de nivel en puntos clave, para asegurar un correcto funcionamiento de estos.	- Múltiples diseños de la tolva, tanto para almacenamiento no segregado, como para funcionamiento de la mezcladora.
- Funciona de manera óptima con sólidos de partículas grandes y con un flujo libre.	

3.1.2.5.2 Tipo de tolva

Para justificar el tipo de tolva, es preferible un depósito de flujo de masa en comparación a uno de flujo de embudo, a pesar de la inversión extra que abarca, la que es justificada con la reducción en costos operacionales, lo que en conjunto con el aprovechamiento energético que se quiere demostrar en esta memoria, se traducirían en un menor costo final.

Por lo que, se optará por la del tipo D, la que se presenta en la *fig. N° 28*, cuyas características son recomendables, debido a la ausencia de valles en el escurrimiento del material, es decir, que se guía de mejor forma éste, evitando que se pegue en las paredes.

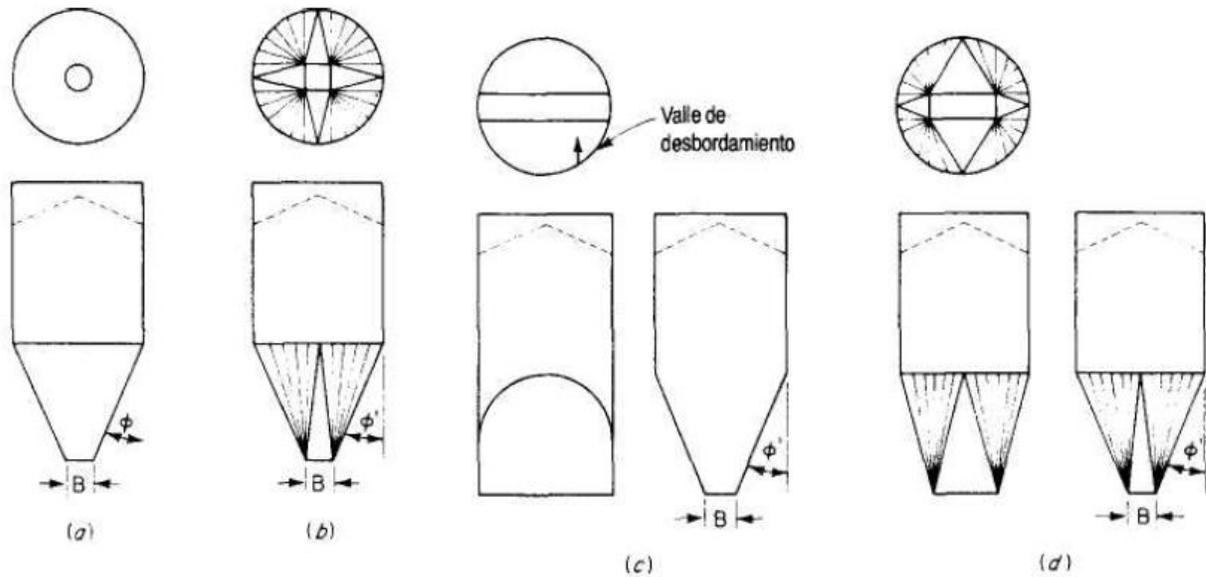


Figura 28: Tipos de tolvas de flujo de masa. Fuente: Perry, Green, Maloney, 1992.

Los depósitos con un flujo másico (como el de este caso), son, mayormente, diseñados con una tolva tipo cónica con flujo axial (Choque Cuevas, 2016), tal como la que se aprecia en la *fig. N° 29*. Donde por gravedad el material se dirige directamente hacia la cámara de compactación, sin la presencia de un tornillo sin fin, a diferencia de, configuraciones a gran escala, las cuales tienen incorporado este proceso de pre-acondicionamiento, el que, por dimensiones y capacidad de la máquina a diseñar, se asume como un proceso previo ya ejecutado (Fiestas Querebalú - Vargas Herrera, 2018).



Figura 29: Tolva tipo cónica. Fuente: spanish.alibaba.com, 2020.

3.1.3 Esquema conceptual de la máquina pelletizadora hidráulica

Para este diseño conceptual, se partirá de la base de lo planteado para la máquina pelletizadora convencional. Donde se mantendrán las ideas referentes a los sistemas de compactación, de corte y de alimentación. En cambio, para los sistemas de potencia y transmisión, se propondrá una alternativa de mejora hidráulica, la cual estará enfocada en un menor consumo energético. Es así, que en la *fig. N° 30*, se aprecia el esquema de la máquina pelletizadora hidráulica, con los respectivos sistemas a modificar.

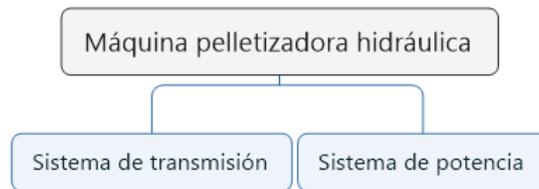


Figura 30: Esquema conceptual de la máquina pelletizadora hidráulica. Fuente: Elaboración propia.

3.1.3.1 Sistema de transmisión

En el diseño conceptual anterior, de la máquina pelletizadora convencional, se planteó un sistema de transmisión por medio de un reductor de velocidad. En cambio, en esta propuesta se parte de un motor hidráulico, tal como el que se aprecia en la *fig. N° 31*, el cual es accionado gracias a una bomba hidráulica, como la de la *fig. N° 32*, acoplada directamente a un motor eléctrico. Los componentes mencionados anteriormente, corresponden a los principales dentro del sistema hidráulico y a estos se suman: tanque hidráulico, válvula limitadora de presión, válvula distribuidora, filtro de retorno y por supuesto tuberías con sus accesorios o fittings (en T, codos de 90°, entre otros).



Figura 31: Motor hidráulico. Fuente: EATON, 2013.



Figura 32: Bomba hidráulica. Fuente: EATON, 2014.

Por otro lado, se intentarán igualar las condiciones de velocidad y torque proporcionadas por la transmisión de poleas y correas (cambio en transmisión se justificará más adelante, valores corresponden a 340,718 rpm y 684,484 m·N, respectivamente). Para así, poder producir la cantidad establecida desde un principio (200 kg/hr).

Las condiciones descritas previamente, se producirán en el eje principal de la máquina pelletizadora hidráulica, el que a diferencia del diseño convencional (chaveta como mecanismo de seguridad para la inserción de la polea conducida y rodamiento en la base para disminuir la fricción), irá directamente al motor hidráulico, por medio de algún tipo de acople flexible o elastomérico, los cuales permiten compensar la desalineación entre ejes, sin comprometer la movilidad ni sobrecargar la estructura.

3.1.3.2 Sistema de potencia

Capítulo 3. Descripción del método utilizado

Al igual que en la máquina pelletizadora convencional, este sistema lo compone un motor eléctrico, tal como el que se aprecia en la *fig. N° 33*, que en principio se estimaría de menor consumo y que será calculado a partir de la potencia requerida por la bomba hidráulica y del rendimiento total asociado a esta. Además, se realizará una verificación de la máxima potencia hidráulica requerida, teniendo los valores de presión y caudal proporcionados por el fabricante. Para de esta manera, determinar si el motor eléctrico sería capaz de operar en esa condición límite.



Figura 33: Motor eléctrico. Fuente: www.fametal.com, 2020.

CAPÍTULO 4. DISEÑO CONCEPTUAL DE UNA MÁQUINA PELLETIZADORA CONVENCIONAL

4.1 DISEÑO MECÁNICO PELLETIZADORA CONVENCIONAL

A continuación, se desarrollarán los cálculos y se seleccionarán los componentes según sea el caso, para satisfacer el diseño de los distintos sistemas que articulan la máquina pelletizadora convencional.

4.1.1 Sistema de compactación

Este sistema responderá al accionar de los rodillos y la matriz plana, siendo semejante dentro de ambos diseños conceptuales.

4.1.1.1 Cálculos del pellet

En primer lugar, se procederá con los cálculos necesarios del pellet, tendientes a establecer las fuerzas de compactación presentes en el sistema.

4.1.1.1.1 Longitud del pellet

Recordando las normas expuestas en el capítulo “Fundamentos teóricos y estado del arte del dominio del problema”, se rescatará la norma europea, CEN/TS 14.961, referida a clasificación y especificaciones de biocombustibles sólidos. La cual recomienda un diámetro del pellet equivalente a 6 mm, a fin de evitar de mejor forma el desmenuzamiento del material cuando se encuentra a granel. Empleándose el diámetro recomendado por la norma ya indicada, se procede a determinar la longitud del pellet, empleándose para esto la *ecuación N°6*, que se indica en la misma norma.

$$l_{\text{pellet}} \leq 5 \cdot d_{\text{pellet}} \quad (6)$$

Dónde:

l_{pellet} : Longitud del pellet (mm)

d_{pellet} : Diámetro del pellet (mm)

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

Reemplazando valores en la ecuación N°6, se obtiene que la longitud del pellet es 30 mm.

4.1.1.1.2 Volumen del pellet

Se determina en base a los valores anteriores, a través de la *ecuación N°7*:

$$V_{pellet} = \pi \cdot \left(\frac{d_{pellet}}{2}\right)^2 \cdot l_{pellet} \quad (7)$$

Dónde:

V_{pellet} : Volumen del pellet (m³)

Reemplazando valores en la ecuación N°7, se obtiene que el volumen del pellet es 8,482×10⁻⁷ m³.

4.1.1.1.3 Relación de compresión

El grado de compactación que tenga el aserrín, depende directamente del espesor efectivo de compresión y del diámetro del hueco (Alakangas - Paju, 2002), lo que da lugar a la denominada relación de compresión, definida matemáticamente mediante la *ecuación N°8*:

$$R_c = \frac{1}{\frac{d_{pellet}}{l_{pellet}}} \quad (8)$$

Dónde:

R_c : Relación de compresión (-)

Reemplazando valores en la ecuación N°8, se obtiene que la relación de compresión es de 5.

4.1.1.1.4 Volumen de aserrín necesario para cada pellet

A partir del volumen del pellet y la relación de compresión, se puede determinar el volumen de aserrín necesario para la formación de un pellet, empleándose para esto la *ecuación N°9*:

$$V_{aserrin} = V_{pellet} \cdot R_c \quad (9)$$

Dónde:

$V_{aserrin}$: Volumen de aserrín necesario para cada pellet (m³)

Reemplazando valores en la ecuación N°9, se obtiene el volumen de aserrín necesario para cada pellet, el cual es de $4,241 \times 10^{-6} \text{ m}^3$.

4.1.1.1.5 Densidad del pellet

Por efecto de la compresión ejercida sobre el aserrín, que se comporta como un material disperso, donde su densidad aparente se asume en 167 kg/m^3 (Serret-Guasch, Giralt-Ortega, Quintero-Ríos, 2016). Permite determinar la densidad del pellet, tras la compresión, empleando para esto la *ecuación N°10*:

$$\rho_{pellet} = \rho_{aserrin} \cdot R_c \quad (10)$$

Dónde:

ρ_{pellet} : Densidad del pellet compacto (kg/m³)

$\rho_{aserrin}$: Densidad aparente del aserrín (kg/m³)

Reemplazando valores en la ecuación N°10, se obtiene la densidad del pellet compacto, la que es 835 kg/m^3 . Es importante considerar que este valor disminuirá, cuando el producto final se encuentre ensacado o a granel, adquiriendo una densidad aparente de 620 kg/m^3 (Francescato, Antonini, Zuccoli Bergomi, 2008).

4.1.1.2 Compresión del aserrín

Los encargados de realizar la compresión de la materia prima son los rodillos, los cuales la dirigen hacia los orificios o dados de la matriz plana correspondiente (Alakangas - Paju,

2002), tal como se aprecia en la *fig. N° 34*. Es así, que se define la condición de fuerzas en la formación del pellet, por medio de la *ecuación N°11*.

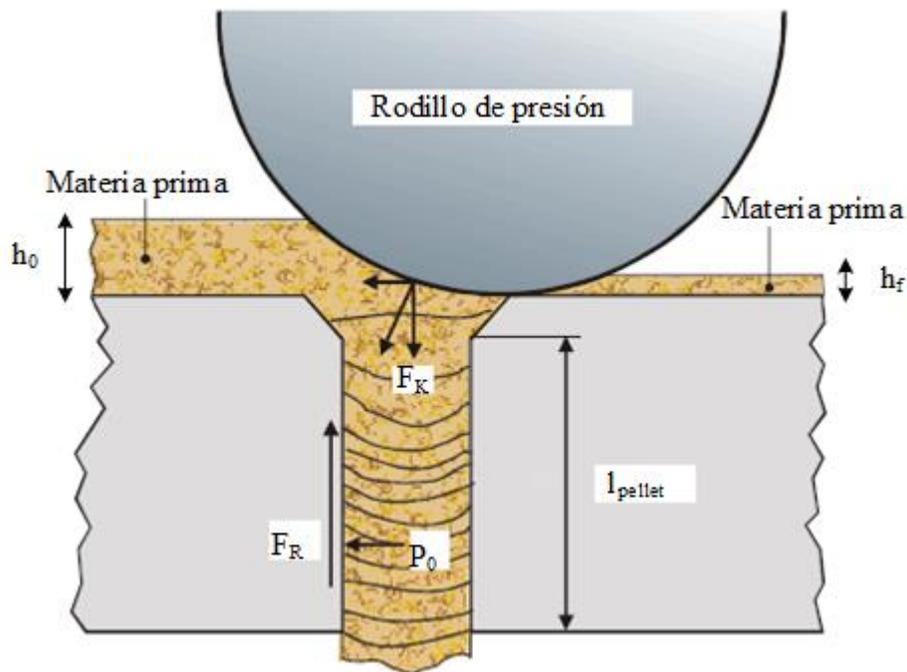


Figura 34: Condición de fuerzas en la formación del pellet. Fuente: Alakangas - Paju, 2002.

$$F_R = \mu \cdot P_0 \cdot d_{pellet} \cdot l_{pellet} < F_K \quad (11)$$

Dónde:

- F_R : Fuerza de fricción en el interior del dado (N)
- μ : Coeficiente de fricción entre la madera y el acero (-)
- P_0 : Presión del material comprimido contra la pared del contenedor (MPa)
- F_K : Fuerza de compactación del rodillo (N)

4.1.1.2.1 Presión de compactación

Para determinar la presión de compactación, es necesario calcular en primera instancia la deformación de extrusión, establecida por medio de la *ecuación N°12*, la que se define a

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

partir de los ángulos de avellanado que tengan los orificios de la matriz, con sus respectivas constantes empíricas y de la relación de compresión calculada en apartados anteriores.

$$\varepsilon_x = a + b \cdot \ln(R_c) \quad (12)$$

Dónde:

a : 1ra constante empírica para un ángulo de 60° (-)

b : 2da constante empírica para un ángulo de 60° (-)

Los valores típicos de las constantes empíricas son $a = 0,8$ y $b = 1,2$ a $1,5$ (Universidad Mayor de San Simón, 2013). De esta forma, al reemplazar los valores de estas constantes en la ecuación N°12, se obtiene una deformación de extrusión de 3,214.

Luego, la presión que debe ejercer el rodillo para formar el pellet es asimilable a la presión de compactación del aserrín. Estos valores se determinan, matemáticamente, a través de la ecuación N°13. Donde, la presión depende directamente del esfuerzo de fluencia promedio de la madera, cuyo valor se asume de 60 MPa (extraído de la tabla N° 15).

$$P_{rodillo} = \bar{Y}_f \cdot \varepsilon_x \quad (13)$$

Dónde:

$P_{rodillo}$: Presión de compactación del aserrín (MPa)

\bar{Y}_f : Esfuerzo de fluencia promedio de la madera durante la deformación (MPa)

ε_x : Deformación de extrusión (-)

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

Tabla 15: Esfuerzo de fluencia promedio de deformación de distintos materiales. Fuente: Fiestas Querebalú - Vargas Herrera, 2018

Material	Módulo de Young E [GPa]	Tensión de Fluencia σ_F [Mpa]	Módulo de Corte G [Gpa]	Módulo de Volumen K [Gpa]	$\alpha \times 10^6$ Coef. Exp. [$1/^\circ\text{C}$]	μ Coef. Poiss.
Hierro Colado	100		40	90		
Hierro	150-170	180	60	120	11.7	
Acero Inox.	195	550			17.3	0.24 0.28
Acero	200		80	140		0.25 0.30
Latón	100		35	80		0.32 0.42
Aluminio	70		25	70	21.0	0.32 0.36
Cobre	110-120	300	38	120	16.5	0.33
Níquel	204	460			13.3	
Bronce	90					
Plata	82.7					0.37
Concreto	20 (compresión)	5-35 (compresión)			11.7	0.1 0.15
Vidrio	48-78					0.2 0.3
Mármol	50			70		0.10 0.15
Granito	52	5-145 (tracc-comp)				
Madera, pino	1 a 10	40 – 80				
Madera, roble	11	117-59 (tracc-comp)				
Nylon	5	40-100				0.35
Hueso de extremidades	15	160-170 (tracc-comp)				

En definitiva, al sustituir los valores en la ecuación N°13, se determina la presión de compactación del aserrín, que es de 192,849 MPa, la que se encuentra dentro del rango de presiones adecuadas (188 MPa – 295 MPa) para obtener buenos resultados de compactación (ARPI TRUJILLO - CALDERÓN TORAL, 2010).

4.1.1.3 Fuerza de compactación del rodillo (F_K)

Esta fuerza de compactación se refiere a la efectuada por el rodillo sobre el dado de la matriz plana, donde el área de este último se determina por la ecuación N°14:

$$A_{dado} = \pi \cdot \left(\frac{d_{pellet}}{2} \right)^2 \quad (14)$$

Dónde:

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

A_{dado} : Área del dado (m²)

Su valor es $2,827 \times 10^{-5}$ m².

En seguida, se ingresa en la *ecuación N°15*, pudiéndose así determinar la fuerza de compactación del rodillo (F_K).

$$F_K = P_{rodillo} \cdot A_{dado} \quad (15)$$

Dónde:

F_K : Fuerza de compactación del rodillo (N)

Sustituyendo en la ecuación N°15, se obtiene el valor de la fuerza de compactación del rodillo, que alcanza a 5.453 N.

4.1.1.4 Fuerzas y presiones sobre el dado

En la *fig. N° 35*, se puede apreciar la altura inicial (h_0) que presenta el material al ingresar a la cámara de compresión y su disminución alcanzando la altura final (h_f), luego de pasar por el área de trabajo del rodillo (KALPAKJIAN - SCHMID, 2008).

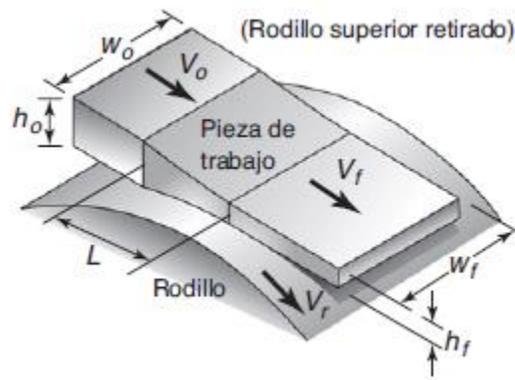


Figura 35: Laminación en el proceso de compresión del aserrín. Fuente: KALPAKJIAN - SCHMID, 2008.

Cabe indicar que se engendra una fuerza de fricción originada por el contacto entre el material a pelletizar y el dado de la matriz plana. Esta fuerza se traduce en un esfuerzo sobre los

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

rodillos, que actúa perpendicularmente a la presión que estos efectúan sobre el material y su dirección es contraria al movimiento del material. Matemáticamente, este esfuerzo se plantea mediante la *ecuación N°16*:

$$P_f = \bar{Y}_f \cdot \frac{2 \cdot h_f}{d_{pellet}} \quad (16)$$

Dónde:

P_f : Esfuerzo requerido para superar la fricción (MPa)

h_f : Altura final del material (mm)

Asumiendo que la distancia mínima entre la matriz y los rodillos (h_f) sería 0,2 – 0,3 mm (Guerra, 2013). Logrando así, determinar el valor del esfuerzo requerido para superar la fricción, que es 4 MPa.

4.1.1.5 Presión en las paredes del dado de la matriz

Esta presión, que se presenta en el interior de las paredes del dado (zona perforada) y que actúa transversalmente al movimiento, se debe a la existencia de la fuerza de fricción que se genera entre ambos materiales y que se evaluó como esfuerzo, lo que permite plantear la *ecuación N°17*, la que permite determinar el valor de esta presión:

$$P_0 = \frac{P_f \cdot d_{pellet}}{4 \cdot \mu \cdot h_f} \quad (17)$$

Dónde:

P_0 : Presión del material comprimido contra la pared del contenedor (MPa)

μ : Coeficiente de fricción entre la madera y el acero (-)

El valor del coeficiente de fricción entre la madera y el acero es 0,65 (Pérez Castro, Arroyave Londoño, Acevedo H., 2010). Reemplazando convenientemente, se obtiene el valor de la

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

presión que ejerce el material comprimido contra la pared del contenedor, que es 46,154 MPa.

4.1.1.6 Fuerza de fricción en el interior del dado (F_R)

Esta fuerza de fricción en el interior del dado debe ser menor que la fuerza ejercida por el rodillo, para permitir el movimiento del material y a la vez, lograr una adecuada compactación de éste en el interior del dado. La *ecuación N°18*, permite calcular la fuerza de fricción ya indicada.

$$F_R = \mu \cdot P_0 \cdot d_{pellet} \cdot l_{pellet} \quad (18)$$

Dónde:

F_R : Fuerza de fricción en el interior del dado (N)

Reemplazando los valores evaluados, anteriormente, en la *ecuación N°18*, se obtiene el valor de la fuerza de fricción desarrollada en el interior del dado, la cual es 5.400 N. Este valor es menor que la fuerza de compactación ejercida por el rodillo, lo que asegura el libre movimiento del material por el interior de los orificios del dado como lo indica la desigualdad ($F_R < F_K$).

4.1.1.7 Rodillos de compactación

A continuación, se calcularán las dimensiones del rodillo, la masa de éste, la posición donde éste ejerce la fuerza máxima, la aceleración normal, las velocidades tanto tangencial como angular, la potencia de los rodillos y el torque transmitido.

4.1.1.7.1 Dimensiones del rodillo

El diámetro del rodillo se evalúa, a través de la *ecuación N°19*:

$$d_{rodillo} = 2 \cdot \left(\frac{h_0 - h_f}{\mu^2} \right) \quad (19)$$

Dónde:

$d_{rodillo}$: Diámetro rodillo de compactación (mm)

h_0 : Altura inicial del material (mm)

La altura inicial del material se asume en 35 mm (Fiestas Querebalú - Vargas Herrera, 2018). Esto permite determinar el diámetro del rodillo de compactación, mediante la ecuación N°19, alcanzando el valor de 164,734 mm.

Respecto a lo anterior, se plantea la *ecuación N°20*, que permite determinar el espesor del rodillo de compactación.

$$e_{rodillo} = \frac{d_{rodillo}}{2} \quad (20)$$

Dónde:

$e_{rodillo}$: Espesor rodillo de compactación (mm)

El valor del espesor del rodillo de compactación es 82,367 mm.

4.1.1.7.2 Masa del rodillo

Para determinar el volumen del rodillo de compactación, se emplea la *ecuación N°21*:

$$V_{rodillo} = \pi \cdot \left(\frac{d_{rodillo}}{2} \right)^2 \cdot e_{rodillo} \quad (21)$$

Dónde:

$V_{rodillo}$: Volumen rodillo de compactación (m³)

Obteniendo un valor de 0,002 m³.

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

Empleando la *ecuación N°22*, se determina la masa del rodillo de acero, considerando que su densidad media es 7850 kg/m^3 (www.vaxasoftware.com, 2020).

$$m_{\text{rodillo}} = V_{\text{rodillo}} \cdot \rho_{\text{acero}} \quad (22)$$

Dónde:

m_{rodillo} : Masa del rodillo de compactación (kg)

ρ_{acero} : Densidad media del acero (kg/m^3)

Reemplazando, se obtiene que la masa del rodillo de compactación es 13,781 kg.

4.1.1.7.3 Posición de aplicación de la fuerza máxima del rodillo

En la *fig. N° 36*, se presenta un diagrama de cuerpo libre del conjunto rodillo-material, donde se aprecian tanto las fuerzas como las velocidades que actúan sobre las superficies en contacto (KALPAKJIAN - SCHMID, 2008). A partir de este diagrama y empleando la *ecuación N°23*, se determina el espacio de laminación o longitud de contacto.

$$L = \sqrt{\frac{d_{\text{rodillo}}}{2} \cdot (h_0 - h_f)} \quad (23)$$

Dónde:

L : Longitud de contacto entre el rodillo y el material (mm)

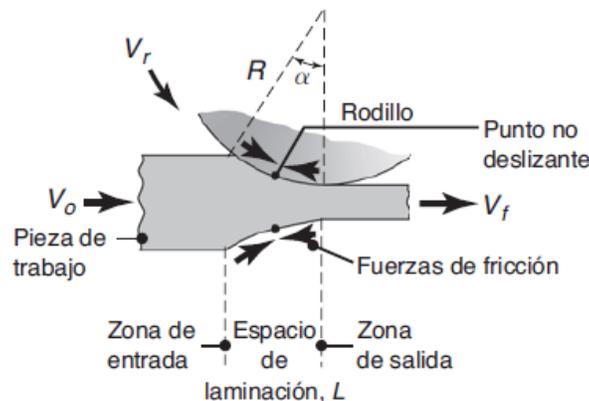


Figura 36: Fuerzas de fricción que actúan sobre las superficies del material. Fuente: KALPAKJIAN - SCHMID, 2008.

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

Reemplazando, se obtiene una longitud de contacto entre el rodillo y el material, cuyo valor es 53,538 mm.

Luego, la posición de fuerza máxima del rodillo se presenta en la *fig. N° 37*.

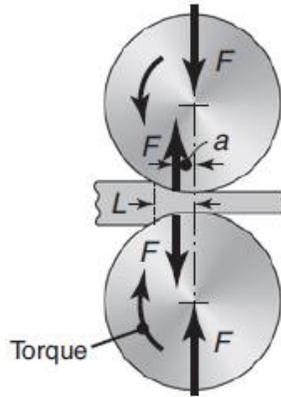


Figura 37: Posición de fuerza máxima del rodillo (a). Fuente: KALPAKJIAN - SCHMID, 2008.

La cual, se calcula mediante la *ecuación N°24*:

$$a = \frac{L}{2} \quad (24)$$

Dónde:

a : Posición de fuerza máxima del rodillo (mm)

Dando como resultado al reemplazar, el valor de 26,769 mm.

4.1.1.7.4 Aceleración normal del rodillo

Aplicando la ecuación de D'Alembert ($F = m \cdot a$) (HIBBELER, 2010) y considerando las fuerzas de compresión provocadas por el giro de los rodillos y el peso propio de estos. Es posible determinar el valor de la aceleración normal del rodillo, empleando para esto la *ecuación N°25*:

$$a_{n_{rodillo}} = \frac{F_K}{m_{rodillo}} \quad (25)$$

Dónde:

$an_{rodillo}$: Aceleración normal del rodillo (m/s²)

Reemplazando convenientemente, se obtiene el valor de la aceleración normal del rodillo, que es 395,67 m/s².

4.1.1.7.5 Velocidad tangencial del rodillo

A partir de la definición de velocidad tangencial, se genera la *ecuación N°26*. Y reemplazando convenientemente los valores ya conocidos en esta, se obtiene la velocidad tangencial del rodillo (HIBBELER, 2010).

$$vt_{rodillo} = \sqrt{an_{rodillo} \cdot \left(\frac{d_{rodillo}}{2}\right)} \quad (26)$$

Dónde:

$vt_{rodillo}$: Velocidad tangencial del rodillo (m/s)

Realizados los reemplazos se determinó el valor de la velocidad tangencial del rodillo en 5,709 m/s.

4.1.1.7.6 Velocidad de giro del rodillo

A partir de la definición de velocidad tangencial se determina la velocidad angular del rodillo, empleando para esto la *ecuación N°27* (HIBBELER, 2010).

$$\omega_{rodillo} = \frac{vt_{rodillo}}{\left(\frac{d_{rodillo}}{2}\right)} \quad (27)$$

Dónde:

$\omega_{rodillo}$: Velocidad de giro del rodillo (1/s)

Reemplazando valores ya calculados, convenientemente, se determinó que la velocidad angular del rodillo es 69,309 1/s, que equivale a 661,854 rpm.

4.1.1.7.7 Potencia del rodillo

La ecuación N°28 permite determinar la potencia desarrollada por cada uno de los rodillos. Cabe indicar que la máquina requiere de dos rodillos, para ejecutar, adecuadamente, el proceso de compactación, de ahí que se deba considerar en la ecuación N°28 el dividirla por dos.

$$Pot_{rodillo} = \frac{\omega_{rodillo} \cdot F_K \cdot L}{2} \quad (28)$$

Dónde:

$Pot_{rodillo}$: Potencia de uno de los rodillos (kW)

Sustituyendo los valores ya determinados, se obtiene el valor de la potencia desarrollada por cada uno de los rodillos que es 10,117 kW. Luego, la potencia total desarrollada por ambos rodillos es 20,233 kW (KALPAKJIAN - SCHMID, 2008).

4.1.1.7.8 Torque de un rodillo

Para calcular el torque ejercido por los rodillos, se utilizaron dos opciones de evaluación, las que son: a partir del torque ejercido por cada rodillo sobre el eje principal, que es producto del movimiento relativo de este alrededor de la matriz de extrusión, utilizándose la ecuación N°29. La otra opción, es evaluar el momento de torsión para cada rodillo, empleando para esto la ecuación N°30 (Groover, 2007).

$$T_{rodillo} = \frac{Pot_{rodillo}}{\omega_{rodillo}} \quad (29)$$

Dónde:

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

$T_{rodillo}$: Torque de un rodillo sobre el eje principal (1ra opción de cálculo) (m·N)

$$T_r = 0,5 \cdot F_K \cdot L \quad (30)$$

Dónde:

T_r : Momento de torsión para cada rodillo (2da opción de cálculo) (m·N)

Resultando al reemplazar en ambas ecuaciones el mismo valor ($T_{rodillo} = T_r$), correspondiente a 145,964 m·N.

4.1.1.7.9 Selección de los rodillos de compactación

En resumen, los rodillos de compactación estarán hechos de acero al carbono, donde cada uno contará con un espesor de 82 mm, un diámetro de 165 mm y una masa del orden de 14 kg. Más adelante, dentro de los costos de la máquina, se especificará el proveedor y precio respectivos, donde para este caso en particular, se cotizará en conjunto con la matriz horizontal.

4.1.1.8 Cálculos de la matriz

Luego, se calcularán aspectos relevantes de la matriz, tales como: velocidad del eje principal, tiempo de salida de los pellets, capacidad de producción para diseño, aceleración en el interior del dado de la matriz, velocidad de extrusión del pellet, flujo volumétrico del pelletizado y el número de orificios de extrusión.

4.1.1.8.1 Velocidad del eje principal

Para determinar esta velocidad angular, es imprescindible haber calculado, previamente, la velocidad tangencial del rodillo y establecer un radio de giro (160 mm), el cual corresponde a la distancia desde el centro del eje de rotación hasta el extremo de los rodillos de

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

compactación. Pudiendo así precisar, matemáticamente, en la *ecuación N°31* la velocidad de giro de la matriz, reflejada como la velocidad del eje principal para la compactación.

$$\omega_{matriz} = \frac{vt_{rodillo}}{(r_{giro})} \quad (31)$$

Dónde:

ω_{matriz} : Velocidad de giro de la matriz (1/s)
 r_{giro} : Radio de giro (mm)

Al reemplazar se obtiene la velocidad de giro de la matriz, la cual es 35,68 1/s, que equivale a 340,718 rpm.

4.1.1.8.2 Tiempo de salida de los pellets

Primero, se calcula con la *ecuación N°32* el ángulo del área de trabajo del rodillo, área que corresponde al lugar donde se comprime el material hasta su extrusión.

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{L}{\frac{d_{rodillo}}{2}} \right) \quad (32)$$

Dónde:

θ : Ángulo del área de trabajo del rodillo (rad)

En seguida, el tiempo de extrusión se determina empleando la *ecuación N°33*:

$$t_{extrusión} = \frac{\theta}{\omega_{matriz}} \quad (33)$$

Dónde:

$t_{extrusión}$: Tiempo de extrusión de cada pellet (s)

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

Reemplazando convenientemente, se obtiene el tiempo de extrusión, el que corresponde a 0,016 s.

4.1.1.8.3 Capacidad de producción para diseño

Con la finalidad de garantizar la eficiencia de la máquina pelletizadora de aserrín de madera, cuya capacidad se establece como 200 kg/hr (objetivo general, capítulo I “Introducción”), es que se plantea un escenario de sobreproducción, asumiendo un factor del 15 %, el cual no sobreestima la producción. Así, a partir de la *ecuación N°34* se calcula la capacidad de producción de diseño.

$$C_{producción} = C_{máquina} \cdot F_{sobreproducción} \quad (34)$$

Dónde:

$C_{producción}$:	Capacidad de producción de diseño	(kg/hr)
$C_{máquina}$:	Capacidad de la máquina	(kg/hr)
$F_{sobreproducción}$:	Factor de sobreproducción	(-)

Reemplazando los valores asignados, se encuentra la capacidad de producción de diseño, la que es 230 kg/hr.

4.1.1.8.4 Aceleración en el interior del dado de la matriz

Esta aceleración depende de las fuerzas que se ejercen, cuando el rodillo pasa por cada sector de la matriz plana, por ende, la diferencia entre la fuerza de compactación del rodillo y la fuerza de fricción en el interior del dado, sobre la masa de pelletizado (230 kg), entregará el valor de la aceleración en el interior del dado de la matriz, el que se determina a partir de la *ecuación N°35*, la que permitirá desarrollar los cálculos que determinarán el número de orificios de la matriz, para que la máquina pueda cumplir la demanda propuesta.

$$a_{extrusión} = \frac{F_K - F_R}{m_{pelletizado}} \quad (35)$$

Dónde:

$$\begin{aligned} a_{extrusión} &: \text{Área de extrusión} \quad (\text{m/s}^2) \\ m_{pelletizado} &: \text{Masa de pelletizado} \quad (\text{kg}) \end{aligned}$$

Luego, se puede establecer reemplazando convenientemente valores ya determinados, en las variables. De modo que, la aceleración de extrusión alcanza un valor de $0,229 \text{ m/s}^2$.

4.1.1.8.5 Velocidad de extrusión del pellet

Asumiendo que el material parte del estado de reposo ($v_0 = 0 \text{ m/s}$) y empleando las ecuaciones cinemáticas para velocidad lineal (HIBBELER, 2010), es posible emplear la *ecuación N°36* para determinar la velocidad de extrusión del pellet.

$$v_{extrusión} = v_0 + a_{extrusión} \cdot t_{extrusión} \quad (36)$$

Dónde:

$$v_{extrusión} : \text{Velocidad de extrusión} \quad (\text{m/s})$$

Reemplazando valores, se obtiene que la velocidad de extrusión del pellet es $0,004 \text{ m/s}$.

4.1.1.8.6 Flujo volumétrico del pelletizado

Se parte calculando el volumen específico del pellet, por medio de la *ecuación N°37*:

$$ve_{pellet} = \frac{1}{\rho_{pellet}} \quad (37)$$

Dónde:

$$ve_{pellet} : \text{Volumen específico del pellet} \quad (\text{m}^3/\text{kg})$$

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

Luego, empleando la *ecuación N°38* (Cruz Ibarra, Pacheco Velázquez, Rodríguez Amezcua, 2016), se puede obtener el flujo volumétrico del pelletizado. Reemplazando los valores, para la capacidad de producción de diseño y para el volumen específico calculado anteriormente.

$$Q_{volumétrico} = C_{producción} \cdot v_{e_{pellet}} \quad (38)$$

Dónde:

$$Q_{volumétrico} : \text{Flujo volumétrico del pelletizado} \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

El valor del flujo volumétrico del pelletizado es $7,651 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$.

4.1.1.8.7 Número de orificios de extrusión

Finalmente, dentro del sistema de compactación, es necesario determinar la cantidad de orificios que tendrá la matriz, para cumplir con la capacidad de producción para diseño que considera la máxima producción, donde en función del flujo volumétrico del pelletizado, la velocidad de extrusión, el número de rodillos (2) y el área del dado, es posible emplear la *ecuación N°39*:

$$Nro_{orificios} = \frac{Q_{volumétrico}}{(v_{extrusión} \cdot Nro_{rodillos}) \cdot (A_{dado})} \quad (39)$$

Dónde:

$$Nro_{orificios} : \text{Número de orificios de extrusión} \quad (-)$$

$$Nro_{rodillos} : \text{Número de rodillos} \quad (-)$$

Reemplazando valores, se obtiene el número de orificios de extrusión, el cual es 366.

4.1.1.8.8 Selección de la matriz horizontal

En base a los cálculos realizados, se contará con una matriz horizontal de 30 mm de espesor, 375 mm de diámetro y 366 orificios de extrusión, dentro de los cuales cada pellet saldrá extruido con un diámetro de 6 mm. Tal como se mencionó anteriormente, se escogerá el

conjunto completo, es decir, rodillos de compactación y matriz horizontal del mismo fabricante.

4.1.2 Sistema de corte

Este sistema lo componen, principalmente, las cuchillas de corte, las cuales requieren un grado de dureza que permita conservar el filo y ofrecer un corte eficaz. Considerando lo anterior, se determina emplear cuchillas de acero rápido (HSS 18 % W), las que presentan una dureza del orden de 59 – 64 HRC (dureza Rockwell), las que son, comúnmente, utilizadas en operaciones de cepillado de madera (PILANA TOOLS, 2006), cuyas características cumplen con los requisitos propuestos para el corte de los pellets, una vez extruidos de la matriz plana.

4.1.2.1 Potencia de corte

La dureza de la madera y el volumen de esta, que debe cortar la máquina por unidad de tiempo, determina la potencia de corte para este tipo de máquinas, para lo cual se emplea la ecuación N°40 (Vignote Peña - Martínez Rojas, 2006):

$$Pot_{corte} = R \cdot S \cdot A \quad (40)$$

Dónde:

Pot_{corte}	: Potencia de corte necesaria	(kW)
R	: Presión de resistencia de la madera	(N/cm ²)
S	: Superficie del material en la que se ejerce la presión	(cm ²)
A	: Velocidad de avance del material	(m/s)

Considerando que el valor de la tensión de corte de la madera es 6.566 N/cm², en el caso del pino silvestre y considerando los otros valores, se obtiene la potencia de corte necesaria, la cual es 0,119 kW.

4.1.2.2 Torque de las cuchillas

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

Este torque es contra el eje principal y es producto de la fuerza resultante de ambas cuchillas de corte, con respecto a la velocidad angular de estas cuando giran. Es así, como se plantea la *ecuación N°41*:

$$T_{cuchillas} = \frac{Pot_{corte}}{\omega_{matriz}} \quad (41)$$

Dónde:

$T_{cuchillas}$: Torque de las cuchillas (m·N)

Al reemplazar valores, se obtiene el torque de las cuchillas que es 3,33 m·N.

4.1.2.3 Potencia total requerida de trabajo

Esta potencia total se calcula a partir de la potencia de los rodillos dentro del sistema de compactación y la potencia de corte de las cuchillas, las cuales en su conjunto representan la potencia que debe brindar el eje principal. Esta suma se plantea en la *ecuación N°42*:

$$Pot_{total} = Pot_{rodillos} + Pot_{corte} \quad (42)$$

Dónde:

Pot_{total} : Potencia total requerida de trabajo (kW)

$Pot_{rodillos}$: Potencia de los rodillos (kW)

Reemplazando, se obtiene la potencia total requerida de trabajo, que es 20,352 kW.

4.1.2.4 Selección de las cuchillas de corte

Para seleccionar las cuchillas de corte, se indagó en diversos catálogos de fabricantes, optando por la marca PILANA TOOLS, donde las dimensiones de largo, alto y ancho se aprecian en la *fig. N° 38*:

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

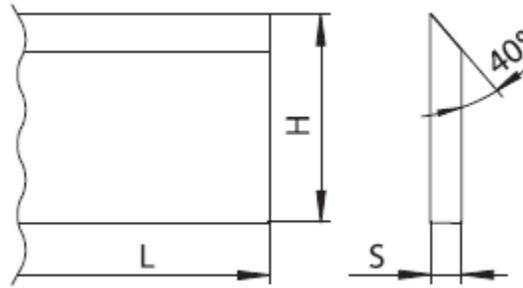


Figura 38: Dimensiones cuchillas de corte. Fuente: PILANA TOOLS, 2006.

Luego, se seleccionan las dimensiones precisas para el trabajo a realizar, en función del diámetro de la matriz, que condiciona el largo de las cuchillas, las que serán de 130x30x3.0 (L x H x S), elección que se aprecia en la *tabla N° 16* (PILANA TOOLS, 2006):

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

Tabla 16: Elección de las cuchillas de corte. Fuente: PILANA TOOLS, 2006.

[L x H x S]					
100x35x3.0	100x30x3.0	100x25x3.0	100x20x3.0	100x25x2.5	100x20x2.5
120x35x3.0	120x30x3.0	120x25x3.0	120x20x3.0	120x25x2.5	120x20x2.5
130x35x3.0	130x30x3.0	130x25x3.0	130x20x3.0	130x25x2.5	130x20x2.5
150x35x3.0	150x30x3.0	150x25x3.0	150x20x3.0	150x25x2.5	150x20x2.5
180x35x3.0	180x30x3.0	180x25x3.0	180x20x3.0	180x25x2.5	180x20x2.5
210x35x3.0	210x30x3.0	210x25x3.0	210x20x3.0	210x25x2.5	210x20x2.5
240x35x3.0	240x30x3.0	240x25x3.0	240x20x3.0	240x25x2.5	240x20x2.5
260x35x3.0	260x30x3.0	260x25x3.0	260x20x3.0	260x25x2.5	260x20x2.5
310x35x3.0	310x30x3.0	310x25x3.0	310x20x3.0	310x25x2.5	310x20x2.5
400x35x3.0	400x30x3.0	400x25x3.0	400x20x3.0	400x25x2.5	400x20x2.5
410x35x3.0	410x30x3.0	410x25x3.0	410x20x3.0	410x25x2.5	410x20x2.5
450x35x3.0	450x30x3.0	450x25x3.0	450x20x3.0	450x25x2.5	450x20x2.5
500x35x3.0	500x30x3.0	500x25x3.0	500x20x3.0	500x25x2.5	500x20x2.5
510x35x3.0	510x30x3.0	510x25x3.0	510x20x3.0	510x25x2.5	510x20x2.5
530x35x3.0	530x30x3.0	530x25x3.0	530x20x3.0	530x25x2.5	530x20x2.5
610x35x3.0	610x30x3.0	610x25x3.0	610x20x3.0	610x25x2.5	610x20x2.5
640x35x3.0	640x30x3.0	640x25x3.0	640x20x3.0	640x25x2.5	640x20x2.5
710x35x3.0	710x30x3.0	710x25x3.0	710x20x3.0	710x25x2.5	710x20x2.5
810x35x3.0	810x30x3.0	810x25x3.0	810x20x3.0	810x25x2.5	810x20x2.5
910x35x3.0	910x30x3.0	910x25x3.0	910x20x3.0	910x25x2.5	910x20x2.5
1000x35x3.0	1000x30x3.0	1000x25x3.0	1000x20x3.0	1000x25x2.5	1000x20x2.5
1010x35x3.0	1010x30x3.0	1010x25x3.0	1010x20x3.0	1010x25x2.5	1010x20x2.5
1050x35x3.0	1050x30x3.0	1050x25x3.0	1050x20x3.0	1050x25x2.5	1050x20x2.5
1220x35x3.0	1220x30x3.0	1220x25x3.0	1220x20x3.0	1220x25x2.5	1220x20x2.5

4.1.3 Sistema de transmisión

Este sistema se planteó inicialmente en el diseño conceptual de la máquina pelletizadora convencional, a través de un reductor sinfín corona, idea que fue descartada, producto de una indagación en catálogos de fabricantes. Ya que, no fue posible encontrar un reductor adecuado para la potencia total requerida en este trabajo y para la velocidad de salida del eje conducido o principal (20 kW y 340 rpm aprox.). Optándose por una reformulación más simple y efectiva para esta parte del sistema, el cual funcionará por medio de un mecanismo de transmisión de poleas y correas, apreciables en la *fig. N° 39*.

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

La transmisión del movimiento por correas se debe al rozamiento de estas sobre las poleas, de manera que esto será viable siempre y cuando el movimiento rotórico y de torsión que se ha de transmitir entre los ejes, sea menor a la fuerza de rozamiento. Donde este valor de rozamiento máximo (coeficiente de roce), el torque a transmitir y la forma dependen directamente del tipo de material con el que haya sido confeccionada la correa (cuero, fibras, hilos metálicos recubiertos de goma, entre otros) y de las dimensiones propias que tenga (González Viñas, 2020). Además, es indispensable tracción y tensión para que funcione la transmisión como tal.

Por otro lado, cabe destacar que este sistema actuará como un mecanismo reductor, es decir, transformará la velocidad de entrada (polea motriz, que corresponde al motor eléctrico), en una velocidad de salida inferior (polea conducida, que corresponde al eje principal de la máquina). Lo anterior, genéricamente, se muestra en la *fig. N° 40*:

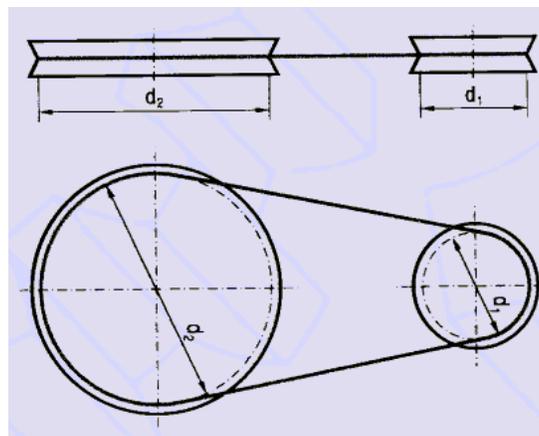


Figura 39: Poleas y correas. Fuente: González Viñas, 2020.

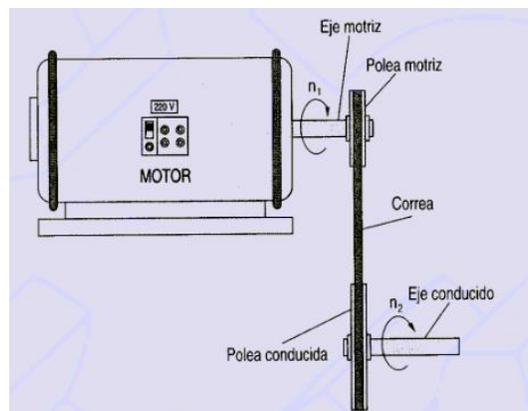


Figura 40: Mecanismo de transmisión con eje motriz y eje conducido. Fuente: González Viñas, 2020.

4.1.3.1 Potencia efectiva

Esta potencia efectiva depende directamente de la potencia del motor eléctrico y de un factor de servicio (1,2), el que está en función de la clase de trabajo, el tipo de máquina accionada, el tipo de máquina motriz empleada y las horas de servicio diarias (menos de 10 horas, según jornada laboral en Chile) (Biblioteca del Congreso Nacional de Chile, 2019), factor cuya elección se aprecia en la *tabla N° 17*. De esta forma, se empleará la *ecuación N°43* (REXON de Colombia S.A., 2005), que engloba las variables descritas anteriormente.

Tabla 17: Elección del factor de servicio. Fuente: REXON de Colombia S.A., 2005.

CLASE DE TRABAJO	EJEMPLOS DE MÁQUINAS ACCIONADAS	TIPOS DE MÁQUINAS MOTRICES					
		Motores de Corriente Alterna con par de Arranque Normal			Motores de Corriente Alterna con par de Arranque Elevado		
		Horas de Servicio Diarias			Horas de Servicio Diarias		
		Menos de 10	De 10 a 16	Más de 16	Menos de 10	De 10 a 16	Más de 16
Ligero	Agitadores para líquidos. Aspiradores. Bombas y compresores centrífugos. Transportadores de cinta para carga ligera. Ventiladores y bombas hasta 7,5 Kw.	1	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Mediano	Amasadoras. Cizallas y prensas. Cribas rotativas y vibrantes. Generadores y excitatrices. Máquinas herramientas. Maquinaria para artes gráficas. Maquinaria para lavanderías. Transportadores de cinta para carga pesada. Ventiladores y bombas a partir de 7,5 Kw.	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Pesado	Ascensores. Bombas de desplazamiento positivo. Centrifugadores. Compresores de pistón. Maquinaria para labrar madera. Maquinaria para cerámicas. Maquinaria para papeleras. Maquinaria Textil. Molinos de martillos. Sierras alternativas. Elevadores de cangilones. Transportadores de Tornillo.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Extra Pesado	Grúas Montacargas. Machacadoras y molinos (mandíbulas, conos, bolas, barras, etc). Maquinaria para caucho y plásticos.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

$$Pot_{efectiva} = Pot_{motor} \cdot F_s \quad (43)$$

Dónde:

$Pot_{efectiva}$: Potencia efectiva (kW)

F_s : Factor de servicio (-)

Reemplazando convenientemente valores, se obtiene la potencia efectiva, que es 24,422 kW.

4.1.3.2 Tipo de correa

El tipo de correa se selecciona a partir de la potencia efectiva de la transmisión y de la velocidad de la polea motriz (características del motor seleccionado se encuentran más adelante, en el sistema de potencia), en este caso la de menor diámetro (24,386 kW y 985 rpm). Lo que se aprecia en *gráfico N° 8*. A partir de esto, se selecciona una correa tipo C.

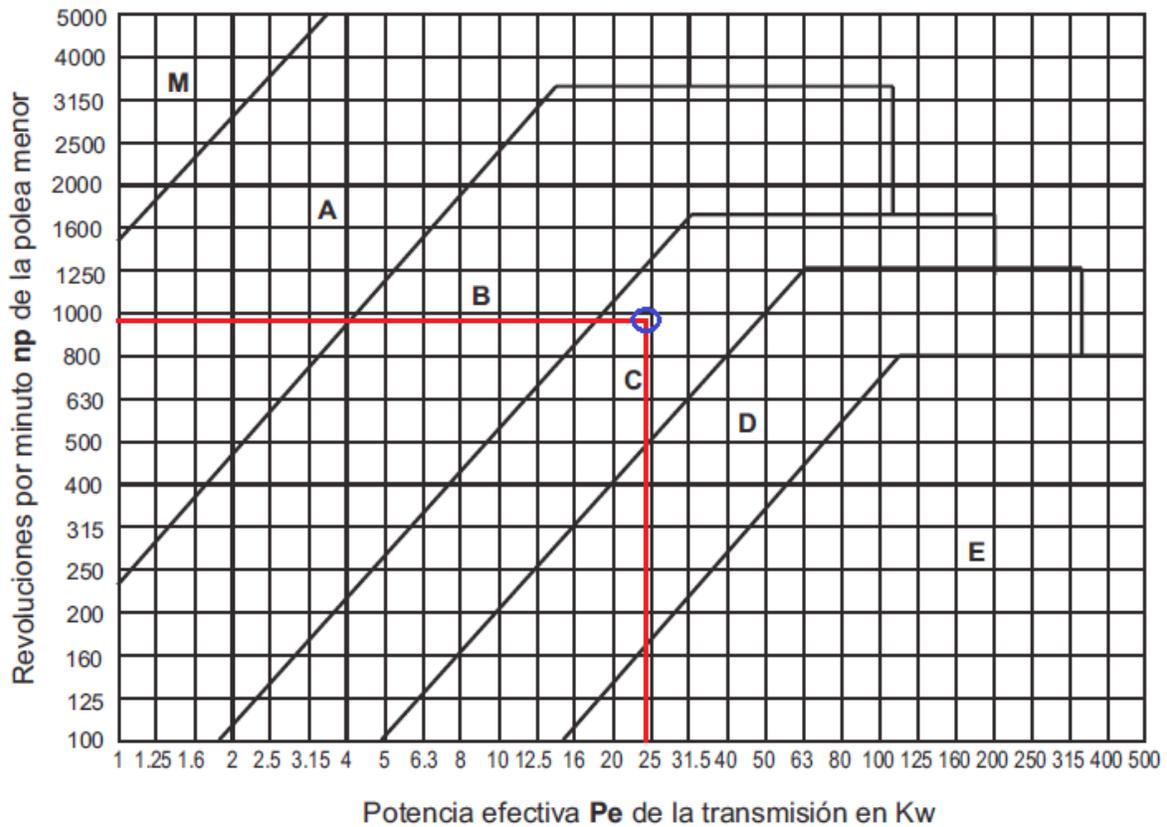


Gráfico 8: Elección de la sección de las correas clásicas. Fuente: REXON de Colombia S.A., 2005.

4.1.3.3 Relación de transmisión

Esta relación involucra a la velocidad angular motriz y a la velocidad angular conducida o del eje principal. Esta relación de transmisión se define en la *ecuación N°44*:

$$i_{transmisión} = \frac{n_1}{n_2} \quad (44)$$

Dónde:

- $i_{transmisión}$: Relación de transmisión (-)
 n_1 : Velocidad angular motriz (rpm)
 n_2 : Velocidad angular conducida o del eje principal (rpm)

Reemplazando, se obtiene el valor de la relación de transmisión, que es 2,891.

4.1.3.4 Diámetro de la polea motriz

El diámetro mínimo de la polea motriz (170 mm), se establece según la potencia y la velocidad del motor eléctrico (INTERMEC S.A., 2013). Donde en la *tabla N° 18*, al interceptar la potencia transmitida en HP con la velocidad del motor, se determina este diámetro.

Tabla 18: Elección del diámetro mínimo de la polea motriz. Fuente: INTERMEC S.A., 2013.

Diámetros mínimos en mm				
Caballos de fuerza (HP)	RPM de Motor			
	900	1200	1800	3600
0,50	65	-	-	-
0,75	65	65	-	-
1,00	65	65	60	-
1,50	75	65	65	60
2,00	75	65	65	65
3,00	75	75	65	65
5,00	100	75	75	65
7,50	115	100	75	75
10,00	115	115	100	75
15,00	135	115	115	100
20,00	155	135	115	115
25,00	170	155	115	115
30,00	170	170	135	-
40,00	210	170	155	-
50,00	230	210	170	-
60,00	260	230	190	-
75,00	260	260	230	-
100,00	350	350	250	-
125,00	380	350	280	-
150,00	465	350	-	-
200,00	550	-	-	-
250,00	-	-	-	-
300,00	-	-	-	-

Posteriormente, se elige un diámetro mínimo acorde a la norma BS 3.790 (www.ingemecanica.com, 2020), la que hace referencia a los diámetros mínimos de poleas

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

“válidos” o “especialmente recomendados”. Donde para 170 mm, es “especialmente recomendado” asumir un valor de 200 mm, debido a que, por norma general al aumentar el diámetro de la polea se aumentará la vida útil de la correa respectiva. Es así, que se emplea la *tabla N° 19*, la cual muestra dicha elección.

Dónde:

V : Diámetro válido de polea (-)

R : Diámetro de polea especialmente recomendado (-)

Tabla 19: Diámetros mínimo de poleas según norma BS 3.790. Fuente: www.ingemecanica.com, 2020.

Diámetro polea (mm)	Z	A	B	C	D	E
60	V					
63	R					
67	V					
71	R	V				
75	V	V				
80	R	V				
90	V	R				
95		V				
100	R	R				
106		V				
112	V	R	V			
118		V	V			
125	R	R	V			
132		V	V			
140	V	R	R			
150	V	V	V			
160	R	R	R			
170			V			
180	V	R	R	V		
200	R	R	R	R		
212				V		
224	V	V	V	R		
236				V		
250	V	R	R	R		
265				V		
280		V	V	R		
300		V	V	V		

4.1.3.5 Diámetro de la polea conducida

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

En base a la relación de transmisión calculada previamente y al diámetro de la polea motriz, es posible definir el diámetro de la polea conducida, por medio de la *ecuación N°45*:

$$d_2 = i_{transmisión} \cdot d_1 \quad (45)$$

Dónde:

d_2 : Diámetro de la polea conducida (mm)

d_1 : Diámetro de la polea motriz (mm)

Luego, reemplazando los valores, se obtiene el diámetro de la polea conducida, que es 578,191 mm.

4.1.3.6 Torque polea conducida

Este torque se realiza en función de la potencia efectiva y de la velocidad de giro de la matriz o del eje principal de la máquina pelletizadora convencional (Norton, 1999). Empleándose para tales efectos la *ecuación N°46*:

$$Tp_{conducida} = \frac{Pot_{efectiva}}{\omega_{matriz}} \quad (46)$$

Dónde:

$Tp_{conducida}$: Torque polea conducida (m·N)

Reemplazando, convenientemente, se obtiene el torque de la polea conducida, que es 684,484 m·N.

4.1.3.7 Fuerzas producidas por la transmisión

Durante la transmisión de la polea conducida, se presentan fuerzas de flexión y torsión (Norton, 2011), las que se definen, matemáticamente, a través de la *ecuación N°47* y la *ecuación N°48*:

$$F_t = \frac{T_{p_{conducida}}}{\left(\frac{d_2}{2}\right)} \quad (47)$$

Dónde:

$$F_t \quad : \quad \text{Fuerza de torsión} \quad (\text{N})$$

$$F_f = F_t \cdot Cte_{tf} \quad (48)$$

Dónde:

$$F_f \quad : \quad \text{Fuerza de flexión} \quad (\text{N})$$

$$Cte_{tf} \quad : \quad \text{Constante obtenida de relación entre torsión y flexión} \quad (-)$$

Estableciendo una constante de 1,5 se puede reemplazar convenientemente valores en dichas ecuaciones, obteniendo la fuerza de torsión, que es 2.368 N y la fuerza de flexión, que es 3.552 N.

4.1.3.8 Distancia entre ejes de poleas

De acuerdo a distintos fabricantes y con la idea de optimizar el rendimiento del sistema de transmisión, es que se emplea la *ecuación N°49* para la distancia entre ejes de poleas, teniendo como única condición un rango para la relación de transmisión (entre 1 y 3) (www.ingemecanica.com, 2020).

$$E_{min} = \frac{(i_{transmisión} + 1) \cdot d_1}{2} + d_1 \quad (49)$$

Dónde:

$$E_{min} \quad : \quad \text{Distancia mínima entre ejes de poleas} \quad (\text{mm})$$

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

Reemplazando los valores, se obtiene la distancia mínima entre ejes de poleas, que es 589,095 mm y a partir de la *tabla N° 20*, es posible establecer la distancia válida entre ejes de poleas, donde se aproxima al valor mínimo del rango siguiente (www.ingemecanica.com, 2020).

Tabla 20: Distancia válida entre ejes de poleas. Fuente: www.ingemecanica.com, 2020.

Desplazamiento mínimo (s) para el montaje de la correa (mm)							
Distancia entre centros <i>E</i> (mm)	Z	A	B	C	D	E	Desplazamiento mínimo (<i>t</i>) del tensor (mm)
500 - 1000	15	19	25	-	-	-	25
1001-1500	15	19	25	38	-	-	38
1501-2500	19	19	32	38	-	-	51
2501-3000	-	25	32	38	-	-	63
3001-4000	-	25	38	38	51	-	75
4001-5000	-	-	-	51	51	63	90
5001-6000	-	-	-	51	51	63	101
6001-7000	-	-	-	51	63	63	113
7001-8500	-	-	-	51	63	76	127
8501-10500	-	-	-	51	63	76	152
> 10501	-	-	-	-	76	90	1,5-1%

4.1.3.9 Longitud primitiva de la correa

Para determinar la longitud primitiva de la correa, se utiliza directamente la *ecuación N°50*:

$$L_{p_{teórica}} = 2 \cdot E + \frac{\pi}{2} \cdot (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot E} \quad (50)$$

Dónde:

$L_{p_{teórica}}$: Longitud primitiva teórica (mm)

E : Distancia válida entre ejes de poleas (mm)

Al reemplazar los valores, convenientemente, se obtiene la longitud primitiva teórica, que es 3.260 mm. A continuación, se selecciona del catálogo de fabricante (DUNLOP, 2017), apreciable en la *tabla N° 21*, una longitud primitiva nominal para el perfil tipo C, cuyo valor es 3.264 mm.

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

Tabla 21: Elección longitud primitiva nominal para el perfil tipo C. Fuente: DUNLOP, 2017.

Longitud primitiva nominal						
Correa (in)	Sección Z (mm)	Sección A (mm)	Sección B (mm)	Sección C (mm)	Sección D (mm)	Sección E (mm)
111	-	2859	2869	2888	2902	-
112	-	2878	2888	2907	2928	-
113	-	2903	2914	2933	2954	-
114	-	2929	2943	2959	2981	-
115	-	2954	2964	2983	3007	-
116	-	2979	2993	3012	3033	-
117	-	3005	3019	3038	3059	-
118	-	3033	3043	3062	3076	-
119	-	3059	3069	3088	3102	-
120	-	3081	3091	3110	3124	-
121	-	3107	3117	3136	3150	-
122	-	3132	3142	3162	3176	-
123	-	3158	3168	3188	3202	-
124	-	3183	3193	3212	3226	-
125	-	3209	3218	3238	3252	-
126	-	3234	3245	3264	3278	-
127	-	3260	3270	3290	3304	-
128	-	3283	3293	3312	3327	-
129	-	3309	3320	3338	3353	-
130	-	3335	3345	3364	3379	-

4.1.3.9.1 Factor de corrección en función de la longitud de la correa

En este caso, se utilizará un factor de corrección en función de la longitud de la correa (Fcl) de 0,98, elección apreciable en la *tabla N° 22*, proporcionada por el fabricante (DUNLOP, 2017).

Tabla 22: Elección del factor de corrección en función de la longitud de la correa. Fuente: DUNLOP, 2017.

Longitud correa	Sección de la correa					
	Z	A	B	C	D	E
16	0.80	-	-	-	-	-
24	0.83	-	-	-	-	-
26	0.84	0.81	-	-	-	-
31	0.89	0.84	-	-	-	-
35	0.92	0.87	0.81	-	-	-
38	0.93	0.88	0.83	-	-	-
42	0.95	0.90	0.85	-	-	-
46	0.97	0.92	0.87	-	-	-
51	0.99	0.94	0.89	0.80	-	-
55	1.00	0.96	0.90	0.81	-	-
60	-	0.98	0.92	0.82	-	-
68	-	1.00	0.95	0.85	-	-
75	-	1.02	0.97	0.87	-	-
80	-	1.04	0.98	0.89	-	-
81	-	1.04	0.98	0.89	-	-
85	-	1.05	0.99	0.90	-	-
90	-	1.06	1.00	0.91	-	-
96	-	1.08	1.02	0.92	-	-
97	-	1.08	1.02	0.92	-	-
105	-	1.10	1.04	0.94	-	-
112	-	1.11	1.05	0.95	-	-
120	-	1.13	1.07	0.97	0.86	-
128	-	1.14	1.08	0.98	0.87	-
144	-	-	1.11	1.00	0.90	-

4.1.3.10 Arco de contacto sobre polea motriz

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

El arco de contacto se genera sobre la polea de menor diámetro (polea motriz) y es trascendental para asegurar la vida útil de la correa, por ende, es importante su determinación, la que se presenta en la *ecuación N°51*:

$$A = 180 - 57 \cdot \left(\frac{d_2 - d_1}{E} \right) \quad (51)$$

Dónde:

A : Arco de contacto sobre la polea motriz (°)

Reemplazando, se obtiene el valor del arco de contacto sobre la polea motriz, que es 158,465°.

4.1.3.10.1 Factor de corrección en función del arco de contacto

Debido a que el arco de contacto sobre la polea motriz es menor a 180°, no se considera óptimo, por tal razón, es necesario aplicar un factor de corrección, con la finalidad de compensar esta diferencia. Es así, que en la *tabla N° 23* se muestra la elección realizada, obteniendo un factor de corrección en función del arco de contacto (Fca) de 0,95.

Tabla 23: Elección del factor de corrección en función del arco de contacto. Fuente: DUNLOP, 2017.

Factor de corrección		
Arco de contacto sobre polea menor	Poleas acanaladas	Poleas acanalada/plana
180°	1.00	0.75
175°	0.99	0.76
170°	0.98	0.77
167°	0.97	0.78
164°	0.96	0.79
160°	0.95	0.80
157°	0.94	0.81
154°	0.93	0.81
150°	0.92	0.82

4.1.3.11 Velocidad de la correa

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

Es relevante mencionar que este tipo de correas trapezoidales o en “V” trabajan en óptimas condiciones hasta los 30 m/s, debido a que si sobrepasan esta velocidad, corren el riesgo de desencajarse de las ranuras de la polea respectiva (www.ingemecanica.com, 2020). La velocidad de la correa se define por medio de la *ecuación N°52* (en memoria de cálculo se empleó el software PTC Mathcad Prime 2 ®):

$$v_{correa} = \frac{d_1 \cdot n_1}{2} \quad (52)$$

Dónde:

v_{correa} : Velocidad de la correa (m/s)

Reemplazando los valores correspondientes, se obtiene la velocidad de la correa, que es 10,315 m/s.

4.1.3.12 Número de correas

Finalmente, para determinar el número real de correas, se ocuparán dos catálogos de fabricantes asociados al rubro, llegando al mismo resultado final y corroborando la veracidad de los cálculos.

4.1.3.12.1 Catálogo correas de transmisión industrial, Dunlop

Para esta opción es necesario establecer la denominada prestación base (DUNLOP, 2017), la cual se aprecia en la *tabla N° 24* y corresponde a la intersección de las revoluciones por minuto con el diámetro primitivo de la polea menor, entregando un valor de 6,69 HP.

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

Tabla 24: Elección de la prestación base. Fuente: DUNLOP, 2017.

Sección C														Prestación Base (en HP)						Prestación adicional por relación de transmisión (en HP)					
Nº R.P.M. De la polea menor	Diámetro primitivo de la polea menor (mm)																								
	178	190	203	216	229	241	254	267	279	292	305	317	330	1.00 al 1.01	1.02 al 1.04	1.05 al 1.08	1.09 al 1.12	1.13 al 1.18	1.19 al 1.24	1.25 al 1.34	1.35 al 1.51	1.52 al 1.99	2.00 y sobre		
	870	4.43	5.26	6.09	6.90	7.70	8.49	9.26	10.00	10.80	11.50	12.30	13.00	13.70	0.00	0.12	0.24	0.36	0.47	0.59	0.71	0.83	0.95	1.07	
1160	5.28	6.32	7.34	8.34	9.31	10.30	11.20	12.10	13.00	13.90	14.70	15.50	16.30	0.00	0.16	0.32	0.47	0.63	0.79	0.95	1.11	1.26	1.42		
1750	6.23	7.56	8.84	10.10	11.20	12.30	13.30	14.30	15.20	16.00	16.80	17.40	18.00	0.00	0.24	0.48	0.72	0.95	1.19	1.43	1.67	1.91	2.15		
100	0.86	0.98	1.10	1.22	1.34	1.46	1.58	1.70	1.82	1.93	2.05	2.16	2.28	0.00	0.01	0.03	0.04	0.05	0.07	0.08	0.10	0.11	0.12		
200	1.49	1.72	1.95	2.17	2.40	2.62	2.84	3.06	3.28	3.50	3.72	3.93	4.15	0.00	0.03	0.05	0.08	0.11	0.14	0.16	0.19	0.22	0.25		
300	2.05	2.37	2.70	3.03	3.35	3.67	3.99	4.31	4.62	4.94	5.25	5.56	5.87	0.00	0.04	0.08	0.12	0.16	0.20	0.25	0.29	0.33	0.37		
400	2.55	2.97	3.39	3.81	4.23	4.65	5.06	5.47	5.87	6.28	6.68	7.08	7.47	0.00	0.05	0.11	0.16	0.22	0.27	0.33	0.38	0.44	0.49		
500	3.01	3.53	4.04	4.55	5.06	5.56	6.06	6.55	7.05	7.53	8.02	8.50	8.98	0.00	0.07	0.14	0.20	0.27	0.34	0.41	0.48	0.55	0.61		
600	3.43	4.04	4.64	5.24	5.83	6.42	7.00	7.58	8.15	8.72	9.28	9.83	10.40	0.00	0.08	0.16	0.25	0.33	0.41	0.49	0.57	0.65	0.74		
700	3.83	4.52	5.21	5.89	6.56	7.23	7.89	8.54	9.19	9.82	10.50	11.10	11.70	0.00	0.10	0.19	0.29	0.38	0.48	0.57	0.67	0.76	0.86		
800	4.19	4.97	5.74	6.50	7.25	7.99	8.72	9.44	10.20	10.90	11.50	12.20	12.90	0.00	0.11	0.22	0.33	0.44	0.55	0.65	0.76	0.87	0.98		
900	4.53	5.39	6.23	7.06	7.88	8.69	9.49	10.30	11.00	11.80	12.60	23.30	14.00	0.00	0.12	0.25	0.57	0.49	0.61	0.74	0.86	0.98	1.10		
1000	4.84	5.77	6.69	7.59	8.47	9.34	10.20	11.00	11.90	12.70	13.50	14.20	15.00	0.00	0.14	0.27	0.41	0.55	0.68	0.82	0.95	1.09	1.23		
1100	5.12	6.12	7.10	8.07	8.01	9.94	10.90	11.70	12.60	13.50	14.30	15.10	15.90	0.00	0.15	0.30	0.45	0.60	0.75	0.90	1.05	1.20	1.35		
1200	5.37	6.44	7.48	8.51	9.51	10.50	11.40	12.40	13.30	14.10	15.00	15.80	16.60	0.00	0.16	0.33	0.49	0.65	0.82	0.98	1.14	1.31	1.47		
1300	5.60	6.73	7.83	8.90	9.94	11.00	12.00	12.90	13.80	14.70	15.60	16.40	17.20	0.00	0.18	0.35	0.53	0.71	0.89	1.06	1.24	1.42	1.59		
1400	5.79	6.98	8.13	9.24	10.30	11.40	12.40	13.40	14.30	15.20	16.10	16.90	17.70	0.00	0.19	0.38	0.57	0.76	0.95	1.14	1.34	1.53	1.72		
1500	5.96	7.19	8.39	9.54	10.70	11.70	12.80	13.80	14.70	15.60	16.40	17.20	18.00	0.00	0.20	0.41	0.61	0.82	1.02	1.23	1.43	1.64	1.84		
1600	6.09	7.37	8.60	9.79	10.90	12.00	13.10	14.00	15.00	15.90	16.70	17.40	18.10	0.00	0.22	0.44	0.65	0.87	1.09	1.31	1.53	1.74	1.96		
1700	6.20	7.51	8.77	9.98	11.10	12.20	13.30	14.20	15.20	16.00	16.80	17.50	18.10	0.00	0.23	0.46	0.69	0.93	1.16	1.39	1.62	1.85	2.09		
1800	6.26	7.61	8.89	10.10	11.30	12.40	13.40	14.30	15.20	16.00	16.70	17.40	17.90	0.00	0.25	0.49	0.74	0.98	1.23	1.47	1.72	1.96	2.21		

Luego, en la *tabla N° 25*, de iguales características, se determina el valor de la prestación adicional por concepto de relación de transmisión, intersectando esa columna con la fila ya utilizada de las revoluciones por minuto de la polea menor, dando como resultado 1,23 HP.

Tabla 25: Elección de la prestación adicional. Fuente: DUNLOP, 2017.

Sección C														Prestación Base (en HP)						Prestación adicional por relación de transmisión (en HP)					
Nº R.P.M. De la polea menor	Diámetro primitivo de la polea menor (mm)																								
	178	190	203	216	229	241	254	267	279	292	305	317	330	1.00 al 1.01	1.02 al 1.04	1.05 al 1.08	1.09 al 1.12	1.13 al 1.18	1.19 al 1.24	1.25 al 1.34	1.35 al 1.51	1.52 al 1.99	2.00 y sobre		
	870	4.43	5.26	6.09	6.90	7.70	8.49	9.26	10.00	10.80	11.50	12.30	13.00	13.70	0.00	0.12	0.24	0.36	0.47	0.59	0.71	0.83	0.95	1.07	
1160	5.28	6.32	7.34	8.34	9.31	10.30	11.20	12.10	13.00	13.90	14.70	15.50	16.30	0.00	0.16	0.32	0.47	0.63	0.79	0.95	1.11	1.26	1.42		
1750	6.23	7.56	8.84	10.10	11.20	12.30	13.30	14.30	15.20	16.00	16.80	17.40	18.00	0.00	0.24	0.48	0.72	0.95	1.19	1.43	1.67	1.91	2.15		
100	0.86	0.98	1.10	1.22	1.34	1.46	1.58	1.70	1.82	1.93	2.05	2.16	2.28	0.00	0.01	0.03	0.04	0.05	0.07	0.08	0.10	0.11	0.12		
200	1.49	1.72	1.95	2.17	2.40	2.62	2.84	3.06	3.28	3.50	3.72	3.93	4.15	0.00	0.03	0.05	0.08	0.11	0.14	0.16	0.19	0.22	0.25		
300	2.05	2.37	2.70	3.03	3.35	3.67	3.99	4.31	4.62	4.94	5.25	5.56	5.87	0.00	0.04	0.08	0.12	0.16	0.20	0.25	0.29	0.33	0.37		
400	2.55	2.97	3.39	3.81	4.23	4.65	5.06	5.47	5.87	6.28	6.68	7.08	7.47	0.00	0.05	0.11	0.16	0.22	0.27	0.33	0.38	0.44	0.49		
500	3.01	3.53	4.04	4.55	5.06	5.56	6.06	6.55	7.05	7.53	8.02	8.50	8.98	0.00	0.07	0.14	0.20	0.27	0.34	0.41	0.48	0.55	0.61		
600	3.43	4.04	4.64	5.24	5.83	6.42	7.00	7.58	8.15	8.72	9.28	9.83	10.40	0.00	0.08	0.16	0.25	0.33	0.41	0.49	0.57	0.65	0.74		
700	3.83	4.52	5.21	5.89	6.56	7.23	7.89	8.54	9.19	9.82	10.50	11.10	11.70	0.00	0.10	0.19	0.29	0.38	0.48	0.57	0.67	0.76	0.86		
800	4.19	4.97	5.74	6.50	7.25	7.99	8.72	9.44	10.20	10.90	11.50	12.20	12.90	0.00	0.11	0.22	0.33	0.44	0.55	0.65	0.76	0.87	0.98		
900	4.53	5.39	6.23	7.06	7.88	8.69	9.49	10.30	11.00	11.80	12.60	23.30	14.00	0.00	0.12	0.25	0.57	0.49	0.61	0.74	0.86	0.98	1.10		
1000	4.84	5.77	6.69	7.59	8.47	9.34	10.20	11.00	11.90	12.70	13.50	14.20	15.00	0.00	0.14	0.27	0.41	0.55	0.68	0.82	0.95	1.09	1.23		
1100	5.12	6.12	7.10	8.07	8.01	9.94	10.90	11.70	12.60	13.50	14.30	15.10	15.90	0.00	0.15	0.30	0.45	0.60	0.75	0.90	1.05	1.20	1.35		
1200	5.37	6.44	7.48	8.51	9.51	10.50	11.40	12.40	13.30	14.10	15.00	15.80	16.60	0.00	0.16	0.33	0.49	0.65	0.82	0.98	1.14	1.31	1.47		
1300	5.60	6.73	7.83	8.90	9.94	11.00	12.00	12.90	13.80	14.70	15.60	16.40	17.20	0.00	0.18	0.35	0.53	0.71	0.89	1.06	1.24	1.42	1.59		
1400	5.79	6.98	8.13	9.24	10.30	11.40	12.40	13.40	14.30	15.20	16.10	16.90	17.70	0.00	0.19	0.38	0.57	0.76	0.95	1.14	1.34	1.53	1.72		
1500	5.96	7.19	8.39	9.54	10.70	11.70	12.80	13.80	14.70	15.60	16.40	17.20	18.00	0.00	0.20	0.41	0.61	0.82	1.02	1.23	1.43	1.64	1.84		
1600	6.09	7.37	8.60	9.79	10.90	12.00	13.10	14.00	15.00	15.90	16.70	17.40	18.10	0.00	0.22	0.44	0.65	0.87	1.09	1.31	1.53	1.74	1.96		
1700	6.20	7.51	8.77	9.98	11.10	12.20	13.30	14.20	15.20	16.00	16.80	17.50	18.10	0.00	0.23	0.46	0.69	0.93	1.16	1.39	1.62	1.85	2.09		
1800	6.26	7.61	8.89	10.10	11.30	12.40	13.40	14.30	15.20	16.00	16.70	17.40	17.90	0.00	0.25	0.49	0.74	0.98	1.23	1.47	1.72	1.96	2.21		

4.1.3.12.1.1 Potencia efectiva por cada correa

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

En la *ecuación N°53*, se determina la potencia efectiva por correa (www.ingemecanica.com, 2020), a partir de la potencia base, que, básicamente, es la suma de la prestación base con la prestación adicional (7,92 HP), la cual se ve afectada por los factores establecidos en apartados anteriores, con respecto a la longitud de la correa y al arco de contacto.

$$Pot_{efectivaxcorrea} = Pot_{base} \cdot Fcl \cdot Fca \quad (53)$$

Dónde:

$Pot_{efectivaxcorrea}$: Potencia efectiva por cada correa	(HP)
Pot_{base}	: Potencia base	(HP)
Fcl	: Factor de corrección en función de la longitud de la correa	(-)
Fca	: Factor de corrección en función del arco de contacto	(-)

Reemplazando convenientemente, se obtiene el valor de la potencia efectiva por correa, que es 7,374 HP.

4.1.3.12.1.2 Número de correas (catálogo Dunlop)

Para establecer el número de correas teóricas, se emplea la *ecuación N°54*, que involucra a la potencia efectiva (total) y a la potencia efectiva por cada correa.

$$Nro_{correas} = \frac{Pot_{efectiva}}{Pot_{efectivaxcorrea}} \quad (54)$$

Dónde:

$Nro_{correas}$: Número de correas teóricas, 1ra opción	(-)
-----------------	--	-----

Al reemplazar los valores se encuentra el número de correas teóricas, que es 4,442, el cual en la práctica equivale a 5.

4.1.3.12.2 Manual de cálculo de transmisiones, Rexon

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

Primeramente, se establece el valor del factor “i”, el cual hace referencia al punto medio de la correa, clave al momento de determinar el desarrollo primitivo que esta tenga, cuyo valor es 5,7 mm para las del tipo C (REXON de Colombia S.A., 2005).

4.1.3.12.2.1 Diámetros primitivos

En base al factor “i” mencionado anteriormente, es posible señalar el diámetro primitivo tanto de la polea motriz, definida en la *ecuación N°55*, como de la polea conducida, presente en la *ecuación N°56*.

$$D_{ppm} = d_1 - 2 \cdot i_{factor} \quad (55)$$

Dónde:

$$\begin{aligned} D_{ppm} & : \text{ Diámetro primitivo polea motriz} && (\text{mm}) \\ i_{factor} & : \text{ Factor “i”} && (\text{mm}) \end{aligned}$$

$$D_{ppc} = d_2 - 2 \cdot i_{factor} \quad (56)$$

Dónde:

$$D_{ppc} : \text{ Diámetro primitivo polea conducida} \quad (\text{mm})$$

Reemplazando convenientemente los valores, se obtienen los diámetros primitivos de la polea motriz y de la polea conducida, que son 188,6 mm y 566,791 mm, respectivamente.

4.1.3.12.2.2 Relación de poleas

Esta relación se encuentra en función de los diámetros primitivos expuestos anteriormente y se aprecia en la *ecuación N°57*:

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

$$R_{poleas} = \frac{D_{ppc}}{D_{ppm}} \tag{57}$$

Dónde:

R_{poleas} : Relación de poleas (-)

Reemplazando los valores de los diámetros primitivos, se obtiene la relación de poleas, que es 3,005.

4.1.3.12.2.3 Número de correas (catálogo Rexon)

Es importante para determinar el número de correas, saber la potencia transmitida por cada correa, la cual se establece en base al diámetro primitivo de la polea menor, la relación de poleas y las revoluciones por minuto de la polea menor, rescatando el valor de 5,58 kW, apreciable en la *tabla N° 26*.

Tabla 26: Elección de la potencia transmitida por cada correa. Fuente: REXON de Colombia S.A., 2005.

dpp mm	R	Revoluciones por minuto np de la polea menor																		
		50	100	200	300	400	500	600	700	800	950	1000	1200	1300	1450	1600	1800	2000	2200	2400
180	1,00	0,43	0,77	1,36	1,88	2,37	2,82	3,25	3,65	4,04	4,57	4,73	5,34	5,62	5,99	6,30	6,64	6,87	6,99	6,99
	1,05	0,44	0,78	1,39	1,93	2,43	2,90	3,34	3,76	4,16	4,71	4,88	5,53	5,81	6,20	6,54	6,91	7,17	7,32	7,35
	1,20	0,45	0,81	1,45	2,02	2,55	3,05	3,52	3,97	4,39	4,99	5,18	5,88	6,20	6,63	7,02	7,44	7,76	7,97	8,06
	1,50	0,47	0,84	1,49	2,09	2,64	3,16	3,66	4,13	4,58	5,21	5,41	6,16	6,50	6,97	7,39	7,86	8,23	8,49	8,62
	≥ 3,00	0,47	0,85	1,53	2,14	2,71	3,25	3,76	4,25	4,71	5,37	5,58	6,36	6,72	7,21	7,66	8,16	8,56	8,85	9,02
200	1,00	0,51	0,92	1,63	2,28	2,89	3,45	3,99	4,50	4,98	5,65	5,86	6,64	6,99	7,45	7,85	8,27	8,55	8,69	8,67
	1,05	0,52	0,93	1,66	2,33	2,95	3,53	4,08	4,60	5,10	5,80	6,01	6,82	7,18	7,67	8,09	8,54	8,86	9,02	9,03
	1,20	0,53	0,96	1,72	2,42	3,06	3,68	4,26	4,81	5,34	6,08	6,31	7,18	7,57	8,10	8,57	9,08	9,45	9,67	9,74
	1,50	0,54	0,98	1,77	2,49	3,16	3,79	4,40	4,98	5,52	6,30	6,54	7,46	7,87	8,44	8,94	9,50	9,92	10,19	10,30
	≥ 3,00	0,55	1,00	1,80	2,54	3,22	3,88	4,50	5,09	5,66	6,46	6,71	7,66	8,09	8,68	9,21	9,80	10,25	10,55	10,70
224	1,00	0,60	1,09	1,96	2,76	3,50	4,20	4,86	5,49	6,09	6,92	7,18	8,14	8,57	9,13	9,60	10,09	10,38	10,48	10,36
	1,05	0,61	1,11	1,99	2,80	3,56	4,28	4,96	5,60	6,21	7,07	7,34	8,32	8,76	9,35	9,85	10,36	10,68	10,81	10,72
	1,20	0,63	1,14	2,05	2,89	3,68	4,42	5,13	5,81	6,45	7,35	7,63	8,68	9,15	9,78	10,32	10,89	11,28	11,46	11,43
	1,50	0,64	1,16	2,10	2,96	3,77	4,54	5,27	5,97	6,64	7,57	7,87	8,96	9,45	10,12	10,69	11,31	11,75	11,98	11,99
	≥ 3,00	0,65	1,18	2,13	3,01	3,84	4,62	5,37	6,09	6,77	7,73	8,03	9,16	9,67	10,36	10,96	11,61	12,08	12,34	12,39
250	1,00	0,70	1,28	2,32	3,27	4,16	5,00	5,80	6,55	7,27	8,26	8,57	9,70	10,19	10,84	11,36	11,86	12,10	12,08	11,76
	1,05	0,71	1,29	2,35	3,31	4,22	5,07	5,89	6,66	7,39	8,41	8,72	9,88	10,39	11,06	11,60	12,13	12,41	12,41	12,12
	1,20	0,73	1,32	2,40	3,40	4,33	5,22	6,06	6,86	7,62	8,69	9,02	10,24	10,77	11,49	12,08	12,66	13,00	13,06	12,83
	1,50	0,74	1,35	2,45	3,47	4,43	5,34	6,20	7,03	7,81	8,91	9,25	10,52	11,08	11,82	12,45	13,08	13,47	13,58	13,39
	≥ 3,00	0,75	1,36	2,48	3,52	4,49	5,42	6,30	7,14	7,94	9,07	9,42	10,72	11,29	12,07	12,72	13,38	13,80	13,94	13,79
280	1,00	0,82	1,49	2,72	3,84	4,90	5,90	6,85	7,74	8,59	9,75	10,11	11,40	11,96	12,65	13,19	13,63	13,72		
	1,05	0,83	1,51	2,75	3,89	4,96	5,98	6,94	7,85	8,71	9,90	10,26	11,59	12,15	12,87	13,43	13,90	14,02		
	1,20	0,84	1,54	2,81	3,98	5,08	6,13	7,12	8,06	8,95	10,18	10,56	11,94	12,54	13,30	13,91	14,43	14,62		
	1,50	0,85	1,56	2,85	4,05	5,17	6,24	7,26	8,22	9,13	10,40	10,79	12,22	12,84	13,64	14,28	14,85	15,08		
	≥ 3,00	0,86	1,58	2,89	4,10	5,24	6,33	7,36	8,34	9,27	10,56	10,96	12,42	13,06	13,88	14,55	15,15	15,42		

Por último, en la *ecuación N°58* se determina el número de correas teóricas, con un procedimiento similar al del catálogo Dunlop.

$$N_c = \frac{Pot_{efectiva}}{Pot_{xcadacorrea}} \quad (58)$$

Dónde:

- N_c : Número de correas teóricas, 2da opción (-)
 $Pot_{xcadacorrea}$: Potencia transmitida por cada correa (kW)

Reemplazando valores, se encuentra el número de correas teóricas, que es 4,377, similar al calculado en la primera opción y que corresponde a un número real de 5 correas.

4.1.3.13 Selección de las correas de transmisión

Según lo expuesto previamente, se necesitarán 5 correas trapezoidales o en “V” con perfil tipo C, presentando cada correa una longitud primitiva nominal de 3.264 mm. Donde las dimensiones principales de la correa seleccionada se pueden apreciar en la *fig. N° 41* (DUNLOP, 2017), las cuales son: 22 mm de ancho base superior (a), 14 mm de altura o espesor (h) y 19 mm de ancho primitivo (ap). En los anexos, se incluirá la cotización con el respectivo proveedor seleccionado para este caso.

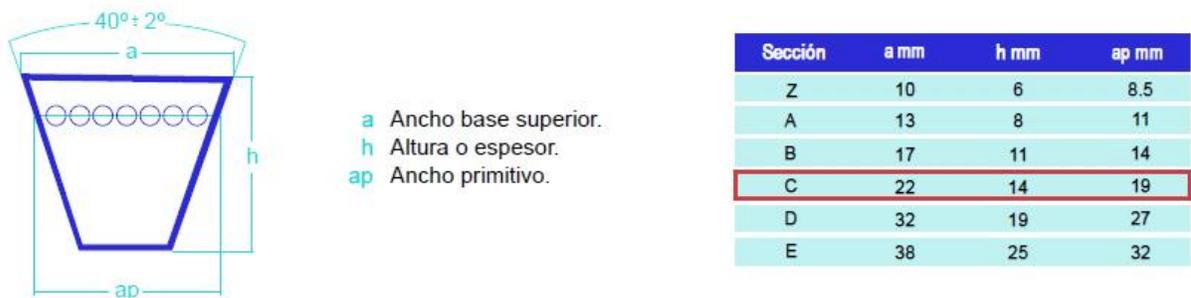


Figura 41: Dimensiones principales correa con perfil tipo C. Fuente: DUNLOP, 2017.

4.1.3.14 Selección de las poleas

A continuación, se enunciarán las principales especificaciones técnicas de las poleas empleadas en el sistema de transmisión, tanto para la motriz como para la conducida.

4.1.3.14.1 Polea motriz

El diámetro “especialmente recomendado” para la polea motriz es 200 mm, para un perfil de correa tipo C. A partir de esto, se escogerá una polea cuyas dimensiones sean: diámetro externo de 200 mm, 5 ranuras y un espesor de 136,5 mm, es decir, 137 mm.

4.1.3.14.2 Polea conducida

La selección de la polea conducida es en base a su diámetro, que es 578,191 mm, el cual fue calculado a partir de la relación de transmisión. Nuevamente, se escogen dimensiones comerciales de la polea, las cuales son: diámetro externo 600 mm, 5 ranuras y manteniendo el mismo espesor.

De esta forma, en la *fig. N° 42* (INTERMEC S.A., 2013) se muestran las elecciones realizadas, en base a las especificaciones técnicas descritas anteriormente.

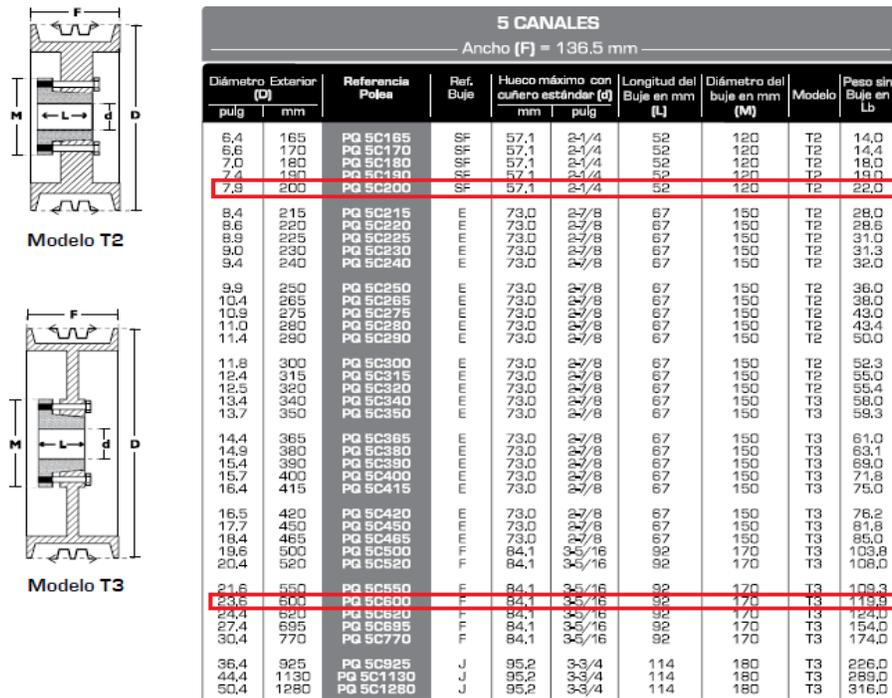


Figura 42: Elección de poleas en base a especificaciones técnicas. Fuente: INTERMEC S.A., 2013.

4.1.3.15 Cálculos del eje principal

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

A continuación, se analizarán los torques generados en el eje principal, debido a los rodillos de compactación, las cuchillas y las fuerzas propias de la transmisión.

4.1.3.15.1 Diagrama de cuerpo libre (DCL) del eje principal

En la *fig. N° 43* se aprecia el diagrama de cuerpo libre (DCL) del eje principal, cuya longitud total es de 1 m y donde se puede destacar el punto de aplicación de la fuerza flexionante, a 200 mm de la base.

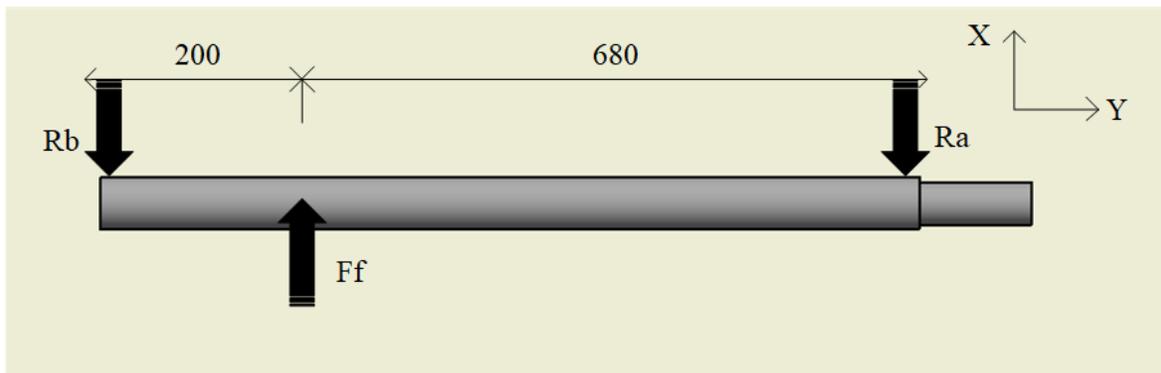


Figura 43: Diagrama de cuerpo libre (DCL) del eje principal. Fuente: Elaboración propia.

4.1.3.15.2 Sumatoria de fuerzas y momentos en el eje principal

Para definir la reacción en el punto B, se momenta con respecto al punto A ($\Sigma M_a = 0$), determinando del despeje la *ecuación N°59*:

$$R_{bEP} = \frac{F_f \cdot 0,68 \text{ m}}{0,88 \text{ m}} \quad (59)$$

Dónde:

R_{bEP} : Reacción en el punto B del eje principal (N)

Reemplazando valores, se obtiene la reacción en el punto B del eje principal, que es 2.744 N. Luego, realizando sumatoria de fuerzas en el eje x ($\Sigma F_x = 0$), se logra establecer la *ecuación N°60*:

$$R_{aEP} = F_f - R_{bEP} \quad (60)$$

Dónde:

R_{aEP} : Reacción en el punto A del eje principal (N)

Reemplazando convenientemente valores, se obtiene la reacción en el punto A del eje principal, que es 807,162 N. Además, es importante consignar que no existen fuerzas axiales que actúen en el eje y ($\Sigma F_y = 0$), por ende, el momento con respecto al eje x es igual a 0 ($\Sigma M_x = 0$).

4.1.3.15.3 Cálculo de momentos flectores y esfuerzos cortantes (por secciones)

Se efectuará un análisis por secciones o tramos, con la finalidad de determinar las fuerzas cortantes y momentos flectores.

- Sección 1:

Se parte estableciendo la fuerza cortante propia de esta sección, la cual equivale a la reacción en el punto B del eje principal, por lo que su valor es 2.744 N. Evaluando los extremos del intervalo correspondiente a la sección 1 ($X_{1.1} = 0$ m y $X_{1.2} = 0.2$ m), apreciables en la *fig. N° 44*, es posible determinar la *ecuación N°61*, referente al momento flector de la sección 1 evaluado con el extremo superior ($M_{1.2}$), ya que el momento flector de la sección 1 evaluado con el extremo inferior es nulo.

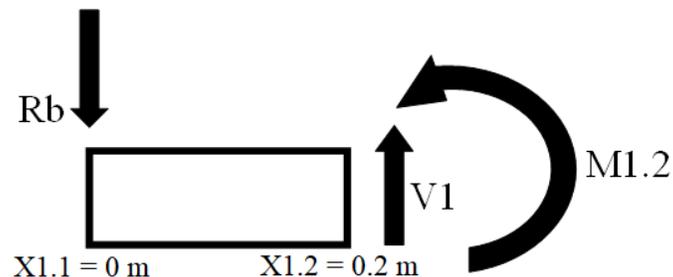


Figura 44: Sección 1. Fuente: Elaboración propia.

$$M_{1.2} = -R_{bEP} \cdot (X_{1.2}) \quad (61)$$

Dónde:

$M_{1.2}$: Momento flector de la sección 1 evaluado con el extremo superior (m·N)

$X_{1.2}$: Extremo superior de la sección 1 (m)

Reemplazando valores, se obtiene el momento flector de la sección 1 evaluado con el extremo superior, que es -548,87 m·N.

- Sección 2:

A diferencia del procedimiento anterior, ahora se emplea la *ecuación N°62* para determinar la fuerza cortante en esta sección. También, se presenta la *fig. N° 45* con las fuerzas y el momento involucrado.

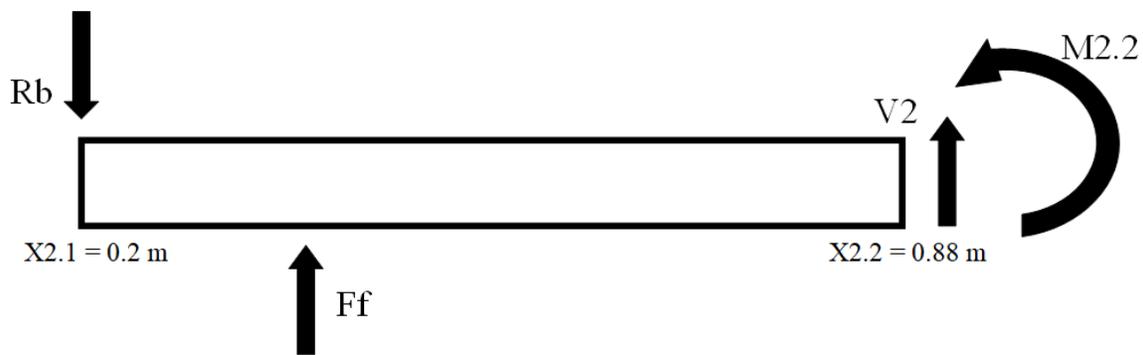


Figura 45: Sección 2. Fuente: Elaboración propia.

$$V_2 = -F_f + R_{bEP} \quad (62)$$

Dónde:

V_2 : Fuerza cortante en la sección 2 (N)

Reemplazando, se obtiene el valor de la fuerza cortante en la sección 2, que es -807,162 N.

Al evaluar los extremos del intervalo en la sección 2, el momento flector de la sección 2 evaluado con el extremo inferior adquiere el mismo valor del momento flector de la sección

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

1 evaluado con el extremo superior, que es $-548,87 \text{ m}\cdot\text{N}$. En cambio, se emplea la *ecuación* N°63 para el momento flector de la sección 2 evaluado con el extremo superior.

$$M_{2.2} = -R_{bEP} \cdot (X_{2.2}) + F_f \cdot (X_{2.2} - 0.2 \text{ m}) \quad (63)$$

Dónde:

$M_{2.2}$: Momento flector de la sección 2 evaluado con el extremo superior (m·N)

$X_{2.2}$: Extremo superior de la sección 2 (m)

Reemplazando valores, se obtiene el momento flector de la sección 2 evaluado con el extremo superior, que es $-4,547 \times 10^{-13} \text{ m}\cdot\text{N}$, es decir, $0 \text{ m}\cdot\text{N}$.

A modo de resumen, se muestra la *tabla* N° 27, con los valores obtenidos tanto para la fuerza cortante como para el momento flector. Para complementar lo anterior, en la *fig.* N° 46 y la *fig.* N° 47 se exhiben los diagramas de fuerza cortante máxima y momento flector máximo, respectivamente.

Tabla 27: Resumen de valores para fuerza cortante y para momento flector. Fuente: Elaboración propia.

Fuerza cortante	Momento flector
$V_1 = 2.744 \text{ N}$	$M_{1.2} = -548,87 \text{ m}\cdot\text{N}$
$V_2 = -807,162 \text{ N}$	$M_{2.2} = 0 \text{ m}\cdot\text{N}$

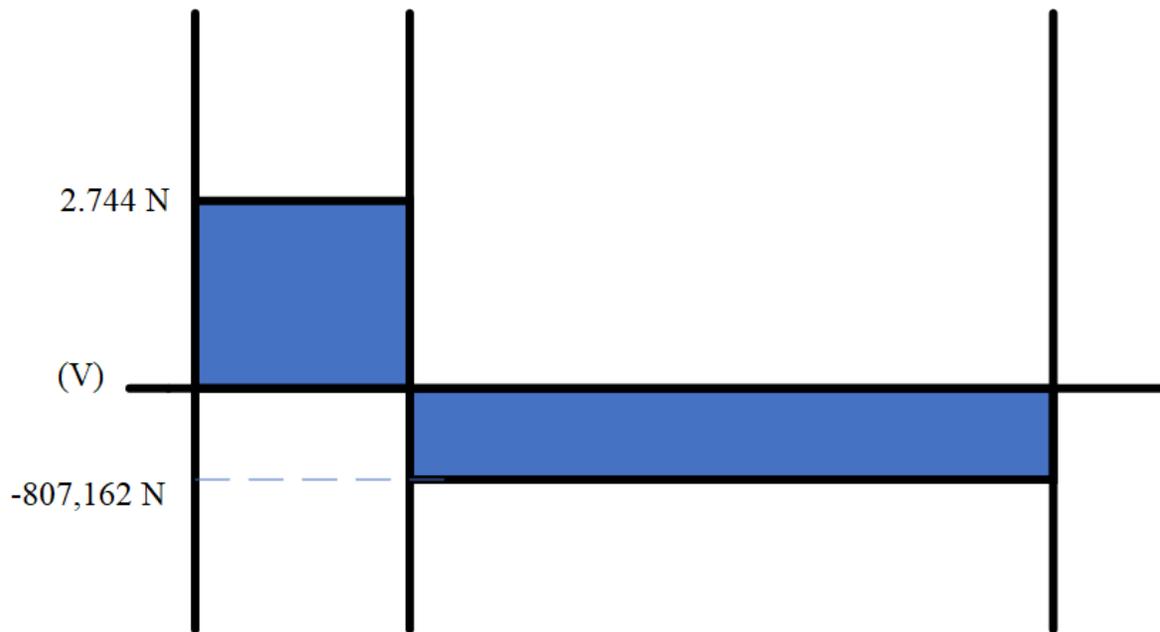


Figura 46: Diagrama de fuerza cortante máxima. Fuente: Elaboración propia.

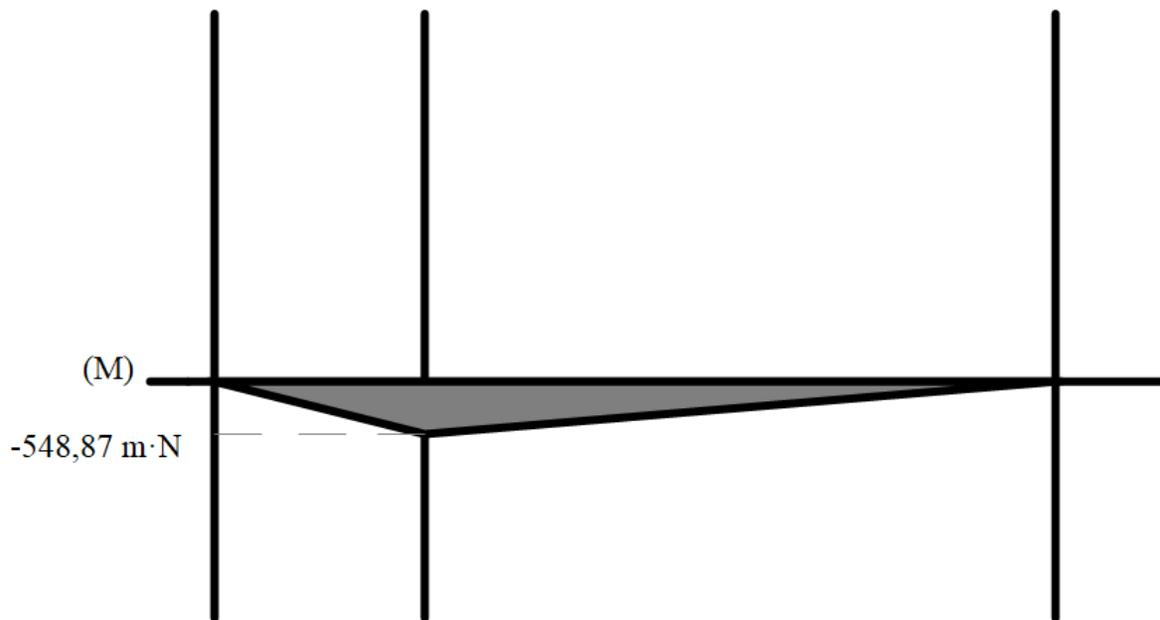


Figura 47: Diagrama de momento flector máximo. Fuente: Elaboración propia.

4.1.3.15.4 Diámetro del eje principal

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

Para determinar el diámetro del eje principal, es necesario establecer en primera instancia el torque total, el cual es la suma del momento torsor producto del sistema de transmisión, de los rodillos y de las cuchillas de corte, cuyo valor alcanza 979,742 m·N.

Tal como se mencionó en uno de los apartados anteriores, el eje no estará sometido a cargas axiales, por lo que se puede emplear la *ecuación N°64* (Universidad Nacional de Colombia, 2007), sobre la teoría de la máxima tensión de corte (criterio de Coulomb-Tresca). Se utilizará un factor de seguridad (teórico) de 3, el cual corresponde al valor mínimo recomendado (Vanegas Useche, 2018), extraído de la *tabla N° 28*. En cuanto al acero, se usará un acero de ingeniería AISI 1020, cuya elección se justifica por su alta tenacidad y fácil adquisición en el mercado, dado que este metal es uno de los más usados para elementos de maquinaria. El esfuerzo de fluencia para éste acero es de 29,7 ksi, que equivale a 204,774 MPa, dato apreciable en la *tabla N° 29*, referente a las propiedades mecánicas que presenta el acero AISI 1020 (Carvajal Niño, 2016).

Tabla 28: Elección del factor de seguridad, valor mínimo recomendado. Fuente: Vanegas Useche, 2018.

TIPO O CLASE DE CARGA	ACERO, METALES DÚCTILES		HIERRO FUNDIDO, METALES FRÁGILES	MADERA DE CONSTRUCCIÓN
	Basado en la resistencia máxima*	Basado en la resistencia de fluencia**	Basado en la resistencia máxima*	
Carga muerta o Carga variable bajo análisis por fatiga	3 – 4	1.5 - 2	5 – 6	7

Tabla 29: Propiedades mecánicas del acero AISI 1020. Fuente: Carvajal Niño, 2016.

Dureza:	111 HB
Esfuerzo de fluencia:	29,7 ksi
Esfuerzo máximo:	55,1 ksi
Elongación:	25 %
Reducción de área:	50 %
Módulo de elasticidad	29.700 ksi

Maquinabilidad:	72 %
-----------------	------

$$D_{EP} = \left(\frac{32 \cdot F_{S_{EP}}}{\pi \cdot S_{y_{EP}}} \cdot ((Mf_{EP})^2 + T_{EP}^2)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (64)$$

Dónde:

D_{EP}	: Diámetro del eje principal	(mm)
$F_{S_{EP}}$: Factor de seguridad para diseño del eje principal	(-)
$S_{y_{EP}}$: Esfuerzo de fluencia acero AISI 1020 para el eje principal	(MPa)
Mf_{EP}	: Momento flector en el eje principal	(m·N)
T_{EP}	: Torque generado en el eje principal	(m·N)

Reemplazando convenientemente, se obtiene el valor del diámetro del eje principal, que es 55,133 mm, del cual se escogerá uno comercialmente viable. Cabe destacar que éste reducirá su diámetro a 45 mm (parte superior), con la finalidad de obtener un mejor asentamiento de la matriz, pensando en facilitar un posterior montaje práctico.

4.1.3.15.5 Análisis de esfuerzos en el eje principal

Para determinar el esfuerzo de flexión en el eje principal, se utilizará la *ecuación N°65* (CARDONA LARA, ESCOBAR, CLAVIJO, 2015), donde es imprescindible saber el valor del momento de inercia en el eje principal, que es $4,535 \times 10^{-7} \text{ m}^4$, proveniente de la expresión para el momento de inercia de una circunferencia (HIBBELER, 2010).

$$\sigma_{f_{EP}} = \frac{Mf_{EP} \cdot \left(\frac{D_{EP}}{2} \right)}{I_{EP}} \quad (65)$$

Dónde:

$\sigma_{f_{EP}}$: Esfuerzo de flexión en el eje principal	(MPa)
I_{EP}	: Momento de inercia en el eje principal	(m ⁴)

Reemplazando valores, se obtiene el esfuerzo de flexión en el eje principal, que es 33,361 MPa.

El otro esfuerzo presente en el eje principal corresponde al cortante por torsión, el cual se determina por la *ecuación N°66*, que involucra al momento polar de inercia que presente, cuyo valor asciende a $9,071 \times 10^{-7} \text{ m}^4$.

$$\tau_{f_{EP}} = \frac{T_{EP} \cdot \left(\frac{D_{EP}}{2}\right)}{J_{EP}} \quad (66)$$

Dónde:

$\tau_{f_{EP}}$: Esfuerzo cortante por torsión en el eje principal (MPa)

J_{EP} : Momento polar de inercia en el eje principal (m^4)

Reemplazando valores, se obtiene el esfuerzo cortante por torsión en el eje principal, que es 29,775 MPa. Una vez realizado lo anterior, se puede determinar el valor del esfuerzo cortante máximo en el eje principal, que, básicamente, es la suma de los dos esfuerzos calculados previamente, dando como resultado 63,136 MPa (Beer, Johnston, DeWolf, Mazurek, 2009).

4.1.3.15.6 Factor de seguridad real en el eje principal

El factor de seguridad real que tenga el eje principal viene dado por el esfuerzo de fluencia del acero escogido (AISI 1020) y por los esfuerzos flexionantes y torsores generados por las cargas de los elementos, donde estos últimos son determinados por medio de la *ecuación N°67* (Norton, 2011), planteada por Von Mises.

$$\sigma'_{EP} = \sqrt{(\sigma_{f_{EP}})^2 + 3 \cdot (\tau_{f_{EP}})^2} \quad (67)$$

Dónde:

σ'_{EP} : Esfuerzo de Von Mises en el eje principal (MPa)

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

Reemplazando, se obtiene el valor del esfuerzo de Von Mises en el eje principal, que es 61,422 MPa. Seguidamente, el factor de seguridad teórico se determina por la *ecuación N°68*:

$$F_{SEP} = \frac{Sy_{EP}}{\sigma'_{EP}} \quad (68)$$

Dónde:

F_{SEP} : Factor de seguridad teórico en el eje principal (-)

Reemplazando convenientemente valores, se obtiene el factor de seguridad teórico en el eje principal, que es 3,334, lo que en la práctica es 3.

4.1.3.15.7 Selección del eje principal

Este eje tendrá una longitud total de 1 m (en modelo 3D serán 0,981 m, medida que se puede obtener mediante un simple proceso de corte), estará confeccionado de acero AISI 1020 y su diámetro será de 2-1/4" (requiere proceso de mecanizado para reducción de diámetro a 55 mm, cilindrado en torno, por ejemplo). En el análisis de costos se agregará el precio y proveedor de este elemento. Cabe destacar, que también se mecanizará para obtener la reducción de diámetro a 45 mm, donde irá asentada la matriz plana.

4.1.3.15.8 Cálculos de rodamientos para el eje principal

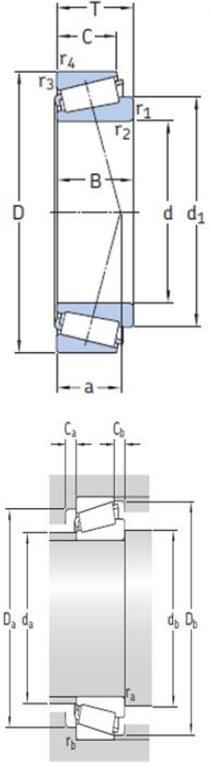
Estos elementos minimizan la fricción entre el eje y las demás partes móviles, sirven como puntos de apoyo, para soportar peso, evitar deslizamientos y son claves al momento de guiar su rotación.

4.1.3.15.8.1 Selección del rodamiento inferior

Este rodamiento de rodillos cónicos es el encargado de soportar las cargas mixtas o combinadas ocasionadas por la polea conducida, proporcionando una rodadura precisa y una fricción reducida. Por otro lado, se escoge el rodamiento de designación 32011 X/Q del

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

catálogo de fabricante, elección apreciable en la *fig. N° 48* (SKF, 2015), en base al diámetro del eje principal, el cual soporta la mayoría de los sistemas involucrados.



Dimensiones principales	Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades nominales		Masa	Designación	Series de dimensiones para la normativa ISO 355 (ABMA)		
	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite					
d D T	kN		kN	r. p. m.		kg	-	-		
55	90	23	80,9	116	12,9	5 300	7 000	0,56	32011 X/Q	3CC
	90	27	104	137	15,3	5 600	7 000	0,66	* 33011/Q	2CE
	95	30	110	156	17,6	5 000	6 700	0,85	33111/Q	3CE
	100	22,75	104	106	12	5 300	6 700	0,7	* 30211 J2/Q	3DB
	100	26,75	106	129	15	5 000	6 700	0,84	32211 J2/Q	3DC
	100	35	138	190	21,6	4 500	6 300	1,15	33211/Q	3DE
	110	39	179	232	26	4 500	6 700	1,7	T2ED 055/QCLN	2FD
	115	34	125	163	19,3	4 000	5 600	1,6	T7FC 055/QCL7C	7FC
	120	31,5	166	163	19,3	4 800	5 600	1,55	* 30311 J2/Q	2FB
	120	31,5	121	137	16,6	3 800	5 600	1,55	31311 J2/QCL7C	7FB
	120	45,5	216	260	30	4 300	5 600	2,5	* 32311 BJ2/QCL7C	5FD
	120	45,5	198	250	28,5	4 000	5 600	2,35	32311 J2	2FD

Dimensiones		Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo										Factores de cálculo						
d	d_1	B	C	$r_{1,2}$ min.	$r_{3,4}$ min.	a	d_a máx.	d_b min.	D_a min.	D_a máx.	D_b min.	C_a min.	C_b min.	r_a máx.	r_b máx.	e	Y	Y_0
55	73,3	23	17,5	1,5	1,5	19	63	62	81	83	86	4	5,5	1,5	1,5	0,4	1,5	0,8
	73,1	27	21	1,5	1,5	19	63	62	81	83	86	5	6	1,5	1,5	0,31	1,9	1,1
	75,1	30	23	1,5	1,5	22	62	62	83	88	91	5	7	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9
	74,7	21	18	2	1,5	20	64	64	88	91	94	4	4,5	2	1,5	0,4	1,5	0,8
	75,3	25	21	2	1,5	22	63	64	87	91	95	4	5,5	2	1,5	0,4	1,5	0,8
	78,1	35	27	2	1,5	25	62	64	85	91	96	6	8	2	1,5	0,4	1,5	0,8
	80,9	39	32	2,5	2,5	27	66	65	93	99	104	7	7	2,5	2,5	0,35	1,7	0,9
	89,5	31	23,5	3	3	39	66	67	86	103	109	4	10,5	2,5	2,5	0,88	0,68	0,4
	84	29	25	2,5	2	24	71	65	104	110	111	4	6,5	2,5	2	0,35	1,7	0,9
	88,4	29	21	2,5	2	37	68	65	94	110	113	4	10,5	2,5	2	0,83	0,72	0,4
	90,5	43	35	2,5	2	36	65	65	91	110	112	5	10,5	2,5	2	0,54	1,1	0,6
	84,6	43	35	2,5	2	29	68	65	99	110	111	5	10,5	2,5	2	0,35	1,7	0,9

Figura 48: Elección del rodamiento inferior. Fuente: SKF, 2015.

4.1.3.15.8.1.1 Vida nominal del rodamiento inferior

Esta vida nominal se encuentra en función de la capacidad de carga dinámica básica, la carga dinámica equivalente, que corresponde a la fuerza cortante en la sección 1 (V_1) y el exponente de la ecuación de la vida útil, siendo este último de $10/3$ para el presente caso. Gracias a los datos anteriores, es posible emplear la *ecuación N°69*:

$$L_{RI} = \left(\frac{C_{RI}}{P_{RI}} \right)^{p_{RI}} \quad (69)$$

Dónde:

L_{RI} : Vida nominal básica para el rodamiento inferior (millones de revoluciones)

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

C_{RI}	: Capacidad de carga dinámica básica del rodamiento inferior	(kN)
P_{RI}	: Carga dinámica equivalente del rodamiento inferior	(kN)
p_{RI}	: Exponente de la ecuación de la vida útil para rodamientos de rodillos	(-)

Reemplazando convenientemente valores, se obtiene la vida nominal básica para el rodamiento inferior, que es 79.130 millones de revoluciones, que por medio de la velocidad angular conducida o del eje principal, puede expresarse en 10.270 hr de funcionamiento.

4.1.3.15.8.2 Cálculo del intervalo de relubricación para grasa en el rodamiento inferior

El intervalo de relubricación a calcular en este apartado, depende de diversos factores interrelacionados entre sí, tales como (SKF, 2015):

- Entorno del rodamiento
- Espacio alrededor del rodamiento
- Tipo de grasa
- Temperatura de funcionamiento
- Velocidad
- Tipo y tamaño del rodamiento

Es así, que mediante la *ecuación N°70*, se determina el diámetro medio del rodamiento inferior.

$$d_{mRI} = f_{dMEDIO} \cdot (d_{RI} + D_{RI}) \quad (70)$$

Dónde:

d_{mRI}	: Diámetro medio del rodamiento inferior	(mm)
f_{dMEDIO}	: Factor para el cálculo del diámetro medio	(-)
d_{RI}	: Diámetro interior del rodamiento inferior	(mm)
D_{RI}	: Diámetro exterior del rodamiento inferior	(mm)

Teniendo en cuenta que el diámetro interior es de 55 mm y el exterior de 90 mm, se puede reemplazar valores, obteniendo el diámetro medio del rodamiento inferior, que es 72,5 mm.

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

Luego, se multiplica por la velocidad del eje principal (n_2), entregando el factor de velocidad del rodamiento inferior, que es 155.200 mm/min. El factor del rodamiento inferior, en este caso de rodillos cónicos, corresponde a un valor de 2, en la *tabla N° 30* se encuentra un extracto de la tabla completa, la cual se encontrará en la sección correspondiente de los anexos.

Tabla 30: Extracto de factores de los rodamientos y límites recomendados para el factor de velocidad A, rodillos cónicos. Fuente: SKF, 2015.

Factores de los rodamientos y límites recomendados para el factor de velocidad A				
Tipo de rodamiento ¹⁾	Factor del rodamiento b_f	Límites recomendados para el factor de velocidad A para la relación de carga		
		$C/P \geq 15$	$C/P = 8$	$C/P = 4$
–	–	mm/min		
Rodamientos rígidos de bolas	1	500 000	400 000	300 000
Rodamientos Y	1	500 000	400 000	300 000
Rodamientos de bolas de contacto angular	1	500 000	400 000	300 000
Rodamientos de bolas a rótula	1	500 000	400 000	300 000
Rodamientos de rodillos cilíndricos				
– rodamiento libre	1,5	450 000	300 000	150 000
– rodamiento fijo, sin cargas axiales externas o con cargas axiales ligeras pero alternantes	2	300 000	200 000	100 000
– rodamiento fijo con carga axial ligera en constante movimiento	4	200 000	120 000	60 000
– sin jaula, completamente lleno de rodillos ²⁾	4	NA ³⁾	NA ³⁾	20 000
Rodamientos de agujas				
– con jaula	3	350 000	200 000	100 000
– sin jaula, completamente lleno de rodillos	Comuníquese con el Departamento de Ingeniería de Aplicaciones de SKF.			
Rodamientos de rodillos cónicos	2	350 000	300 000	200 000

A continuación, la relación entre el factor de velocidad y el del rodamiento inferior, se expresa en la *ecuación N°71*:

$$R1_{RI} = A_{RI} \cdot b_{fRI} \quad (71)$$

Dónde:

- $R1_{RI}$: Relación entre el factor de velocidad y el del rodamiento inferior (mm/min)
- A_{RI} : Factor de velocidad del rodamiento inferior (mm/min)
- b_{fRI} : Factor del rodamiento inferior, para rodillos cónicos (-)

Reemplazando convenientemente valores, se obtiene la relación entre el factor de velocidad y el del rodamiento inferior, que es 310.400 mm/min. La relación de carga del rodamiento

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

inferior resulta de dividir la capacidad de carga dinámica básica y la carga dinámica equivalente, lo que otorga un valor de 29,479. De esta forma, en el *gráfico N° 9*, se aprecia el procedimiento para encontrar el intervalo de relubricación del rodamiento inferior, el cual consiste en intersectar el eje x (relación entre el factor de velocidad y el del rodamiento inferior) con la recta de la relación de carga correspondiente ($C/P \geq 15$), reflejándose en el eje y, las horas de funcionamiento para realizar la relubricación, que para este caso serán cada 5.500 hr.

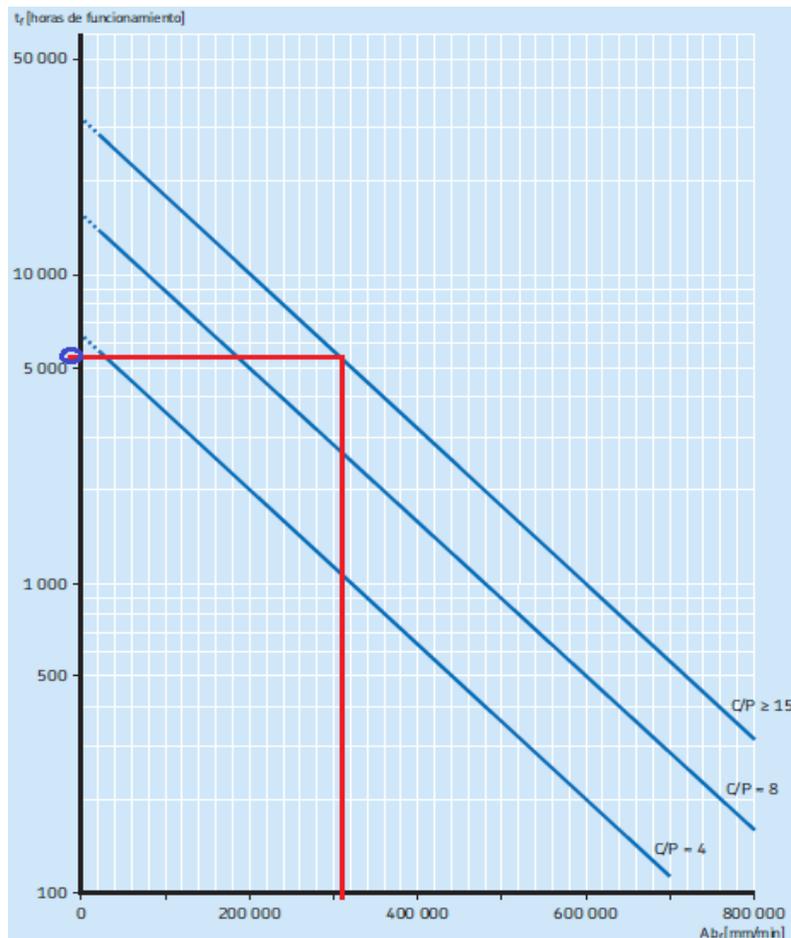
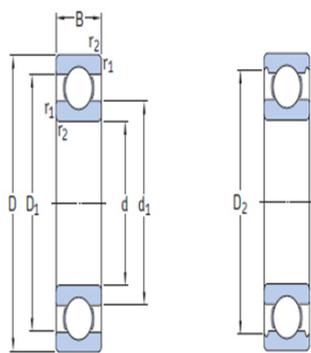


Gráfico 9: Intervalos de relubricación a temperaturas de funcionamiento de 70 °C, para rodamiento inferior. Fuente: SKF, 2015.

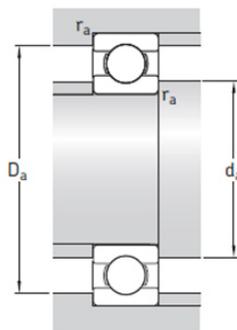
Sin embargo, para este caso el rodamiento está montado sobre un eje vertical, lo que reduce a la mitad las horas de funcionamiento, debido a que la grasa tiende a escapar por efecto de la gravedad (SKF, 2020). En definitiva, las horas de funcionamiento para realizar la relubricación, se estimarán en 2.750 hr.

4.1.3.15.8.3 Selección rodamiento superior

Este rodamiento será uno rígido de bolas, debido a que es capaz de soportar de mejor manera las cargas radiales generadas por los rodillos de compactación. Además, este tipo de rodamientos son simples, funcionan a velocidades altas y muy altas, son resistentes y requieren poco mantenimiento. En base a la reducción de diámetro del eje principal (45 mm), se escoge el rodamiento de designación *6009, cuya elección se aprecia en la *fig. N° 49*.



Dimensiones principales	Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación		
	dinámica C	estática C ₀		Velocidad de referencia	Velocidad límite				
d	D	B	P _u						
mm			kN	kN	r. p. m.	kg	-		
45	58	7	6,63	6,1	0,26	22 000	14 000	0,04	61809
	68	12	14	10,8	0,465	20 000	13 000	0,14	61909
	75	10	16,5	10,8	0,52	20 000	12 000	0,17	* 16009
	75	16	22,1	14,6	0,64	20 000	12 000	0,24	* 6009
	85	19	35,1	21,6	0,915	17 000	11 000	0,42	* 6209
	100	25	55,3	31,5	1,34	15 000	9 500	0,84	* 6309
	120	29	76,1	45	1,9	13 000	8 500	1,55	6409



Dimensiones	Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo							Factores de cálculo	
	d ₁	D ₁	D ₂	r _{1,2} min.	d _a min.	D _a máx.	r _a máx.	k _r	f ₀
d	-	-	-						
mm					mm				
45	49,1	53,9	-	0,3	47	56	0,3	0,015	17
	52,4	60,6	-	0,6	48,2	64,8	0,6	0,02	16
	55	65	-	0,6	48,2	71,8	0,6	0,02	14
	54,7	65,3	67,8	1	50,8	69,2	1	0,025	15
	57,6	72,4	75,2	1,1	52	78	1	0,025	14
	62,1	82,7	86,7	1,5	54	91	1,5	0,03	13
	68,9	95,9	-	2	58	107	2	0,035	12

Figura 49: Elección del rodamiento superior. Fuente: SKF, 2015.

4.1.3.15.8.3.1 Vida nominal del rodamiento superior

Al igual que en el rodamiento inferior, se determinará la vida nominal, sustentada por la capacidad de carga dinámica básica, la carga dinámica equivalente, que en este caso corresponde al valor absoluto de la fuerza cortante en la sección 2 (V₂) y del exponente de la ecuación de la vida útil, que al tratarse de rodamientos de bolas equivale a 3. Así, se emplea la *ecuación N°72*, tendiente al cálculo de la vida nominal básica.

$$L_{RS} = \left(\frac{C_{RS}}{P_{RS}} \right)^{p_{RS}} \quad (72)$$

Dónde:

L_{RS}	: Vida nominal básica para el rodamiento superior	(millones de revoluciones)
C_{RS}	: Capacidad de carga dinámica básica del rodamiento superior	(kN)
P_{RS}	: Carga dinámica equivalente del rodamiento superior	(kN)
p_{RS}	: Exponente de la ecuación de la vida útil para rodamientos de bolas	(-)

Reemplazando valores, se obtiene la vida nominal básica para el rodamiento superior, que es 20.530 millones de revoluciones, equivalente a 2.663 hr de funcionamiento.

4.1.3.15.8.4 Cálculo del intervalo de relubricación para grasa en el rodamiento superior

Primero, se determina el diámetro medio del rodamiento superior, con la *ecuación N°73* (SKF, 2015):

$$d_{mRS} = f_{dMEDIO} \cdot (d_{RS} + D_{RS}) \quad (73)$$

Dónde:

d_{mRS}	: Diámetro medio del rodamiento superior	(mm)
d_{RS}	: Diámetro interior del rodamiento superior	(mm)
D_{RS}	: Diámetro exterior del rodamiento superior	(mm)

El diámetro interior es de 45 mm y el exterior de 75 mm, reemplazando valores, se obtiene el diámetro medio del rodamiento superior, que es 60 mm. En seguida, se multiplica por la velocidad del eje principal, entregando el factor de velocidad del rodamiento superior, que es 128.400 mm/min. El factor del rodamiento superior, para rígidos de bolas, corresponde a 1. En la *tabla N° 31*, se aprecia dicha elección (tabla completa en anexos).

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

Tabla 31: Extracto de factores de los rodamientos y límites recomendados para el factor de velocidad A, rígidos de bolas.

Fuente: SKF, 2015.

Factores de los rodamientos y límites recomendados para el factor de velocidad A				
Tipo de rodamiento ¹⁾	Factor del rodamiento b_f	Límites recomendados para el factor de velocidad A para la relación de carga		
		$C/P \geq 15$	$C/P \approx 8$	$C/P \approx 4$
–	–	mm/min		
Rodamientos rígidos de bolas	1	500 000	400 000	300 000
Rodamientos Y	1	500 000	400 000	300 000
Rodamientos de bolas de contacto angular	1	500 000	400 000	300 000
Rodamientos de bolas a rótula	1	500 000	400 000	300 000
Rodamientos de rodillos cilíndricos				
– rodamiento libre	1,5	450 000	300 000	150 000
– rodamiento fijo, sin cargas axiales externas o con cargas axiales ligeras pero alternantes	2	300 000	200 000	100 000
– rodamiento fijo con carga axial ligera en constante movimiento	4	200 000	120 000	60 000
– sin jaula, completamente lleno de rodillos ²⁾	4	NA ³⁾	NA ³⁾	20 000
Rodamientos de agujas				
– con jaula	3	350 000	200 000	100 000
– sin jaula, completamente lleno de rodillos	Comuníquese con el Departamento de Ingeniería de Aplicaciones de SKF.			
Rodamientos de rodillos cónicos	2	350 000	300 000	200 000

Luego, para determinar la relación entre el factor de velocidad y el del rodamiento superior, se emplea la *ecuación N°74*:

$$R1_{RS} = A_{RS} \cdot b_{fRS} \quad (74)$$

Dónde:

- $R1_{RS}$: Relación entre el factor de velocidad y el del rodamiento superior (mm/min)
- A_{RS} : Factor de velocidad del rodamiento superior (mm/min)
- b_{fRS} : Factor del rodamiento superior, para rígidos de bolas (-)

Reemplazando valores, se obtiene la relación entre el factor de velocidad y el del rodamiento superior, manteniéndose el valor de 128.400 mm/min. La relación de carga del rodamiento superior, se obtiene del cociente entre la capacidad de carga dinámica básica y la carga dinámica equivalente, lo que otorga un valor de 27,38. Así, mediante un procedimiento idéntico al del rodamiento inferior, se obtiene el intervalo de relubricación del rodamiento superior, que es cada 16.000 hr, apreciable en el *gráfico N° 10*:

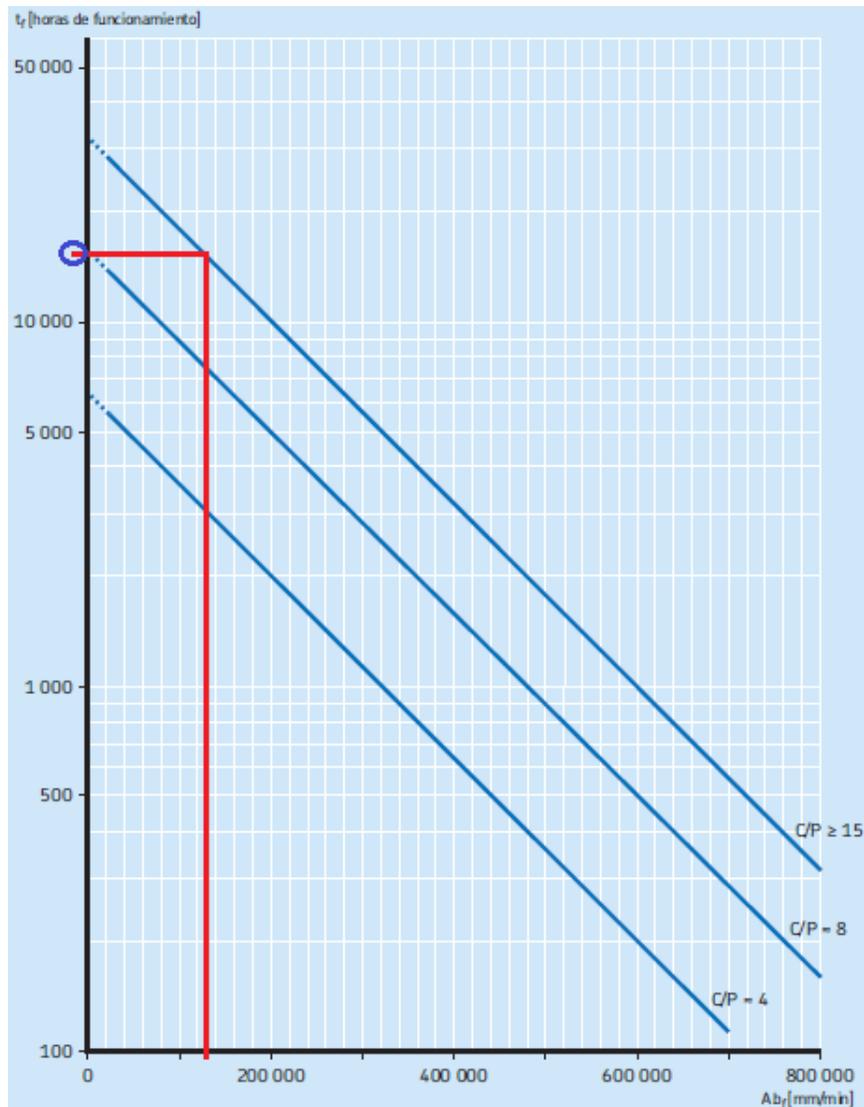


Gráfico 10: Intervalos de relubricación a temperaturas de funcionamiento de 70 °C, para rodamiento superior. Fuente: SKF, 2015.

Al igual que en el caso del rodamiento inferior, el rodamiento superior se encuentra montado sobre el eje principal (vertical), reduciéndose su intervalo de relubricación a la mitad. Además, se encuentra expuesto a contaminación (partículas de aserrín), lo que involucra considerar un factor de contaminación alta, del orden de 0,2 (SKF, 2020). En la ecuación N°75, se determina el intervalo con estos ajustes.

$$t_{f_{RS}} = \frac{H_{fun.RS}}{f_{ejeV}} \cdot f_{cALTO} \quad (75)$$

Dónde:

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

t_{fRS}	: Intervalo de relubricación del rodamiento superior	(hr)
$H_{fun.RS}$: Horas de funcionamiento para rodamiento superior	(hr)
f_{ejeV}	: Factor de reducción por montaje del rodamiento en eje vertical	(-)
f_{CALTO}	: Factor considerando un nivel de contaminación alto	(-)

Reemplazando convenientemente valores, se obtiene el intervalo de relubricación del rodamiento superior, que en definitiva será cada 1.600 hr.

4.1.3.15.9 Cálculos de la chaveta para la transmisión en el eje principal

El material del que estará compuesto la chaveta corresponde a un acero C45+C (F-114), cuya tensión de fluencia es 32 kg/mm^2 , equivalente a 313,812 MPa (Aceros Urquijo, 2020). Este tipo de acero cumple con la norma S/DIN-6.885/1, para chavetas paralelas, como la que se aprecia en la *fig. N° 50* y para establecer sus dimensiones ($b = 16 \text{ mm}$ y $h = 10 \text{ mm}$) se utiliza la *tabla N° 32* (JyM Soldevilla, 2008), donde el parámetro de elección es el rango en que se encuentre el diámetro del eje principal de la pelletizadora (55,133 mm).

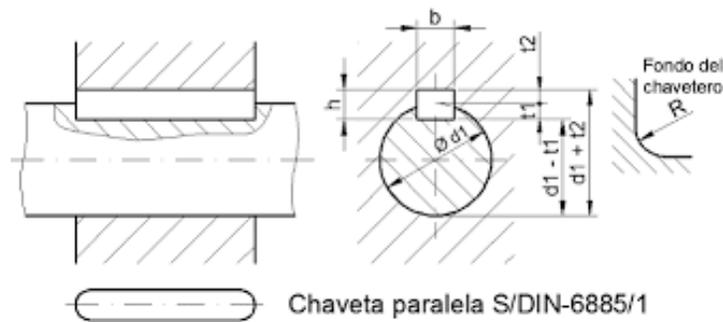


Figura 50: Chaveta paralela, norma S/DIN-6.885/1. Fuente: ocw.unican.es, 2020.

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

Tabla 32: Elección del rango para las dimensiones de la chaveta, en función del diámetro de 55,133 mm. Fuente: JyM Soldevilla, 2008.

Ø Eje d (mm) desde-hasta	Medidas chaveta b x h mm	Medidas del chavetero en el cubo				Medidas del chavetero en el eje para chavetas paralelas y de cuña		Medidas de los ejes en el cubo de la rueda	
		Chaveta paralela S/DIN 6885/1		Chaveta de cuña S/DIN 6886 y 6887		t ₁ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m	Ø m/m desde- hasta	Tol. H-7 m/m
		d + t ₂ m/m	Tol. Admisible (en altura) m/m	d + t ₂ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m				
17-22	6x6	d+2,6	+0,1	d+2,1	+0,1	3,5	+0,2	10-18	+0,018 0
22-30	8x7	d+3,0		d+2,4		4,1			
30-38	10x8	d+3,4	+0,2	d+2,8	+0,2	4,7	+0,3	30-50	+0,025 0
38-44	12x8	d+3,2		d+2,6		4,9			
44-50	14x9	d+3,6		d+2,9		5,5			
50-58	16x10	d+3,9		d+3,2		6,2			
58-65	18x11	d+4,3		d+3,5		6,8			
65-75	20x12	d+4,7		d+3,9		7,4			
75-85	22x14	d+5,6		d+4,8		8,5			
85-95	25x14	d+5,4		d+4,6		8,7			
95-110	28x16	d+6,2		d+5,4		9,9			
110-130	32x18	d+7,1		d+6,1		11,1			
130-150	36x20	d+7,9	d+6,9	12,3					
150-170	40x22	d+8,7	d+7,7	13,5					
170-200	45x25	d+9,9	d+8,9	15,3					
200-230	51x28	d+11,2	d+10,1	17					
230-260	56x32	d+12,9	d+11,8	19,3					
260-290	63x32	d+12,6	+0,3	d+11,5	+0,3	19,6		400-500	+0,063 0

4.1.3.15.9.1 Fuerza de cortadura

La fuerza de cortadura en el eje principal, viene dada por la ecuación N°76 (Cortizo Rodríguez, 2004):

$$F_{cortaduraEP} = \frac{T p_{conducida}}{\left(\frac{D_{EP}}{2}\right)} \quad (76)$$

Dónde:

$F_{cortaduraEP}$: Fuerza de cortadura en el eje principal (N)

Reemplazando, se obtiene la fuerza de cortadura en el eje principal, que es $2,483 \times 10^4$ N.

4.1.3.15.9.2 Longitud necesaria de la chaveta sometida a cortadura

Previo a la determinación de la longitud necesaria de la chaveta sometida a cortadura, es necesario establecer una tensión de cortadura de diseño en el eje principal, que se define, matemáticamente, por la *ecuación N°77*.

$$\tau_{dEP} = 0,5 \cdot \frac{S_{ychaveta}}{Cof_{seg}} \quad (77)$$

Dónde:

- τ_{dEP} : Tensión de cortadura de diseño en el eje principal (MPa)
- $S_{ychaveta}$: Tensión de fluencia acero C45+C (F-114) (MPa)
- Cof_{seg} : Coeficiente de seguridad en aplicaciones industriales (-)

Asumiendo un coeficiente de seguridad de 3, adecuado para aplicaciones industriales (Cortizo Rodríguez, 2004) y reemplazando valores, se determina la tensión de cortadura de diseño en el eje principal, que es 52,302 MPa.

Este tipo de fallo potencial ocurre sobre la sección transversal de la chaveta, correspondiente a la altura de unión eje-cubo. Es así, que la longitud mínima para evitar este tipo de falla viene dada por la *ecuación N°78*:

$$L_{cortaduraEP} = \frac{2 \cdot T_{pconducida}}{\tau_{dEP} \cdot D_{EP} \cdot b_{chavetaEP}} \quad (78)$$

Dónde:

- $L_{cortaduraEP}$: Longitud necesaria de la chaveta sometida a cortadura, eje principal (mm)
- $b_{chavetaEP}$: Ancho de la chaveta del eje principal (mm)

Reemplazando convenientemente valores, se obtiene la longitud necesaria de la chaveta sometida a cortadura en el eje principal, que es 29,672 mm.

4.1.3.15.9.3 Longitud necesaria de la chaveta sometida a aplastamiento

El fenómeno de aplastamiento ocurre por compresión entre la superficie de asiento entre chaveta y eje o cubo. De esta forma, es necesario establecer previamente la tensión de diseño, denotada por la *ecuación N°79*:

$$\sigma_{dEP} = \frac{S_{ychaveta}}{Coe_{fseg}} \quad (79)$$

Dónde:

σ_{dEP} : Tensión de diseño en el eje principal (MPa)

Reemplazando valores, se obtiene la tensión de diseño en el eje principal, que es 104,604 MPa. Luego, conociendo el valor anterior, se puede determinar por medio de la *ecuación N°80*, la longitud necesaria de la chaveta sometida a aplastamiento.

$$L_{aplastamientoEP} = \frac{4 \cdot T_{pconducida}}{\sigma_{dEP} \cdot D_{EP} \cdot h_{chavetaEP}} \quad (80)$$

Dónde:

$L_{aplastamientoEP}$: Longitud necesaria de la chaveta sometida a aplastamiento, eje principal (mm)

$h_{chavetaEP}$: Altura de la chaveta en el eje principal (mm)

Reemplazando convenientemente valores, se obtiene la longitud necesaria de la chaveta sometida a aplastamiento en el eje principal, que es 47,475 mm. Es importante recordar que la longitud de la chaveta deberá ser como mínimo igual a 1,5 veces el diámetro del eje principal (JyM Soldevilla, 2008). Por lo que, la cuña o chaveta tendrá una longitud mínima de 82,7 mm y también, será necesario contemplar el ancho de la polea conducida.

4.1.3.15.9.4 Selección de la chaveta para la transmisión del eje principal

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

Las dimensiones de la chaveta para la transmisión del eje principal serán: 16x10x140 mm (contemplan el ancho de la polea conducida) y se fabricará de acero C45+C (F-114). Dicha elección se aprecia en la *tabla N° 33* (OPAC COMPONENTS, 2019), extraída del catálogo de fabricante.

Tabla 33: Selección de la chaveta para la transmisión del eje principal. Fuente: OPAC COMPONENTS, 2019.

b	2	3	4	5		6		8		10		12		14		16		18		20		22	
h	2	3	4	3	5	4	6	5	7	6	8	6	8	6	9	7	10	7	11	8	12	9	14
I	06	06	08	12	10	14	•10	18	•12	22	•14	28	•20	36	•25	45	•30	50	•45	56	•55	63	•60
	08	08	10	14	12	16	•12	20	•14	25	•15	32	•22	40	•28	50	•32	56	50	63	56	70	63
	10	10	12	16	14	18	14	22	•15	28	•16	36	•25	45	•30	56	•35	63	•55	70	•60	80	•65
	12	12	14	18	•15	20	•15	25	•16	32	•18	40	28	50	•32	63	•36	70	56	80	63	90	70
	14	14	•15	20	16	22	16	28	18	36	•20	45	•30	56	•35	70	•40	80	•60	90	•65	100	•75
	•15	•15	16	22	18	25	18	32	20	40	22	50	32	63	36	80	45	90	63	100	70	110	80
	16	16	18	25	20	28	20	36	22	45	25	56	•35	70	40	90	50	100	•65	110	•75	125	•85
	18	18	20	28	22	32	22	40	25	50	28	63	36	80	45	100	•55	110	70	125	80	140	90
	20	20	22	32	25	36	25	45	28	56	•30	70	40	90	50	110	56	125	•75	140	•85	160	•95
	•22	•22	25	36	28	40	28	50	•30	63	32	80	45	100	•55	125	•60	140	80	160	90	180	100
	•25	25	28	40	•30	45	•30	56	32	70	•35	90	50	110	56	140	63	160	•85	180	•95	200	110
	•28	28	•30	45	32	50	32	63	•35	80	36	100	•55	125	•60	160	•65	180	90	200	100	220	•120
	•30	•30	32	50	•35	56	•35	70	36	90	40	110	56	140	63	180	70	200	•95	220	110	250	125
	•32	32	•35	56	36	63	36	80	40	100	45	125	•60	160	•65	•75	100	•120	•130	140	160	180	200
	•35	•35	36	40	70	40	90	45	110	50	140	63	70	80	110	125	140	160	180	200	220	250	300
	•36	36	40	45	45	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130
			45	50	50	55	56	60	63	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130
			•50	•55	•55	56	56	60	63	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130
				•60	•60	63	63	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140
				•63	63	•65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150
				•65	•65	70	•75	•95	110	125	•170	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750
					70	•75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
				•75	80	•85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165	
					85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165	170	
					90	•95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165	170	175	
					•95	100	•100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250	
					•100	110	•110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250	260	
					•110	•120	•120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250	260	270	
					•120	•125	•125	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250	260	270	
					•125	•130	•130	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250	260	270	280	

4.1.3.16 Cálculos de la chaveta para las cuchillas

Se llegan a los mismos valores para las longitudes necesarias de la chaveta sometida a cortadura y a aplastamiento, gracias a que las dimensiones y el material a utilizar se repiten, en función del diámetro del eje principal (55,133 mm). Solamente se modifica la longitud al momento de seleccionar la chaveta, ya que estará predeterminada según el acople que tengan las cuchillas y al igual que el caso anterior será de mínimo 82,7 mm.

4.1.3.16.1 Fuerza de cortadura para las cuchillas

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

La fuerza de cortadura para las cuchillas, se encuentra en función del torque que generen estas (3,33 m·N), empleando para su determinación la *ecuación N°81* (Cortizo Rodríguez, 2004):

$$F_{C_{cuchillas}} = \frac{T_{cuchillas}}{\left(\frac{D_{EP}}{2}\right)} \quad (81)$$

Dónde:

$F_{C_{cuchillas}}$: Fuerza de cortadura para las cuchillas (N)

Reemplazando valores, se obtiene la fuerza de cortadura para las cuchillas, que es 120,799 N.

4.1.3.16.2 Tensión de cortadura para las cuchillas

Se determina mediante la *ecuación N°82*, de iguales características que la del eje principal, salvo que en esta interviene el momento torsor producido por las cuchillas de corte.

$$\tau_{cuchillas} = \frac{2 \cdot T_{cuchillas}}{D_{EP} \cdot b_{chavetaEP} \cdot L_{cortaduraEP}} \quad (82)$$

Dónde:

$\tau_{cuchillas}$: Tensión de cortadura para las cuchillas (MPa)

Reemplazando valores, se obtiene la tensión de cortadura para las cuchillas, que es 0,254 MPa.

4.1.3.16.3 Compresión debida al estado de carga para las cuchillas

Esta compresión se establece según la *ecuación N°83*:

$$\sigma_{ECcuchillas} = \frac{4 \cdot T_{cuchillas}}{D_{EP} \cdot L_{aplastamientoEP} \cdot h_{chavetaEP}} \quad (83)$$

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

Dónde:

$\sigma_{ECcuchillas}$: Compresión debida al estado de carga para las cuchillas (MPa)

Reemplazando valores, se obtiene la compresión debida al estado de carga para las cuchillas, que es 0,509 MPa.

4.1.3.16.4 Selección de la chaveta para las cuchillas

Esta chaveta tendrá las siguientes dimensiones: 16x10x90 mm (acople diseñado según condición mínima y medida del largo de la chaveta dentro de norma DIN) y será fabricada con el mismo acero, es decir, el C45+C (F-114). En la *tabla N° 34* (OPAC COMPONENTS, 2019), se muestra dicha elección:

Tabla 34: Elección de la chaveta para las cuchillas. Fuente: OPAC COMPONENTS, 2019.

b	2	3	4	5		6		8		10		12		14		16		18		20		22	
h	2	3	4	3	5	4	6	5	7	6	8	6	8	6	9	7	10	7	11	8	12	9	14
	06	06	08	12	10	14	• 10	18	• 12	22	• 14	28	• 20	36	• 25	45	• 30	50	• 45	56	• 55	63	• 60
	08	08	10	14	12	16	• 12	20	• 14	25	• 15	32	• 22	40	• 28	50	• 32	56	50	63	56	70	63
	10	10	12	16	14	18	14	22	• 15	28	• 16	36	• 25	45	• 30	56	• 35	63	• 55	70	• 60	80	• 65
	12	12	14	18	• 15	20	• 15	25	• 16	32	• 18	40	28	50	• 32	63	• 36	70	56	80	63	90	70
	14	14	• 15	20	16	22	16	28	18	36	• 20	45	• 30	56	• 35	70	• 40	80	• 60	90	• 65	100	• 75
	• 15	• 15	16	22	18	25	18	32	20	40	22	50	32	63	36	80	45	90	63	100	70	110	80
	16	16	18	25	20	28	20	36	22	45	25	56	• 35	70	40	90	50	100	• 65	110	• 75	125	• 85
	18	18	20	28	22	32	22	40	25	50	28	63	36	80	45	100	• 55	110	70	125	80	140	90
	20	20	22	32	25	36	25	45	28	56	• 30	70	40	90	50	110	56	125	• 75	140	• 85	160	• 95
	• 22	22	25	36	28	40	28	50	• 30	63	32	80	45	100	• 55	125	• 60	140	80	160	90	180	100
	• 25	25	28	40	• 30	45	• 30	56	32	70	• 35	90	50	110	56	140	63	160	• 85	180	• 95	200	110
	• 28	28	• 30	45	32	50	32	63	• 35	80	36	100	• 55	125	• 60	160	• 65	180	90	200	100	220	• 120
	• 30	• 30	32	50	• 35	56	• 35	70	36	90	40	110	56	140	63	180	70	200	• 95	220	110	250	125
	• 32	32	• 35	56	36	63	36	80	40	100	45	125	• 60	160	• 65		• 75		100		• 120		• 130
	• 35	• 35	36	40	70	40	90	45	110	50	140	63	70	80					110		125		140
	• 36	36	40		45		45		50		• 55		• 65		• 75		• 85		• 120		• 130		• 150
			45		50		50		• 55		56		70		80		90		110		125		160
			• 50		• 55		• 55		56		• 60		• 75		• 85		• 95		• 130		• 150		• 170
					56		56		• 60		63		80		90		100		140		160		180
					• 60		• 60		63		• 65		• 85		• 95		110		• 150		• 170		200
					• 63		63		• 65		70		90		100		• 120		160		180		220
					• 65		• 65		70		• 75		• 95		110		125		• 170		200		250
							70		• 75		80		100		• 120		• 130		180		220		
							• 75		80		• 85		110		125		140		200				
									• 85		90		• 120		• 130		• 150						
									90		• 95		125		140		160						
									• 95		100		• 130		• 150		180						
									• 100		110		140		160		• 200						
									• 110		• 120		• 150		• 180								
									• 120		• 125		• 160		• 200								
									• 125		• 130		• 180										

4.1.3.17 Cálculos del eje porta rodillos

El eje porta rodillos se encuentra acoplado tanto al cabezal de giro como a los rodillos de compactación. Donde el primero genera un momento producido por la fuerza propia del giro y, por otro lado, los rodillos originan un torque gracias al contacto de estos con la matriz plana de orificios.

4.1.3.17.1 Diagrama de cuerpo libre (DCL) del eje porta rodillos

A continuación, se presenta en la *fig. N° 51*, el diagrama de cuerpo libre (DCL) del eje porta rodillos, donde se pueden apreciar claramente las fuerzas y el momento involucrado.

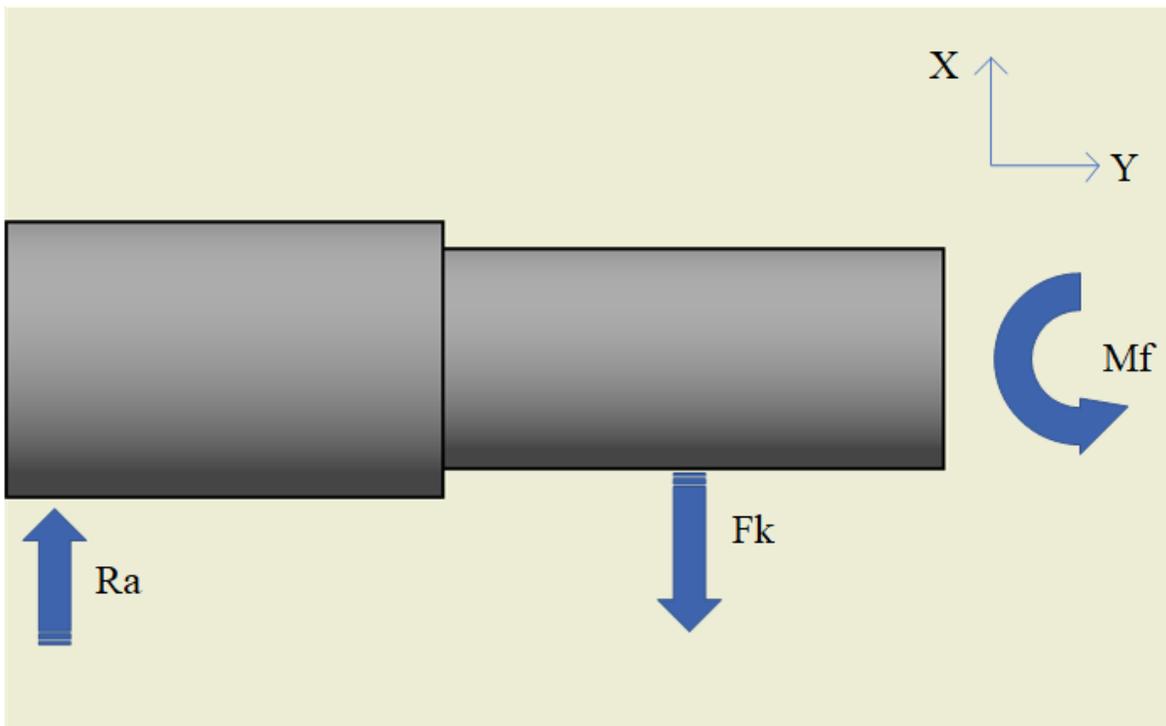


Figura 51: Diagrama de cuerpo libre (DCL) del eje porta rodillos. Fuente: Elaboración propia.

4.1.3.17.2 Sumatoria de fuerzas y momentos en el eje porta rodillos

De la sumatoria de fuerzas en el eje x ($\sum F_x = 0$), se determina la reacción en el punto A del eje porta rodillos, que equivale a 5.453 N. Además, nuevamente se momenta con respecto al

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

punto A ($\Sigma M_a = 0$), logrando conocer del despeje el momento en el eje porta rodillos, cuyo valor es 599,83 m·N.

4.1.3.17.3 Diámetro del eje porta rodillos

El diámetro del eje porta rodillos se determina de manera similar al del eje principal, con los mismos valores para el factor de seguridad (3) y para el esfuerzo de fluencia del acero AISI 1020 (204,774 MPa), salvo que para este caso se utiliza el torque que genera el rodillo sobre el eje porta rodillos, el que depende, directamente, del momento de inercia y de la aceleración angular que tenga. Donde para el momento de inercia se asimila a un cilindro macizo, entregado el resultado de 0,047 kg·m². Por otro lado, para precisar la aceleración angular del rodillo de compactación, se emplea la *ecuación N°84* y debe asumirse una velocidad angular inicial igual a 0 (ω_0), ya que parte del reposo.

$$\alpha_{rodillo} = \frac{\omega_{rodillo}}{t_{rodillo}} \quad (84)$$

Dónde:

$\alpha_{rodillo}$: Aceleración angular del rodillo de compactación (1/s²)

$t_{rodillo}$: Tiempo para determinar aceleración angular del rodillo de compactación (s)

El tiempo para determinar aceleración angular del rodillo de compactación, es equivalente a 0,091 s y es determinado en base a la propia velocidad de giro del rodillo. Reemplazando valores, se obtiene la aceleración angular del rodillo de compactación, que es 764,538 1/s².

Luego, el torque del rodillo hacia el eje porta rodillos, se establece mediante la *ecuación N°85*:

$$T_{PR} = I_{rodillo} \cdot \alpha_{rodillo} \quad (85)$$

Dónde:

T_{PR} : Torque del rodillo hacia el eje porta rodillos (m·N)

$I_{rodillo}$: Momento de inercia del rodillo de compactación (kg·m²)

Reemplazando convenientemente valores, se obtiene el torque del rodillo hacia el eje porta rodillos, que es 35,74 m·N. Es así, que se puede determinar el diámetro del eje porta rodillos, por medio de la *ecuación N°86* (Universidad Nacional de Colombia, 2007):

$$D_{RP} = \left(\frac{32 \cdot F_{S_{PR}}}{\pi \cdot S_{Y_{PR}}} \cdot ((Mf_{PR})^2 + T_{PR}^2)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (86)$$

Dónde:

D_{RP} : Diámetro del eje porta rodillos (mm)
 $F_{S_{PR}}$: Factor de seguridad para diseño del eje porta rodillos (-)
 $S_{Y_{PR}}$: Esfuerzo de fluencia acero AISI 1020 para el eje porta rodillos (MPa)
 Mf_{PR} : Momento en el eje porta rodillos (m·N)

Reemplazando valores, se obtiene el diámetro del eje porta rodillos, que es 44,759 mm.

4.1.3.17.4 Análisis de esfuerzos en el eje porta rodillos

Se realiza un procedimiento idéntico al del eje principal, donde para determinar el esfuerzo de flexión se emplea la *ecuación N°87* (CARDONA LARA et al., 2015):

$$\sigma_{f_{PR}} = \frac{Mf_{PR} \cdot \left(\frac{D_{PR}}{2}\right)}{I_{PR}} \quad (87)$$

Dónde:

$\sigma_{f_{PR}}$: Esfuerzo de flexión en el eje porta rodillos (MPa)
 I_{PR} : Momento de inercia en el eje porta rodillos (m⁴)

Teniendo en cuenta que el valor del momento de inercia en el eje porta rodillos equivale a $1,97 \times 10^{-7}$ m⁴, asimilable al momento de inercia de una circunferencia (Beer et al., 2009), es posible determinar el esfuerzo de flexión en el eje porta rodillos, que es 68,137 MPa.

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

Por otro lado, se utiliza la *ecuación N°88* para determinar el esfuerzo cortante por torsión en el eje porta rodillos:

$$\tau_{f_{PR}} = \frac{T_{PR} \cdot \left(\frac{D_{PR}}{2}\right)}{J_{PR}} \quad (88)$$

Dónde:

$\tau_{f_{PR}}$: Esfuerzo cortante por torsión en el eje porta rodillos (MPa)

J_{PR} : Momento polar de inercia en el eje porta rodillos (m⁴)

El momento polar de inercia en el eje porta rodillos equivale a $3,94 \times 10^{-7} \text{ m}^4$. Pudiendo así, determinar el esfuerzo cortante por torsión en el eje porta rodillos, que es 2,03 MPa. A partir de los cálculos anteriores, se puede establecer el esfuerzo cortante máximo en el eje porta rodillos, el cual corresponde a la adición del esfuerzo de flexión con el esfuerzo cortante por torsión, resultando 70,167 MPa (Beer et al., 2009).

4.1.3.17.5 Factor de seguridad real en el eje porta rodillos

En primer lugar, se determina el esfuerzo de Von Mises, mediante la *ecuación N°89* (Norton, 2011):

$$\sigma'_{PR} = \sqrt{(\sigma_{f_{PR}})^2 + 3 \cdot (\tau_{f_{PR}})^2} \quad (89)$$

Dónde:

σ'_{PR} : Esfuerzo de Von Mises en el eje porta rodillos (MPa)

Reemplazando valores, se obtiene el esfuerzo de Von Mises en el eje porta rodillos, que es 68,228 MPa. Luego, el factor de seguridad teórico se determina a través de la *ecuación N°90*:

$$F_{S_{PR}} = \frac{S_{y_{PR}}}{\sigma'_{PR}} \quad (90)$$

Dónde:

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

F_{SPR} : Factor de seguridad teórico en el eje porta rodillos (-)

Reemplazando convenientemente valores, se obtiene el factor de seguridad teórico en el eje porta rodillos, que es 3,001, es decir, su valor real es 3.

4.1.3.17.6 Selección del eje porta rodillos

Este eje tendrá una longitud de 320 mm y un diámetro de 44,759 mm, es decir, 45 mm. Su proveedor (ACEROS CARTAGO S.A.) proporcionará este eje con un diámetro comercial de 1-3/4" y un largo deseado de 0,32 m.

4.1.3.17.7 Selección de rodamientos para el eje porta rodillos

Para este caso se utilizarán dos rodamientos de designación *33109/Q, cuya elección se basa en el diámetro del eje porta rodillos. Además, son adecuados para el montaje en el interior de los rodillos de compactación (diámetro externo de 80 mm). Este tipo de rodamientos de rodillos cónicos, son ideales para la exposición a fuerzas axiales y radiales. El cálculo de la vida nominal se ejecutará pensando en uno de estos elementos, cuya elección es apreciable en el catálogo de la *fig. N° 52* (SKF, 2015):

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

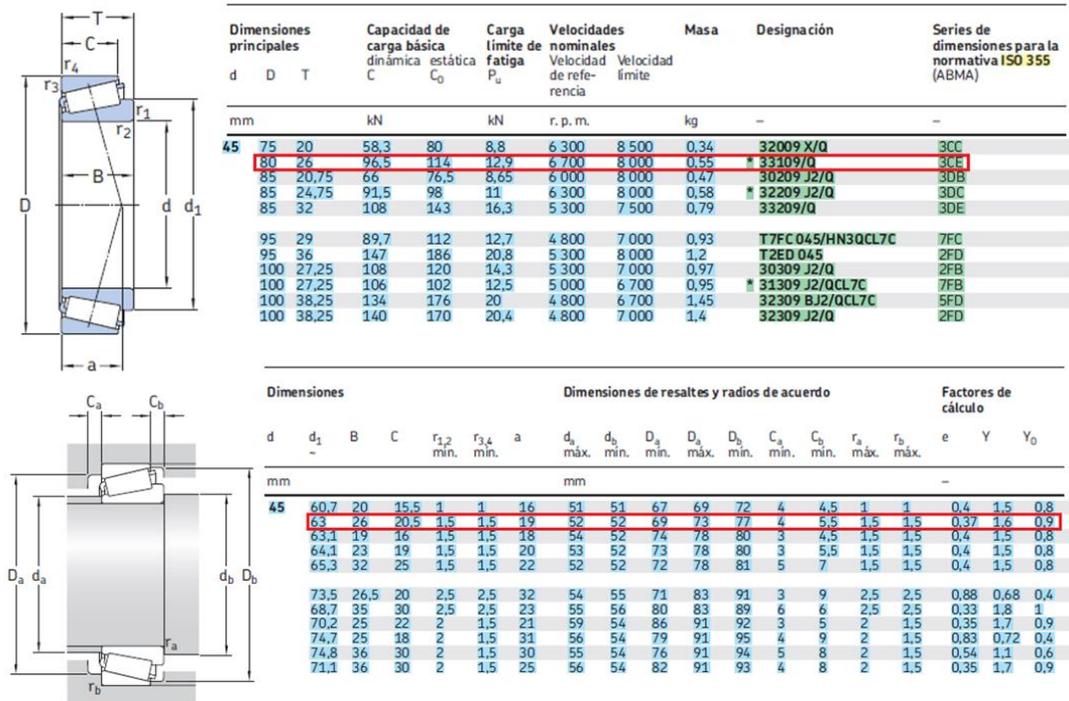


Figura 52: Elección del rodamiento para el eje porta rodillos. Fuente: SKF, 2015.

4.1.3.17.7.1 Vida nominal del rodamiento para el eje porta rodillos

Para determinar esta vida nominal se emplea la ecuación $N^{\circ}91$, utilizada en cálculos anteriores, solo que ahora la carga dinámica equivalente corresponde a la fuerza de compactación del rodillo (F_K).

$$L_{PR} = \left(\frac{C_{PR}}{P_{PR}} \right)^{p_{PR}} \quad (91)$$

Dónde:

- L_{PR} : Vida nominal básica para el rodamiento del eje porta rodillos (millones de revoluciones)
- C_{PR} : Capacidad de carga dinámica básica de cada rodamiento del eje porta rodillos (kN)
- P_{PR} : Carga dinámica equivalente de cada rodamiento del eje porta rodillos (kN)
- p_{PR} : Exponente de la ecuación de la vida útil para rodamientos de rodillos (-)

Reemplazando valores, se obtiene la vida nominal básica para el rodamiento del eje porta rodillos, que es 14.440 millones de revoluciones, que, por medio de la velocidad de giro del rodillo, puede expresarse en 964,706 hr de funcionamiento.

4.1.3.17.8 Cálculo del intervalo de relubricación para grasa en los rodamientos del eje porta rodillos

El diámetro medio de los rodamientos en el eje porta rodillos, se determina con la *ecuación N°92* (SKF, 2015):

$$d_{mPR} = f_{dMEDIO} \cdot (d_{PR} + D_{PR}) \quad (92)$$

Dónde:

d_{mPR}	: Diámetro medio de rodamientos en porta rodillos	(mm)
d_{PR}	: Diámetro interior de rodamientos en porta rodillos	(mm)
D_{PR}	: Diámetro exterior de rodamientos en porta rodillos	(mm)

El diámetro interior es de 45 mm y el exterior de 80 mm, reemplazando convenientemente valores, se obtiene el diámetro medio de rodamientos en porta rodillos, que es 62,5 mm. Luego, se multiplica por la velocidad del eje principal, entregando el factor de velocidad de rodamientos en porta rodillos, que es 133.800 mm/min. El factor de rodamientos en porta rodillos, al igual que en el rodamiento inferior, tiene un valor de 2, debido a que en ambos casos se trata de rodamientos de rodillos cónicos.

Para determinar la relación entre el factor de velocidad y el de los rodamientos en el eje porta rodillos, se tiene la *ecuación N°93*:

$$R1_{PR} = A_{PR} \cdot b_{fPR} \quad (93)$$

Dónde:

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

- $R1_{PR}$: Relación entre el factor de veloc. y el de los rodamientos en eje porta rodillos (mm/min)
- A_{PR} : Factor de velocidad de rodamientos en porta rodillos (mm/min)
- b_{fPR} : Factor de rodamientos en porta rodillos, para rodillos cónicos (-)

Reemplazando valores, se obtiene la relación entre el factor de veloc. y el de los rodamientos en eje porta rodillos, que es 267.600 mm/min. La relación de carga de rodamientos en porta rodillos, se obtiene de la división entre la capacidad de carga dinámica básica y la carga dinámica equivalente, lo que otorga un valor de 17,697. Del *gráfico N° 11*, se obtiene el intervalo de relubricación de rodamientos en porta rodillos, siendo éste de 6.900 hr.



Gráfico 11: Intervalos de relubricación a temperaturas de funcionamiento de 70 °C, para rod. porta rodillos. Fuente: SKF, 2015

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

En este caso, a diferencia de los rodamientos montados en el eje principal, se trata de rodamientos con aro interior giratorio sobre un eje horizontal (eje porta rodillos). Además, se consideró un factor considerando un nivel de contaminación medio (0,5) (SKF, 2020), ya que el aserrín podría, eventualmente, caer en los intersticios de los rodamientos que están al interior de los rodillos de compactación. Así, se vería afectado el intervalo de relubricación de rodamientos en porta rodillos, siendo en concreto 3.450 hr.

4.1.3.17.9 Cálculos de la chaveta para el cabezal porta rodillos

Para esta chaveta se utiliza el mismo material, es decir, acero C45+C (F-114), pero cambian las dimensiones ($b = 14 \text{ mm}$ y $h = 9 \text{ mm}$) que presenta, ya que se encuentran en función del diámetro del eje en ese punto (parte superior), el cual se estableció en 45 mm . Es así, que en la *tabla N° 35* (JyM Soldevilla, 2008) se aprecia la elección del rango para las dimensiones de la chaveta.

Tabla 35: Elección del rango para las dimensiones de la chaveta, en función del diámetro de 45 mm . Fuente: JyM Soldevilla, 2008.

Ø Eje d (mm) desde-hasta	Medidas chaveta b x h mm	Medidas del chavetero en el cubo				Medidas del chavetero en el eje para chavetas paralelas y de cuña		Medidas de los ejes en el cubo de la rueda	
		Chaveta paralela S/DIN 6885/1		Chaveta de cuña S/DIN 6886 y 6887		t ₁ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m	Ø m/m desde- hasta	Tol. H-7 m/m
		d + t ₂ m/m	Tol. Admisible (en altura) m/m	d + t ₂ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m				
17-22	6x6	d+2,6	+0,1	d+2,1	+0,1	3,5	+0,2	10-18	+0,018 0
22-30	8x7	d+3,0		d+2,4		4,1			
30-38	10x8	d+3,4	+0,2	d+2,8	+0,2	4,7		30-50	+0,025 0
38-44	12x8	d+3,2		d+2,6		4,9			
44-50	14x9	d+3,6		d+2,9		5,5		50-80	+0,030 0
50-58	16x10	d+3,9		d+3,2		6,2			
58-65	18x11	d+4,3		d+3,5		6,8		80-120	+0,035 0
65-75	20x12	d+4,7		d+3,9		7,4			
75-85	22x14	d+5,6		d+4,8		8,5		120-180	+0,040 0
85-95	25x14	d+5,4		d+4,6		8,7			
95-110	28x16	d+6,2		d+5,4		9,9	+0,3	180-250	+0,046 0
110-130	32x18	d+7,1		d+6,1		11,1			
130-150	36x20	d+7,9	d+6,9	12,3	250-315	+0,052 0			
150-170	40x22	d+8,7	d+7,7	13,5					
170-200	45x25	d+9,9	d+8,9	15,3	315-400	+0,057 0			
200-230	51x28	d+11,2	d+10,1	17					
230-260	56x32	d+12,9	d+11,8	19,3	400-500	+0,063 0			
260-290	63x32	d+12,6	+0,3	d+11,5				+0,3	19,6

4.1.3.17.9.1 Fuerza de cortadura en el cabezal porta rodillos

Esta fuerza de cortadura se determina mediante la *ecuación N°94* (Cortizo Rodríguez, 2004):

$$F_{cortaduraCPR} = \frac{Tp_{conducida}}{\left(\frac{D_{SupEP}}{2}\right)} \quad (94)$$

Dónde:

$F_{cortaduraCPR}$: Fuerza de cortadura en el cabezal porta rodillos (N)

D_{SupEP} : Diámetro en la parte superior del eje principal (mm)

Reemplazando valores, se obtiene la fuerza de cortadura en el cabezal porta rodillos, que es $3,042 \times 10^4$ N.

4.1.3.17.9.2 Longitud necesaria de la chaveta sometida a cortadura en el cabezal porta rodillos

Primero, se establece la tensión de cortadura de diseño en el cabezal porta rodillos, que para efectos prácticos tendrá el mismo valor que el estimado en el eje principal (52,302 MPa), ya que el idéntico material seleccionado proporciona la tensión de fluencia y se asume un coeficiente de seguridad de 3 para aplicaciones industriales (Cortizo Rodríguez, 2004). En seguida, por medio de la *ecuación N°95* se determina la longitud necesaria de la chaveta sometida a cortadura en el cabezal porta rodillos.

$$L_{cortaduraCPR} = \frac{2 \cdot Tp_{conducida}}{\tau_{dCPR} \cdot D_{SupEP} \cdot b_{chavetaCPR}} \quad (95)$$

Dónde:

$L_{cortaduraCPR}$: Longitud necesaria de la chaveta sometida a cortadura, CPR (mm)

τ_{dCPR} : Tensión de cortadura de diseño en el cabezal porta rodillos (MPa)

$b_{chavetaCPR}$: Ancho de la chaveta en el cabezal porta rodillos (mm)

Reemplazando convenientemente valores, se obtiene la longitud necesaria de la chaveta sometida a cortadura en el cabezal porta rodillos, que es 41,547 mm.

4.1.3.17.9.3 Longitud necesaria de la chaveta sometida a aplastamiento en el cabezal porta rodillos

La tensión de diseño en el cabezal porta rodillos vendría siendo la misma que en el eje principal, ya que su cálculo involucra las mismas variables ($S_{y_{chaveta}}$ y $Coef_{seg}$), por ende, su valor es 104,604 MPa. Posteriormente, para determinar la longitud necesaria de la chaveta sometida a aplastamiento en el cabezal porta rodillos, se emplea la *ecuación N°96*:

$$L_{aplastamientoCPR} = \frac{4 \cdot T_{p_{conducida}}}{\sigma_{dCPR} \cdot D_{SupEP} \cdot h_{chavetaCPR}} \quad (96)$$

Dónde:

- $L_{aplastamientoCPR}$: Longitud necesaria de la chaveta sometida a aplastamiento, CPR (mm)
 σ_{dCPR} : Tensión de diseño en el cabezal porta rodillos (MPa)
 $h_{chavetaCPR}$: Altura de la chaveta en el cabezal porta rodillos (mm)

Reemplazando valores, se obtiene la longitud necesaria de la chaveta sometida a aplastamiento en el cabezal porta rodillos, que es 64,628 mm. La longitud mínima de la chaveta corresponde en este caso a 67,139 mm (1,5 veces diámetro del eje porta rodillos) (JyM Soldevilla, 2008), longitud que estará condicionada por las dimensiones del cabezal.

4.1.3.17.9.4 Selección de la chaveta para el cabezal porta rodillos

Las dimensiones de esta chaveta serán: 14x9x70 mm, con las características del mismo acero (C45+C (F-114)), es decir, valores idénticos de tensión de fluencia y coeficiente de seguridad en aplicaciones industriales. Su elección se aprecia en la *tabla N° 36* (OPAC COMPONENTS, 2019):

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

Tabla 36: Elección de la chaveta para el cabezal porta rodillos. Fuente: OPAC COMPONENTS, 2019.

b	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22										
h	2	3	4	3	5	4	6	5	7	6	8	6	8	6	9	7	10	7	11	8	12	9	14
	06	06	08	12	10	14	-10	18	-12	22	-14	28	-20	36	-25	45	-30	50	-45	56	-55	63	-60
	08	08	10	14	12	16	-12	20	-14	25	-15	32	-22	40	-28	50	-32	56	-50	63	-56	70	-63
	10	10	12	16	14	18	14	22	-15	28	-16	36	-25	45	-30	56	-35	63	-55	70	-60	80	-65
	12	12	14	18	-15	20	-15	25	-16	32	-18	40	28	50	-32	63	-36	70	56	80	63	90	70
	14	14	-15	20	16	22	16	28	18	36	-20	45	-30	56	-35	70	-40	80	-60	90	-65	100	-75
	-15	-15	16	22	18	25	18	32	20	40	22	50	32	63	36	80	45	90	63	100	70	110	80
	16	16	18	25	20	28	20	36	22	45	25	56	-35	70	40	90	50	100	-65	110	-75	125	-85
	18	18	20	28	22	32	22	40	25	50	28	63	36	80	45	100	-55	110	70	125	80	140	90
	20	20	22	32	25	36	25	45	28	56	-30	70	40	90	50	110	56	125	-75	140	-85	160	-95
	-22	22	25	36	28	40	28	50	-30	63	32	80	45	100	-55	125	-60	140	80	160	90	180	100
	-25	25	28	40	-30	45	-30	56	32	70	-35	90	50	110	56	140	63	160	-85	180	-95	200	110
	-28	28	-30	45	32	50	32	63	-35	80	36	100	-55	125	-60	160	-65	180	90	200	100	220	-120
	-30	-30	32	50	-35	56	-35	70	36	90	40	110	56	140	63	180	70	200	-95	220	110	250	125
	-32	32	-35	56	36	63	36	80	40	100	45	125	-60	160	-65	-75	-100	-120	-130	-140	-150	-160	-170
	-35	-35	36	40	40	70	40	90	45	110	50	140	63	70	80	110	125	140	150	160	170	180	190
	-36	36	40	45	45	50	50	55	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125
			45	50	50	55	55	60	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130
			-50	-55	-55	-55	-55	-60	-60	-65	-65	-70	-75	-75	-80	-85	-90	-95	-100	-105	-110	-115	-120
				56	56	60	60	65	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135
				-60	-60	-63	-63	-65	-65	-70	-75	-75	-80	-85	-90	-95	-100	-105	-110	-115	-120	-125	-130
				-63	63	65	65	70	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140
				-65	-65	70	70	75	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145
					70	75	75	80	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150
					-75	80	80	85	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155
						85	85	90	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160
						90	90	95	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165
						-95	-95	-100	-100	-105	-105	-110	-110	-115	-115	-120	-120	-125	-125	-130	-130	-135	-135
						-100	-100	-110	-110	-115	-115	-120	-120	-125	-125	-130	-130	-135	-135	-140	-140	-145	-145
						-110	-110	-120	-120	-125	-125	-130	-130	-135	-135	-140	-140	-145	-145	-150	-150	-155	-155
						-120	-120	-125	-125	-130	-130	-135	-135	-140	-140	-145	-145	-150	-150	-155	-155	-160	-160
						-125	-125	-130	-130	-135	-135	-140	-140	-145	-145	-150	-150	-155	-155	-160	-160	-165	-165

4.1.4 Sistema de potencia

El diseño considera o asume la disponibilidad de energía eléctrica en el lugar que se emplazará la máquina. Por lo que, se decidió que la potencia de la máquina sea suministrada por un motor eléctrico estándar, el cual se seleccionará en base a la potencia requerida por la máquina pelletizadora convencional, como principal requerimiento. Además, se presentará la velocidad y torque generados por el mismo componente.

4.1.4.1 Selección del motor eléctrico

Los datos del motor se extraen directamente de catálogos de fabricantes. Por efectos de confiabilidad se consideró un motor trifásico de la firma ABB, el que corresponde al modelo o tipo M2QA 225 M6A, cuyas características se muestran en la *tabla N° 37* (ABB, 2008). De ellas, las relevantes para esta etapa del diseño son: su potencia que es 30 kW (engloba los

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

24,422 kW requeridos por el sistema de transmisión), su velocidad que son 985 rpm, la que equivale a una velocidad angular de 103,149 1/s y su torque que es 291 m·N.

Tabla 37: Selección del motor eléctrico. Fuente: ABB, 2008.

Potencia [kW]	[HP]	Tipo	r/min	Eficiencia [%]			Factor de potencia			Corriente			Torque			Momento de inercia		Peso [kg]	Ruido [dB(A)]
				% de la potencia nominal			FS			In	Is	Ivacio	Tn	Ts	Tmax	J=1/4GD2	[kgm ²]		
				50	75	100	50	75	100	[A]	In	[A]	[Nm]	Tn	Tn	Tn			
6 polos = 1000 r/min				400 V	50 Hz	Diseño básico													
0,18	0,24	M2QA 71 M6A	910	49,6	50,1	55,0	0,41	0,53	0,65	1,15	0,73	4,0	0,7	1,9	1,8	2,4	0,00056	10	42
0,25	0,34	M2QA 71 M6B	890	50,0	58,3	60,0	0,47	0,61	0,65	1,15	0,93	4,0	0,8	2,7	1,8	2,5	0,00074	11	42
0,37	0,5	M2QA 80 M6A	930	58,6	63,2	63,0	0,46	0,58	0,66	1,15	1,3	5,0	1,0	3,8	1,9	2,0	0,00159	17	45
0,55	0,74	M2QA 80 M6B	925	60,0	65,1	65,0	0,48	0,59	0,68	1,15	1,8	5,0	1,4	5,7	1,9	1,8	0,00196	18	45
0,75	1	M2QA 90 S6A	920	66,4	70,2	71,0	0,52	0,65	0,72	1,15	2,1	5,0	1,5	7,8	2,0	2,3	0,00292	21	48
1,1	1,5	M2QA 90 L6A	920	71,2	73,1	73,0	0,53	0,67	0,74	1,15	2,9	5,0	2,1	11,4	2,0	2,6	0,00379	25	48
1,5	2	M2QA 100 L6A	940	71,6	75,3	76,0	0,55	0,68	0,77	1,15	3,8	5,5	2,3	15,2	2,0	2,4	0,00999	32	51
2,2	2,9	M2QA 112 M6A	940	76,9	81,2	80,0	0,60	0,72	0,76	1,15	5,2	5,5	3,1	22,3	2,0	2,3	0,03116	40	54
3	4	M2QA 132 S6A	960	82,1	83,5	82,5	0,60	0,73	0,78	1,15	6,7	6,5	3,8	29,8	2,0	2,4	0,03116	55	56
4	5,4	M2QA 132 M6A	960	80,7	84,2	84,0	0,63	0,76	0,77	1,15	8,9	6,5	6,0	40	2,0	2,9	0,04074	65	56
5,5	7,4	M2QA 132 M6B	960	84,7	85,6	86,0	0,66	0,77	0,79	1,15	11,7	6,5	6,0	55	2,0	3,0	0,05332	75	56
7,5	10	M2QA 160 M6A	970	85,7	88,3	88,0	0,61	0,74	0,78	1,15	15,8	6,0	8,6	74	2,0	2,3	0,09231	119	61
11	15	M2QA 160 L6A	970	86,3	88,6	88,5	0,61	0,73	0,78	1,15	23,0	6,0	12,3	108	2,2	2,4	0,12970	140	62
15	20	M2QA 180 L6A	980	88,3	89,1	89,0	0,67	0,77	0,82	1,15	29,7	6,0	13,9	146	2,3	2,9	0,24180	180	63
18,5	25	M2QA 200 L6A	980	89,6	90,2	90,3	0,71	0,79	0,82	1,15	36	6,0	16,4	180	2,2	2,5	0,34174	231	64
22	29	M2QA 200 L6B	980	89,0	90,3	90,4	0,72	0,80	0,83	1,15	42	6,0	18,6	214	2,1	3,2	0,46837	254	64
30	40	M2QA 225 M6A	985	86,3	89,9	91,5	0,69	0,80	0,81	1,15	58	7,0	16,3	291	2,2	2,9	0,62691	308	66
37	50	M2QA 250 M6A	980	91,7	92,4	92,2	0,77	0,83	0,88	1,15	66	6,8	10,1	361	2,3	2,6	0,97000	382	68
45	60	M2QA 280 S6A	982	90,0	91,2	92,6	0,70	0,78	0,86	1,15	82	6,5	23,8	438	2,3	2,2	1,25000	482	69
55	74	M2QA 280 M6A	982	91,0	91,2	93,0	0,78	0,83	0,87	1,15	98	7,0	32	535	2,3	2,5	1,48500	532	70
75	101	M2QA 315 S6A	990	90,6	93,2	93,5	0,76	0,84	0,86	1,15	135	7,4	41	723	2,0	2,7	31,9420	920	70
90	121	M2QA 315 M6A	990	90,1	91,9	93,8	0,80	0,84	0,86	1,15	162	7,4	51	868	2,0	2,7	0,37230	1010	70
110	147	M2QA 315 L6A	990	92,6	93,5	94,3	0,82	0,86	0,87	1,15	194	6,8	54	1061	2,0	2,9	4,25640	1060	70
132	177	M2QA 315 L6B	990	92,9	93,8	94,5	0,82	0,86	0,87	1,15	232	6,8	66	1273	2,0	2,7	5,15770	1120	70
160	214	M2QA 355 M6A*	990	92,7	93,9	94,7	0,81	0,87	0,89	1,15	274	6,8	104	1543	2,1	2,4	0,00078	1360	75
200	268	M2QA 355 M6B*	990	92,9	94,0	94,9	0,81	0,87	0,89	1,15	341	6,7	130	1929	2,0	2,3	9,10000	1551	75
250	335	M2QA 355 L6A*	990	93,1	94,2	95,1	0,81	0,87	0,89	1,15	421	6,7	160	2411	2,0	2,4	11,40000	2057	75

* Incremento de temperatura clase F

Corriente nominal a 400V

Para obtener la corriente en 380V multiplicar por 1,05. En 420V multiplicar por 0,95

Eficiencia determinada según método IEC 60034-2:1996

4.1.4.2 Selección de las protecciones y del conductor

A continuación, se realizará la selección de los componentes del sistema de protección, tanto para el cableado (disyuntor), personas (diferencial) y el motor eléctrico (relé térmico). Los cuáles se aconseja sean del mismo fabricante, en este caso de la firma LEGRAND. Por otro lado, es necesario recalcar las especificaciones técnicas del motor elegido previamente:

- Potencia nominal: 30 kW
- Frecuencia de operación: 50 Hz
- Voltaje: 400 V. Cabe indicar que, en Chile, la tensión nominal es 380 V.

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

- Corriente eléctrica nominal: 58 A. Dado que, en Chile, la tensión nominal es 380 V, el fabricante indica que se debe realizar una corrección a la corriente eléctrica consumida, multiplicando el valor indicado en la tabla N°37, por el factor 1,05, lo que implica que la corriente eléctrica nominal sería 60,9 A.
- Revoluciones nominales: 985 rpm

4.1.4.2.1 Selección de protección contra cortocircuito

Es la protección encargada de realizar una desconexión del circuito en donde se produjo un cortocircuito. Esta protección protege a la instalación y se clasifica según la corriente de ruptura y tipo en el cual actuaron. Generalmente, lo encontramos como un fusible o un disyuntor magnetotérmico. Su conexión es en serie al circuito que se desea proteger, interrumpiendo la línea activa o fase (Tapia Ramírez, 2019). Todo motor deberá contar con una protección de cortocircuito. Esta protección se dimensionará de modo tal que sea capaz de soportar sin operar, la corriente de partida del motor. La capacidad nominal de las protecciones de cortocircuito de un motor se dimensionará comparando la característica de la corriente de partida y el correspondiente valor durante el período de aceleración del motor o máquina, si es que el motor parte acoplado a su carga, con la curva de respuesta de la protección seleccionada de modo que esta no opere bajo condiciones normales de partida. (SUPERINTENDENCIA DE ELECTRICIDAD Y COMBUSTIBLES S.E.C., 2003).

Al momento de seleccionar una versión comercial, se tendrán en cuenta tres criterios importantes:

- N° de fases
- Corriente eléctrica nominal
- Tipo de curva

Para este caso en especial, se trata de un motor de inducción trifásico (3 fases), su corriente eléctrica nominal debe ser igual o un poco superior a la del motor (www.areatecnologia.com, 2020) y el tipo de curva correspondería a una D, tal como se aprecia en la *fig. N° 53* y que es especial para motores (www.tuveras.com, 2020).

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

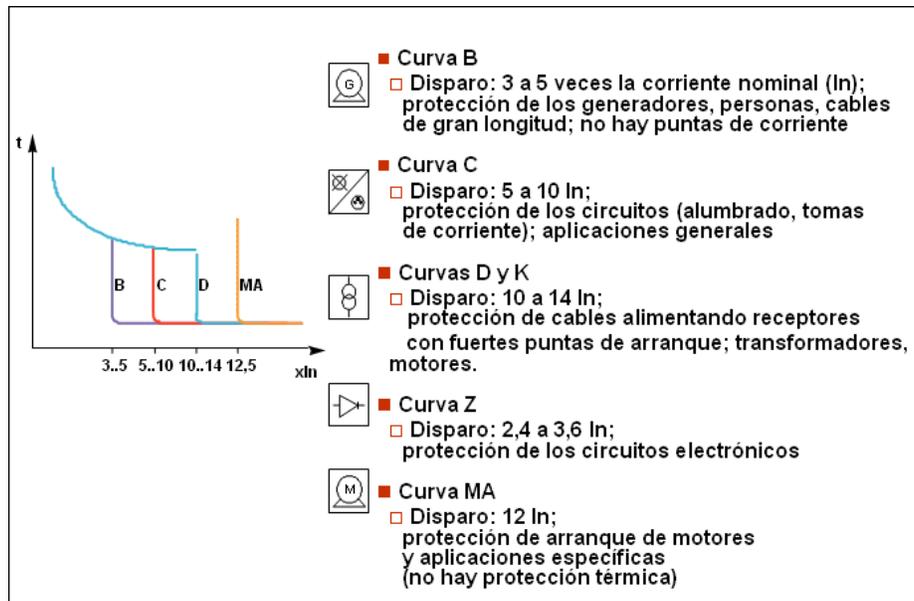


Figura 53: Curvas de disparo en magnetotérmico. Fuente: www.tuveras.com, 2020.

Comercialmente, se escogerá uno modelo DX³ 6000, cuyas especificaciones técnicas se detallan en la *tabla N° 38* (LEGRAND, 2020):

Tabla 38: Elección del disyuntor magnetotérmico. Fuente: LEGRAND, 2020.

Emb.	Ref.	Tripolares 400 V~	
		I_n (A)	N.º de módulos
1	4 080 85	6	3
1	4 080 87	10	3
1	4 080 89	16	3
1	4 080 90	20	3
1	4 080 91	25	3
1	4 080 92	32	3
1	4 080 93	40	3
1	4 080 94	50	3
1	4 080 95	63	3

4.1.4.2.2 Selección de protección contra fallas de aislamiento

Se utiliza lo que es conocido como un protector diferencial, que es un dispositivo de protección destinado a desenergizar una instalación, circuito o artefacto cuando existe una falla a masa, opera cuando la suma fasorial de las corrientes a través de los conductores de alimentación es superior a un valor preestablecido (SUPERINTENDENCIA DE ELECTRICIDAD Y COMBUSTIBLES S.E.C., 2003).

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

El objetivo primordial de este artefacto es proteger a las personas. Por lo que, para la elección del equipo es necesario que se cumpla lo siguiente: $I_{P.D.} > I_{D.M.T.}$, es decir, que la corriente del protector diferencial sea siempre mayor a la del disyuntor magnetotérmico.

Entonces, al momento de revisar en el mercado hay que tener tres variables en cuenta:

- N° entradas
- Corriente eléctrica nominal
- Corriente de fuga

Para lo cual son necesario 4 entradas (3 fases más línea neutra), una corriente eléctrica nominal superior a la elegida previamente (63 A) y una corriente de fuga (30 a 50 mA) que para fines comerciales se encuentra a 50 mA. La elección del protector diferencial se aprecia en la *tabla N° 39* (LEGRAND, 2020), cuyo modelo es DX³.

Tabla 39: Elección del protector diferencial. Fuente: LEGRAND, 2020.

Emb.	Ref.	Tetrapolares 400 V~		
		Tipo AC 		
		Sensibilidad (mA)	In (A)	N.º de módulos
1	4 116 60	30	25	4
1	4 116 61	30	40	4
1	4 116 62	30	63	4
1	4 116 63	30	80	4
1	4 116 64	300	25	4
1	4 116 65	300	40	4
1	4 116 66	300	63	4
1	4 116 67	300	80	4
1	4 116 68	300 selectivo	40	4
1	4 116 69	300 selectivo	63	4
1	4 117 33*	500	40	4
1	4 117 34*	500	63	4
1	4 117 35*	500	80	4

4.1.4.2.3 Selección de protección contra sobrecargas (motores)

Es un dispositivo que permite proteger un circuito de sobrecorriente, que pueden ser graduales por problemas de consumo excesivo, fallas a masa no directas, motores con problemas de sobrecarga mecánica, una fase menos en el circuito, etc. El relé térmico, interruptor térmico, protección térmica y cualquier otro tipo de protección que tenga incluido

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

este sistema de desconexión automática, protegerá al motor de estas anomalías de funcionamiento (Tapia Ramírez, 2019). En base a lo estipulado, queda claramente identificado que la principal ocupación del relé térmico es proteger a como dé lugar al motor, evitando por sobre todas las cosas que el motor se recaliente.

En cuanto a los criterios de decisión, cabe señalar los siguientes:

- N° fases
- Corriente eléctrica nominal

Donde se presentan 3 fases (como se explicó previamente) y para la corriente se considera $1,25 \cdot I_n$, es decir, 76,125 A. En cuanto a la elección del relé térmico, se escoge uno modelo RTX³ 100, que se encuentra en el rango de 63 a 85 A ($I_{\min.}$ a $I_{\max.}$), el cual se muestra en la *tabla N° 40* (LEGRAND, 2017):

Tabla 40: Elección del relé térmico. Fuente: LEGRAND, 2017.

Emb.	Ref.	Relés de sobrecarga térmica	
		Clase 10A Contactos auxiliares integrados 1 NA + 1 NC	
		RTX³ 40 Para CTX ³ 22 y 40 Con terminales de tornillo	
		Margen de regulación	
		I mín. (A)	I máx. (A)
1	4 166 44	0,63	1
1	4 166 45	1	1,6
1	4 166 46	1,6	2,5
1	4 166 47	2,5	4
1	4 166 48	4	6
1	4 166 49	5	8
1	4 166 51	7	10
1	4 166 52	9	13
1	4 166 53	12	18
1	4 166 54	16	22
1	4 166 55	18	25
1	4 166 56	22	32
1	4 166 57	28	40
		RTX³ 65 Para CTX ³ 65 Tipo sin diferencial con terminales de tornillo	
1	4 166 87	24	36
1	4 166 88	28	40
1	4 166 89	34	50
1	4 166 90	45	65
		RTX³ 100 Para CTX ³ 100 Tipo sin diferencial con terminales de tornillo	
		Margen de regulación	
		I mín. (A)	I máx. (A)
1	4 167 29	63	85
1	4 167 30	70	95
1	4 167 31	80	100

4.1.4.2.4 Selección del conductor

Para dimensionar el conductor, se debe considerar una sección mínima de 1,5 mm², para alimentar motores fijos. Además, la sección de conductores que alimenten a un motor de régimen permanente (como es el caso de la máquina pelletizadora de aserrín de madera), será tal que asegurar una capacidad de transporte, por lo menos, igual a 1,25 veces la corriente de plena carga del motor (corriente eléctrica nominal), es decir, equivalente a 76,125 A (SUPERINTENDENCIA DE ELECTRICIDAD Y COMBUSTIBLES S.E.C., 2003).

Para la selección del elemento, se escogerá uno de la firma General Cable, cuyo modelo es SUPERFLEX / TC - VDF SUPERFLEX / EVA – VDF. En la *tabla N° 41* (General Cable, 2014), extraída del catálogo de fabricante, se muestra la elección del conductor, considerando los parámetros establecidos previamente (capacidad de corriente al aire libre).

Tabla 41: Elección del conductor. Fuente: General Cable, 2014.

SUPERFLEX/TC VDF Y SUPERFLEX/EVA VDF									
Calibre		Sección nominal fase mm ²	Diámetro del conductor aprox. mm	Espesor aislación mm	Diámetro exterior aprox. mm	Peso total aprox. kg/km	Capacidad de corriente A		
Fase AWG/kcmil	Tierra AWG						Ducto enterrado (1) Temp. amb. 20 °C	Direct. enterrado (2) Temp. amb. 20 °C	Aire libre (3) Temp. amb. 40 °C
14	16	2,08	1,9	1,40	16,7	399	22	28	21
12	16	3,31	2,4	1,40	17,8	468	29	37	28
10	14	5,26	3,0	1,40	19,2	581	37	47	36
8	14	8,37	3,8	1,40	21,0	722	47	66	47
6	12	13,3	4,7	1,40	24,2	1.003	62	85	63
4	10	21,2	6,0	1,40	27,1	1.370	87	116	88
2	10	33,6	7,7	1,40	27,6	1.642	113	151	117
1	8	42,4	8,7	1,65	31,7	2.108	131	171	137
1/0	6	53,5	9,4	1,65	33,8	2.500	150	195	158
2/0	6	67,4	10,7	1,65	40,1	3.416	172	221	183
3/0	6	85,0	11,7	1,65	42,4	4.002	196	252	212
4/0	4	107	12,9	1,65	46,8	5.056	224	285	244
250	4	127	13,8	1,90	50,0	5.794	248	312	272
350	2	177	17,4	1,90	58,2	7.896	301	376	335
500	1	253	20,8	1,90	64,5	10.464	365	451	414

(1) Ducto enterrado a 0,7m, 1 cable en el ducto. Rho del terreno de 0,9.

(2) Cable enterrado a 0,9m. Rho del terreno de 0,9.

(3) Cable al aire soportado por un mensajero y no expuestos al sol.

Los valores aquí indicados son aproximados y están sujetos a tolerancias de fabricación.

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

4.1.4.3 Selección y programación VDF (Variador de Frecuencia) máquina pelletizadora convencional

Estos dispositivos permiten variar la velocidad en un motor, controlando electrónicamente el voltaje y la frecuencia entregada al motor, manteniendo el torque constante (hasta la velocidad nominal) (SIEMENS, 2009). La elección del VDF se basará, principalmente, en la potencia del motor, escogiendo uno de la firma Siemens, modelo Micromaster 440, cuya elección se muestra en la *tabla N° 42* (SIEMENS, 2017), extraída de un catálogo de fabricante.

Tabla 42: Elección VDF Micromaster 440. Fuente: SIEMENS, 2017.

CT (Par constante)				VT (Par variable)								
Potencia nominal		Corriente de entrada A	Corriente de salida A	Potencia nominal		Corriente de entrada A	Corriente de salida A	Tamaño (FS)	Peso aprox. Kg	Micromaster 440 sin filtro	Reactancia de entrada	Resistencia de frenado
kW	HP			kW	HP							
Voltaje operación 200 a 240 V 3 CA												
*0.12	0.16	0.6	0.9	-	-	-	-	A	1.3	6SE64402UC112AA1	6SE64003CC003AC3	6SE64004BC050AA0
*0.15	0.33	1.1	1.7	-	-	-	-	A	1.3	6SE64402UC125AA1	6SE64003CC003AC3	6SE64004BC050AA0
*0.37	0.50	1.6	2.3	-	-	-	-	A	1.3	6SE64402UC137AA1	6SE64003CC005AC3	6SE64004BC050AA0
*0.55	0.75	2.1	3.0	-	-	-	-	A	1.3	6SE64402UC155AA1	6SE64003CC005AC3	6SE64004BC050AA0
*0.75	1.0	2.9	3.9	-	-	-	-	A	1.3	6SE64402UC175AA1	6SE64003CC005AC3	6SE64004BC050AA0
*1.1	1.5	4.1	5.5	-	-	-	-	B	3.3	6SE64402UC211BA1	6SE64003CC008BC3	6SE64004BC112BA0
*1.5	2.0	5.6	7.4	-	-	-	-	B	3.3	6SE64402UC215BA1	6SE64003CC014BD3	6SE64004BC112BA0
*2.0	3.0	7.6	10.4	-	-	-	-	B	3.3	6SE64402UC222BA1	6SE64003CC014BD3	6SE64004BC112BA0
*3.0	4.0	10.5	13.6	-	-	-	-	C	5.5	6SE64402UC230CA1	6SE64003CC017CC3	6SE64004BC125CA0
4.0	5.0	13.1	17.5	5.5	7.5	17.6	22	C	5.5	6SE64402UC240CA1	6SE64003CC035CD3	6SE64004BC130CA0
5.5	7.5	17.5	22	7.5	10	26.5	28	C	5.5	6SE64402UC255CA1	6SE64003CC035CD3	6SE64004BC130CA0
7.5	10	25.3	28	11.0	15	38.4	42	D	17	6SE64402UC275DA1	6SE64003CC052DD0	6SE64004BC180DA0
11.0	15	37.0	42	15.0	20	50.3	54	D	16	6SE64402UC311DA1	6SE64003CC052DD0	6SE64004BC180DA0
15.0	20	48.8	54	18.5	25	61.5	68	D	16	6SE64402UC315DA1	6SE64003CC052DD0	6SE64004BC180DA0
18.5	25	61.0	68	22	30	70.8	80	E	20	6SE64402UC318EA1	6SE64003CC088EC0	6SE64004BC212EA0
22	30	69.4	80	30	40	96.2	104	E	20	6SE64402UC322EA1	6SE64003CC088EC0	6SE64004BC212EA0
30	40	94.1	104	37	50	114.1	130	F	55	6SE64402UC330FA1	6SE64003CC117FD0	6SE64004BC225FA0
37	50	110.6	130	45	60	134.9	154	F	55	6SE64402UC337FA1	6SE64003CC117FD0	6SE64004BC225FA0
45	60	134.9	154	-	-	-	-	F	55	6SE64402UC345FA1	6SE64003CC117FD0	6SE64004BC225FA0
Voltaje operación 380 a 480 V 3 CA												
0.37	0.50	1.1	1.3	-	-	-	-	A	1.3	6SE64402UD137AA1	6SE64003CC002AD3	6SE64004BD110AA0
0.55	0.75	1.4	1.7	-	-	-	-	A	1.3	6SE64402UD137AA1	6SE64003CC002AD3	6SE64004BD110AA0
0.75	1.0	1.9	2.2	-	-	-	-	A	1.3	6SE64402UD155AA1	6SE64003CC004AD3	6SE64004BD110AA0
1.1	1.5	2.8	3.1	-	-	-	-	A	1.3	6SE64402UD175AA1	6SE64003CC004AD3	6SE64004BD110AA0
1.5	2.0	3.9	4.1	-	-	-	-	A	1.3	6SE64402UD211AA1	6SE64003CC006AD3	6SE64004BD110AA0
2.0	3.0	5.0	5.9	-	-	-	-	B	3.3	6SE64402UD215AA1	6SE64003CC010BD3	6SE64004BD120BA0
3.0	4.0	6.7	7.7	-	-	-	-	B	3.3	6SE64402UD222BA1	6SE64003CC010BD3	6SE64004BD120BA0
4.0	5.0	8.5	10.2	-	-	-	-	B	3.3	6SE64402UD230BA1	6SE64003CC014BD3	6SE64004BD120BA0
5.5	7.5	11.6	13.2	7.5	10	16.0	19	C	5.5	6SE64402UD240BA1	6SE64003CC022CD3	6SE64004BD165CA0
7.5	10	15.4	19	11.0	15	22.5	26	C	5.5	6SE64402UD255CA1	6SE64003CC022CD3	6SE64004BD165CA0
11.0	15	22.5	26	15.0	20	30.5	32	C	5.5	6SE64402UD275CA1	6SE64003CC035CD3	6SE64004BD165CA0
15.0	20	30.0	3.2	18.5	25	37.2	38	D	16	6SE64402UD311CA1	6SE64003CC044DD0	6SE64004BD212DA0
18.5	25	36.6	3.8	22	30	43.3	45	D	16	6SE64402UD315DA1	6SE64003CC044DD0	6SE64004BD212DA0
22	30	43.1	45	30	40	59.3	62	D	16	6SE64402UD318DA1	6SE64003CC052DD0	6SE64004BD212DA0
30	40	58.7	62	37	50	71.7	75	E	20	6SE64402UD322DA1	6SE64003CC083ED0	6SE64004BD222EA0
37	50	71.	75	45	60	86.6	90	E	20	6SE64402UD330EA1	6SE64003CC083ED0	6SE64004BD222EA0
45	60	85.6	90	55	75	103.6	110	F	56	6SE64402UD337EA1	6SE64003CC112FD0	6SE64004BD240FA0

En base al diagrama de flujo de puesta en marcha rápida (se encuentra en anexos), se procede con la programación básica del VDF de la máquina pelletizadora convencional, se tomarán

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

en cuenta los códigos aplicables al caso y se hará según los datos que se tienen del motor. En la *tabla N° 43* (SIEMENS, 2002), se aprecia dicha programación básica:

Tabla 43: Programación básica del VDF de la máquina pelletizadora convencional. Fuente: SIEMENS, 2002.

Código	Parámetro	Unidad	Descripción
P0003	1	(-)	Estándar
P0010	1	(-)	Guía básica
P0100	0	Pot. en kW, Frec. estándar 50 Hz	Europa / América del Norte
P0205	0	(-)	Par constante
P0300	1	(-)	Motor rotativo asíncrono
P0304	400	V	Tensión nominal del motor
P0305	58	A	Corriente nominal del motor
P0307	30	kW	Potencia nominal del motor
P0310	50	Hz	Frecuencia nominal del motor
P0311	985	rpm	Velocidad nominal del motor
P0700	1	(-)	BOP / AOP (teclado)
P1000	3	(-)	Consigna frecuencia fija
P1080	50	Hz	Frecuencia mínima
P1082	50	Hz	Frecuencia máxima
P1120	15	s	Tiempo de aceleración
P1121	10	s	Tiempo de deceleración

P3900	1	(-)	Termina la puesta en servicio rápida con los ajustes de fábrica (sin computación del motor)
-------	---	-----	---

4.1.5 Sistema de alimentación

La tolva de alimentación se diseñará a partir de la carga que soportará debido al material granular presente en el recipiente. Además, se considera un diámetro de salida levemente mayor al de la matriz (375 mm), el cual se asume en 390 mm (permitirá libertad de movimiento para los rodillos de compactación) y un diámetro mayor que se estima en 800 mm. Medidas que son apreciables en la *fig. N° 54*:

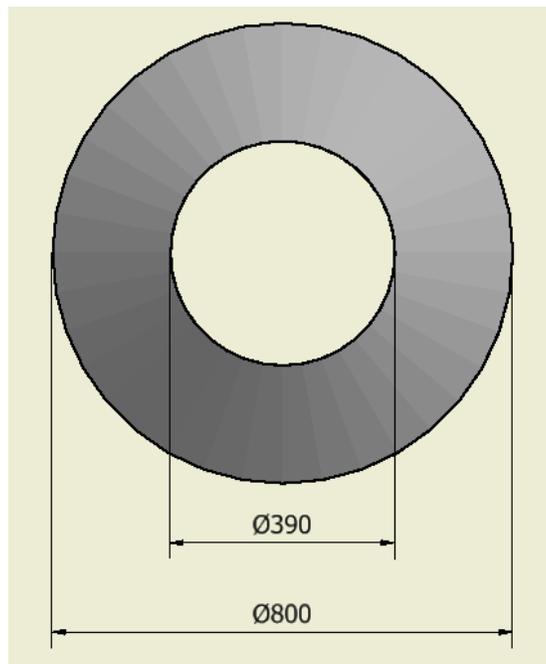


Figura 54: Medidas de diámetros en la tolva de alimentación. Fuente: Elaboración propia.

4.1.5.1 Flujo volumétrico a la entrada de la tolva

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

Se realiza un procedimiento idéntico al del flujo volumétrico del pelletizado, salvo que aquí se utilizan 167 kg/m^3 (densidad aparente del aserrín). Donde por medio de la *ecuación N°97*, se determina el volumen específico del aserrín.

$$ve_{aserrin} = \frac{1}{\rho_{aserrin}} \quad (97)$$

Dónde:

$$ve_{aserrin} \quad : \quad \text{Volumen específico del aserrín} \quad (\text{m}^3/\text{kg})$$

Luego, conociendo la capacidad de la máquina (200 kg/hr), es posible establecer la *ecuación N°98* (Cruz Ibarra et al., 2016), referente al flujo volumétrico a la entrada de la tolva de alimentación.

$$Q_{volumetricoET} = C_{maquina} \cdot ve_{aserrin} \quad (98)$$

Dónde:

$$Q_{volumetricoET} \quad : \quad \text{Flujo volumétrico a la entrada de la tolva de alimentación} \quad (\text{m}^3/\text{hr})$$

Reemplazando convenientemente valores, se obtiene el flujo volumétrico a la entrada de la tolva de alimentación, que es $1,198 \text{ m}^3/\text{hr}$.

4.1.5.2 Velocidad a la salida de la tolva de alimentación

Es importante recalcar que en un comienzo las partículas parten del reposo ($v_0 = 0 \text{ m/s}$) y que mediante la *ecuación N°99* (HIBBELER, 2010), de movimiento en caída libre, se determina la velocidad a la salida de la tolva de alimentación.

$$v_{salidaTA} = \sqrt{2 \cdot g \cdot H_{caida}} \quad (99)$$

Dónde:

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

$v_{salidaTA}$:	Velocidad a la salida de la tolva de alimentación	(m/s)
g	:	Aceleración de gravedad	(m/s ²)
$H_{caída}$:	Altura de caída del material	(m)

La altura de caída del material se asume en 0,22 m, dejando un margen con respecto al trabajo de los rodillos de compactación, donde empieza la elaboración de los pellets como tal. Reemplazando valores, se obtiene la velocidad a la salida de la tolva de alimentación, que es 2,077 m/s.

4.1.5.3 Área mínima necesaria para el flujo volumétrico

Esta área mínima se puede expresar, directamente, en la *ecuación N°100*, la que es producto del despeje ($Q_{volumétricoET} = A_{mín} \cdot v_{salidaTA}$).

$$A_{mín} = \frac{Q_{volumétricoET}}{v_{salidaTA}} \quad (100)$$

Dónde:

$$A_{mín} \quad : \quad \text{Área mínima necesaria para el flujo volumétrico} \quad (\text{m}^2)$$

Reemplazando valores, se obtiene el área mínima necesaria para el flujo volumétrico, que es $1,601 \times 10^{-4} \text{ m}^2$.

4.1.5.4 Ángulos de inclinación y de descarga en la tolva

Existirá un rozamiento entre el producto almacenado y las paredes del recipiente y un caudal de descarga constante e independiente de la altura del material dentro del recipiente (Ravenet, 1992). Es debido a este rozamiento interno (0,65) entre las partículas de aserrín y el acero, que es posible emplear la *ecuación N°101* (HIBBELER, 2010), que determina el ángulo de inclinación de la tolva de alimentación.

$$\phi_{inclinación} = \tan^{-1}(\mu) \quad (101)$$

Dónde:

$\alpha_{inclinación}$: Ángulo de inclinación de la tolva de alimentación (°)

Reemplazando convenientemente valores, se obtiene el ángulo de inclinación de la tolva de alimentación, que es $33,024^\circ$. Luego, el ángulo de descarga corresponde a su complemento, es decir, alcanza el valor de $56,976^\circ$. Ambos ángulos, tanto de inclinación como de descarga, son apreciables en la *fig. N° 55*:

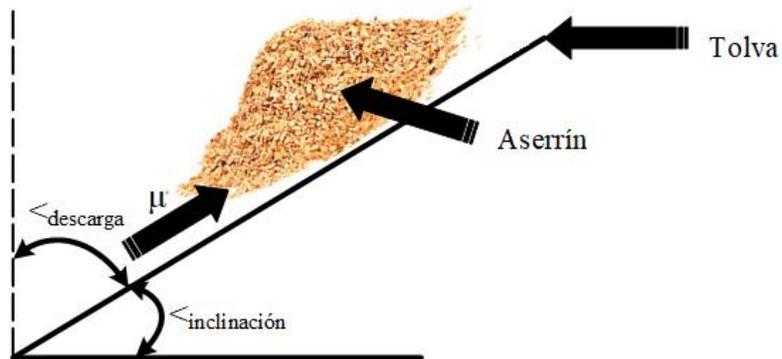


Figura 55: Ángulos de inclinación y de descarga en la tolva de alimentación. Fuente: Elaboración propia.

4.1.5.5 Volumen de la tolva en función de sus dimensiones

Las dimensiones relevantes de la tolva cónica se aprecian en la *fig. N° 56*:

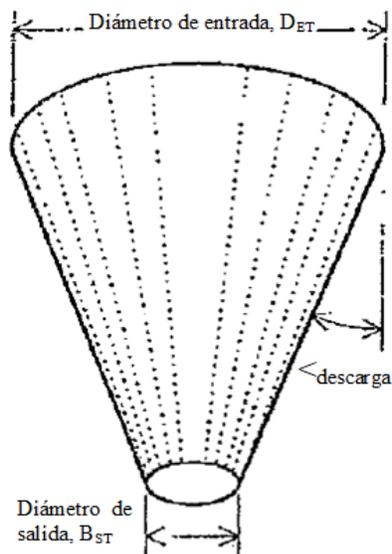


Figura 56: Dimensiones relevantes de la tolva cónica. Fuente: Jenike and Johanson Chile S.A., 2001.

Capítulo 4. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora convencional

A partir de las dimensiones anteriores, la altura que presenta la tolva de alimentación, se puede establecer mediante la *ecuación N°102* (Jenike and Johanson Chile S.A., 2001):

$$h_{tolva} = \frac{(D_{ET} - B_{ST})}{2 \cdot \tan(\alpha_{descarga})} \quad (102)$$

Dónde:

- h_{tolva} : Altura de la tolva de alimentación (m)
- D_{ET} : Diámetro de entrada de la tolva de alimentación (m)
- B_{ST} : Diámetro de salida de la tolva de alimentación (m)
- $\alpha_{descarga}$: Ángulo de descarga de la tolva de alimentación (°)

Reemplazando valores, se obtiene la altura de la tolva de alimentación, que es 0,133 m.

Por otro lado, se puede establecer el área de superficie de la tolva de alimentación, gracias a la *ecuación N°103*:

$$Asup_{tolva} = \frac{\pi \cdot (D_{ET}^2 - B_{ST}^2)}{4 \cdot \sin(\alpha_{descarga})} \quad (103)$$

Dónde:

- $Asup_{tolva}$: Área de superficie de la tolva de alimentación (m²)

Reemplazando convenientemente valores, se obtiene el área de superficie de la tolva de alimentación, que es 0,457 m².

Para el volumen de la tolva de alimentación, es preciso emplear la *ecuación N°104*:

$$V_{tolva} = \frac{\pi \cdot (D_{ET}^3 - B_{ST}^3)}{24 \cdot \tan(\alpha_{descarga})} \quad (104)$$

Dónde:

- V_{tolva} : Volumen de la tolva de alimentación (m³)

Reemplazando valores, se obtiene el volumen de la tolva de alimentación, que es 0,039 m³.

4.1.5.6 Cálculo del flujo de material en la tolva de alimentación

Este flujo de material en la tolva de alimentación, es considerado de descarga libre por gravedad, el cual se puede determinar con la *ecuación N°105* (Jenike and Johanson Chile S.A., 2001):

$$Q_{material} = \rho_{aserrín} \cdot A_{descargaTA} \cdot \sqrt{\frac{B_{ST} \cdot g}{2 \cdot (1 + m) \cdot \tan(\phi_{descarga})}} \quad (105)$$

Dónde:

- $Q_{material}$: Flujo de material en la tolva de alimentación (kg/s)
 $A_{descargaTA}$: Área de descarga de la tolva de alimentación (m²)
 m : Constante para una tolva de alimentación tipo cono (-)

Considerando para el área de descarga un valor de 0,119 m² y una constante de 1, es posible obtener el valor del flujo de material en la tolva de alimentación, que es 15,727 kg/s.

4.1.5.7 Selección de la tolva de alimentación

Esta tolva de alimentación tipo cónica tendrá las siguientes dimensiones importantes: diámetro de entrada (D_{ET}) de 0,8 m, diámetro de salida (B_{ST}) de 0,39 m y una altura de 0,133 m. Estas medidas, se adaptarán a una versión comercial incluida en los costos de la máquina pelletizadora.

CAPÍTULO 5. DISEÑO CONCEPTUAL DE UNA MÁQUINA PELLETIZADORA HIDRÁULICA

5.1 DISEÑO MECÁNICO PELLETIZADORA HIDRÁULICA

En primer lugar, se expondrá el circuito oleohidráulico, que responde a las necesidades de funcionamiento de la máquina pelletizadora. Continuando con el desarrollo de los sistemas de transmisión y potencia de la máquina, llegando a seleccionar los componentes principales y secundarios del sistema hidráulico.

5.1.1 Circuito oleohidráulico

La representación esquemática de la *fig. N° 57* fue realizada en el software Microsoft Visio 2016®, la cual pretende dimensionar la red a utilizar y los elementos empleados, tales como: depósito hidráulico, bomba hidráulica, válvula limitadora de presión, válvula distribuidora (4 vías y 3 posiciones, con centro tándem y accionamiento por palanca con retorno por muelle), motor hidráulico, filtro de retorno y el recorrido descrito por las tuberías.

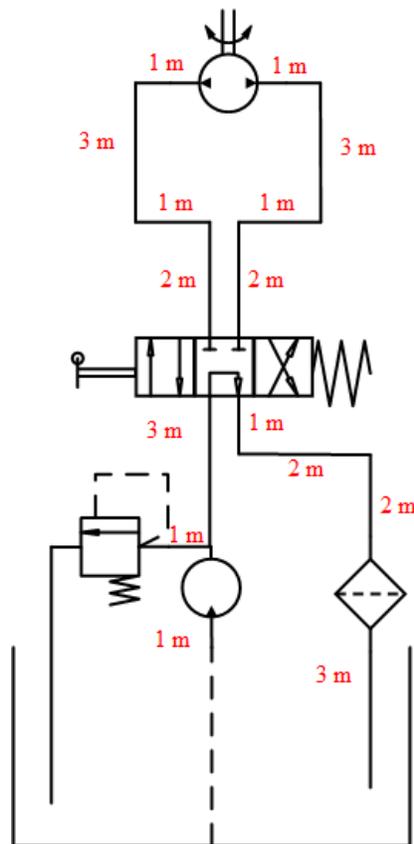


Figura 57: Circuito oleohidráulico. Fuente: Elaboración propia.

5.1.2 Sistema de transmisión

Este sistema involucra los cálculos y selección del motor hidráulico, encargado de asimilar las condiciones de la transmisión por poleas y correas, es decir, transmitir 340,718 rpm y 684,484 m·N al eje principal. Por otro lado, se estimará la bomba hidráulica capaz de impulsar el fluido a un caudal y presión acordes.

5.1.2.1 Selección del motor hidráulico

A partir del catálogo de fabricante de la firma Eaton, se extraen las especificaciones técnicas del modelo ME175, señalando las más relevantes como: cilindrada, presión nominal, torque nominal y velocidad máxima, apreciables en la *tabla N° 44* (EATON, 2013), cumpliendo con los parámetros exigidos previamente, de velocidad y torque hacia el eje principal.

Tabla 44: Especificaciones técnicas motor hidráulico, modelo ME175. Fuente: EATON, 2013.

Displacement	175cm ³ /rev
Rated Pressure	27.5MPa (280kgf/cm ²)
Peak Pressure	31.9MPa (325kgf/cm ²)
Rated Torque	765N·m (78kgf·m)
Rated Speed	600rpm
Max. Speed	800rpm
Rated Horse Power	48kW (65PS)
Mass	42kg

Otro dato importante para el cálculo a realizar corresponde al rendimiento volumétrico del motor hidráulico, apreciable en el *gráfico N° 12*, en donde la intersección de la curva de 27,5 MPa (presión nominal, la cual satisface la que se calculará más adelante) con la velocidad de 340,718 rpm, arroja el valor de 0,94.

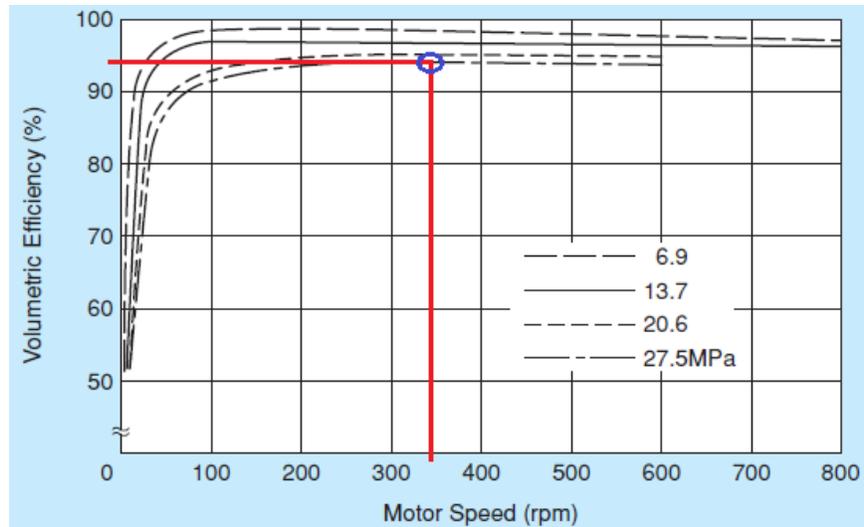


Gráfico 12: Rendimiento volumétrico del motor hidráulico. Fuente: EATON, 2013.

5.1.2.1.1 Verificación del motor hidráulico y sus requerimientos

Para esta verificación del motor hidráulico y sus requerimientos, se emplea la *ecuación N°106*, que establece la potencia requerida por el motor hidráulico.

$$Pot_{motorH} = n_2 \cdot Tp_{conducida} \quad (106)$$

Dónde:

Pot_{motorH} : Potencia requerida por el motor hidráulico (kW)

Reemplazando convenientemente valores, se obtiene la potencia requerida por el motor hidráulico, que es 24,422 kW. Así mismo, mediante la *ecuación N°107*, se delimita el caudal requerido por el motor hidráulico.

$$Q_{motorH} = \frac{C_{MOTORH} \cdot n_2}{\eta_{volMOTORH}} \quad (107)$$

Dónde:

Q_{motorH} : Caudal requerido por el motor hidráulico (L/min)

Capítulo 5. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora hidráulica

C_{MOTORH} : Cilindrada del motor hidráulico (cm³/rev)

$\eta_{volMOTORH}$: Rendimiento volumétrico del motor hidráulico (-)

Reemplazando valores, se obtiene el caudal requerido por el motor hidráulico, que es 63,432 L/min. Para la presión requerida por el motor hidráulico, se emplea la *ecuación N°108*:

$$P_{motorH} = \frac{Pot_{motorH}}{Q_{motorH}} \quad (108)$$

Dónde:

P_{motorH} : Presión requerida por el motor hidráulico (MPa)

Reemplazando los valores correspondientes, se obtiene la presión requerida por el motor hidráulico, que es 23,101 MPa. El fabricante, proporciona un rango aplicable o de funcionamiento del motor hidráulico, el que se muestra en el *gráfico N° 13* y que confirmaría la correcta elección de este modelo.

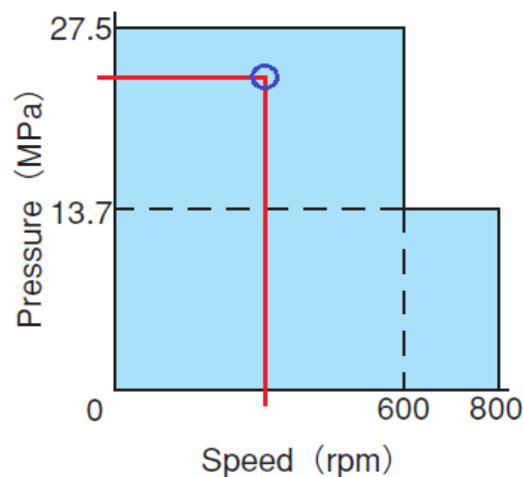


Gráfico 13: Rango aplicable del modelo ME175. Fuente: EATON, 2013.

5.1.2.2 Evaluación de la pérdida de carga entre motor hidráulico y bomba

Primeramente, se calcularán los diámetros y velocidades nominales, asumiendo como base las velocidades normales de escurrimiento en tuberías (Salinas Salas, 2013). Para así,

encontrar los números de Reynolds (saber el tipo de flujo), los coeficientes de fricción, realizar un análisis energético y precisar la altura considerando pérdidas de carga en todo el sistema hidráulico.

5.1.2.2.1 Cálculo de diámetros

Para el diámetro en el tramo de aspiración del sistema hidráulico, se asume una velocidad de 1 m/s y para los tramos de impulsión y retorno se define en 2 m/s. Lo que se ve reflejado en la ecuación N°109 y la ecuación N°110:

$$d_A = \sqrt[2]{\frac{4 \cdot Q_{motorH}}{\pi \cdot v_A}} \quad (109)$$

Dónde:

- d_A : Diámetro en aspiración del sistema hidráulico (mm)
 v_A : Velocidad en aspiración del sistema hidráulico (m/s)

$$d_{IyR} = \sqrt[2]{\frac{4 \cdot Q_{motorH}}{\pi \cdot v_{IyR}}} \quad (110)$$

Dónde:

- d_{IyR} : Diámetro en impulsión y retorno del sistema hidráulico (mm)
 v_{IyR} : Velocidad en impulsión y retorno del sistema hidráulico (m/s)

Reemplazando convenientemente valores, se obtienen el diámetro en aspiración del sistema hidráulico, que es 36,689 mm y el diámetro en impulsión y retorno del sistema hidráulico, que es 25,943 mm.

5.1.2.2.2 Diámetros nominales

Estos diámetros nominales servirán al momento de seleccionar y cotizar las tuberías correspondientes, quedando establecidos en 37 mm para la aspiración y 26 mm para la impulsión y retorno.

5.1.2.2.3 Cálculo de velocidades nominales

Por consiguiente, las velocidades nominales tanto en aspiración como en impulsión y retorno se expresan por medio de la ecuación N°111 y la ecuación N°112:

$$v_{Anom.} = \frac{Q_{motorH}}{\left(\frac{\pi \cdot d_{Anom.}^2}{4}\right)} \quad (111)$$

Dónde:

$v_{Anom.}$: Velocidad nominal en aspiración (m/s)
 $d_{Anom.}$: Diámetro nominal en aspiración (mm)

$$v_{IyRnom.} = \frac{Q_{motorH}}{\left(\frac{\pi \cdot d_{IyRnom.}^2}{4}\right)} \quad (112)$$

Dónde:

$v_{IyRnom.}$: Velocidad nominal en impulsión y retorno (m/s)
 $d_{IyRnom.}$: Diámetro nominal en impulsión y retorno (mm)

Reemplazando valores en ambas ecuaciones, se obtienen las velocidades nominales en aspiración y en impulsión y retorno, las cuales son 0,983 m/s y 1,991 m/s, respectivamente.

5.1.2.2.4 Cálculo de los números de Reynolds

En este apartado, es necesario elegir un aceite hidráulico, para lo cual se toma en consideración el recomendado por el fabricante del motor hidráulico (SHELL TELLUS 56), pero al momento de seleccionar uno del mercado, no se encuentra como tal, por ende, se

Capítulo 5. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora hidráulica

realizó su adaptación a uno equivalente, escogiendo en definitiva un SAE 10W, que cumpliría con la viscosidad cinemática y densidad necesarias y también será apto para la bomba hidráulica. Sus características típicas se muestran en la *tabla N° 45* (Mobil, 2020):

Tabla 45: Características típicas del aceite hidráulico SAE 10W. Fuente: Mobil, 2020.

Mobil Hydraulic 10W	
Grado SAE	10W
Viscosidad, ASTM D 445	
cSt @ 40°C	37.7
cSt @ 100°C	6.1
Índice de viscosidad, ASTM D 2270	107
Cenizas sulfatadas, % peso, ASTM D 874	0.5
TBN, mg KOH/g, ASTM D 2896	4.0
Punto de fluidez, °C, ASTM D 97	-30
Punto de inflamación, °C, ASTM D 92	232
Densidad @ 15°C kg/l, ASTM D 4052	0.877

A continuación, se pueden determinar los números de Reynolds para aspiración y para impulsión y retorno, mediante la *ecuación N°113* y *ecuación N°114*:

$$Re_A = \frac{v_{Anom.} \cdot d_{Anom.}}{\nu_{aceiteH}} \quad (113)$$

Dónde:

- Re_A : Número de Reynolds en aspiración (-)
 $\nu_{aceiteH}$: Viscosidad cinemática del aceite hidráulico (mm²/s)

$$Re_{IyR} = \frac{v_{IyRnom.} \cdot d_{IyRnom.}}{\nu_{aceiteH}} \quad (114)$$

Dónde:

Re_{IyR} : Número de Reynolds en impulsión y retorno (-)

Reemplazando valores, se obtienen los números de Reynolds de 964,986 para la aspiración y 1.373 para impulsión y retorno. Lo que quiere decir, que el flujo es laminar durante todo el trayecto del sistema ($Re < 2000$) (MOTT, 1996).

5.1.2.2.5 Cálculo de los coeficientes de fricción

Para este caso es necesario asumir una tubería lisa, lo que permite plantear la ecuación de Hagen-Poiseuille, referente a escurrimientos laminares. Expresando lo anterior, en la ecuación N°115 y ecuación N°116 (Salinas Salas, 2020b):

$$f_A = \frac{64}{Re_A} \quad (115)$$

Dónde:

f_A : Coeficiente de fricción en aspiración (-)

$$f_{IyR} = \frac{64}{Re_{IyR}} \quad (116)$$

Dónde:

f_{IyR} : Coeficiente de fricción en impulsión y retorno (-)

Reemplazando convenientemente valores en las ecuaciones anteriores, se obtienen los coeficientes de fricción en la aspiración, con un valor de 0,066 y en la impulsión y retorno, con un valor de 0,047.

5.1.2.2.6 Análisis energético

Cabe destacar, que para realizar este análisis se asumirán los largos de las tuberías involucradas, dichos largos fueron expuestos en el circuito oleohidráulico de apartados anteriores. Es así, que para el tramo de aspiración se asume un largo de 1 m, el cual es introducido en la *ecuación N°117*, tendiente a definir la altura considerando pérdidas de carga.

$$Hp_A = \left(f_A \cdot \frac{L_A}{d_{Anom.}} \right) \cdot \frac{v_{Anom.}^2}{2 \cdot g} \quad (117)$$

Dónde:

$$\begin{aligned} Hp_A & : \text{ Altura considerando pérdidas de carga en aspiración} & (\text{m}) \\ L_A & : \text{ Largo de aspiración} & (\text{m}) \end{aligned}$$

En este tramo no se presentan coeficientes singulares de pérdida, por lo que, al reemplazar se obtiene, directamente, el valor de la altura considerando pérdidas de carga en aspiración, que es 0,088 m. De la misma forma, para el tramo de impulsión y retorno, se considera un largo de 26 m de tubería, con sus respectivos coeficientes singulares de pérdida (serán calculados posteriormente, salvo el de la tee-reducción que se asume), tales como: tee-reducción, codos, distribuidor y filtro.

Así, la altura considerando pérdidas de carga en impulsión y retorno, corresponde a la *ecuación N°118*:

$$Hp_{IyR} = \left(f_{IyR} \cdot \frac{L_{IyR}}{d_{IyRnom.}} + Coef_{tee} + Coef_{dist.} + 8 \cdot Coef_{codo} + Coef_{filtro} \right) \cdot \frac{v_{IyRnom.}^2}{2 \cdot g} \quad (118)$$

Dónde:

$$\begin{aligned} Hp_{IyR} & : \text{ Altura considerando pérdidas de carga en impulsión y retorno} & (\text{m}) \\ L_{IyR} & : \text{ Largo de impulsión y retorno} & (\text{m}) \\ Coef_{tee} & : \text{ Coeficiente singular de tee-reducción} & (-) \\ Coef_{dist.} & : \text{ Coeficiente singular de distribuidor} & (-) \\ Coef_{codo} & : \text{ Coeficiente singular de codo} & (-) \end{aligned}$$

$Coef_{filtro}$: Coeficiente singular de filtro (-)

Reemplazando valores, se obtiene la altura considerando pérdidas de carga en impulsión y retorno, que es 247,66 m.

Una vez determinado lo anterior, es posible precisar el valor de la altura considerando pérdidas de carga en todo el sistema hidráulico, la cual es, básicamente, la adición de las alturas considerando pérdidas de carga en el tramo de aspiración y lo propio con los tramos de impulsión y retorno, otorgando el valor de 247,748 m.

5.1.2.3 Potencia requerida por la bomba hidráulica

Es importante considerar la densidad del aceite hidráulico utilizado, cuyo valor asciende a 0,877 kg/L, el que multiplicado por la aceleración de gravedad (9,81 m/s²), brinda el peso específico del aceite hidráulico, que es 8.600 N/m³. Debido a esto, se logra determinar la ecuación N°119, sobre potencia de pérdidas en el sistema.

$$Pot_{pérdidas} = \gamma_{aceiteH} \cdot Q_{motorH} \cdot Hp_{tot} \quad (119)$$

Dónde:

$Pot_{pérdidas}$: Potencia de pérdidas en el sistema (kW)

$\gamma_{aceiteH}$: Peso específico del aceite hidráulico (N/m³)

Hp_{tot} : Altura considerando pérdidas de carga en todo el sistema hidráulico (m)

Reemplazando convenientemente valores, se obtiene la potencia de pérdidas en el sistema, que es 2,253 kW. También, se puede estimar la presión de pérdidas en el sistema, a través de la ecuación N°120:

$$P_{pérdidas} = \frac{Pot_{pérdidas}}{Q_{motorH}} \quad (120)$$

Dónde:

$P_{pérdidas}$: Presión de pérdidas en el sistema (MPa)

Reemplazando los valores correspondientes, se obtiene la presión de pérdidas en el sistema, que es 2,131 MPa. En resumen, se tienen todos los datos para determinar la potencia requerida por la bomba, la que corresponde a la suma de la potencia requerida por el motor hidráulico y potencia de pérdidas en el sistema, entregando el valor de 26,675 kW.

5.1.2.3.1 Selección bomba hidráulica

Tomando en consideración el cálculo de la potencia requerida por la bomba, se indagó en diversos catálogos de fabricantes, encontrando uno de la firma Eaton, serie PVM, modelo PVM081, cuyas especificaciones técnicas más destacables son: cilindrada máxima, presión continua, velocidad (similar a la del motor eléctrico, conectada mediante un acople), caudal máximo a 1000 rpm, potencia máxima de entrada (28 kW, satisfacen los 26,675 kW calculados) y torque máximo. Todas estas propiedades se muestran en la *tabla N° 46* y *tabla N° 47*:

Tabla 46: Especificaciones técnicas modelo PVM081, parte uno. Fuente: EATON, 2014.

Displacement, Pressure and Flow Ratings At 50°C (120°F), SAE 10W oil, 1 bar absolute (0 psig) inlet

Model Series	Maximum Geometric Displacement cm ³ /r (in ³ /r)	Maximum Pressure bar (psi)			Maximum Flow at 280 bar (4000 psi)* l/min (USgpm) – Average measured flow rate			
		Continuous	Intermittent*	Peak**	@1800 r/min	@1500 r/min	@1200 r/min	@1000 r/min
PVM018	18 (1.1)	280 (4000)	320 (4600)	350 (5000)	31 (8.2)	26 (7)	21 (5.5)	17 (4.5)
PVM020	21,1 (1.29)	230 (3300)	250 (3600)	280 (4000)	35 (9)	29 (8)	23 (6)	19 (5)
PVM045	45,1 (2.75)	280 (4000)	320 (4600)	350 (5000)	76 (20)	65 (17)	49 (13)	42 (11)
PVM050	50,0 (3.05)	230 (3300)	250 (3600)	280 (4000)	87 (23)	75 (20)	62 (16)	49 (13)
PVM057	57,4 (3.50)	280 (4000)	320 (4600)	350 (5000)	102 (27)	85 (22.4)	66 (17.4)	54 (14.3)
PVM063	63,1 (3.85)	230 (3300)	250 (3600)	280 (4000)	111 (29)	93 (24)	74 (19)	60 (16)
PVM074	73,7 (4.50)	280 (4000)	320 (4600)	350 (5000)	127 (33.5)	106 (28)	86 (22.7)	70 (18.5)
PVM081	81,0 (4.94)	230 (3300)	250 (3600)	280 (4000)	139 (37)	116 (31)	93 (25)	76 (20)
PVM098	98,3 (6.00)	280 (4000)	320 (4600)	350 (5000)	170 (45)	141 (37)	112 (29.6)	92 (24.3)
PVM106	106,5 (6.50)	230 (3300)	250 (3600)	280 (4000)	187 (49)	155 (41)	123 (32)	102 (27)
PVM131	131,1 (8.00)	280 (4000)	320 (4600)	350 (5000)	215 (57)	178 (47)	141 (37)	118 (31)
PVM141	141,0 (8.60)	230 (3300)	250 (3600)	280 (4000)	238 (63)	199 (53)	158 (42)	131 (35)

*Less than 10% of duty cycle.

**Momentary system pressure spikes only.

Capítulo 5. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora hidráulica

Tabla 47: Especificaciones técnicas modelo PVM081, parte dos. Fuente: EATON, 2014.

Speed, Input Power and Torque Ratings At 50°C (120°F), SAE 10W oil, 1 bar absolute (0 psig) inlet

Model Series	Maximum Operating Speed r/min	Maximum Input Power at 280 bar (4000 psi) kw (hp)*@88% M.E.				Maximum Torque at 280 bar (4000 psi)* Nm (lb-ft)	Approximate Weight kg (lb)
		@ 1800 r/min	@ 1500 r/min	@ 1200 r/min	@ 1000 r/min		
PVM018	1800	16 (22)	13 (18)	11 (15)	9 (12)	84 (62)	15 (33)
PVM020	1800	14 (18)	11 (15)	9 (12)	8 (10)	73 (54)	15 (33)
PVM045	1800	41 (55)	34 (46)	27 (37)	23 (31)	221 (163)	24 (52)
PVM050	1800	35 (47)	30 (40)	28 (38)	23 (31)	190 (140)	24 (52)
PVM057	1800	52 (70)	44 (59)	36 (49)	29 (39)	272 (201)	36 (79)
PVM063	1800	42 (57)	36 (48)	29 (39)	24 (32)	228 (168)	36 (79)
PVM074	1800	63 (84)	52 (70)	42 (56)	35 (47)	334 (246)	45 (99)
PVM081	1800	56 (75)	46 (62)	35 (47)	28 (37)	286 (211)	45 (99)
PVM098	1800	88 (118)	72 (97)	58 (78)	48 (64)	464 (342)	55 (121)
PVM106	1800	72 (97)	60 (80)	48 (64)	40 (54)	383 (282)	55 (121)
PVM131	1800	113 (152)	94 (126)	75 (101)	63 (85)	596 (440)	66 (145)
PVM141	1800	94 (126)	79 (106)	63 (85)	53 (71)	497 (367)	66 (145)

Además, el catálogo proporciona una gráfica con los rendimientos volumétrico y total a 1000 rpm, estimados en 0,93 y 0,89, respectivamente. Los cuales, se encuentran en los rangos establecidos para bombas hidráulicas (0,8 a 0,99 para el volumétrico y 0,8 a 0,9 para el total) (SOHIPREN S.A., 2020). Estos rendimientos se exhiben en el *gráfico N° 14* (EATON, 2014):

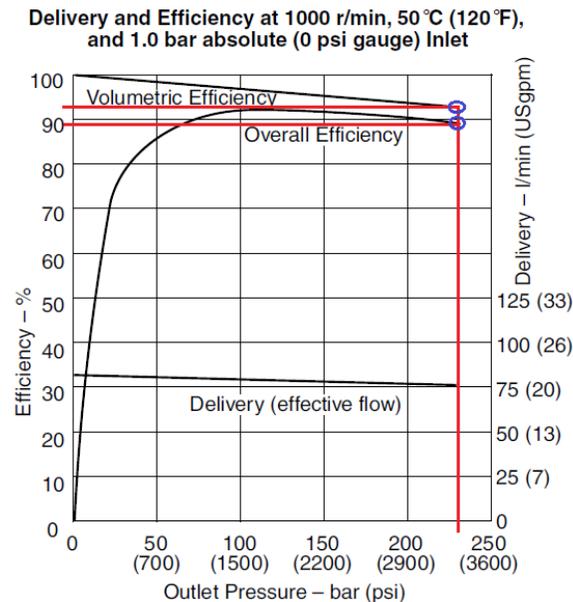


Gráfico 14: Rendimientos volumétrico y total. Fuente: EATON, 2014.

5.1.2.4 Verificación de la máxima potencia hidráulica requerida

Este punto se determina a partir de la presión continua y el caudal de la bomba a 1000 rpm (230 bar y 76 L/min). Los cuales realizando una simple multiplicación entregan el valor de 29,133 kW, lo que significa que la bomba seleccionada sería capaz de solventar, holgadamente, la potencia hidráulica requerida de 26,675 kW.

5.1.3 Sistema de potencia

Como se mencionó en el capítulo III de “Descripción del método utilizado”, este sistema corresponde al motor eléctrico.

5.1.3.1 Selección del motor eléctrico

Este componente se dimensiona con los valores obtenidos anteriormente de rendimiento total y potencia requerida por la bomba hidráulica (0,89 y 26,675 kW), pudiendo emplear la *ecuación N°121*, para tal efecto.

$$Pot_{motorE} = \frac{Pot_{BBA}}{\eta_{totBBA}} \quad (121)$$

Dónde:

Pot_{motorE}	: Potencia motor eléctrico	(kW)
Pot_{BBA}	: Potencia requerida por la bomba	(kW)
η_{totBBA}	: Rendimiento total bomba hidráulica	(-)

Reemplazando valores, se obtiene la potencia del motor eléctrico, que es 29,972 kW. En cuanto a su selección comercial, se escoge el mismo de la máquina pelletizadora convencional (30 kW), ya que satisface las necesidades propuestas.

5.1.4 Componentes secundarios del sistema hidráulico

Los componentes denominados secundarios son esenciales dentro del funcionamiento del sistema hidráulico y para este caso se constituyen por: filtro de retorno, tuberías, racores en 90° y en T, válvula distribuidora 4/3, válvula limitadora de presión, depósito hidráulico y manómetro.

5.1.4.1 Filtro de retorno

Para dimensionar el filtro de retorno, se utilizará un procedimiento proporcionado por el fabricante de la firma STAUFF, donde se tendrán los siguientes datos previos: caudal de la bomba (76 L/min), la viscosidad cinemática del aceite hidráulico (37,7 mm²/s), la densidad de éste (0,877 kg/L) y el grado de filtración según las aplicaciones hidráulicas presentes en el sistema, tales como: bomba de pistón (marcha lenta, a 1000 rpm), motor de pistones axiales y válvula distribuidora. Por lo tanto, se recomienda un grado de filtración de 20 µm, elección apreciable en la *tabla N° 48*:

Tabla 48: Grados de pureza recomendados para aplicaciones hidráulicas. Fuente: STAUFF, 2018b.

Tipo	Componentes	ISO 4406 Code	Grado de filtración recomendado
Bomba	Bomba de pistón (marcha lenta)	22/20/16	20 µm
	Bomba de engranajes	19/17/15	20 µm
	Compresor rotativo de paletas	18/16/14	5 µm
	Bomba de pistón (marcha rápida)	17/15/13	5 µm
Modelo de motor	Motor de engranaje	20/18/15	20 µm
	Motor de paletas	19/17/14	10 µm
	Motor de pistones radiales	19/17/13	10 µm
	Motor de pistones axiales	18/16/13	5 µm
Válvulas	Válvula distribuidora	20/18/15	20 µm
	Válvula de retención	20/18/15	20 µm
	Válvula lógica	20/18/15	20 µm
	Válvula	20/18/15	20 µm
	Válvula reguladora de presión	19/17/14	10 µm
	Válvula de regulación	19/17/14	10 µm
	Sistema hidráulico estándar <100 bar / <1450 PSI	19/17/14	10 µm
	Válvula proporcional	18/16/13	5 µm
	Servoválvula <210 bar / <3045 PSI	16/14/11	3 µm
	Servoválvula >210 bar / >3045 PSI	15/13/10	3 µm
Accionamiento	Cilindro	20/18/15	20 µm

De esta manera, se procede con la preselección de tamaño, correspondiente a un filtro tipo RFA, cuyas principales características son: caudal máximo de 110 L/min y presión máxima de 25 bar.

5.1.4.1.1 Cálculo de pérdidas de presión a partir de las curvas de flujo

El valor de la pérdida de presión en la carcasa del filtro, viene dado por el *gráfico N° 15*, que involucra el caudal en la abscisa (eje x), el cual se intersecta con la recta, reflejando en la ordenada (eje y) el valor de la pérdida de presión en la carcasa del filtro, que es 0,23 bar.

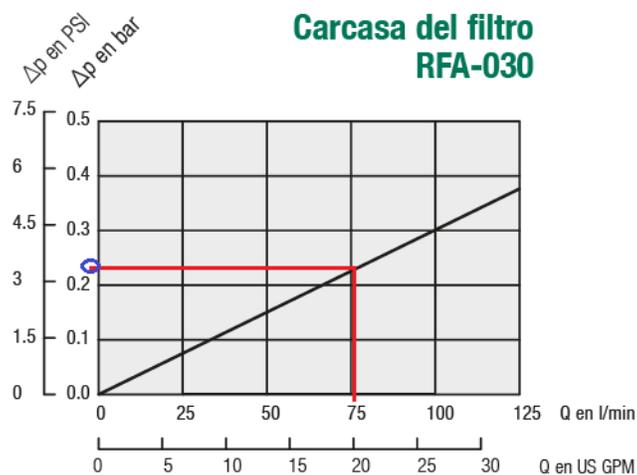


Gráfico 15: Pérdida de presión en la carcasa del filtro. Fuente: STAUFF, 2018b.

En seguida, el *gráfico N° 16*, muestra un análisis similar, pero esta vez con respecto a la pérdida de presión en el elemento filtrante, donde en el eje x se tiene una relación porcentual entre el caudal de la bomba y el caudal máximo presente en el filtro, es decir, entre 76 L/min y 110 L/min, dando un valor de 69,090 %, que intersectado con la recta N-20 (según el grado de filtración disponible), entrega el valor de la pérdida de presión en el elemento filtrante, que es 0,035 bar.

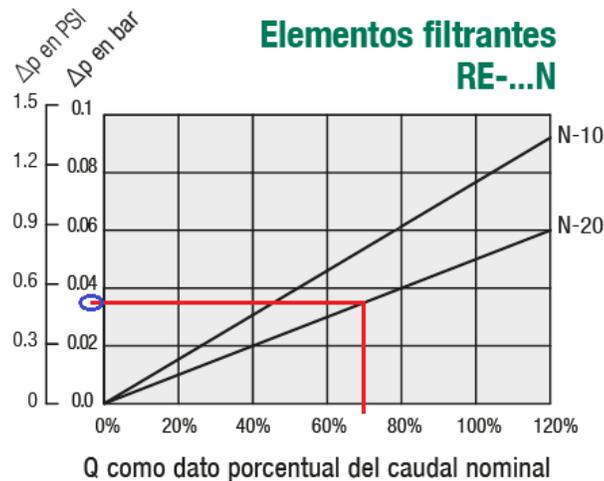


Gráfico 16: Pérdida de presión en el elemento filtrante. Fuente: STAUFF, 2018b.

Los datos de pérdida de presión, tanto de la carcasa como del elemento filtrante, se introducen en la ecuación N°122, proporcionada por el fabricante (STAUFF, 2018b).

$$\Delta p_{total} = \frac{\rho_{aceiteH}}{\rho_{fab.}} \cdot \Delta p_{carc.} + \frac{\rho_{aceiteH}}{\rho_{fab.}} \cdot \frac{\nu_{aceiteH}}{\nu_{fab.}} \cdot \Delta p_{elem.} \quad (122)$$

Dónde:

Δp_{total}	: Pérdida de presión total	(bar)
$\rho_{aceiteH}$: Densidad del aceite hidráulico	(kg/L)
$\rho_{fab.}$: Densidad proporcionada por el fabricante	(kg/L)
$\Delta p_{carc.}$: Pérdida de presión en la carcasa del filtro	(bar)
$\nu_{fab.}$: Viscosidad cinemática proporcionada por el fabricante	(mm ² /s)
$\Delta p_{elem.}$: Pérdida de presión en el elemento filtrante	(bar)

Gracias a los valores proporcionados por el fabricante sobre densidad y viscosidad cinemática (0,86 kg/L y 30 mm²/s), es posible determinar el valor de la pérdida de presión total, que es 0,279 bar. Es así, que se puede señalar que el filtro cumple en estado puro el requisito de $\Delta p_{total} \leq \Delta p_{m\acute{a}x.}$, es decir, que la pérdida de presión total sea menor o igual a la pérdida de presión máxima en filtros de retorno (0,5 bar). La designación del filtro de retorno seleccionado es RFA-030-N-20-B-G12-V-O-O-sin/X, apreciable en la *fig. N° 58*:

RFA - 030 - G - 10 - B - G08 - G42NO - D - O - L1 / X

①②③④⑤⑥⑦⑧⑨⑩⑪

① Tipo
Filtros de retorno **RFA**

② Tamaño
Caudal nominal: 110 l/min / 30 US GPM
Tamaño nominal: **030**
Nota: El valor característico exacto del caudal depende del elemento filtrante seleccionado, ver página 83.

③ Material filtrante

Material	Colapso Δp ^h máx.	Grados de filtración disponibles	Código
Sin elemento filtrante	-	-	O
Tela no tejida de fibra de vidrio	25 bar / 363 PSI	3, 5, 10, 20	G
Tela no tejida de acero fino	30 bar / 435 PSI		A
Papel filtrante	10 bar / 145 PSI	10, 20	N
Tela de acero fino	30 bar / 435 PSI	25, 50, 100, 200	B, S

Nota: *Resistencia al colapso/estallido ISO 2941.
Otros materiales de filtro a petición.

④ Grado de filtración

3 μm	03
5 μm	05
10 μm	10
20 μm	20
25 μm	25
50 μm	50
100 μm	100
200 μm	200

Nota: Otros grados de filtración a petición

⑤ Material de la junta
NBR (Buna®) **B**
FKM (Vitón®) **V**
EPDM **E**
Nota: Otros materiales de junta a petición.

⑥ Tipo de conexión

Tipo de conexión	Rosca	Código
Rosca de junta tórica SAE	1-1/16-12	U12
Rosca de junta tórica SAE	3/4-16	U08
BSP	1/2	G08
BSP	3/4	G12

⑦ Indicador de suciedad
Sin indicador de suciedad **O**
Indicador óptico de suciedad **Y**
Interruptor de valores límite 42 V, NO **G42NO**
Interruptor de valores límite 42 V, NC **G42NC**
Interruptor de valores límite 230 V, **G230**
Inversor (solo para Code W)

⑧ Opción de indicador de suciedad G42NO, G42NC y G230
Tapón de cierre **O**
M12 x 1,5 **M12**
Conector AMP **A**
Conector Deutsch **D**
Conexión con caperuza **S**
Conexión con conector acodado PA **W**
(solo para Code G230)

⑨ Cubo de filtrado de salida

Tipo de conexión	Rosca	Código
	Sin rosca (salida estándar)	O
Rosca de junta tórica SAE	1-1/16-12	U12
Rosca de junta tórica SAE	3/4-16	U08
BSP	1/2	G08
BSP	3/4	G12

⑩ Equipamiento adicional

	Posición*		
Sin conexión de aceite de fuga	-	-	sin
Conexión de aceite de fuga	1	2	L1

Nota: *Posición de la conexión de aceite de fuga, ver página 78.
Sin datos: Montaje central sobre tapa de filtro.

⑪ Número de serie
Solo como información **X**

Figura 58: Designación filtro de retorno. Fuente: STAUFF, 2018b.

5.1.4.1.2 Coeficiente singular de filtro

El coeficiente singular del filtro se calcula mediante la ecuación N°123, teniendo en consideración la velocidad nominal en impulsión y retorno, que era 1,991 m/s, calculada en apartados anteriores.

$$Coef_{filtro} = \frac{2 \cdot \Delta p_{total}}{\rho_{aceiteH} \cdot v_{lyRnom}^2} \quad (123)$$

Al reemplazar las variables involucradas, se obtiene el coeficiente singular de filtro, que es 16,074.

5.1.4.2 Selección de tuberías

Capítulo 5. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora hidráulica

En este punto se describirá la selección de los siguientes elementos: tubería en tramo de aspiración, en tramo de impulsión y retorno, racor de ángulo en 90° y racor en T.

5.1.4.2.1 Tubería en tramo de aspiración

Para el tramo de aspiración, se selecciona una tubería de denominación PR 40-1.5 V2, que presenta un diámetro interior de 37 mm y un diámetro exterior de 40 mm, ambos apreciables en la *tabla N° 49* (HANSA-FLEX, 2011):

Tabla 49: Selección tubería de aspiración. Fuente: HANSA-FLEX, 2011.

Denominación	Ø d2 mm	Tolerancia Diá ext +/- mm	Ø d1 mm	Tolerancia diá int +/- mm	S mm	Caso de carga I bar	Caso de carga III bar
PR 32-2 V2	32,0	0,15	28,0	0,15	2,00	157	121
PR 34-2 V2	34,0	0,15	30,0	0,15	2,00	147	114
PR 35-1.5 V2	35,0	0,15	32,0	0,15	1,50	101	79
PR 38-2 V2	38,0	0,15	34,0	0,15	2,00	132	102
PR 38-3 V2	38,0	0,15	32,0	0,15	3,00	210	159
PR 40-1.5 V2	40,0	0,15	37,0	0,15	1,50	87	69
PR 42-2 V2	42,0	0,20	38,0	0,20	2,00	112	88
PR 54-2 V2	54,0	0,25	50,0	0,25	2,00	82	64

Los datos de presión especificados se refieren a un tubo recto. Cuando el tubo sea curvado hay que calcular espesores de pared correspondientes, con arreglo a DIN EN 13480-4.

5.1.4.2.2 Tubería en tramo de impulsión y retorno

En este tramo se selecciona una tubería de denominación PR 28-1 V2, con diámetros interior y exterior de 26 mm y 28 mm, respectivamente. En la *tabla N° 50* se muestra la elección.

Capítulo 5. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora hidráulica

Tabla 50: Selección tubería de impulsión y retorno. Fuente: HANSA-FLEX, 2011.

Denominación	Ø d2 mm	Tolerancia Diá ext +/- mm	Ø d1 mm	Tolerancia diá int +/- mm	S mm	Caso de carga I bar	Caso de carga III bar
PR 04-1 V2	4,0	0,08	2,0	0,15	1,00	567	387
PR 06-1 V2	6,0	0,08	4,0	0,15	1,00	379	272
PR 08-1 V2	8,0	0,08	6,0	0,15	1,00	284	210
PR 08-1.5 V2	8,0	0,08	5,0	0,15	1,50	469	328
PR 10-1 V2	10,0	0,08	8,0	0,15	1,00	227	171
PR 10-1.5 V2	10,0	0,08	7,0	0,15	1,50	375	270
PR 10-2 V2	10,0	0,08	6,0	0,15	2,00	523	360
PR 12-1 V2	12,0	0,08	10,0	0,15	1,00	189	144
PR 12-1.5 V2	12,0	0,08	9,0	0,15	1,50	313	229
PR 12-2 V2	12,0	0,08	8,0	0,15	2,00	436	308
PR 14-1 V2	14,0	0,08	12,0	0,15	1,00	162	125
PR 14-2 V2	14,0	0,08	10,0	0,15	2,00	374	269
PR 14-2.5 V2	14,0		9,0		2,50		
PR 15-1 V2	15,0	0,08	13,0	0,08	1,00	165	127
PR 15-1.5 V2	15,0	0,08	12,0	0,15	1,50	250	187
PR 15-2 V2	15,0	0,08	11,0	0,15	2,00	349	253
PR 16-1 V2	16,0	0,08	14,0	0,15	1,00	155	119
PR 16-1.5 V2	16,0	0,08	13,0	0,15	1,50	234	176
PR 16-2 V2	16,0	0,08	12,0	0,15	2,00	327	239
PR 18-1 V2	18,0	0,08	16,0	0,08	1,00	138	107
PR 18-1.5 V2	18,0	0,08	15,0	0,08	1,50	220	166
PR 18-2 V2	18,0	0,08	14,0	0,08	2,00	302	222
PR 18-2.5 V2	18,0	0,08	13,0	0,15	2,50	373	268
PR 20-1 V2	20,0	0,08	18,0	0,08	1,00	124	96
PR 20-1.5 V2	20,0	0,08	17,0	0,15	1,50	187	143
PR 20-2 V2	20,0	0,08	16,0	0,15	2,00	261	195
PR 20-3 V2	20,0	0,08	14,0	0,08	3,00	420	298
PR 22-1 V2	22,0	0,08	20,0	0,08	1,00	113	88
PR 22-1.5 V2	22,0	0,08	19,0	0,08	1,50	180	137
PR 22-2 V2	22,0	0,08	18,0	0,15	2,00	238	178
PR 22-2.5 V2	22,0		17,0		2,50		
PR 23-1.5 V2	23,0	0,08	20,0	0,15	1,50	163	125
PR 25-2 V2	25,0	0,08	21,0	0,08	2,00	217	164
PR 25-2.5 V2	25,0	0,08	20,0	0,08	2,50	277	205
PR 25-3 V2	25,0	0,08	19,0	0,08	3,00	336	244
PR 28-1 V2	28,0	0,08	26,0	0,08	1,00	88	69
PR 28-2 V2	28,0	0,08	24,0	0,08	2,00	194	147
PR 28-2.5 V2	28,0	0,08	23,0	0,08	2,50	247	185
PR 28-3 V2	28,0	0,08	22,0	0,15	3,00	292	216
PR 30-1.5 V2	30,0	0,08	27,0	0,08	1,50	132	102
PR 30-2 V2	30,0	0,08	26,0	0,08	2,00	181	138
PR 30-3 V2	30,0	0,08	24,0	0,15	3,00	273	202
PR 30-4 V2	30,0	0,08	22,0	0,15	4,00	371	267
PR 30-5 V2	30,0	0,08	20,0	0,15	5,00	496	347
PR 32-1.5 V2	32,0	0,15	29,0	0,15	1,50	110	86

5.1.4.2.3 Racor de ángulo en 90°

La denominación de este elemento es XW NW 25 HL y se rige por el diámetro exterior del tubo que se inserta en dicho componente. La selección del racor de ángulo en 90° se aprecia en la *tabla N° 51*:

Capítulo 5. Diseño conceptual de una máquina pelletizadora hidráulica

Tabla 51: Selección del racor de ángulo en 90°. Fuente: HANSA-FLEX, 2011.

Denominación	Serie	Presión de servicio en bar	Ø exterior tubo mm	L2 mm	L7 mm	SW mm
XW 04 LL	LL	PN 100	4	11,0	15	9
XW 05 LL	LL	PN 100	5	9,5	15	9
XW 06 LL	LL	PN 100	6	9,5	15	9
XW 08 LL	LL	PN 100	8	11,5	17	12
XW 10 LL	LL	PN 100	10	12,5	18	14
XW 12 LL	LL	PN 100	12	13,0	19	17
XW NW 04 HL	L	PN 315	6	12,0	19	12
XW NW 06 HL	L	PN 315	8	14,0	21	12
XW NW 08 HL	L	PN 315	10	15,0	22	14
XW NW 10 HL	L	PN 315	12	17,0	24	17
XW NW 13 HL	L	PN 315	15	21,0	28	19
XW NW 16 HL	L	PN 315	18	23,5	31	24
XW NW 20 HL	L	PN 160	22	27,5	35	27
XW NW 25 HL	L	PN 160	28	30,5	38	36
XW NW 32 HL	L	PN 160	35	34,5	45	41
XW NW 40 HL	L	PN 160	42	40,0	51	50
XW NW 03 HS	S	PN 630	6	16,0	23	12
XW NW 04 HS	S	PN 630	8	17,0	24	14
XW NW 06 HS	S	PN 630	10	17,5	25	17
XW NW 08 HS	S	PN 630	12	21,5	29	17
XW NW 10 HS	S	PN 630	14	22,0	30	19
XW NW 13 HS	S	PN 400	16	24,5	33	24
XW NW 16 HS	S	PN 400	20	26,5	37	27
XW NW 20 HS	S	PN 400	25	30,0	42	36
XW NW 25 HS	S	PN 400	30	35,5	49	41
XW NW 32 HS	S	PN 315	38	41,0	57	50

Serie: LL = muy ligero L = ligero S = pesado PN = presión nominal PB = presión de servicio máx. Ø = diámetro exterior tubo
Para obtener información acerca del montaje, la instalación, la carga de presión y las temperaturas de servicio admisibles, consulte la Información técnica de los racores de tubo.

5.1.4.2.3.1 Coeficiente singular de codo

Según el diámetro nominal en impulsión y retorno, que era 26 mm, se puede estimar el largo de la tubería en el tramo donde se ubica el codo, que es 0,104 m (4 veces el diámetro). El ángulo del codo es de 90° y se utiliza el coeficiente de fricción en impulsión y retorno, que era 0,047. De esta forma, se puede emplear la ecuación N°124 (Salinas Salas, 2020a):

$$C_p = f_{IyR} \cdot \frac{L_{tub.}}{d_{IyRnom.}} \quad (124)$$

Dónde:

- C_p : Coeficiente de pérdidas (-)
- $L_{tub.}$: Largo de la tubería en el tramo donde se ubica el codo (m)

Reemplazando convenientemente valores, se obtiene el coeficiente de pérdidas, que es 0,188. Luego, al plantear la ecuación N°125, según Gibson, se obtendría el coeficiente en el tramo de impulsión y retorno.

$$C_{IyR} = \frac{67,6 \cdot \beta^{2,17}}{10^6} \quad (125)$$

Dónde:

- C_{IyR} : Coeficiente en impulsión y retorno según Gibson (-)
- β : Coeficiente para el ángulo del codo (-)

Reemplazando valores, se obtiene el coeficiente en impulsión y retorno según Gibson, que es 1,177. El cual, al adicionarle el coeficiente de pérdidas, entrega el valor del coeficiente singular de codo, que es 1,365.

5.1.4.2.4 Racor en T

Se selecciona un racor en T cuya denominación es XT NW 25 HL, manteniendo como variable de elección el diámetro exterior del tubo (28 mm). Además, se destaca una presión nominal de 160 bar, ambas características se muestran en la *tabla N° 52*:

Tabla 52: Selección del racor en T. Fuente: HANSA-FLEX, 2011.

Denominación	Serie	Presión de servicio en bar	Ø d2 mm	G1- G3	L2 mm	L7 mm	SW mm
XT 04 LL	LL	PN 100	4	M 8 x 1	11,0	15	9
XT 05 LL	LL	PN 100	5	M 10 x 1	9,5	15	9
XT 06 LL	LL	PN 100	6	M 10 x 1	9,5	15	9
XT 08 LL	LL	PN 100	8	M 12 x 1	11,5	17	12
XT 10 LL	LL	PN 100	10	M 14 x 1	12,5	18	12
XT 12 LL	LL	PN 100	12	M 16 x 1	15,0	21	14
XT NW 04 HL	L	PN 315	6	M 12 x 1,5	12,0	19	12
XT NW 06 HL	L	PN 315	8	M 14 x 1,5	14,0	21	12
XT NW 08 HL	L	PN 315	10	M 16 x 1,5	15,0	22	14
XT NW 10 HL	L	PN 315	12	M 18 x 1,5	17,0	24	17
XT NW 13 HL	L	PN 315	15	M 22 x 1,5	21,0	28	19
XT NW 16 HL	L	PN 315	18	M 26 x 1,5	23,5	31	24
XT NW 20 HL	L	PN 160	22	M 30 x 2	27,5	35	27
XT NW 25 HL	L	PN 160	28	M 36 x 2	30,5	38	36
XT NW 32 HL	L	PN 160	35	M 45 x 2	34,5	45	41
XT NW 40 HL	L	PN 160	42	M 52 x 2	40,0	51	50
XT NW 03 HS	S	PN 630	6	M 14 x 1,5	16,0	23	12
XT NW 04 HS	S	PN 630	8	M 16 x 1,5	17,0	24	14
XT NW 06 HS	S	PN 630	10	M 18 x 1,5	17,5	25	17
XT NW 08 HS	S	PN 630	12	M 20 x 1,5	21,5	29	17
XT NW 10 HS	S	PN 630	14	M 22 x 1,5	22,0	30	19
XT NW 13 HS	S	PN 400	16	M 24 x 1,5	24,5	33	24
XT NW 16 HS	S	PN 400	20	M 30 x 2	26,5	37	27
XT NW 20 HS	S	PN 400	25	M 36 x 2	30,0	42	36
XT NW 25 HS	S	PN 400	30	M 42 x 2	35,5	49	41
XT NW 32 HS	S	PN 315	38	M 52 x 2	41,0	57	50

Serie: LL = muy ligero L = ligero S = pesado PN = presión nominal PB = presión de servicio máx. Ø d2 = diámetro exterior del tubo
 Para obtener información acerca del montaje, la instalación, la carga de presión y las temperaturas de servicio admisibles, consulte la Información técnica de los racores de tubo.

5.1.4.3 Selección válvula distribuidora 4/3

Para la selección de este componente fueron fundamentales los valores máximos de caudal y presión que pueden circular por la válvula, siendo estos 80 L/min y 350 bar (por encima de los 76 L/min y 230 bar, con los que trabaja la bomba). Así, se escoge una válvula distribuidora 4/3 de la firma ARGO-HYTOS, modelo RPR3-06.

5.1.4.3.1 Coeficiente singular de distribuidor

Para determinar este coeficiente, es necesario saber la caída de presión que presenta el distribuidor, la cual viene dada por el *gráfico N° 17* (ARGO-HYTOS, 2019), donde en el eje x se sitúa el caudal impulsado por la bomba (76 L/min), el que al intersectarse con la curva 3 (situación de menor pérdida de carga), refleja el valor buscado en el eje y, el cual sería de 20 bar.

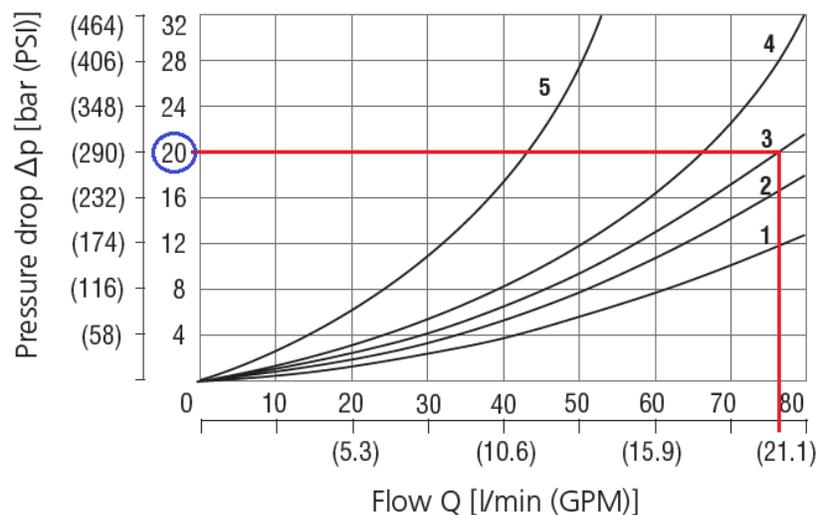


Gráfico 17: Caída de presión relacionada con el caudal. Fuente: ARGO-HYTOS, 2019.

Posteriormente, mediante la *ecuación N°126*, se encuentra el coeficiente singular de distribuidor.

$$Coe_{f_{dist.}} = \frac{2 \cdot \Delta p_{dist.}}{\rho_{aceiteH} \cdot v_{IyRnom.}^2} \quad (126)$$

Dónde:

$\Delta p_{dist.}$: Caída de presión en el distribuidor (bar)

Reemplazando valores, se obtiene el coeficiente singular de distribuidor, que es 1.151.

5.1.4.4 Selección válvula limitadora de presión

Este componente sirve, principalmente, para las siguientes funciones:

- Como mecanismo de seguridad, protegiendo la instalación de una carga excesiva por demasiada presión.
- Permite ajustar la presión máxima en el sistema hidráulico.
- Limita la presión de trabajo a un determinado valor ajustable.

A partir de la presión continua proporcionada por la bomba (230 bar), se aplica un factor de ajuste del 10 % (DUQUE, 2016), el cual entrega la presión en que debe operar la válvula limitadora de presión, que es 253 bar. Además, se debe considerar, nuevamente, el caudal de 76 L/min, logrando escoger una válvula limitadora de presión de la firma HYDAC, modelo DB12-CE, donde según el *gráfico N° 18*, se estaría dentro del rango de aplicación o admisible.

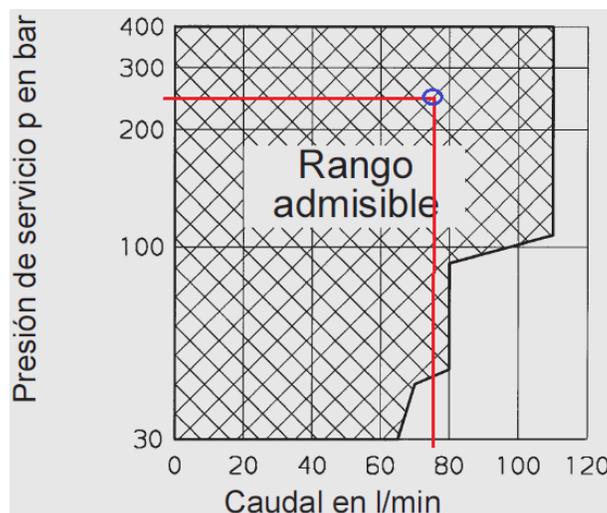


Gráfico 18: Rango de aplicación o admisible de la válvula limitadora de presión. Fuente: HYDAC INTERNATIONAL, 2012.

En adición a lo anterior, también se cuenta con el *gráfico N° 19* (HYDAC INTERNATIONAL, 2012), que exhibe las curvas para los distintos rangos de presión, permitiendo validar las condiciones estipuladas anteriormente (253 bar y 76 L/min).

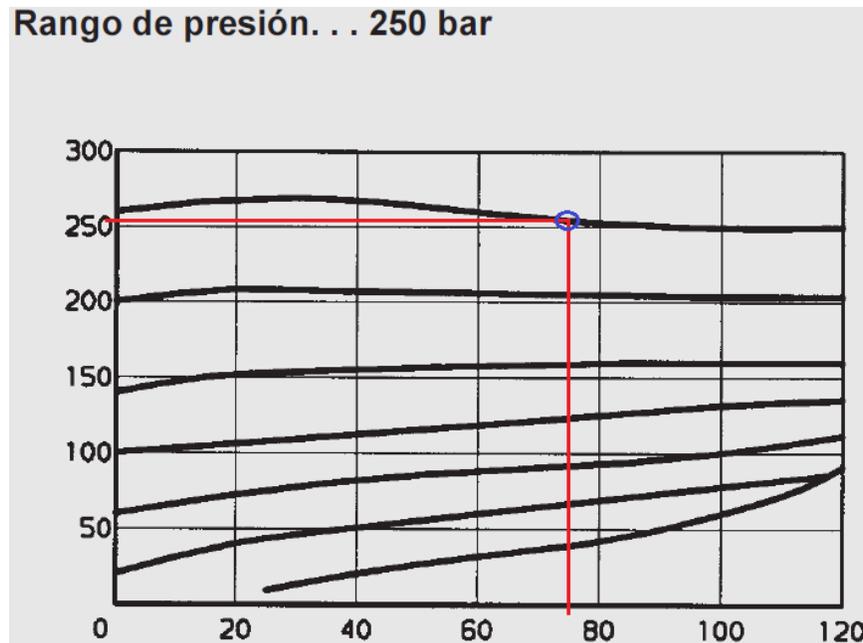


Gráfico 19: Validación de condiciones en función de curvas de presión. Fuente: HYDAC INTERNATIONAL, 2012.

5.1.4.5 Selección del depósito hidráulico

El depósito o tanque hidráulico corresponde a uno de los elementos indispensables en cualquier sistema hidráulico, ya que su función principal consiste en almacenar en su interior el aceite hidráulico. Sin embargo, presenta otras funciones auxiliares como (Sandoval-Peralta, 2016): enfriar el aceite hidráulico, permitir la separación del aire emulsionado en el aceite y decantación de partículas sólidas arrastradas por el aceite.

En cuanto al diseño del depósito hidráulico, se establece por norma general que el volumen de éste será 3 veces el caudal suministrado por la bomba en un minuto (Roldán Viloría, 1998), es decir, será de 228 L. Al momento de buscar uno acorde en el mercado, se selecciona uno de la firma Hydrokit, modelo RE250GH (Hydrokit, 2020), cuya capacidad son 250 L, cumpliendo con el requerimiento establecido.

5.1.4.6 Selección del manómetro

Los manómetros a partir de un diámetro de 100 mm aguantan solo puntualmente una sobrepresión de 30 % (WIKA, 2013). Es por esto, que se escogerá uno de 63 mm de diámetro y en cuanto al rango de presión, es aconsejable considerar el doble de la presión normal de servicio, que para el caso corresponde a la presión continua de la bomba hidráulica (230 bar). En efecto, el valor final de la escala del manómetro será 460 bar. Comercialmente, se seleccionará uno de la firma STAUFF, cuyo pedido será SPG-063-00160-01-P-B04-(sin), apreciable en la *fig. N° 59*, el cual presenta el tamaño señalado anteriormente (63 mm de diámetro) y un margen de presión de 0 a 600 bar (abarca los 460 bar estimados) (STAUFF, 2018a).

SPG - 063 - 00160 - 01 - P - B04 - U

① ② ③ ④ ⑤ ⑥ ⑦

① Serie y tipo
Manómetro de acero fino **SPG**

② Tamaño
Ø 63 mm, con conexión G1/4 o 1/4 NPT **063**
Ø 100 mm, con conexión G1/2 o 1/2 NPT 100

③ Margen de presión

Margen de presión solo en el modelo 01 - bar/PSI	Clave	Margen de presión solo en el modelo 05 - bar/PSI	Clave
-1 ... 1,5 bar / -14,5 ... 21 PSI	(-00001)-00001,5	-1,02 ... 0 bar / -30 inHg ... 0 PSI	30HG30
-1 ... 3 bar / -14,5 ... 43 PSI	(-00001)-00003	-1,02 ... 2,07 bar / -30 inHg ... 30 PSI	03030
0 ... 10 bar / 0 ... 145 PSI	00010	0 ... 2,07 bar / 0 ... 30 PSI	00030
0 ... 16 bar / 0 ... 232 PSI	00016	0 ... 4,14 bar / 0 ... 60 PSI	00060
0 ... 25 bar / 0 ... 362 PSI	00025	0 ... 6,89 bar / 0 ... 100 PSI	00100
0 ... 40 bar / 0 ... 580 PSI	00040	0 ... 11,03 bar / 0 ... 160 PSI	00160
0 ... 60 bar / 0 ... 870 PSI	00060	0 ... 13,79 bar / 0 ... 200 PSI	00200
0 ... 100 bar / 0 ... 1450 PSI	00100	0 ... 20,68 bar / 0 ... 300 PSI	00300
0 ... 160 bar / 0 ... 2320 PSI	00160	0 ... 34,74 bar / 0 ... 500 PSI	00500
0 ... 250 bar / 0 ... 3625 PSI	00250	0 ... 41,37 bar / 0 ... 600 PSI	00600
0 ... 400 bar / 0 ... 5801 PSI	00400	0 ... 68,95 bar / 0 ... 1000 PSI	01000
0 ... 600 bar / 0 ... 8702 PSI	00600	0 ... 103,42 bar / 0 ... 1500 PSI	01500
0 ... 680 bar / 0 ... 9962 PSI	00680	0 ... 137,90 bar / 0 ... 2000 PSI	02000
0 ... 700 bar / 0 ... 10152 PSI	00700	0 ... 206,84 bar / 0 ... 3000 PSI	03000
0 ... 1000 bar / 0 ... 14503 PSI	01000	0 ... 275,79 bar / 0 ... 4000 PSI	04000
		0 ... 344,74 bar / 0 ... 5000 PSI	05000
		0 ... 413,69 bar / 0 ... 6000 PSI	06000
		0 ... 517,11 bar / 0 ... 7500 PSI	07500
		0 ... 689,48 bar / 0 ... 10000 PSI	10000

Nota: Otros a petición. Los datos se refieren a la unidad de presión correspondiente de la escala exterior.

④ Modelo de la placa de escala

bar / PSI (bar exterior/PSI interior - estándar de entrega)	01
bar	02
PSI	03
PSI / bar (PSI exterior/bar interior)	05
kPa / PSI (kPa exterior/PSI interior)	10

Nota: otros a petición.

⑤ Conexión

Conexión abajo	S
Conexión arriba	P

⑥ Conexión a proceso

G1/4 (solo SPG-063)	B04
G1/2 (solo SPG-100)	B08
1/4 NPT (solo SPG-063)	N04
1/2 NPT (solo SPG-100)	N08
7/16-20 UNF (solo SPG-063)	U04

Nota: Otros a petición.

⑦ Accesorios

Sin accesorios	(sin)
Fijación por abrazadera	U
Borde de fijación delante (solo para la conexión posterior)	F
Borde de fijación detrás	R
Fijación por abrazadera y borde de fijación delante (solo para la conexión posterior)	UF
Caperuza de goma (solo para la conexión inferior)	G

Figura 59: Clave de pedido manómetro. Fuente: STAUFF, 2018a.

CAPÍTULO 6. ESTUDIO ECONÓMICO

6.1 ESTUDIO TÉCNICO

Para comenzar este capítulo, se analizarán algunos aspectos importantes de una futura implementación de la empresa, tales como: tamaño y localización (justificada por matriz multicriterio).

6.1.1 Tamaño

En la *fig. N° 60*, se muestran las dependencias que tendría la empresa (escala en metros), dicho croquis fue confeccionado en el software Autodesk AutoCAD 2018 ®. Además, es importante mencionar la necesidad de contar con un mecanismo de combate contra incendios, que se encuentre en la bodega de almacenaje, debido a que el aserrín es combustible e inflamable, sobre todo con bajos niveles de humedad. Lo que obligaría a contar con un sistema de rociadores o aspersores, por ejemplo, el que mantuviera ciertos índices de humedad y que también actuara en caso de emergencias.

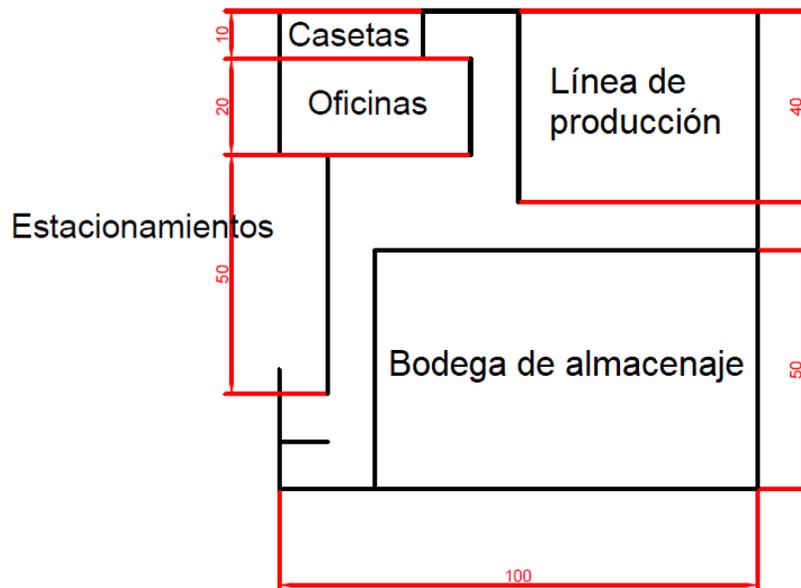


Figura 60: Dimensionamiento de tamaño de la empresa. Fuente: Elaboración propia.

6.1.2 Localización

Se refiere principalmente al lugar físico en que estaría ubicada la empresa, tanto a la región como a la ciudad en particular.

6.1.2.1 Matriz multicriterio

La matriz de priorización o multicriterio, es una herramienta verbal que se utiliza para evaluar distintas opciones, puntuándolas en base a criterios de interés para un problema, con la finalidad de objetivar la elección (www.aec.es, 2019). En la *tabla N° 53*, se muestra la matriz multicriterio del proyecto, cuyos criterios son: proveedores de aserrín (SII, 2019), disponibilidad de mano de obra (INE, 2020) y cercanía con el consumidor (INE, 2007). De esta matriz, se estableció la elección de la región más acorde, en base a la mayor puntuación (37.888), siendo la Región del Biobío la indicada y como centro de operaciones la ciudad de Concepción.

Tabla 53: Matriz multicriterio para la localización de la empresa. Fuente: Elaboración propia.

Matriz multicriterio localización							
Opciones	Proveedores de aserrín		Disponibilidad de mano de obra		Cercanía con el consumidor		Total
	Ponderación = 3		Ponderación = 2		Ponderación = 1		
	Valor	Valor * Ponderación	Valor	Valor * Ponderación	Valor	Valor * Ponderación	
Región del Maule	269	807	7	13	30.269	30.269	31.090
Región del Biobío	267	801	9	18	37.069	37.069	37.888
Región de La Araucanía	226	678	8	15	31.842	31.842	32.536
Región de Los Ríos	145	435	7	14	18.430	18.430	18.879

6.2 ANÁLISIS DE COSTOS

Es importante mencionar que algunos proveedores o distribuidores se sustituyeron en función de las respuestas a cotizaciones solicitadas. Dicha sustitución fue por productos homólogos, que cumplen con las mismas funciones de los descritos en los diseños conceptuales. A continuación, se expondrán los costos de cada alternativa de solución, en cuanto a componentes, Costos Anuales de Operación (CAO), que involucra costos energéticos, de materia prima y por el operador de la máquina, Costos Anuales de Mantenimiento (CAM) y el desarrollo de la metodología CAUE.

6.2.1 Costo total máquina pelletizadora convencional

El listado de los componentes de la máquina se expondrá en los anexos, debido a su extensión, pudiendo señalar que el costo total por componentes es \$8.329.234. A lo que se agregan las funciones desarrolladas por el capital humano, siendo relevante la labor realizada por un ingeniero mecánico, con respecto al diseño de la máquina y la compra de componentes, calculando su sueldo en base al 15 % del costo total de los componentes, siendo este de \$1.249.385. Por otro lado, se tiene la mano de obra necesaria para el montaje y construcción de la máquina, compuesta por un técnico mecánico senior y un técnico mecánico junior. Donde sus remuneraciones serán calculadas en base al 20 % del costo total de los componentes, percibiendo en conjunto \$1.655.847. Estos costos de personal para elaborar la máquina pelletizadora convencional, se suman al del total de componentes, dando un valor final de \$11.244.466.

6.2.2 Costo total máquina pelletizadora hidráulica

Para esta opción el total de componentes tendrá un valor de \$14.040.918 (tabla completa de componentes en anexos). Al igual que la propuesta convencional, se determina un presupuesto para el trabajo realizado por el ingeniero mecánico, cuyas funciones serán las mismas (diseño de la máquina y labores administrativas), salvo que su gratificación será calculada en base al 12 % del costo total de los componentes, adquiriendo el monto de \$1.684.910. El montaje y construcción de la máquina, también será realizado por técnicos (senior y junior), cuyos salarios serán en conjunto \$2.106.138. Resultando de la suma de componentes y actividades realizadas por los profesionales, un costo final de la máquina pelletizadora hidráulica de \$17.831.966.

6.2.3 CAO

En este punto se establecerán los costos anuales con respecto a la operación de ambas máquinas, los cuales se dividen en: costos energéticos, costo de la materia prima y costo por operador de la máquina.

6.2.3.1 Costos energéticos

En primer lugar, se establece una potencia requerida, la cual es distinta en ambas máquinas, teniendo 24,422 kW para la convencional y 29,972 kW para la hidráulica. Cabe consignar, que se considerarán despreciables los consumos de otros componentes (protecciones o VDF, por ejemplo). Las horas de servicio diarias serán de 9 horas (según jornada laboral en Chile) (Biblioteca del Congreso Nacional de Chile, 2019), de lunes a viernes, es decir, 5 días a la semana, lo que realizando un promedio de los meses del presente año, da como resultado 22 días mensuales.

La tarifa a utilizar por la empresa será una BT3, la cual separa los costos por energía y potencia, tanto la energía como la potencia demandada son medidas a través de un medidor con registrador de demanda máxima (CGE, 2020a). Como se mencionó anteriormente, la comuna donde estará ubicada la empresa será Concepción, cuyo sector tarifario es STxE-2-A (aéreo). Para el cálculo de las tarifas se empleó lo siguiente:

- Cargo fijo mensual BT3: 1.594,16 \$/cliente
- Cargo por uso del sistema de transmisión: 20,274 \$/kWh
- Cargo por servicio público: 0,494 \$/kWh
- Cargo por energía: 86,937 \$/kWh

Se omitieron los cargos por potencia presente en punta y cargos por potencia parcialmente presente en punta, debido a que estos son de forma esporádica y a diferencia de los anteriores, se multiplican por la potencia que se contrata (límite). Los costos generados por máquina, se calculan multiplicando el consumo energético por mes de cada una, con sus respectivos cargos, quedando como se aprecia en la *tabla N° 54* y *tabla N° 55* (CGE, 2020b):

Capítulo 6. Estudio económico

Tabla 54: Costo energético máquina pelletizadora convencional. Fuente: Elaboración propia.

Costo energético máquina pelletizadora convencional		
VARIABLES	Valores	Unidades
Potencia requerida	24,422	kW
Horas de servicio diarias	9	horas
Días de servicio durante 1 mes (5 días x semana)	22	días
Consumo energético x mes	4835,556	kWh
Cargo fijo mensual BT3	1594,16	\$/cliente
Cargo por uso del sistema de transmisión	20,274	\$/kWh
Cargo por servicio público	0,494	\$/kWh
Cargo por energía	86,937	\$/kWh
Costo por uso del sistema de transmisión	98036,0623	\$/mes
Costo por servicio público	2388,76466	\$/mes
Costo por energía	420388,732	\$/mes
Costo energético total mensual	522.408	\$/mes
Costo energético total anual máq. conv.	6.268.893	\$/año

Tabla 55: Costo energético máquina pelletizadora hidráulica. Fuente: Elaboración propia.

Costo energético máquina pelletizadora hidráulica		
VARIABLES	Valores	Unidades
Potencia requerida	29,972	kW
Horas de servicio diarias	9	horas
Días de servicio durante 1 mes (5 días x semana)	22	días
Consumo energético x mes	5934,456	kWh
Cargo fijo mensual BT3	1594,16	\$/cliente
Cargo por uso del sistema de transmisión	20,274	\$/kWh
Cargo por servicio público	0,494	\$/kWh
Cargo por energía	86,937	\$/kWh
Costo por uso del sistema de transmisión	120315,161	\$/mes
Costo por servicio público	2931,62126	\$/mes
Costo por energía	515923,801	\$/mes
Costo energético total mensual	640.765	\$/mes
Costo energético total anual máq. hid.	7.689.177	\$/año

Es necesario precisar que el costo energético total anual de cada máquina, fue estimado teniendo en cuenta que los cargos presentan una variación mínima a lo largo de un año calendario.

6.2.3.2 Costo de la materia prima

En primera instancia, es necesario explicar las relaciones existentes entre el aserrín y el pellet:

- a. Aserrín:
 - Densidad: 167 kg/m³
 - Flujo volumétrico a la entrada de la tolva de alimentación: 1,198 m³/hr
- b. Pellet:
 - Densidad: 620 kg/m³
 - Flujo volumétrico en el canal de salida: 0,322 m³/hr

El flujo de masa se mantendrá (200 kg/hr), debido a la ley de conservación de la masa. En la práctica, el aserrín tiene un precio de venta de \$3.000 el m³, se vende de esta forma, ya que su densidad aparente es variable (según distribución de partículas), presenta distintos índices de humedad, tipos de madera, entre otros. De igual forma, se puede estimar en cuanto a masa, el valor que tendría la tonelada de aserrín, que sería de \$19.000 aprox. (Segura Fuentes, 2018). Ya que se necesitan 1,198 m³/hr en la entrada, eso se traduce en 10,782 m³/día, por ende, en cuanto a abastecimiento, se necesitaría un camión de 45 m³ cada 4 días (dimensiones aproximadas camión: 3 m de ancho x 6 m de largo x 2,5 m de alto). El costo que se presenta en la *tabla N° 56* es parejo para ambas máquinas:

Tabla 56: Costo de la materia prima. Fuente: Elaboración propia.

Costo de la materia prima		
VARIABLES	Valores	Unidades
Volumen de aserrín necesario x hora	1,198	m ³ /hr
Volumen de aserrín necesario anualmente	2846,448	m ³ /año
Precio del m ³ de aserrín (a convenir con proveedor)	3000	\$/m ³
Costo de materia prima anual	8.539.344	\$/año

6.2.3.3 Costo por operador de la máquina

El operador tanto de la máquina pelletizadora convencional como de la hidráulica cumpliría con las mismas funciones: encargado de la alimentación de la máquina (principal función), de la puesta en marcha rápida del variador de frecuencia que dirige al motor y de realizar

labores rutinarias de limpieza de la máquina. En la *tabla N° 57*, se exhibe el costo por operador anual:

Tabla 57: Costo por operador de la máquina. Fuente: Elaboración propia.

Costo por operador de la máquina		
Variables	Valores	Unidades
Sueldo mensual operador	350000	\$/mes
Costo por operador anual	4200000	\$/año

Finalmente, los Costos Anuales de Operación (CAO) serán:

- ❖ Máquina pelletizadora convencional: 19.008.237 \$/año
- ❖ Máquina pelletizadora hidráulica: 20.428.521 \$/año

6.2.4 CAM

En general, estos costos serán estimativos, ya que dependen de muchos factores que se ven en la práctica y al momento de operar un equipo por un cierto periodo de tiempo (fallas más comunes o recurrentes). Además, se realizará pensando en el primer año de funcionamiento.

Para el cálculo se contrataría un servicio esporádico para mantenciones preventivas cada 4 meses, las cuales se realizarían un día no hábil (domingo), para así no sacrificar algún día de producción. Cada hora se estima en \$35.000 (LOCTITE, 2020), destinándose una jornada completa para las mantenciones, es decir, 9 horas. El valor del costo del servicio de mantención por hora (costo fijo), también serviría en el escenario en que se instalara la máquina en un aserradero o barraca y pasara a formar parte de la ruta de inspección del área de mantenimiento de esa empresa.

En adición a lo anterior, se tienen los repuestos, que son considerados costos variables, ya que algunos estarán sujetos a fallas inesperadas. Así, los repuestos mínimos a tener por máquina serán los siguientes:

Repuestos máquina pelletizadora convencional:

- Cambio de cuchillas por pérdida del filo o si, derechamente, se rompen, se tienen 2 pares en stock.
- Se escoge la grasa LGFQ 2 para los rodamientos, debido a que dentro de sus aplicaciones típicas se encuentran las prensas granuladoras, máquinas similares a la pelletizadora que se aborda en esta memoria (SKF, 2019). La mayoría de los rodamientos se lubrican con grasa. La ventaja de la grasa con respecto al aceite es que se retiene más fácilmente en la disposición de rodamientos, particularmente, con ejes inclinados o verticales, como fue el caso de los rodamientos inferior y superior. Los rodamientos necesitan relubricación cuando la vida útil de la grasa es inferior a la duración prevista del rodamiento y si la grasa se contamina (SKF, 2020).
- Rodamiento inferior se cambiaría al cuarto año de funcionamiento (10.270 hr de funcionamiento). Por otro lado, se debería aplicar grasa cada 1 año aprox. (2.750 hr para relubricación).
- Rodamiento superior se cambiaría cada 1 año (2.633 hr de funcionamiento), la relubricación de éste sería al octavo mes de funcionamiento (1.600 hr de intervalo de relubricación).
- Rodamientos en el eje porta rodillos se cambiarían cada 4 meses (964,706 hr de funcionamiento, sujeto a revisión de técnicos), según cálculos se estimaba la relubricación cada 16 meses (3.450 hr para relubricación), por ende, se prioriza el cambio según la vida útil de 4 meses.
- Las poleas gastadas pueden reducir la vida útil de las correas hasta en un 50 % (INTERMEC S.A., 2013). Además, es importante que haya un adecuado desplazamiento de los ejes, inspeccionar frecuentemente las poleas, su alineación y limpieza, adecuado balanceo de las poleas, tensión de las correas y cambio de estas si es necesario. Según recomendación del fabricante, las correas pueden durar más de 1 año en un sistema de trabajo medio. Aunque, eventualmente, se podrían dar escenarios de cambios prematuros (entre 2 y 6 meses de funcionamiento), lo que obliga a tener en bodega o en stock repuestos de correas en V perfil tipo C.

Repuestos máquina pelletizadora hidráulica (basado en excavadora) (ventamaquinaria.mx, 2017):

Capítulo 6. Estudio económico

- Revisión diaria de niveles de aceite en el sistema hidráulico (operador de la máquina).
- Cada 250 horas o 1 vez al mes, verificar niveles de aceite del mecanismo impulsor de la bomba (operador de la máquina.)
- Para el cambio del filtro de retorno, el fabricante proporciona un indicador óptico de suciedad, en base a rangos de presión, por ejemplo, en amarillo (2,5...3 bar), elemento filtrante sucio, se debe cambiar (STAUFF, 2018b). Igualmente, se sugiere el cambio cada 1000 horas de funcionamiento o cada 5 meses (técnico mecánico). Dicho cambio será evaluado por el servicio de mantenimiento al cuarto mes.
- Cambio de aceite del sistema hidráulico, cada 5000 horas, es decir, cada 2 años (técnico mecánico), debido a que el periodo supera la evaluación inicial del primer año de funcionamiento, no se incluye en el CAM (Costo Anual de Mantenimiento).
- Repuestos de tuberías y accesorios, en caso de fallas.
- Se contemplan la misma cantidad de repuestos y periodicidad que en la máquina convencional, para los siguientes componentes: cuchillas de corte, rodamiento superior y rodamientos en el eje porta rodillos.

Los costos de lo descrito previamente se resumen en la *tabla N° 58* y *tabla N° 59*:

Tabla 58: Costos asociados a mantención preventiva, máquina convencional. Fuente: Elaboración propia.

Costos asociados a mantención preventiva, máquina convencional		
Variables o componente(s) a cambiar/arreglar	Valores	Unidades
Costo servicio de mantención x hora	35.000	\$
Horas destinadas a la mantención (jornada completa)	9	hr
Valor de cada intervención	315.000	\$
Intervenciones al año (cada 4 meses)	945.000	\$/año
Repuesto cuchillas de corte (2 pares en stock)	32.368	\$/año
Cartucho de grasa LGFQ 2 (aplicación en rodamiento inferior y superior)	67.810	\$/año
Repuesto rodamiento inferior en caso de falla	27.073	\$/año
Repuesto rodamiento superior en caso de falla	18.445	\$/año
Repuesto rodamientos en porta rodillos en caso de falla	64.569	\$/año
Repuesto de correas en V perfil tipo C (5 correas)	78.940	\$/año
Repuesto conjunto rodillos de compactación y matriz horizontal	126.135	\$/año
Repuesto chavetas (transmisión, cuchillas y porta rodillos)	9.313	\$/año
Repuesto protecciones (ante eventualidad de fallo de alguna de las 3)	442.641	\$/año
Capital inmovilizado en bodega (repuestos en stock)	867.294	\$/año
CAM máquina pelletizadora convencional	1.812.294	\$/año

Capítulo 6. Estudio económico

Tabla 59: Costos asociados a mantención preventiva, máquina hidráulica. Fuente: Elaboración propia.

Costos asociados a mantención preventiva, máquina hidráulica		
VARIABLES O COMPONENTE(S) A CAMBIAR/ARREGLAR	VALORES	UNIDADES
Costo servicio de mantención x hora	35.000	\$
Horas destinadas a la mantención (jornada completa)	9	hr
Valor de cada intervención	315.000	\$
Intervenciones al año (cada 4 meses)	945.000	\$/año
Cambio filtro de retorno cada 1000 horas (2 veces al año)	64.293	\$/año
Repuesto cuchillas de corte (2 pares en stock)	32.368	\$/año
Repuesto rodamiento superior en caso de falla	18.445	\$/año
Repuesto rodamientos en porta rodillos en caso de falla	64.569	\$/año
Cartucho de grasa LGFQ 2 (aplicación en rodamiento superior)	33.905	\$/año
Repuesto conjunto rodillos de compactación y matriz horizontal	126.135	\$/año
Repuesto chavetas (cuchillas y porta rodillos)	4.853	\$/año
Repuesto protecciones (ante eventualidad de fallo de alguna de las 3)	442.641	\$/año
Providencias para repuestos de componentes hidráulicos	50.000	\$/año
Repuesto de 1 unidad de cada tipo de tubería y de racores según diámetro	132.404	\$/año
Capital inmovilizado en bodega (repuestos en stock)	969.614	\$/año
CAM máquina pelletizadora hidráulica	1.914.614	\$/año

6.2.5 CAUE

Como información importante para desarrollar la metodología CAUE, cabe destacar que se asumió una TIO (Tasa de Interés de Oportunidad) del 9 %, la cual, básicamente, es la tasa de retorno que se aplica al cálculo del valor presente. En otras palabras, sería la tasa de retorno mínima prevista si un inversionista elige aceptar una cantidad de dinero en el futuro, al compararla con la misma cantidad en la actualidad (www.lifeder.com, 2019). Además, se estimó una vida útil de 15 años, según la “Nueva tabla de vida útil de los bienes físicos del activo inmovilizado” (SII, 2003), para maquinarias y equipos en general. Por otro lado, el valor de salvamento o de desecho para cada máquina, se definirá como el 10 % del costo inicial o valor libro (valoracionmaquinaria.com, 2020). Finalmente, se presenta la *tabla N° 60* con los valores del CAUE de cada máquina y la mejor elección por costo, la máquina pelletizadora convencional.

Capítulo 6. Estudio económico

Tabla 60: Mejor elección por costo, según método del CAUE. Fuente: Elaboración propia.

Información	Convencional	Hidráulica
Valor Actual de cada máquina (VA)	\$11.244.466	\$17.831.966
CAO de cada máquina	\$19.008.237	\$20.428.521
CAM de cada máquina	\$1.812.294	\$1.914.614
Tasa de Interés de Oportunidad (TIO)	9%	9%
Vida útil de maquinarias y equipos en general (en años)	15	15
Valor de Salvamento para cada máquina (VS)	\$1.124.447	\$1.783.197
Método del CAUE	Convencional	Hidráulica
VA de cada máquina	\$11.244.466	\$17.831.966
VA por operaciones	\$153.219.473	\$164.667.942
VA por mantenciones	\$14.608.340	\$15.433.104
Valor Presente de los Egresos (VPE)	\$179.072.279	\$197.933.012
Valor Presente de los Ingresos (VPI)	\$308.703	\$489.555
Valor Presente Neto (VPN)	-\$178.763.576	-\$197.443.457
Costo Anual Uniforme Equivalente (CAUE)	-\$22.177.209	-\$24.494.615
Mejor elección por costo	Convencional	

CAPÍTULO 7. DISCUSIÓN DE RESULTADOS

7.1 ANÁLISIS DE RESULTADOS OBTENIDOS

En primer lugar, en el sentido estructural y de la mayoría de los componentes, las máquinas son iguales, solo difieren en el sistema de transmisión y accionamiento de los rodillos de compactación y las cuchillas de corte. Por lo tanto, el análisis se centrará en los elementos que difieren en la máquina, logrando así establecer la más viable según: eficiencia mecánica de ambos equipos, costos de componentes, costos operacionales (demanda energética de ambas propuestas), costos de mantenimiento y lo obtenido en base a la metodología CAUE.

7.1.1 Eficiencia mecánica de ambos equipos

En este punto es importante destacar la eficiencia mecánica en términos de potencia, ya que éste es uno de los elementos diferenciadores para las alternativas analizadas. Donde para la máquina pelletizadora convencional se obtuvieron 24,422 kW de potencia efectiva, dicha potencia es producto de un sobredimensionamiento propio del cálculo de sistemas de transmisión por poleas y correas, donde se asumió un factor de servicio de 1,2 que responde a la clase de trabajo ejecutado, tipo de motor de corriente alterna y horas de servicio. El cual, se multiplica a la potencia total requerida de trabajo, que era 20,352 kW, compuesta principalmente por los rodillos de compactación y cuchillas de corte. En contraste con la potencia necesaria de la máquina pelletizadora hidráulica, establecida en 29,972 kW, calculada como una relación entre la potencia hidráulica requerida por la bomba, que era 26,675 kW, bomba dentro de la cual se verificó su máxima potencia hidráulica, siendo esta de 29,133 kW, corroborando la correcta elección del componente y un rendimiento total (0,89) proporcionado por el fabricante.

Lo anterior, se traduce en que, energéticamente, la propuesta convencional requerirá una menor demanda o consumo (18,517 % menos). Lo cual, responde a uno de los objetivos esenciales de esta memoria y que se traduce en que la máquina de versión convencional tiene menores costos.

Dado que los sistemas son idénticos, donde la diferencia solo se encuentra en la transmisión de energía. Desde el punto de vista científico, toda transformación energética genera

rendimientos y generaciones de entropía. Dado que, se debe cumplir la Segunda Ley de la Termodinámica, en particular con el postulado de Kelvin Planck, que indica que siempre existe en toda transformación energética una pérdida o energía entregada a los alrededores y la desigualdad de Clausius, que plantea que la entropía en cualquier proceso de transformación energética real siempre crece. O sea, toda transformación presenta una eficiencia o rendimiento, el que debe ser el mejor posible, a fin de reducir la energía o potencia consumida, la que se traduce en costos de energía.

En el caso particular de esta máquina, el sistema de transmisión energético en las dos alternativas analizadas se compone de tres procesos: convencional, electricidad en trabajo mecánico en el motor, que impulsa la polea motriz, la que transmite energía a las correas y de estas a la polea conducida que la entrega al eje principal. En la segunda alternativa, se presenta la misma conversión de energía eléctrica a energía mecánica en el motor, quien la transmite a la bomba hidráulica, quien la transforma en energía de presión y caudal en el fluido hidráulico, quien la transmite al motor hidráulico, el que la convierte en trabajo mecánico, que acciona el eje principal. Esto significa, que en ambos casos existen tres conversiones de energía, por lo que el problema del consumo energético y su costo asociado está directamente relacionado con las eficiencias de las distintas alternativas de conversión de energía.

Dado que los resultados, mostraron que el consumo de energía requerido por la máquina convencional (24 kW) es menor al de la máquina hidráulica (29 kW), se desprende que es más eficiente la transmisión por poleas, ya que sus pérdidas son muy bajas, puesto que el principio de funcionamiento de este tipo de transmisión se basa en el roce que se presenta entre la polea y la correa, lo que, normalmente, es una pérdida, pero en este caso la ineficiencia del sistema de transmisión se relaciona con los resbalamientos de correa y la inercia de las poleas, fundamentalmente. En cambio, la alternativa hidráulica considera distintos equipos de conversión de energía, viéndose afectada por el rendimiento de la bomba, del motor y las pérdidas de carga de la transmisión hidráulica. Esto se justifica en el importante rol que juega la viscosidad del fluido hidráulico, el que engendra pérdidas energéticas por su efecto de roce viscoso, tanto en los equipos móviles (bomba y motor hidráulico), en las tuberías y accesorios tales como: filtro, distribuidor, codos, etc. A esto se

agrega en un menor grado, los cambios de impulso que sufre el fluido a medida que escurre por el circuito hidráulico. Como lo explican: la Segunda Ley de Newton, Darcy-Weissbach a través de su ecuación de pérdida de carga y los planteamientos de Reynolds, Hagen-Poiseuille y Gibson. Todo lo anterior, se traduce en una pérdida de 9 kW, equivalente a un 45 % de la energía requerida por el eje principal (20 kW, que contemplan lo necesario para el funcionamiento de rodillos y cuchillas). En cambio, la máquina convencional tiene una pérdida de 4 kW, equivalente a un 20 % de la energía requerida.

Finalmente, se desprende que el sistema de transmisión por correa es notoriamente más eficiente, termodinámicamente, que el sistema de transmisión hidráulico.

7.1.2 Comparación de costos por componentes

En general, se mantuvieron los componentes pertenecientes a los sistemas de alimentación (tolva), compactación (rodillos de compactación y matriz plana) y corte (cuchillas de corte con su respectivo acople). Sin embargo, se trabajaron dos propuestas enfocadas en el sistema de transmisión. Por un lado, un sistema de poleas y correas y por otro un sistema hidráulico compuesto por una bomba y motor hidráulico. El motor eléctrico, como sistema de potencia motriz, se mantuvo, gracias a que las potencias requeridas estaban dentro del mismo rango, al momento de seleccionar un motor comercialmente (30 kW o 40 HP). Cabe destacar, que se mencionarán los elementos que involucren una mayor inversión, lo que muchas veces está ligado a que sean esenciales para el funcionamiento de la máquina, constituyéndose así en componentes críticos de esta.

7.1.2.1 Máquina pelletizadora convencional

Los componentes de mayor costo, que son comunes en ambos tipos de máquina son:

- Variador de frecuencia SIEMENS MICROMASTER 440, precio de \$2.337.113.
- Motor eléctrico ABB trifásico, precio de \$1.930.438.

Los componentes más costosos para la versión de máquina pelletizadora convencional son:

- Sistema de transmisión por poleas y correas, que incluye: poleas de 200 y 600 mm de diámetro exterior, con sus respectivos sistemas de fijación, correa en V perfil tipo C y costos de envío, con un precio de \$1.497.808.
- Base: planchas de acero laminado en caliente de 5 y 10 mm de espesor, con ancho de 1 m y largo de 3 m, con uniones permanentes (soldadura 6011) y uniones no permanentes (pernos, golillas y tuercas M12), con un precio de \$936.094.

Como se mencionó, el costo total de los componentes de esta máquina importa: \$8.329.234. En adición a esto, se consideró el costo asociado al diseño y la administración logística, por parte de un ingeniero mecánico (calculado sobre la base de un 15 % del costo total de los componentes), dicha suma corresponde a \$1.249.385. Luego, se consideran los costos de montaje y construcción de la máquina, tarea que involucra a dos técnicos mecánicos (considerando que este costo es del orden del 20 % del costo total de los componentes), lo que asciende a un valor de \$1.665.847. Finalmente, el costo total de la máquina pelletizadora convencional, considerando componentes, diseño ingenieril y mano de obra es \$11.244.466, al 28.07.2020.

7.1.2.2 Máquina pelletizadora hidráulica

Para esta máquina se consideraron los componentes comunes descritos, previamente, que son los de mayor costo. A estos se agregaron los que se indican a continuación, ya que son los que diferencian a las versiones de la máquina:

- Bomba hidráulica EATON, precio de \$3.308.760.
- Motor hidráulico EATON, precio de \$1.418.040.
- Depósito hidráulico de 250 L (Hydrokit) con su respectivo tambor de aceite de 208 L (MOBIL HYDRAULIC 10W), en conjunto valen \$1.184.780.
- Tuberías y accesorios marca HANSA-FLEX: en aspiración tubería de 40 mm x 1,5 mm (diámetro exterior por espesor), en impulsión y retorno de 28 mm x 1 mm (ambas tuberías cotizadas por metro de largo), racores en 90° y racor en T (en base a los 28 mm de diámetro exterior de la tubería de impulsión y retorno). Su valor como conjunto es \$1.180.412.

De esta forma, la suma de los costos de todos los componentes de la máquina pelletizadora hidráulica, alcanza el valor de \$14.040.918. Valor al que se le agregan, los costos del diseño propio de la máquina, del sistema hidráulico, lo que involucra contar con un profesional más especializado que el caso anterior y la gestión logística que conlleva la compra y transporte de los componentes requeridos. El ingeniero en cuestión percibirá una remuneración de \$1.684.910, calculada en base al 12 % del costo total de componentes, dicho porcentaje es inferior al de la máquina convencional, ya que, claramente, se intenta compensar la diferencia monetaria existente, al considerar estos costos como porcentajes del proyecto y no como valores de mercado, entre ambas propuestas. En seguida, la construcción y/o fabricación de la máquina recae en los técnicos, cuyos sueldos en conjunto alcanzarán el valor de \$2.106.138, correspondiente al 15 % del costo total de componentes. Finalmente, el costo total de la máquina pelletizadora hidráulica, considerando componentes, diseño ingenieril y mano de obra es \$17.831.966, al 28.07.2020.

7.1.3 Comparación de costos operacionales

Como se mencionó, anteriormente, el costo por materia prima (que se evaluó considerando el caso en que toda la materia prima se compre), se calculó asumiendo una relación 3,7:1, del volumen de aserrín con respecto al de pellet. Ya que, la materia prima que ingresa ocupa un 73% más de volumen, respecto de la que sale, debido a que la densidad aparente del aserrín es 167 kg/m³ y la densidad aparente del pellet es 620 kg/m³. Por lo tanto, los costos vinculados a la materia prima y al operador de la máquina, serán fijos y corresponderán a \$8.539.344 × año y a \$4.200.000 × año, respectivamente.

7.1.3.1 Demanda energética de ambas propuestas

Puntualmente, en lo referente a la demanda energética, se estimó el consumo a partir de las potencias requeridas por cada máquina (24,422 kW y 29,972 kW, respectivamente). Considerando que ambas trabajarían 9 horas por jornada, por 5 días a la semana. Considerando esto, se obtuvieron valores de consumo eléctrico mensuales de 4.835,556 kW·h para la máquina convencional y de 5.934,456 kW·h para la máquina hidráulica. Considerando una tarifa BT3, la que es utilizada por una gran cantidad de empresas,

desarrollando y multiplicando cargos por el consumo energético mensual, se llegó al costo eléctrico mensual de \$522.408 para la opción convencional y de \$640.765 para la opción hidráulica, los cuales anualmente importan: \$6.268.893 y \$7.689.177, respectivamente. Cifras que, evidentemente, siguen apuntando a la alternativa convencional como la de menor consumo eléctrico. Así que, sumando los costos fijos para ambas máquinas (materia prima y operador) y considerando los valores expuestos de costos energéticos, se determinan los Costos Anuales de Operación (CAO), que son \$19.008.237 y \$20.428.521, para la alternativa convencional y para la hidráulica, respectivamente.

7.1.4 Comparación de costos de mantenimiento

Para estos costos explicados en el capítulo anterior, se asumió el precio de la hora del servicio de mantención en \$35.000, poniéndose en dos escenarios posibles, uno donde la máquina se instalase, directamente, en una empresa que cuenta con una unidad de mantenimiento, por lo que los costos que importa este es asumido por la misma empresa y se reflejan en los gastos generales de operación, por lo que no se considerarán en este caso. El segundo caso es que se requiera contratar el servicio externo periódicamente. El tiempo destinado a las mantenciones preventivas, en cualquiera de las dos modalidades, será de 9 horas, cada 4 meses, realizándose en días no laborables. En cuanto a la frecuencia de las mantenciones, esta se estableció en función del cambio de los componentes más utilizados, teniendo en consideración esto, se ajustaría esta frecuencia a partir de la puesta en marcha de la máquina, a través de la confección de un historial de fallas. Cabe indicar, que diariamente el operador al término de la jornada observará el estado de los componentes, limpiará la máquina y su zona de trabajo y eventualmente lubricará los componentes que lo requieran. Las intervenciones de mantenimiento de la empresa externa importan cada una: \$315.000, lo que se traduce en \$945.000 al año. Todo lo anterior, son considerados costos fijos y equivalentes para ambas propuestas. En cambio, toda la gama de repuestos es catalogada como costos variables, puesto que la mayoría están sujetos a una eventual falla para necesitar de su uso, lo que hace impredecible poder determinar cuáles se utilizarán y cuáles no. Para la máquina pelletizadora convencional, se tendrá en bodega o en stock un capital inmovilizado de \$867.294 y para la máquina pelletizadora hidráulica, esa cifra será de \$969.614. Es así, que

los Costos Anuales de Mantenimiento (CAM), serán \$1.812.294 y \$1.914.614, respectivamente.

7.1.5 Comparación de alternativas por CAUE

Para aplicar esta metodología, es necesario conocer todos los costos descritos previamente, tales como: Valor Actual de cada máquina (VA) o costo total de cada una mencionado anteriormente, los ya descritos CAO y CAM, asumir una TIO (Tasa de Interés de Oportunidad) confiable, que para este caso se estimó en un 9 %, una vida útil propia de éste tipo de maquinarias (15 años) y un Valor de Salvamento o de desecho (VS), calculado con respecto al 10 % del VA, resultando en \$1.124.447 y \$1.783.197 para ambas máquinas (convencional e hidráulica). Por consiguiente, conociendo el valor actual de cada máquina, se calcula el valor actual por operaciones (\$153.219.473 y \$164.667.942) y por mantenciones (\$14.608.340 y \$15.433.104), pudiendo realizar la suma de estos valores actuales y encontrar el Valor Presente de los Egresos (VPE), siendo para la convencional \$179.072.279 y para la hidráulica \$197.933.012. Se realiza un procedimiento similar para el Valor Presente de los Ingresos (VPI), pero esta vez considerando el VS, lo que entrega \$308.703 y \$489.555. Por último, se efectúa la sumatoria de egresos e ingresos, otorgando un Valor Presente Neto (VPN) de -\$178.763.576 y -\$197.433.457 para cada máquina. Con todo lo anterior, se logra determinar el Costo Anual Uniforme Equivalente (CAUE) de ambas alternativas, resultando -\$22.177.209 y -\$24.494.615. En definitiva, la elección por costo será de la máquina pelletizadora convencional, ya que el indicador CAUE, que involucra todos los costos del proyecto, hace valer esas diferencias monetarias, al 28.07.2020.

7.2 JUSTIFICACIÓN DE LA ALTERNATIVA ESCOGIDA

La alternativa escogida será la máquina pelletizadora convencional, producto de que presenta una mejor eficiencia mecánica en términos de potencia, estructuralmente es menos compleja que la hidráulica, no existen mayores diferencias en cuanto a la terminación del producto final, siendo de calidad análoga, por lo que no se justificaría implementar el sistema hidráulico. Además, con respecto a costos, por componentes involucra una menor inversión

inicial, lo que, generalmente, se transforma en un menor periodo de recuperación de la inversión (PRI), los costos de operación son menores. Fundamentalmente, lo que concierne a energía y en mantención ocurre un fenómeno similar, producto de que se necesitan repuestos de menor valor o más simples de conseguir. En adición a lo anterior, los costos de venta tampoco se verán alterados. Sin embargo, como se mencionó, los costos de producción si se verán incrementados, reduciéndose los márgenes de utilidad, inclusive pudiendo provocar pérdidas la implementación de la alternativa hidráulica.

7.3 MODELO 3D DE ALTERNATIVA ESCOGIDA

Para finalizar, se expondrá el modelo 3D de la alternativa seleccionada, es decir, de la máquina pelletizadora convencional, indicando la ubicación de sus principales componentes y la función de cada uno de ellos dentro de la máquina. En la *fig. N° 61*, se aprecia el modelo 3D de los componentes internos de la máquina convencional (se ocultó la visibilidad de la tolva de alimentación, planchas laterales, pestañas de unión superior, protector del eje, cuerpo máquina y canal de salida).

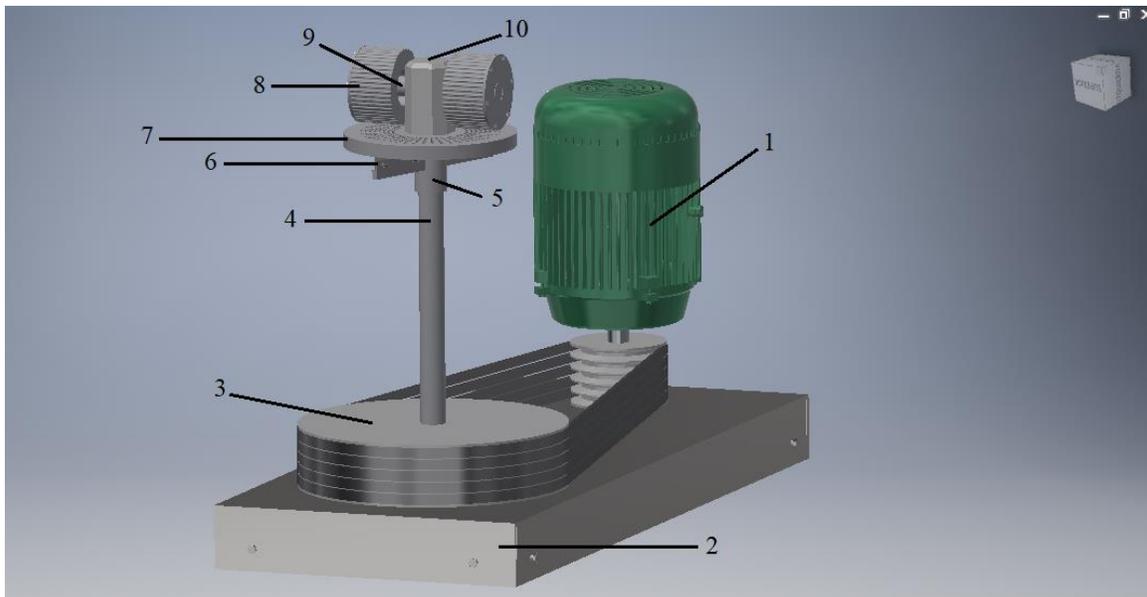


Figura 61: Máquina pelletizadora convencional, componentes internos. Fuente: Elaboración propia.

Los componentes son:

Capítulo 7. Discusión de resultados

1. Motor eléctrico: Es el encargado de proporcionar energía a la máquina, transformando energía eléctrica en mecánica de rotación, la cual es traspasada a la polea de menor diámetro.
2. Base: Su función principal es soportar al motor y al sistema de transmisión por poleas y correas, los cuales albergan la mayor masa. Además, de brindarle capacidad autosoportante al eje.
3. Sistema de transmisión por poleas y correas: Este sistema actúa como un mecanismo reductor, vale decir que recibe del motor eléctrico cierta velocidad y torque (985 rpm y 291 m·N), de los cuales disminuye la velocidad y aumenta el torque (340,718 rpm y 684,484 m·N), para así poder entregar las condiciones necesarias para el funcionamiento de los rodillos de compactación y las cuchillas de corte.
4. Eje principal: Le entrega estabilidad a la máquina y es elemento que se ve sometido a mayores cargas, producto de que la mayoría de los componentes se articulan en torno a él.
5. Acople de las cuchillas: Es una pieza fundamental dentro del sistema de corte (se pedirá su elaboración a alguna maestranza), ya que permite insertar las cuchillas de corte y si es necesario cambiarlas, también posibilita realizarlo con facilidad.
6. Cuchillas de corte: Encargadas de cortar el pellet, una vez éste es extruido de la matriz plana, pudiendo dirigir su trayectoria hacia el canal de salida.
7. Matriz plana: Reciben a la materia prima compactada por los rodillos, la cual atraviesa sus orificios, permitiéndole al aserrín compactado tomar la forma del pellet.
8. Rodillos de compactación: Son los encargados de compactar el aserrín que viene cayendo por gravedad, aplastándolo y ejerciendo fuerzas de compresión.
9. Eje porta rodillos: Este eje sostiene y guía el movimiento hacia los rodillos, siendo esencial dentro del sistema de compactación.
10. Cabezal porta rodillos: Es una pieza de confección especial (al igual que el acople de las cuchillas, se fabricará), cuya función es transmitir la velocidad y torque desde el eje principal hacia el eje porta rodillos.

En la *fig. N° 62*, se exhibe el modelo 3D del conjunto completo, donde son apreciables los elementos faltantes.

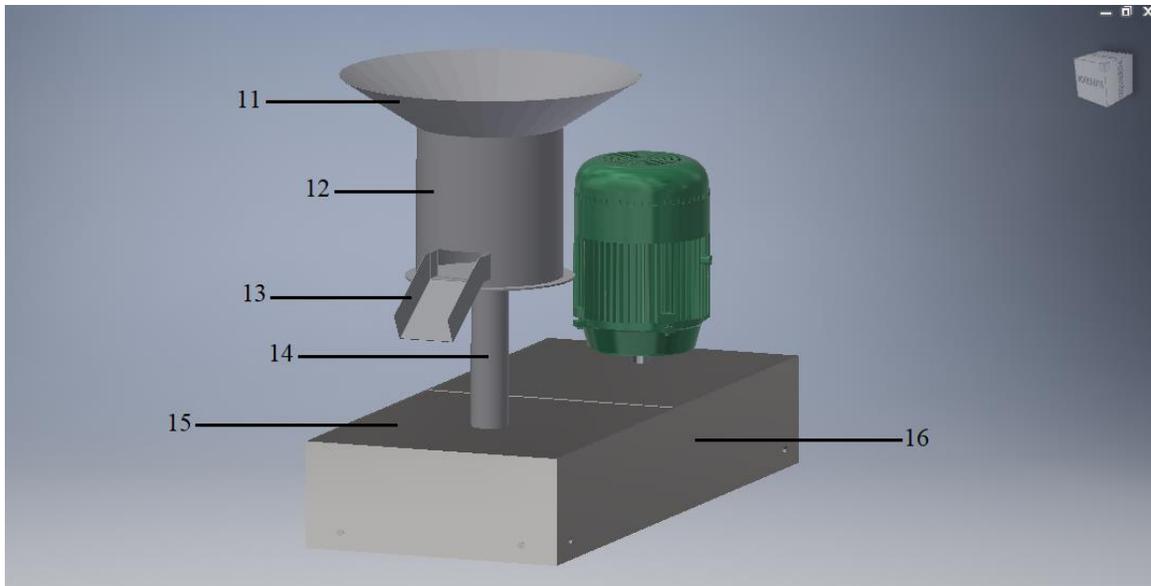


Figura 62: Modelo 3D del conjunto completo. Fuente: Elaboración propia.

11. Tolva de alimentación: Recepciona y dirige la materia prima hacia los rodillos de compactación, para así poder comenzar el proceso de pelletizado.
12. Cuerpo máquina: Corresponde a la carcasa de la máquina, la cual tiene fines estéticos y de seguridad, para evitar que, durante el proceso de corte de los pellets, estos salgan proyectados y también para poder albergar cierta cantidad de producto final que se pudiera acumular.
13. Canal de salida: Conduce los pellets terminados hacia algún recipiente o fuente que los albergue, para así dar paso al proceso final de enfriamiento de estos.
14. Protector del eje: Al igual que la carcasa, su principal función es evitar algún accidente, producto de que contiene al eje que transmite potencia mecánica.
15. Pestañas de unión superior: Fueron diseñadas para proteger al operador, evitando un posible atrapamiento en el sistema de transmisión por poleas y correas. Además, son desmontables, lo que facilita labores de mantenimiento.
16. Planchas laterales: Sus funciones son similares a las de las pestañas de unión superior, en cuanto a seguridad durante la operación y para facilitar el cambio de alguna correa o polea durante el mantenimiento.

CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

El objetivo general de desarrollar el anteproyecto de una máquina pelletizadora de aserrín de madera, con la capacidad de producir 200 kg/hr, se cumplió, a través de dos alternativas de solución, una convencional y una hidráulica. Donde por medio de un análisis teórico-técnico, se logró establecer la opción más viable energéticamente y en cuanto a costos de componentes, de operación y de mantenimiento, siendo esta la propuesta convencional.

Luego, se plantearon cuatro objetivos específicos que respondían al objetivo general, dentro de los cuales, se tenía:

- ✓ Realizar un estado del arte de la maquinaria en cuestión: Llevar a cabo esta recopilación de información y de fuentes confiables, fue clave para cumplir con los siguientes objetivos, sabiendo las limitantes o restricciones de este tipo de maquinarias.
- ✓ Analizar la maquinaria actual y a partir de aquello, desarrollar el diseño conceptual de la máquina pelletizadora convencional: Este diseño fue la base de ambas propuestas, manteniendo los cálculos de los sistemas de alimentación, compactación y corte, válidos para ambas máquinas.
- ✓ Desarrollar alternativa de mejora en la puesta en marcha del equipo (hidráulica): Se implementó un circuito oleohidráulico, para asimilar los valores entregados de velocidad y torque al eje principal (340,718 rpm y 684,484 m·N), el cual, debido a las pérdidas en los tramos y otros factores, demandó una mayor potencia, quedando en desventaja frente a la alternativa convencional.
- ✓ Estudio económico simple, siendo posible precisar los costos asociados a cada diseño conceptual (convencional e hidráulico): En este estudio, se trataron los costos relacionados a los componentes involucrados en ambas ideas, los costos de operaciones y los de mantenimiento, siendo sintetizados mediante la metodología CAUE, la cual, claramente, señaló a la máquina pelletizadora convencional como la más rentable al momento de ejecutar el proyecto.

REFERENCIAS

REFERENCIAS

ABB. (2008). *Motores eléctricos trifásicos - 50 y 60 Hz.*

Aceros Urquijo. (2020). *Acero al carbono F-114/C45 + normalizado.*

AEM. (2014). Poder calorífico. Recuperado 19 de noviembre de 2019, de https://www.quemadoraem.es/es/glossaire/poder-calor-fico_39.html

Alakangas, E., & Paju, P. (2002). Wood pellets in Finland - technology, economy, and market. *Technical Research Centre of Finland*, 85. Recuperado de http://www.ateap.cz/new/Pelety_Finsko.pdf

ARGO-HYTOS. (2019). *4/2 and 4/3 directional control valve, manually operated, RPR3-06.*

ARPI TRUJILLO, J. E., & CALDERÓN TORAL, C. S. (2010). “*Diseño de una maquina pelletizadora en base a la disponibilidad de residuos madereros de la ciudad de Cuenca para su aprovechamiento energético*”. UNIVERSIDAD POLITECNICA SALESIANA.

Beer, F. P., Johnston, E. R., DeWolf, J. T., & Mazurek, D. F. (2009). *Mecánica de materiales* (5ta ed.).

Biblioteca del Congreso Nacional de Chile. (2019). *Jornada especial de trabajo.* Recuperado de <https://misabogados.com/blog/es/jornada-especial-de-trabajo/>

Bohnet, M. (2004). *Mechanische verfahrenstechnik.*

Camps Michelena, M., & Marcos Martín, F. (2008). *Los biocombustibles* (2da ed.).

CARDONA LARA, Ó. J., ESCOBAR, A. M., & CLAVIJO, H. (2015). Cálculo de esfuerzos de un eje. Recuperado 26 de mayo de 2020, de https://issuu.com/danielmeza07/docs/proy_dise__o

Carvajal Niño, J. S. (2016). *Diseño de ejes de transmisión* (UNIVERSIDAD SANTO TOMÁS). Recuperado de https://repository.usta.edu.co/bitstream/handle/11634/1802/2016-Anexo_8-Diseño_ejes

de transmision.pdf?sequence=10&isAllowed=y

CGE. (2020a). CGE - Tarifas. Recuperado 26 de julio de 2020, de <https://www.cge.cl/informacion-comercial/tarifas-y-procesos-tarifarios/>

CGE. (2020b). *Tarifas de suministro eléctrico - 1 de julio 2020*.

Choque Cuevas, J. A. (2016). *Optimización y control de calidad en la construcción de silo de almacenamiento para material puzolánico*. <https://doi.org/10.1145/3136014.3136018>

CONFEDERACIÓN DE CONSUMIDORES Y USUARIOS DE ESPAÑA. (2015). Calderas de biomasa para sistemas de calefacción doméstica. Recuperado 19 de noviembre de 2019, de <http://cecu.es/campanas/medio ambiente/res&rue/htm/dossier/5 biomasa.htm>

CORREA AGUILERA, C. P. (2016). *Análisis del efecto de la humedad en la potencia calorífica de biomasa de madera*.

Cortizo Rodríguez, J. L. (2004). *Elementos de máquinas. Teoría y problemas*. Recuperado de <https://books.google.cl/books?id=LD5jNSKwqhoC&pg=PR3&lpg=PR3&dq=cortizo+rodriguez+2004+elementos+de+maquinas&source=bl&ots=iI1civUA8Q&sig=ACfU3U3EvqpbkBTcDQpergo4ieJRVrCD8g&hl=es-419&sa=X&ved=2ahUKEwIem4PyttrpAhXAILkGHZRrDoEQ6AEwAXoECAoQAQ#v=onepage&q&f=f>

Cruz Ibarra, R., Pacheco Velázquez, R. S., & Rodríguez Amezcua, E. J. (2016). *Flujo másico y volumétrico*.

DUNLOP. (2017). *Correas de transmisión industrial*.

DUQUE, I. J. R. (2016). *Guía de estudio de asignatura: Hidráulica*.

EATON. (2013). *Dowmax (R) ME motor*.

EATON. (2014). *Eaton PVM variable displacement piston pumps, Vickers ® product line*.

Fiestas Querebalú, J. C., & Vargas Herrera, M. F. (2018). *Diseño de una máquina procesadora de pellets en base a merma de arroz con capacidad de 200 kg/h para la*

empresa Escaly S.R.L.

Flórez, D., Ramírez, W., & Varela, L. (2010). *Diseño conceptual de una maquina peletizadora de alimentos para aves de corral*. Universidad Nacional de Colombia.

Francescato, V., Antonini, E., & Zuccoli Bergomi, L. (2008). *Manual de combustibles de madera. Producción, requisitos de calidad, comercialización*. Recuperado de www.biomassstradecentre2.eu%5CnWWW.AVEBIOM.ORG

Fredes Nuñez, N. A. (2014). *Evaluación técnica y económica de una planta de producción de combustible sólido a partir de biomasa forestal en la Región de Los Lagos*.

Fundación CARTIF. (2006). *Normalización y estandarización de los pellets*. (983), 9. Recuperado de www.cartif.es

Gauthier, G. (2019). *Pellet market overview*. Recuperado de www.pelletatlas.info

GEMCO ENERGY. (2020). Productos de GEMCO: Fábricas de pellet, prensas de pellets y máquinas de pellets de madera. Recuperado 4 de diciembre de 2019, de <http://www.peletizadoras.com/Productos/>

General Cable. (2014). *Catálogo cables baja tensión y conductores desnudos*.

González Viñas, J. L. (2020). Sistema de poleas y correas. Recuperado 19 de mayo de 2020, de [http://almez.pntic.mec.es/jgonza86/Sistemas de poleas y correas.htm#ini](http://almez.pntic.mec.es/jgonza86/Sistemas%20de%20poleas%20y%20correas.htm#ini)

Granda, E. M. (2012). *Rediseño y automatización de la máquina peletizadora para la planta de balanceados Espejo*. UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE.

Groover, M. P. (2007). *Fundamentos de manufactura moderna* (3ra ed.).

Guerra, S. (2013). *Diseño y simulación de una prensa granuladora de madera automatizada de hasta 200 kg/hr para la empresa reciclajes MYS S.A.*

HANSA-FLEX. (2011). *Catálogo compacto español, Hansa-flex*.

HIBBELER, R. C. (2010). *Ingeniería mecánica: Dinámica* (12va. ed.). [https://doi.org/10: 0-8400-5444-0](https://doi.org/10.0-8400-5444-0)

HYDAC INTERNATIONAL. (2012). *Válvulas limitadoras de presión, DB12-CE*.

- Hydrokit. (2020). Reservoir Indust 250L, modelo RE250GH. Recuperado 21 de julio de 2020, de <https://www.hydrokit.com/es/produit/depositos/250-litros/reservoir-indust-250l-xrp8757-xpr84010.html>
- iciforestal.com.uy. (2015). Los pellets: Energía limpia y renovable. Recuperado 19 de noviembre de 2019, de <https://iciforestal.com.uy/la-region/6577-los-pellets-energia-limpia-y-renovable>
- INE. (2007). *Nuevas regiones de Chile. October*, 1–4.
- INE. (2020). *Encuesta nacional de empleo*.
- INTERMEC S.A. (2013). *Catálogo de poleas en “V”*. Recuperado de <http://www.intermec.com.co/literatura.php>
- Irrarázabal S., R. (2018). *Rol del ministerio de energía en temas de contaminación por aire*.
- Jenike and Johanson Chile S.A. (2001). *Manejo de sólidos a granel*.
- JyM Soldevilla. (2008). *Dimensiones chaveteros y chavetas*.
- Kaliyan, N., & Vance Morey, R. (2009). Factors affecting strength and durability of densified biomass products. *Biomass and Bioenergy*, 33(3), 337–359. <https://doi.org/10.1016/J.BIOMBIOE.2008.08.005>
- KALPAKJIAN, S., & SCHMID, S. R. (2008). *Manufactura, ingeniería y tecnología* (5ta. ed.). Recuperado de http://books.google.com/books?id=gilYI9_KKAoC&pgis=1
- KMEC ENGINEERING. (2015). Plantas de peletizado. Maquinaria para la granulación de madera. Estufas de pellets. Recuperado 4 de diciembre de 2019, de <http://www.plantaspeletizadoras.com/>
- Leader Extrusion Machinery. (2019). Peletizadora de hilo de PP_PE _ LANGYI-. Recuperado 5 de diciembre de 2019, de <http://www.extruder-cn.com/sp/product/huishou/20140711208.html>
- LEGRAND. (2017). *Protección y control de motores*.
- LEGRAND. (2020). *Catálogo Legrand*.

- LOCTITE. (2020). ¿Cómo calcular el precio de una reparación? Recuperado 22 de julio de 2020, de <https://blog.reparacion-vehiculos.es/calcular-precio-reparacion>
- Mobil. (2020). Mobil delvac hydraulic 10W. Recuperado 13 de julio de 2020, de <https://www.mobil.com/es-pe/commercial-vehicle-lube/pds/gl-xx-mobil-hydraulic-10w>
- MOTT, R. L. (1996). *Mecánica de fluidos aplicada* (4ta. ed.).
- Norton, R. L. (1999). *Diseño de máquinas* (1ra ed.).
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de máquinas* (4ta ed.).
- ocw.unican.es. (2020). *Elementos de máquinas*.
- OPAC COMPONENTS. (2019). *Catálogo Opac components*.
- PACHECO QUEZADA, A. (1999). *Estudio técnico-económico de la fabricación de pellets de aserrín*. UNIVERSIDAD DE TALCA.
- Pérez Castro, W., Arroyave Londoño, J., & Acevedo H., S. (2010). Determinación experimental del coeficiente de fricción empleando sensores de movimiento. En *Scientia et Technica* (Vol. 1). <https://doi.org/10.22517/23447214.1769>
- Perry, R. H., Green, D. W., & Maloney, J. O. (1992). Tomo II, Perry: Manual del ingeniero químico. En *PERRY: MANUAL DEL INGENIERO QUÍMICO* (Sexta edic). <https://doi.org/10.1192/bjp.112.483.211-a>
- PILANA TOOLS. (2006). *Cabezales, cuchillas de corte y cuchillas de cepillado*.
- Portero Jijón, A. M. (2014). *Análisis térmico del proceso de peletizado del aserrín de madera de eucalipto (eucalyptus globulus labill) y copal (dacryodes olivifera cuatrecasas) y su influencia sobre la friabilidad de los pellets*.
- Ravenet, J. (1992). *Silos*. Recuperado de [https://books.google.cl/books?id=2svVhbUbApcC&pg=PA501&lpg=PA501&dq=\(Catalán,+1992\).+tolvas&source=bl&ots=FUykPjkByM&sig=ACfU3U0ZJsnMZNvo82ALKQegmj3Z5SqEvg&hl=es-419&sa=X&ved=2ahUKEwi2uoqc1vPpAhWyK7kGHVFDDQoQ6AEwAXoECAoQ](https://books.google.cl/books?id=2svVhbUbApcC&pg=PA501&lpg=PA501&dq=(Catalán,+1992).+tolvas&source=bl&ots=FUykPjkByM&sig=ACfU3U0ZJsnMZNvo82ALKQegmj3Z5SqEvg&hl=es-419&sa=X&ved=2ahUKEwi2uoqc1vPpAhWyK7kGHVFDDQoQ6AEwAXoECAoQ)

AQ#v=onepage&q=recipiente&f=false

- REXON de Colombia S.A. (2005). *Manual técnico: cálculo de transmisiones*.
- Roldán Vilorio, J. (1998). *Neumática, hidráulica y electricidad aplicada*.
- Salinas Salas, D.-I. G. E. (2009). *Apuntes de tecnología energética y descontaminación*. 0–61.
- Salinas Salas, D.-I. G. E. (2013). *Sistemas hidráulicos y neumáticos: Problema 5 - 1º P -2º Sem. - 2013*.
- Salinas Salas, D.-I. G. E. (2020a). *Coefficiente de pérdida de carga en codo de 90°, mediante ecuación aproximada de Gibson*.
- Salinas Salas, D.-I. G. E. (2020b). *Datos generales de pérdida de carga*.
- Sandoval-Peralta, G. (2016). *Diseño de winche hidráulico de 8 tm para aplicaciones navales con tecnología CAD/CAE*. Universidad de Piura.
- Schubert, H. (2003). *Handbuch der mechanischen verfahrenstechnik*.
- Schwister, P. D. K. (2000). *Taschenbuch der verfahrenstechnik*.
- Segura, C. (2013). Producción de pellets en Chile y tecnologías de combustión. “*El Pellets, una oportunidad sustentable para la Descontaminación del Aire en el Sur de Chile*”, 25.
- Segura Fuentes, R. A. (2018). *Sostenibilidad de la producción de pellets en Chile un caso de estudio de los costos de producción*. Universidad de Concepción.
- Serret-Guasch, N., Giralt-Ortega, G., & Quintero-Ríos, M. (2016). Caracterización de aserrín de diferentes maderas. *Tecnología química*, 36(3), 395–405. Recuperado de http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S2224-61852016000300012&lng=es&nrm=iso&tlng=es
- SIEMENS. (2002). *Micromaster 440, 0,12 kW - 250 kW. Instrucciones de uso*.
- SIEMENS. (2009). *Guía práctica de selección y puesta en marcha de variadores de velocidad Sinamics G110/ Micromaster 420 (aplicaciones sencillas/estandar)*. 420(2),

1–4.

SIEMENS. (2017). *Variadores de velocidad*. Recuperado de about:blank

SII. (2003). Nueva tabla de vida útil de los bienes físicos del activo inmovilizado. Recuperado 23 de julio de 2020, de http://www.sii.cl/pagina/valores/bienes/tabla_vida_enero.htm

SII. (2019). *Estadísticas de empresas*.

SKF. (2015). Selección de rodamientos. *Catálogo SKF Rodamientos*, 1–1382.

SKF. (2019). *Grasa para un amplio rango de temperaturas , resistente al agua y a las cargas elevadas, LGFQ 2*.

SKF. (2020). Selección de grasa o aceite. Recuperado 26 de julio de 2020, de <https://www.skf.com/cl/products/rolling-bearings/principles-of-rolling-bearing-selection/bearing-selection-process/lubrication/selecting-grease-or-oil>

SOHIPREN S.A. (2020). *Conceptos básicos de oleohidráulica*.

STAUFF. (2018a). *Catálogo 8 STAUFF, diagtronics*.

STAUFF. (2018b). *Catálogo 9: STAUFF filtration technology*.

SUPERINTENDENCIA DE ELECTRICIDAD Y COMBUSTIBLES S.E.C. (2003). *NCH Elec. 4/2003. Electricidad, instalaciones de consumo en baja tensión*. 175. <https://doi.org/226558>

Tapia Ramírez, F. (2019). *Motor de inducción trifásico (fundamentos de control)*.

Universidad Mayor de San Simón. (2013). Capítulo III: La extrusión. *Tecnología mecánica II*, 179–192.

Universidad Nacional de Colombia. (2007). *Capítulo V. Ejes de transmisión*. Recuperado de http://www.bdigital.unal.edu.co/3644/2/8306147.2007_2.pdf

valoracionmaquinaria.com. (2020). Tasación de maquinaria, valoración de maquinaria, metodología para tasación de maquinaria. Recuperado 23 de julio de 2020, de <http://valoracionmaquinaria.com/tasacion-maquinaria.html>

- Vanegas Useche, L. V. (2018). Diseño de elementos de máquinas. En *Diseño de Elementos de Máquinas*. Recuperado de [http://repositorio.utp.edu.co/dspace/bitstream/handle/11059/8889/Diseño Elementos Maquinas.pdf?sequence=1&isAllowed=y](http://repositorio.utp.edu.co/dspace/bitstream/handle/11059/8889/Diseño%20Elementos%20Maquinas.pdf?sequence=1&isAllowed=y)
- Venegas Martínez, I. (2017). “*Diseño y selección de componentes de una máquina briquetadora de mediana capacidad*”. UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA.
- ventamaquinaria.mx. (2017). Mantenimiento sugerido para una excavadora. Recuperado 22 de julio de 2020, de <http://ventamaquinaria.mx/mantenimiento-sugerido-una-excavadora/>
- Vignote Peña, S., & Martínez Rojas, I. (2006). *Tecnología de la madera* (3° edición).
- WIKA. (2013). Como seleccionar y montar un manómetro - 10 criterios para una correcta instalación - Blog de WIKA. Recuperado 6 de julio de 2020, de <https://www.bloginstrumentacion.com/aplicaciones/como-seleccionar-montar-manmetro-10-criterios-para-una-correcta-instalacin/>
- www.aec.es. (2019). AEC - Matriz de priorizacion. Recuperado 26 de julio de 2020, de <https://www.aec.es/web/guest/centro-conocimiento/matriz-de-priorizacion>
- www.areatecnologia.com. (2020). El interruptor magnetotérmico. Funcionamiento, curvas, selectividad. Recuperado 13 de junio de 2020, de <https://www.areatecnologia.com/electricidad/magnetotermico.html>
- www.concereal.es. (2011). Norma europea sobre la calidad del pellet: EN 14961-2. Recuperado 20 de noviembre de 2019, de http://www.concereal.es/norma_EN14961-2
- www.ecointeligencia.com. (2014). Apuesta por la biomasa para tu propia casa. Recuperado 19 de noviembre de 2019, de <https://www.ecointeligencia.com/2014/10/biomasa-para-casa/>
- www.ingemecanica.com. (2020). Correas de transmisión: cálculo y diseño. Recuperado 25 de mayo de 2020, de <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>

- www.iso.org. (2014). ISO 17225-2:2014(en) solid biofuels — Fuel specifications and classes — Part 2: Graded wood pellets. Recuperado de <https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:17225:-2:ed-1:v1:en>
- www.lifeder.com. (2019). Tasa interna de oportunidad: En qué consiste y ejemplos. Recuperado 23 de julio de 2020, de <https://www.lifeder.com/tasa-interna-de-oportunidad/>
- www.maquimetal.pe. (2019). Pelletizadora de disco. Recuperado 5 de diciembre de 2019, de <http://www.maquimetal.pe/peletizadora-de-disco.php>
- www.pelletsolucion.com. (2015). *Guía técnica para la elaboración de pellet de biomasa*. Recuperado de http://www.pelletsolucion.com/wp-content/uploads/2016/01/GUIA_TÉCNICA_PARA_LA_ELABORACIÓN_DE_PELLET_DE_BIOMASA.pdf
- www.tuveras.com. (2020). Curvas de disparo. Recuperado 11 de junio de 2020, de <http://www.tuveras.com/aparamenta/magnetotermico.htm>
- www.vaxasoftware.com. (2020). *Tabla de densidades*. Recuperado de http://www.vaxasoftware.com/doc_edu/fis/densidades.pdf%0Ahttp://puertodemamona.l.com/cms/wp-content/uploads/2012/12/Tabla_de_densidades.pdf
- Yaman, S., SahanŞahan, M., Haykiri-Açma, H., Şeşen, K., & Küçükbayrak, S. (2001). Fuel briquettes from biomass–lignite blends. *Fuel Processing Technology*, 72(1), 1–8. [https://doi.org/10.1016/S0378-3820\(01\)00170-9](https://doi.org/10.1016/S0378-3820(01)00170-9)

ANEXOS

ANEXO 1: MEMORIA DE CÁLCULO

Sistema de compactación máquina pelletizadora convencional

Cálculo del pellet

$$d_{\text{pellet}} := 6 \text{ mm}$$

Diámetro del pellet

$$l_{\text{pellet}} := 5 \cdot d_{\text{pellet}} = 30 \text{ mm}$$

Longitud del pellet

$$V_{\text{pellet}} := \pi \cdot \left(\frac{d_{\text{pellet}}}{2} \right)^2 \cdot l_{\text{pellet}} = (8.482 \cdot 10^{-7}) \text{ m}^3$$

Volumen del pellet

$$R_c := \frac{1}{\frac{d_{\text{pellet}}}{l_{\text{pellet}}}} = 5$$

Relación de compresión

$$V_{\text{aserrín}} := V_{\text{pellet}} \cdot R_c = (4.241 \cdot 10^{-6}) \text{ m}^3$$

Volumen de aserrín necesario para cada pellet

$$\rho_{\text{aserrín}} := 167 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Densidad aparente del aserrín

$$\rho_{\text{pellet}} := \rho_{\text{aserrín}} \cdot R_c = 835 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Densidad del pellet compacto

Compresión del aserrín

Presión de compactación del aserrín

$$a := 0.8$$

1ra constante empírica para un ángulo de 60°

$$b := 1.5$$

2da constante empírica para un ángulo de 60°

$$\varepsilon_x := a + b \cdot \ln(R_c) = 3.214$$

Deformación de extrusión

$$Y_f := 60 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de fluencia promedio de la madera durante la deformación

$$P_{\text{rodillo}} := Y_f \cdot \varepsilon_x = 192.849 \text{ MPa}$$

Presión de compactación del aserrín

Fuerza de compactación del rodillo (F_K)

$$A_{\text{dado}} := \pi \cdot \left(\frac{d_{\text{pellet}}}{2} \right)^2 = (2.827 \cdot 10^{-5}) \text{ m}^2$$

Área del dado

$$F_K := P_{\text{rodillo}} \cdot A_{\text{dado}} = (5.453 \cdot 10^3) \text{ N}$$

Fuerza de compactación del rodillo

Fuerzas y presiones sobre el dado

$$h_f := 0.2 \text{ mm}$$

Altura final del material

$$P_f := Y_f \cdot \frac{2 \cdot h_f}{d_{\text{pellet}}} = 4 \text{ MPa}$$

Esfuerzo requerido para superar la fricción

Presión en las paredes del dado de la matriz

$$\mu := 0.65$$

Coefficiente de fricción
entre la madera y el acero

$$P_0 := \frac{P_f \cdot d_{\text{pellet}}}{4 \cdot \mu \cdot h_f} = 46.154 \text{ MPa}$$

Presión del material comprimido
contra la pared del contenedor

Fuerza de fricción en el interior del dado (Fr)

$$F_R := \mu \cdot P_0 \cdot d_{\text{pellet}} \cdot l_{\text{pellet}} = (5.4 \cdot 10^3) \text{ N}$$

Fuerza de fricción en el
interior del dado

$$F_R < F_K$$

Se cumple condición

Dimensiones del rodillo

$$h_0 := 35 \text{ mm}$$

Altura inicial del material

$$d_{\text{rodillo}} := 2 \cdot \left(\frac{h_0 - h_f}{\mu^2} \right) = 164.734 \text{ mm}$$

Diámetro rodillo de compactación

$$e_{\text{rodillo}} := \frac{d_{\text{rodillo}}}{2} = 82.367 \text{ mm}$$

Espesor rodillo de compactación

Masa del rodillo

$$A_{\text{rodillo}} := \pi \cdot \left(\frac{d_{\text{rodillo}}}{2} \right)^2 = 0.021 \text{ m}^2$$

Área rodillo de compactación

$$V_{\text{rodillo}} := A_{\text{rodillo}} \cdot e_{\text{rodillo}} = 0.002 \text{ m}^3$$

Volumen rodillo de compactación

$$\rho_{\text{acero}} := 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Densidad del acero

$$m_{\text{rodillo}} := V_{\text{rodillo}} \cdot \rho_{\text{acero}} = 13.781 \text{ kg}$$

Masa del rodillo de compactación

Punto de fuerza máxima del rodillo

$$L := \sqrt{\frac{d_{\text{rodillo}}}{2} \cdot (h_0 - h_f)} = 53.538 \text{ mm}$$

Longitud de contacto entre
el rodillo y el material

$$a := \frac{L}{2} = 26.769 \text{ mm}$$

Punto de fuerza máxima del rodillo

$$an_{\text{rodillo}} := \frac{F_K}{m_{\text{rodillo}}} = 395.67 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Aceleración normal del rodillo

$$vt_{\text{rodillo}} := \sqrt{an_{\text{rodillo}} \cdot \left(\frac{d_{\text{rodillo}}}{2}\right)} = 5.709 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Velocidad tangencial del rodillo

$$\omega_{\text{rodillo}} := \frac{vt_{\text{rodillo}}}{\left(\frac{d_{\text{rodillo}}}{2}\right)} = 69.309 \frac{1}{\text{s}}$$

Velocidad de giro del rodillo

$$N_{\text{rodillo}} := \omega_{\text{rodillo}} = 661.854 \text{ rpm}$$

Potencia del rodillo

$$Pot_{\text{rodillo}} := \frac{\omega_{\text{rodillo}} \cdot F_K \cdot L}{2} = 10.117 \text{ kW}$$

Potencia de uno de los rodillos

$$Pot_{\text{rodillos}} := Pot_{\text{rodillo}} \cdot 2 = 20.233 \text{ kW}$$

Potencia total de los rodillos

Torque de un rodillo sobre el eje principal

$$T_{\text{rodillo}} := \frac{Pot_{\text{rodillo}}}{\omega_{\text{rodillo}}} = 145.964 \text{ m} \cdot \text{N}$$

1ra opción de cálculo del torque de un rodillo

Momento de torsión para cada rodillo

$$T_r := 0.5 \cdot F_K \cdot L = 145.964 \text{ m} \cdot \text{N}$$

2da opción de cálculo del torque de un rodillo

Cálculos de la matriz

Velocidad del eje principal

$$r_{\text{giro}} := 160 \text{ mm}$$

Radio de giro

$$\omega_{\text{matriz}} := \frac{vt_{\text{rodillo}}}{(r_{\text{giro}})} = 35.68 \frac{1}{\text{s}}$$

Velocidad de giro de la matriz

$$N_{\text{matriz}} := \omega_{\text{matriz}} = 340.718 \text{ rpm}$$

Tiempo de salida de los pellets

$$\theta := \text{atan} \left(\frac{L}{\left(\frac{d_{\text{rodillo}}}{2}\right)} \right) = 0.576 \text{ rad}$$

Ángulo del área de trabajo del rodillo

$$t_{extrusión} := \frac{\theta}{\omega_{matriz}} = 0.016 \text{ s}$$

Tiempo de salida de cada pellet

Capacidad de producción para diseño

$$C_{máquina} := 200 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

Capacidad de la máquina

$$F_{sobreprducción} := 1.15$$

Factor de sobreprducción

$$C_{producción} := C_{máquina} \cdot F_{sobreprducción} = 230 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

Capacidad de producción de diseño

Número de orificios de extrusión

$$m_{pelletizado} := C_{producción} \cdot 1 \text{ hr} = 230 \text{ kg}$$

Masa de pelletizado

$$a_{extrusión} := \frac{F_K - F_R}{m_{pelletizado}} = 0.229 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Aceleración de extrusión

$$v_0 := 0 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Velocidad inicial en reposo

$$v_{extrusión} := v_0 + a_{extrusión} \cdot t_{extrusión} = 0.004 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Velocidad de extrusión

$$v_{e_{pellet}} := \frac{1}{\rho_{pellet}} = 0.001 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Volumen específico del pellet

$$Q_{volumétrico} := C_{producción} \cdot v_{e_{pellet}} = (7.651 \cdot 10^{-5}) \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Flujo volumétrico del pelletizado

$$N_{ro_{rodillos}} := 2$$

Número de rodillos

$$N_{ro_{orificios}} := \frac{Q_{volumétrico}}{(v_{extrusión} \cdot N_{ro_{rodillos}}) \cdot (A_{dado})} = 365.633$$

Número de orificios de extrusión

Sistema de corte máquina pelletizadora convencional

Potencia de corte

$$R := 6566 \frac{N}{cm^2}$$

Presión de resistencia de la madera

$$d_{\text{pellet}} := 6 \text{ mm}$$

Diámetro del pellet

$$\text{Orificios}_{\text{corte}} := 8$$

Orificios por los que pasa la cuchilla

$$S := \pi \cdot \left(\frac{d_{\text{pellet}}}{2} \right)^2 \cdot \text{Orificios}_{\text{corte}} = 2.262 \text{ cm}^2$$

Superficie del material en la que se ejerce la presión

$$v_{\text{extrusión}} := 0.004 \frac{m}{s}$$

Velocidad de extrusión

$$Nro_{\text{cuchillas}} := 2$$

Número de cuchillas

$$A := v_{\text{extrusión}} \cdot Nro_{\text{cuchillas}} = 0.008 \frac{m}{s}$$

Velocidad de avance del material

$$Pot_{\text{corte}} := R \cdot S \cdot A = 0.119 \text{ kW}$$

Potencia de corte necesaria

Torque de las cuchillas

$$\omega_{\text{matriz}} := 35.68 \frac{1}{s}$$

Velocidad angular de la matriz

$$T_{\text{cuchillas}} := \frac{Pot_{\text{corte}}}{\omega_{\text{matriz}}} = 3.33 \text{ m} \cdot \text{N}$$

Torque de las cuchillas

Potencia total requerida de trabajo

$$Pot_{\text{rodillos}} := 20.233 \text{ kW}$$

Potencia de los rodillos

$$Pot_{\text{total}} := Pot_{\text{rodillos}} + Pot_{\text{corte}} = 20.352 \text{ kW}$$

Potencia total requerida de trabajo

Sistema de transmisión máquina pelletizadora convencional

Potencia de diseño o potencia corregida

$$Pot_{motor} := 20.352 \text{ kW}$$

Potencia del motor eléctrico

$$F_s := 1.2$$

Factor de servicio

$$Pot_{efectiva} := Pot_{motor} \cdot F_s = 24.422 \text{ kW}$$

Potencia efectiva

Se selecciona una correa tipo C

Relación de transmisión

$$n_1 := 985 \text{ rpm}$$

Velocidad angular motriz

$$n_2 := 340.718 \text{ rpm}$$

Velocidad angular conducida
o del eje principal

$$i_{transmisión} := \frac{n_1}{n_2} = 2.891$$

Relación de transmisión

$$d_1 := 200 \text{ mm}$$

Diámetro polea motriz

$$d_2 := i_{transmisión} \cdot d_1 = 578.191 \text{ mm}$$

Diámetro polea conducida

Torque polea conducida

$$\omega_{matriz} := 35.68 \frac{1}{s}$$

Velocidad de giro de la matriz

$$Tp_{conducida} := \frac{Pot_{efectiva}}{\omega_{matriz}} = 684.484 \text{ m} \cdot \text{N}$$

Torque polea conducida

Fuerzas producidas por la transmisión

$$F_t := \frac{Tp_{conducida}}{\left(\frac{d_2}{2}\right)} = (2.368 \cdot 10^3) \text{ N}$$

Fuerza de torsión

$$Cte_{tf} := 1.5$$

Constante obtenida de relación entre torsión y flexión

$$F_f := F_t \cdot Cte_{tf} = (3.552 \cdot 10^3) \text{ N}$$

Fuerza de flexión

Distancia entre ejes de poleas

$$E_{mín} := \frac{(i_{transmisión} + 1) \cdot d_1}{2} + d_1 = 589.095 \text{ mm}$$

Distancia mínima entre ejes de poleas

$$E := 1001 \text{ mm}$$

Distancia válida entre ejes de poleas

Longitud primitiva de la correa

$Lp_{teórica} := 2 \cdot E + \frac{\pi}{2} \cdot (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot E} = (3.26 \cdot 10^3) \text{ mm}$	Longitud primitiva teórica
$Lp_{nominal} := 3264 \text{ mm}$	Longitud primitiva nominal
$Fcl := 0.98$	Factor de corrección en función de la longitud de la correa
$A := 180^\circ - 57^\circ \cdot \left(\frac{d_2 - d_1}{E} \right) = 158.465^\circ$	Arco de contacto sobre la patea motriz
$Fca := 0.95$	Factor de corrección en función del arco de contacto
$v_{correa} := \frac{d_1 \cdot n_1}{2} = 10.315 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	Velocidad de la correa
Número de correas	
Catálogo Dunlop	
$Prestación_{base} := 6.69 \text{ hp}$	Prestación base
$Prestación_{adicional} := 1.23 \text{ hp}$	Prestación adicional
$Pot_{base} := Prestación_{base} + Prestación_{adicional} = 7.92 \text{ hp}$	Potencia base
$Pot_{efectiva \times correa} := Pot_{base} \cdot Fcl \cdot Fca = 7.374 \text{ hp}$	Potencia efectiva por cada correa
$Nro_{correas} := \frac{Pot_{efectiva}}{Pot_{efectiva \times correa}} = 4.442$	Número de correas teóricas, 1ra opción
$Nro_{correasreal} := 5$	Número real de correas, 1ra opción
Manual cálculo de transmisiones, Rexon	
$i_{factor} := 5.7 \text{ mm}$	Factor "i"
$D_{ppm} := d_1 - 2 \cdot i_{factor} = 188.6 \text{ mm}$	Diámetro primitivo patea motriz
$D_{ppc} := d_2 - 2 \cdot i_{factor} = 566.791 \text{ mm}$	Diámetro primitivo patea conducida
$R_{poleas} := \frac{D_{ppc}}{D_{ppm}} = 3.005$	Relación de poleas
$Pot_{xcadacorrea} := 5.58 \text{ kW}$	Potencia transmitida por cada correa
$N_c := \frac{Pot_{efectiva}}{Pot_{xcadacorrea}} = 4.377$	Número de correas teóricas, 2da opción
$Nro_{creal} := 5$	Número real de correas, 2da opción

Cálculos del eje principal

Sumatoria de fuerzas y momentos en el eje principal

$$R_{bEP} := \frac{F_f \cdot 0.68 \text{ m}}{0.88 \text{ m}} = (2.744 \cdot 10^3) \text{ N} \quad \text{Reacción en el punto B del eje principal}$$

$$R_{aEP} := F_f - R_{bEP} = 807.162 \text{ N} \quad \text{Reacción en el punto A del eje principal}$$

Cálculo de momentos flectores y esfuerzos cortantes (por secciones)

Sección 1

$$V_1 := R_{bEP} = (2.744 \cdot 10^3) \text{ N} \quad \text{Fuerza cortante en la sección 1}$$

Evaluando extremos del intervalo en la sección 1

$$X_{1.1} := 0 \text{ m} \quad \text{Extremo inferior de la sección 1}$$

$$X_{1.2} := 0.2 \text{ m} \quad \text{Extremo superior de la sección 1}$$

$$M_{1.1} := -R_{bEP} \cdot (X_{1.1}) = 0 \text{ m} \cdot \text{N} \quad \text{Momento flector de la sección 1 evaluado con el extremo inferior}$$

$$M_{1.2} := -R_{bEP} \cdot (X_{1.2}) = -548.87 \text{ m} \cdot \text{N} \quad \text{Momento flector de la sección 1 evaluado con el extremo superior}$$

Sección 2

$$V_2 := -F_f + R_{bEP} = -807.162 \text{ N} \quad \text{Fuerza cortante en la sección 2}$$

Evaluando extremos del intervalo en la sección 2

$$X_{2.1} := 0.2 \text{ m} \quad \text{Extremo inferior de la sección 2}$$

$$X_{2.2} := 0.88 \text{ m} \quad \text{Extremo superior de la sección 2}$$

$$M_{2.1} := -R_{bEP} \cdot (X_{2.1}) + F_f \cdot (X_{2.1} - 0.2 \text{ m}) = -548.87 \text{ m} \cdot \text{N}$$

Momento flector de la sección 2 evaluado con el extremo inferior

$$M_{2.2} := -R_{bEP} \cdot (X_{2.2}) + F_f \cdot (X_{2.2} - 0.2 \text{ m}) = -4.547 \cdot 10^{-13} \text{ m} \cdot \text{N}$$

Momento flector de la sección 2 evaluado con el extremo superior

Diámetro del eje principal

$$Mf_{EP} := 548.87 \text{ m} \cdot \text{N} \quad \text{Momento flector en el eje principal}$$

$$Fs_{EP} := 3 \quad \text{Factor de seguridad para diseño del eje principal}$$

$$Sy_{EP} := 204.774 \text{ MPa} \quad \text{Esfuerzo de fluencia acero AISI 1020 para el eje principal}$$

$$T_{rodillos} := 291.928 \text{ m} \cdot \text{N} \quad \text{Torque de los rodillos}$$

$$T_{cuchillas} := 3.33 \text{ m} \cdot \text{N} \quad \text{Torque de las cuchillas}$$

$$T_{EP} := T_{p_{conducida}} + T_{rodillos} + T_{cuchillas} = 979.742 \text{ m} \cdot \text{N} \quad \text{Torque generado en el eje principal}$$

$$D_{EP} := \left(\frac{32 \cdot F_{s_{EP}}}{\pi \cdot S_{y_{EP}}} \cdot \left((M_{f_{EP}})^2 + T_{EP}^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{3}} = 55.133 \text{ mm} \quad \text{Diámetro del eje principal}$$

Análisis de esfuerzos en el eje principal

$$I_{EP} := \frac{\pi \cdot D_{EP}^4}{64} = (4.535 \cdot 10^{-7}) \text{ m}^4 \quad \text{Momento de inercia en el eje principal}$$

$$\sigma_{f_{EP}} := \frac{M_{f_{EP}} \cdot \left(\frac{D_{EP}}{2} \right)}{I_{EP}} = 33.361 \text{ MPa} \quad \text{Esfuerzo de flexión en el eje principal}$$

$$J_{EP} := \frac{\pi \cdot D_{EP}^4}{32} = (9.071 \cdot 10^{-7}) \text{ m}^4 \quad \text{Momento polar de inercia en el eje principal}$$

$$\tau_{t_{EP}} := \frac{T_{EP} \cdot \left(\frac{D_{EP}}{2} \right)}{J_{EP}} = 29.775 \text{ MPa} \quad \text{Esfuerzo cortante por torsión en el eje principal}$$

$$\tau_{máx_{EP}} := \sigma_{f_{EP}} + \tau_{t_{EP}} = 63.136 \text{ MPa} \quad \text{Esfuerzo cortante máximo en el eje principal}$$

Factor de seguridad real en el eje principal

$$\sigma'_{EP} := \sqrt{(\sigma_{f_{EP}})^2 + 3 \cdot (\tau_{t_{EP}})^2} = 61.422 \text{ MPa} \quad \text{Esfuerzo de Von Mises en el eje principal}$$

$$F_{s_{EP}} := \frac{S_{y_{EP}}}{\sigma'_{EP}} = 3.334 \quad \text{Factor de seguridad teórico en el eje principal}$$

$$F_{s_{EP_{real}}} := 3 \quad \text{Factor de seguridad real en el eje principal}$$

Cálculos de rodamientos para el eje principal

Rodamiento inferior

$$C_{RI} := 80.9 \text{ kN} \quad \text{Capacidad de carga dinámica básica del rodamiento inferior}$$

$P_{RI} := V_1 = 2.744 \text{ kN}$ Carga dinámica equivalente del rodamiento inferior

$p_{RI} := \frac{10}{3}$ Exponente de la ecuación de la vida útil para rodamientos de rodillos

$L_{RI} := \left(\frac{C_{RI}}{P_{RI}} \right)^{p_{RI}} = 7.913 \cdot 10^4$ Vida nominal básica en millones de revoluciones para el rodamiento inferior

$L_{horasRI} := \left(\frac{1000000}{60 \cdot n_2} \right) \cdot L_{RI} = (1.027 \cdot 10^4) \text{ hr}$ Vida nominal SKF en horas de funcionamiento para el rodamiento inferior

Cálculo del intervalo de relubricación para grasa en el rodamiento inferior

$d_{RI} := 55 \text{ mm}$ Diámetro interior del rodamiento inferior

$D_{RI} := 90 \text{ mm}$ Diámetro exterior del rodamiento inferior

$f_{dMEDI0} := 0.5$ Factor para el cálculo del diámetro medio

$d_{mRI} := f_{dMEDI0} \cdot (d_{RI} + D_{RI}) = 72.5 \text{ mm}$ Diámetro medio del rodamiento inferior

$A_{RI} := n_2 \cdot d_{mRI} = (1.552 \cdot 10^5) \frac{\text{mm}}{\text{min}}$ Factor de velocidad del rodamiento inferior

$b_{fRI} := 2$ Factor del rodamiento inferior, para rodillos cónicos

$R1_{RI} := A_{RI} \cdot b_{fRI} = (3.104 \cdot 10^5) \frac{\text{mm}}{\text{min}}$ Relación entre el factor de velocidad y el del rodamiento inferior

$R2_{RI} := \frac{C_{RI}}{P_{RI}} = 29.479$ Relación de carga del rodamiento inferior

$f_{ejeV} := 2$ Factor de reducción por montaje del rodamiento en eje vertical

$t_{fRI} := \frac{5500 \text{ hr}}{f_{ejeV}} = (2.75 \cdot 10^3) \text{ hr}$ Intervalo de relubricación del rodamiento inferior

Rodamiento superior

$C_{RS} := 22.1 \text{ kN}$ Capacidad de carga dinámica básica del rodamiento superior

$P_{RS} := -V_2 = 0.807 \text{ kN}$ Carga dinámica equivalente del rodamiento superior

$p_{RS} := 3$ Exponente de la ecuación de la vida útil para rodamientos de bolas

$L_{RS} := \left(\frac{C_{RS}}{P_{RS}} \right)^{p_{RS}} = 2.053 \cdot 10^4$ Vida nominal básica en millones de revoluciones para el rodamiento superior

$$L_{horasRI} := \left(\frac{1000000}{60 \cdot n_2} \right) \cdot L_{RS} = (2.663 \cdot 10^3) \text{ hr}$$

Vida nominal SKF en horas de funcionamiento para el rodamiento superior

Cálculo del intervalo de relubricación para grasa en el rodamiento superior

$$d_{RS} := 45 \text{ mm}$$

Diámetro interior del rodamiento superior

$$D_{RS} := 75 \text{ mm}$$

Diámetro exterior del rodamiento superior

$$d_{mRS} := f_{dMEDI0} \cdot (d_{RS} + D_{RS}) = 60 \text{ mm}$$

Diámetro medio del rodamiento superior

$$A_{RS} := n_2 \cdot d_{mRS} = (1.284 \cdot 10^5) \frac{\text{mm}}{\text{min}}$$

Factor de velocidad del rodamiento superior

$$b_{fRS} := 1$$

Factor del rodamiento superior, para rígidos de bolas

$$R1_{RS} := A_{RS} \cdot b_{fRS} = (1.284 \cdot 10^5) \frac{\text{mm}}{\text{min}}$$

Relación entre el factor de velocidad y el del rodamiento superior

$$R2_{RS} := \frac{C_{RS}}{P_{RS}} = 27.38$$

Relación de carga del rodamiento superior

$$f_{cALTO} := 0.2$$

Factor considerando un nivel de contaminación alto

$$H_{fun.RS} := 16000 \text{ hr}$$

Horas de funcionamiento para rodamiento superior

$$t_{fRS} := \frac{H_{fun.RS}}{f_{ejeV}} \cdot f_{cALTO} = (1.6 \cdot 10^3) \text{ hr}$$

Intervalo de relubricación del rodamiento superior

Cálculos de la chaveta para la transmisión en el eje principal

Longitud necesaria de la chaveta sometida a cortadura en el eje principal

$$b_{chavetaEP} := 16 \text{ mm}$$

Ancho de la chaveta del eje principal

$$Sy_{chaveta} := 313.812 \text{ MPa}$$

Tensión de fluencia acero C45+C (F-114)

$$F_{cortaduraEP} := \frac{Tp_{conducida}}{\left(\frac{D_{EP}}{2} \right)} = (2.483 \cdot 10^4) \text{ N}$$

Fuerza de cortadura en el eje principal

$$Coe_{f_{seg}} := 3$$

Coefficiente de seguridad en aplicaciones industriales

$$\tau_{dEP} := 0.5 \cdot \frac{Sy_{chaveta}}{Coe_{f_{seg}}} = 52.302 \text{ MPa}$$

Tensión de cortadura de diseño en el eje principal

$$L_{cortaduraEP} := \frac{2 \cdot Tp_{conducida}}{\tau_{dEP} \cdot D_{EP} \cdot b_{chavetaEP}} = 29.672 \text{ mm}$$

Longitud necesaria de la chaveta sometida a cortadura, eje principal

Longitud necesaria de la chaveta sometida a aplastamiento en el eje principal

$$h_{chavetaEP} := 10 \text{ mm}$$

Altura de la chaveta en el eje principal

$$\sigma_{dEP} := \frac{S_{y_{chaveta}}}{C_{coef_{seg}}} = 104.604 \text{ MPa}$$

Tensión de diseño en el eje principal

$$L_{aplastamientoEP} := \frac{4 \cdot T_{p_{conducida}}}{\sigma_{dEP} \cdot D_{EP} \cdot h_{chavetaEP}} = 47.475 \text{ mm}$$

Longitud necesaria de la chaveta sometida a aplastamiento, eje principal

Cálculos de la chaveta para las cuchillas

$$F_{c_{cuchillas}} := \frac{T_{cuchillas}}{\left(\frac{D_{EP}}{2}\right)} = 120.799 \text{ N}$$

Fuerza de cortadura para las cuchillas

$$\tau_{cuchillas} := \frac{2 \cdot T_{cuchillas}}{D_{EP} \cdot b_{chavetaEP} \cdot L_{cortaduraEP}} = 0.254 \text{ MPa}$$

Tensión de cortadura para las cuchillas

$$\sigma_{ECcuchillas} := \frac{4 \cdot T_{cuchillas}}{D_{EP} \cdot L_{aplastamientoEP} \cdot h_{chavetaEP}} = 0.509 \text{ MPa}$$

Compresión debida al estado de carga para las cuchillas

Cálculos del eje porta rodillos

Sumatoria de fuerzas y momentos en el eje porta rodillos

$$F_K := 5453 \text{ N}$$

Fuerza de compactación del rodillo

$$R_{aPR} := F_K = (5.453 \cdot 10^3) \text{ N}$$

Reacción en punto A del eje porta rodillos

$$l_{PR} := 0.11 \text{ m}$$

Distancia con respecto al punto de aplicación del momento en el eje porta rodillos

$$M_{f_{PR}} := F_K \cdot l_{PR} = 599.83 \text{ m} \cdot \text{N}$$

Momento en el eje porta rodillos

Diámetro del eje porta rodillos

$$F_{s_{PR}} := 3$$

Factor de seguridad para diseño del eje porta rodillos

$$S_{y_{PR}} := 204.774 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de fluencia acero AISI 1020 para el eje porta rodillos

$$m_{rodillo} := 13.781 \text{ kg}$$

Masa del rodillo de compactación

$$d_{rodillo} := 164.734 \text{ mm}$$

Diámetro rodillo de compactación

$$I_{\text{rodillo}} := \frac{m_{\text{rodillo}} \cdot \left(\frac{d_{\text{rodillo}}}{2}\right)^2}{2} = 0.047 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Momento de inercia del rodillo de compactación

$$\omega_{\text{rodillo}} := 69.309 \frac{1}{\text{s}}$$

Velocidad de giro del rodillo

$$t_{\text{rodillo}} := \frac{1 \text{ rpm} \cdot 60 \text{ s}}{661.852 \text{ rpm}} = 0.091 \text{ s}$$

Tiempo para determinar aceleración angular del rodillo de compactación

$$\alpha_{\text{rodillo}} := \frac{\omega_{\text{rodillo}}}{t_{\text{rodillo}}} = 764.538 \frac{1}{\text{s}^2}$$

Aceleración angular del rodillo de compactación

$$T_{PR} := I_{\text{rodillo}} \cdot \alpha_{\text{rodillo}} = 35.74 \text{ m} \cdot \text{N}$$

Torque del rodillo hacia el eje porta rodillos

$$D_{PR} := \left(\frac{32 \cdot F_{S_{PR}} \cdot \left((Mf_{PR})^2 + T_{PR}^2 \right)^{\frac{1}{2}}}{\pi \cdot S_{y_{PR}}} \right)^{\frac{1}{3}} = 44.759 \text{ mm}$$

Diámetro del eje porta rodillos

Análisis de esfuerzos en el eje portarodillos

$$I_{PR} := \frac{\pi \cdot D_{PR}^4}{64} = (1.97 \cdot 10^{-7}) \text{ m}^4$$

Momento de inercia en el eje porta rodillos

$$\sigma_{f_{PR}} := \frac{Mf_{PR} \cdot \left(\frac{D_{PR}}{2}\right)}{I_{PR}} = 68.137 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de flexión en el eje porta rodillos

$$J_{PR} := \frac{\pi \cdot D_{PR}^4}{32} = (3.94 \cdot 10^{-7}) \text{ m}^4$$

Momento polar de inercia en el eje porta rodillos

$$\tau_{t_{PR}} := \frac{T_{PR} \cdot \left(\frac{D_{PR}}{2}\right)}{J_{PR}} = 2.03 \text{ MPa}$$

Esfuerzo cortante por torsión en el eje porta rodillos

$$\tau_{\text{máx}PR} := \sigma_{f_{PR}} + \tau_{t_{PR}} = 70.167 \text{ MPa}$$

Esfuerzo cortante máximo en el eje porta rodillos

Factor de seguridad real en el eje porta rodillos

$$\sigma'_{PR} := \sqrt{(\sigma_{f_{PR}})^2 + 3 \cdot (\tau_{t_{PR}})^2} = 68.228 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de Von Mises en el eje porta rodillos

$$F_{S_{PR}} := \frac{S_{y_{PR}}}{\sigma'_{PR}} = 3.001$$

Factor de seguridad teórico en el eje porta rodillos

$$F_{S_{PR\text{real}}} := 3$$

Factor de seguridad real en el eje porta rodillos

Cálculos de rodamientos en el eje porta rodillos (rodillos de compactación)

$C_{PR} := 96.5 \text{ kN}$ Capacidad de carga dinámica básica de cada rodamiento del eje porta rodillos

$P_{PR} := F_K = 5.453 \text{ kN}$ Carga dinámica equivalente de cada rodamiento del eje porta rodillos

$p_{PR} := \frac{10}{3}$ Exponente de la ecuación de la vida útil para rodamientos de rodillos

$L_{PR} := \left(\frac{C_{PR}}{P_{PR}} \right)^{p_{PR}} = 1.444 \cdot 10^4$ Vida nominal básica en millones de revoluciones para cada rodamiento del eje porta rodillos

$N_{rodillo} := 661.854 \text{ rpm}$ Velocidad de giro del rodillo

$L_{horasPR} := \left(\frac{1000000}{60 \cdot N_{rodillo}} \right) \cdot L_{PR} = 964.706 \text{ hr}$ Vida nominal SKF en horas de funcionamiento para cada rodamiento del eje porta rodillos

Cálculo del intervalo de relubricación para grasa en los rodamientos del eje porta rodillos

$d_{PR} := 45 \text{ mm}$ Diámetro interior de rodamientos en porta rodillos

$D_{PR} := 80 \text{ mm}$ Diámetro exterior de rodamientos en porta rodillos

$d_{mPR} := f_{dMEDI0} \cdot (d_{PR} + D_{PR}) = 62.5 \text{ mm}$ Diámetro medio de rodamientos en porta rodillos

$A_{PR} := n_2 \cdot d_{mPR} = (1.338 \cdot 10^5) \frac{\text{mm}}{\text{min}}$ Factor de velocidad de rodamientos en porta rodillos

$b_{fPR} := 2$ Factor de rodamientos en porta rodillos, para rodillos cónicos

$R1_{PR} := A_{PR} \cdot b_{fPR} = (2.676 \cdot 10^5) \frac{\text{mm}}{\text{min}}$ Relación entre el factor de veloc. y el de los rodamientos en el eje porta rodillos

$R2_{PR} := \frac{C_{PR}}{P_{PR}} = 17.697$ Relación de carga de rodamientos en porta rodillos

$f_{cMEDI0} := 0.5$ Factor considerando un nivel de contaminación medio

$H_{fun.PR} := 6900 \text{ hr}$ Horas de funcionamiento para rodamientos en porta rodillos

$t_{fPR} := H_{fun.PR} \cdot f_{cMEDI0} = (3.45 \cdot 10^3) \text{ hr}$ Intervalo de relubricación de rodamientos en porta rodillos

Cálculos de la chaveta para el cabezal porta rodillos

Longitud necesaria de la chaveta sometida a cortadura en el cabezal porta rodillos

$$b_{chavetaCPR} := 14 \text{ mm}$$

Ancho de la chaveta en el cabezal porta rodillos

$$D_{SupEP} := 45 \text{ mm}$$

Diámetro en la parte superior del eje principal

$$F_{cortaduraCPR} := \frac{T p_{conducida}}{\left(\frac{D_{SupEP}}{2}\right)} = (3.042 \cdot 10^4) \text{ N}$$

Fuerza de cortadura en el cabezal porta rodillos

$$\tau_{dCPR} := 0.5 \cdot \frac{S_{y_{chaveta}}}{C_{coef_{seg}}} = 52.302 \text{ MPa}$$

Tensión de cortadura de diseño en el cabezal porta rodillos

$$L_{cortaduraCPR} := \frac{2 \cdot T p_{conducida}}{\tau_{dCPR} \cdot D_{SupEP} \cdot b_{chavetaCPR}} = 41.547 \text{ mm}$$

Longitud necesaria de la chaveta sometida a cortadura, CPR

Longitud necesaria de la chaveta sometida a aplastamiento en el cabezal porta rodillos

$$h_{chavetaCPR} := 9 \text{ mm}$$

Altura de la chaveta en el cabezal porta rodillos

$$\sigma_{dCPR} := \frac{S_{y_{chaveta}}}{C_{coef_{seg}}} = 104.604 \text{ MPa}$$

Tensión de diseño en el cabezal porta rodillos

$$L_{aplastamientoCPR} := \frac{4 \cdot T p_{conducida}}{\sigma_{dCPR} \cdot D_{SupEP} \cdot h_{chavetaCPR}} = 64.628 \text{ mm}$$

Longitud necesaria de la chaveta sometida a aplastamiento, CPR

Sistema de potencia máquina pelletizadora convencional

Verificación del motor eléctrico y sus requerimientos

$$Pot_{efectiva} := 24.422 \text{ kW}$$

Potencia efectiva

$$Pot_{Smotor} := 30 \text{ kW}$$

Potencia del motor seleccionado

$$n_1 := 985 \text{ rpm}$$

Velocidad angular motriz

$$\omega_1 := n_1 = 103.149 \frac{1}{s}$$

Velocidad angular del motor

$$T_{motor} := \frac{Pot_{Smotor}}{\omega_1} = 290.842 \text{ m} \cdot \text{N}$$

Torque generado por el motor

Sistema de alimentación máquina pelletizadora convencional

Cálculos del sistema de alimentación

$$\rho_{aserrín} := 167 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad \text{Densidad aparente del aserrín}$$

$$ve_{aserrín} := \frac{1}{\rho_{aserrín}} = 0.006 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \quad \text{Volumen específico del aserrín}$$

$$C_{máquina} := 200 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \quad \text{Capacidad de la máquina}$$

$$Q_{volumétricoET} := C_{máquina} \cdot ve_{aserrín} = 1.198 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}} \quad \text{Flujo volumétrico a la entrada de la tolva de alimentación}$$

$$H_{caída} := 0.22 \text{ m} \quad \text{Altura de caída del material}$$

$$v_{salidaTA} := \sqrt{2 \cdot g \cdot H_{caída}} = 2.077 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad a la salida de la tolva de alimentación}$$

$$A_{mín} := \frac{Q_{volumétricoET}}{v_{salidaTA}} = (1.601 \cdot 10^{-4}) \text{ m}^2 \quad \text{Área mínima necesaria para el flujo volumétrico}$$

$$\mu := 0.65 \quad \text{Coeficiente de fricción entre la madera y el acero}$$

$$\angle_{inclinación} := \text{atan}(\mu) = 33.024^\circ \quad \text{Ángulo de inclinación de la tolva de alimentación}$$

$$\angle_{descarga} := 90^\circ - \angle_{inclinación} = 56.976^\circ \quad \text{Ángulo de descarga de la tolva de alimentación}$$

$$D_{ET} := 0.8 \text{ m} \quad \text{Diámetro de entrada de la tolva de alimentación}$$

$$B_{ST} := 0.39 \text{ m} \quad \text{Diámetro de salida de la tolva de alimentación}$$

$$h_{tolva} := \frac{(D_{ET} - B_{ST})}{2 \cdot \tan(\angle_{descarga})} = 0.133 \text{ m} \quad \text{Altura de la tolva de alimentación}$$

$$A_{sup_{tolva}} := \frac{\pi \cdot (D_{ET}^2 - B_{ST}^2)}{4 \cdot \sin(\angle_{descarga})} = 0.457 \text{ m}^2 \quad \text{Área de superficie de la tolva de alimentación}$$

$$V_{tolva} := \frac{\pi \cdot (D_{ET}^3 - B_{ST}^3)}{24 \cdot \tan(\angle_{descarga})} = 0.039 \text{ m}^3 \quad \text{Volumen de la tolva de alimentación}$$

$$A_{descargaTA} := \frac{\pi \cdot B_{ST}^2}{4} = 0.119 \text{ m}^2 \quad \text{Área de descarga de la tolva de alimentación}$$

$$m := 1 \quad \text{Constante para una tolva de alimentación tipo cono}$$

$$Q_{material} := \rho_{aserrín} \cdot A_{descargaTA} \cdot \sqrt{\frac{B_{ST} \cdot g}{2 \cdot (1 + m) \cdot \tan(\angle_{descarga})}} = 15.727 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Flujo de material en la tolva de alimentación

Sistema de transmisión máquina pelletizadora hidráulica

Datos previos a considerar para la selección del motor hidráulico

$n_2 := 340.718 \text{ rpm}$ Velocidad angular conducida o del eje principal

$Tp_{conducida} := 684.484 \text{ m}\cdot\text{N}$ Torque polea conducida

Selección del motor hidráulico (datos extraídos del catálogo de fabricante, modelo ME175)

$C_{MOTORH} := 175 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$ Cilindrada del motor hidráulico

$P_{MOTORH} := 27.5 \text{ MPa}$ Presión nominal del motor hidráulico

$T_{MOTORH} := 765 \text{ m}\cdot\text{N}$ Torque nominal del motor hidráulico

$v_{m\acute{a}x.MOTORH} := 800 \text{ rpm}$ Velocidad máxima del motor hidráulico

$\eta_{volMOTORH} := 0.94$ Rendimiento volumétrico del motor hidráulico

Verificación del motor hidráulico y sus requerimientos

$Pot_{motorH} := n_2 \cdot Tp_{conducida} = 24.422 \text{ kW}$ Potencia requerida por el motor hidráulico

$Q_{motorH} := \frac{C_{MOTORH} \cdot n_2}{\eta_{volMOTORH}} = 63.432 \frac{\text{L}}{\text{min}}$ Caudal requerido por el motor hidráulico

$P_{motorH} := \frac{Pot_{motorH}}{Q_{motorH}} = 23.101 \text{ MPa}$ Presión requerida por el motor hidráulico

Evaluación de la pérdida de carga entre motor hidráulico y bomba

Cálculo de diámetros

$v_A := 1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ Velocidad en aspiración del sistema hidráulico

$d_A := \sqrt[2]{\frac{4 \cdot Q_{motorH}}{\pi \cdot v_A}} = 36.689 \text{ mm}$ Diámetro en aspiración del sistema hidráulico

$v_{IyR} := 2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ Velocidad en impulsión y retorno del sistema hidráulico

$d_{IyR} := \sqrt[2]{\frac{4 \cdot Q_{motorH}}{\pi \cdot v_{IyR}}} = 25.943 \text{ mm}$ Diámetro en impulsión y retorno del sistema hidráulico

Diámetros nominales

$d_{Anom.} := 37 \text{ mm}$ Diámetro nominal en aspiración

$$d_{IyRnom.} := 26 \text{ mm}$$

Diámetro nominal en impulsión y retorno

Cálculo de velocidades nominales

$$v_{Anom.} := \frac{Q_{motorH}}{\left(\frac{\pi \cdot d_{Anom.}^2}{4}\right)} = 0.983 \frac{m}{s}$$

Velocidad nominal en aspiración

$$v_{IyRnom.} := \frac{Q_{motorH}}{\left(\frac{\pi \cdot d_{IyRnom.}^2}{4}\right)} = 1.991 \frac{m}{s}$$

Velocidad nominal en impulsión y retorno

Cálculo de los números de Reynolds

$$\nu_{aceiteH} := 37.7 \cdot \frac{mm^2}{s}$$

Viscosidad cinemática del aceite hidráulico

$$Re_A := \frac{v_{Anom.} \cdot d_{Anom.}}{\nu_{aceiteH}} = 964.986$$

Número de Reynolds en aspiración

$$Re_{IyR} := \frac{v_{IyRnom.} \cdot d_{IyRnom.}}{\nu_{aceiteH}} = 1.373 \cdot 10^3$$

Número de Reynolds en impulsión y retorno

Cálculo de los coeficientes de fricción (se asume tubería lisa)

Se presenta escurrimiento laminar ($Re < 2300$), se resuelve mediante ec. Hagen-Poiseuille

$$f_A := \frac{64}{Re_A} = 0.066$$

Coefficiente de fricción en aspiración

$$f_{IyR} := \frac{64}{Re_{IyR}} = 0.047$$

Coefficiente de fricción en impulsión y retorno

Análisis energético (largos se asumen)

$$L_A := 1 \text{ m}$$

Largo de aspiración

$$Hp_A := \left(f_A \cdot \frac{L_A}{d_{Anom.}}\right) \cdot \frac{v_{Anom.}^2}{2 \cdot g} = 0.088 \text{ m}$$

Altura considerando pérdidas de carga en aspiración

$$L_{IyR} := 26 \text{ m}$$

Largo de impulsión y retorno

$$Coef_{tee} := 0.5$$

Coefficiente singular de tee-reducción

$$Coef_{dist.} := 1151$$

Coefficiente singular de distribuidor

$$Coef_{codo} := 1.365$$

Coefficiente singular de codo

$$Coef_{filtro} := 16.074$$

Coefficiente singular de filtro

$$Hp_{IyR} := \left(f_{IyR} \cdot \frac{L_{IyR}}{d_{IyRnom.}} + Coef_{tee} + Coef_{dist.} + 8 \cdot Coef_{codo} + Coef_{filtro} \right) \cdot \frac{v_{IyRnom.}^2}{2 \cdot g} = 247.66 \text{ m}$$

Altura considerando pérdidas de carga en impulsión y retorno

$$Hp_{tot} := Hp_A + Hp_{IyR} = 247.748 \text{ m}$$

Altura considerando pérdidas de carga en todo el sistema hidráulico

Potencia requerida por la bomba hidráulica

$$\rho_{aceiteH} := 0.877 \frac{\text{kg}}{\text{L}}$$

Densidad del aceite hidráulico

$$\gamma_{aceiteH} := \rho_{aceiteH} \cdot g = (8.6 \cdot 10^3) \frac{\text{N}}{\text{m}^3}$$

Peso específico del aceite hidráulico

$$Pot_{pérdidas} := \gamma_{aceiteH} \cdot Q_{motorH} \cdot Hp_{tot} = 2.253 \text{ kW}$$

Potencia de pérdidas en el sistema

$$P_{pérdidas} := \frac{Pot_{pérdidas}}{Q_{motorH}} = 2.131 \text{ MPa}$$

Presión de pérdidas en el sistema

$$Pot_{BBA} := Pot_{motorH} + Pot_{pérdidas} = 26.675 \text{ kW}$$

Potencia requerida por la bomba

Selección bomba hidráulica (datos extraídos del catálogo de fabricante, modelo PVM081)

$$C_{máx.BBA} := 81 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$$

Cilindrada máxima bomba hidráulica

$$P_{BBA} := 230 \text{ bar}$$

Presión continua bomba hidráulica

$$v_{BBA} := 1000 \text{ rpm}$$

Velocidad bomba hidráulica

$$Q_{BBA} := 76 \frac{\text{L}}{\text{min}}$$

Caudal máximo bomba hidráulica a 1000 rpm

$$Pot_{entradaBBA} := 28 \text{ kW}$$

Potencia máxima de entrada a la bomba hidráulica

$$T_{máx.BBA} := 286 \text{ m} \cdot \text{N}$$

Torque máximo de la bomba hidráulica

$$\eta_{volBBA} := 0.93$$

Rendimiento volumétrico bomba hidráulica

$$\eta_{totBBA} := 0.89$$

Rendimiento total bomba hidráulica

Verificación de la máxima potencia hidráulica requerida

$$Pot_{máx.H} := P_{BBA} \cdot Q_{BBA} = 29.133 \text{ kW}$$

Máxima potencia hidráulica requerida

Sistema de potencia máquina pelletizadora hidráulica

Selección del motor eléctrico

$$\eta_{totBBA} := 0.89$$

Rendimiento total bomba hidráulica

$$Pot_{BBA} := 26.675 \text{ kW}$$

Potencia requerida por la bomba

$$Pot_{motorE} := \frac{Pot_{BBA}}{\eta_{totBBA}} = 29.972 \text{ kW}$$

Potencia del motor eléctrico

$$Pot_{selecciónmotorE} := 30 \text{ kW}$$

Potencia seleccionada del motor eléctrico

Selección de componentes máquina pelletizadora hidráulica

Filtro de retorno

$$Q_{BBA} := 76 \frac{L}{min} \quad \text{Caudal bomba hidráulica a 1000 rpm}$$

$$\nu_{aceiteH} := 37.7 \frac{mm^2}{s} \quad \text{Viscosidad cinemática del aceite hidráulico}$$

$$\rho_{aceiteH} := 0.877 \frac{kg}{L} \quad \text{Densidad del aceite hidráulico}$$

$$G_{filtración} := 20 \mu m \quad \text{Grado de filtración}$$

Preselección tipo RFA

$$Q_{máx.F} := 110 \frac{L}{min} \quad \text{Caudal máximo filtro de retorno}$$

$$P_{máx.F} := 25 \text{ bar} \quad \text{Presión máxima filtro de retorno}$$

Cálculo de pérdidas de presión a partir de las curvas de flujo

$$\Delta p_{carc.} := 0.23 \text{ bar} \quad \text{Pérdida de presión en la carcasa del filtro}$$

$$\Delta p_{elem.} := 0.035 \text{ bar} \quad \text{Pérdida de presión en el elemento filtrante}$$

Evaluando en fórmula proporcionada por el fabricante

$$\nu_{fab.} := 30 \frac{mm^2}{s} \quad \text{Viscosidad cinemática proporcionada por el fabricante}$$

$$\rho_{fab.} := 0.86 \frac{kg}{L} \quad \text{Densidad proporcionada por el fabricante}$$

$$\Delta p_{total} := \frac{\rho_{aceiteH}}{\rho_{fab.}} \cdot \Delta p_{carc.} + \frac{\rho_{aceiteH}}{\rho_{fab.}} \cdot \frac{\nu_{aceiteH}}{\nu_{fab.}} \cdot \Delta p_{elem.} = 0.279 \text{ bar} \quad \text{Pérdida de presión total}$$

$$\Delta p_{máx.} := 0.5 \text{ bar} \quad \text{Pérdida de presión máxima en filtros de retorno}$$

$$\Delta p_{total} \leq \Delta p_{máx.} \quad \text{Filtro cumple en estado puro el requisito}$$

Se selecciona filtro RFA-030-N-20-B-G12-V-O-O-none/X

Coefficiente singular de filtro

$$v_{IyRnom.} := 1.991 \frac{m}{s} \quad \text{Velocidad nominal en impulsión y retorno}$$

$$Cofef_{filtro} := \frac{2 \cdot \Delta p_{total}}{\rho_{aceiteH} \cdot v_{IyRnom.}^2} = 16.074 \quad \text{Coeficiente singular de filtro}$$

Selección de tuberías

Tramo de aspiración, denominación PR 40-1.5 V2

$d_{1A} := 37 \text{ mm}$ Diámetro interior tubo aspiración

$d_{2A} := 40 \text{ mm}$ Diámetro exterior tubo aspiración

Tramo de impulsión y retorno, denominación PR 28-1 V2

$d_{1IyR} := 26 \text{ mm}$ Diámetro interior tubo en impulsión y retorno

$d_{2IyR} := 28 \text{ mm}$ Diámetro exterior tubo en impulsión y retorno

Selección de racor, ángulo de 90°, denominación XW NW 25 HL

$D_{ext.TUBO} := 28 \text{ mm}$ Diámetro exterior del tubo

Coefficiente singular de codo

$d_{IyRnom.} := 26 \text{ mm}$ Diámetro nominal en impulsión y retorno

$L_{tub.} := 4 \cdot d_{IyRnom.} = 0.104 \text{ m}$ Largo de la tubería en el tramo donde se ubica el codo

$\beta := 90$ Coeficiente para el ángulo del codo

$f_{IyR} := 0.047$ Coeficiente de fricción en impulsión y retorno

$C_p := f_{IyR} \cdot \frac{L_{tub.}}{d_{IyRnom.}} = 0.188$ Coeficiente de pérdidas

$C_{IyR} := \frac{67.6 \cdot \beta^{2.17}}{10^6} = 1.177$ Coeficiente en impulsión y retorno según Gibson

$C_i := C_p + C_{IyR} = 1.365$ Coeficiente singular de codo

Selección de racor en T, denominación XT NW 25 HL

$P_{TEEnom.} := 160 \text{ bar}$ Presión nominal

Se mantiene el diámetro exterior del tubo

Selección válvula distribuidora 4/3

$Q_{máx.D} := 80 \frac{L}{min}$ Caudal máximo distribuidor

$P_{máx.D} := 350 \text{ bar}$ Presión máxima distribuidor

Se escoge válvula distribuidora 4/3, marca ARGO-HYTOS, modelo RPR3-06

Coefficiente singular de distribuidor

$$\Delta p_{dist.} := 20 \text{ bar}$$

Caída de presión en el distribuidor

$$C_{coef\ dist.} := \frac{2 \cdot \Delta p_{dist.}}{\rho_{aceiteH} \cdot v_{IyRnom.}^2} = 1.151 \cdot 10^3$$

Coefficiente singular de distribuidor

Selección válvula limitadora de presión

$$P_{BBA} := 230 \text{ bar}$$

Presión continua bomba hidráulica

$$F_{a_{VLP}} := 1.1$$

Factor de ajuste válvula limitadora de presión

$$P_{VLP} := P_{BBA} \cdot F_{a_{VLP}} = 253 \text{ bar}$$
 Presión en que debe operar la válvula limitadora de presión

$$Q_{BBA} := 76 \frac{\text{L}}{\text{min}}$$

Caudal bomba hidráulica a 1000 rpm

Selección del depósito hidráulico

$$Q_{BBA\ x\ min.} := Q_{BBA} \cdot 1 \text{ min} = 76 \text{ L}$$

Caudal de la bomba por minuto

$$F_{norma\ general} := 3$$

Factor de norma general

$$V_{depósitoH} := F_{norma\ general} \cdot Q_{BBA\ x\ min.} = 228 \text{ L}$$
 Volumen depósito hidráulico

$$V_{SdepósitoH} := 250 \text{ L}$$

Volumen depósito hidráulico seleccionado

Selección del manómetro

$$F_{presiónM} := 2$$

Factor para determinar manómetro

$$R_{presiónM} := F_{presiónM} \cdot P_{BBA} = 460 \text{ bar}$$
 Escala de valor final del manómetro

Se selecciona un manómetro de rango 0 a 600 bar, cuyo pedido es SPG-063-00600-01-P-B04-(sin)

ANEXO 2: CATÁLOGOS DE FABRICANTES



**Profile Cutters Heads and
Profile Cutters and Planing
Knives**

**Universalprofilfräskopf,
Hobelkopf, Profilmesser und
Hobelmesser**

**Frézovací a hoblovací hlavy,
blankety a profilové nože**

Planing Knives

Hobelmesser

Hoblovací nože

Material: HSS 6 % W - 1.3343 - M2, HSS 18 % W - 1.3355 - T1, HLS 13 % Cr - 1.2379 - D2, DS - 1.2067 - TOOL STEEL

Use: machining of wood boards and balks.

Machine: planer and thicknesser

Material: HSS 6%W - 1.3343 - M2, HSS 18% W - 1.3355 - T1, HLS 13% Cr - 1.2379 - D2, DS - 1.2067 - TOOL STEEL

Anwendung: Bearbeiten von Holzplatten und Kantholz

Maschine: Abgleich- und Dickenfräsmaschine

Materiál: HSS 6%W - 1.3343 - M2, HSS 18% W - 1.3355 - T1, HLS 13% Cr - 1.2379 - D2, DS - 1.2067 - TOOL STEEL

Použití: obrábění dřevěných desek a hranolů

Stroj: srovnávací a tloušťkovací frézka

Characteristics:

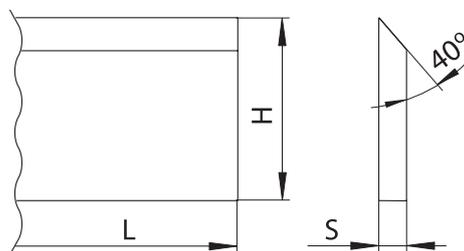
- » material: 1.3355 for hardwood, 1.3343 for hard- and softwood, 1.2379 for softwood, 1.2067 for softwood
- » planing knives are manufactured in metric and imperial sizes
- » custom-made coated planing knives with up to double life-span
- » hardness of planing knives 59 to 64 HRC
- » heat treatment made in a special computer-controlled furnace
- » customized manufacture of planing knives of any dimensions

Charakteristik:

- » Material: 1.3355 für Hartholz, 1.3343 für Hart- und Weichholz, 1.2379 für Weichholz
- » SK Hobelmesser in Meter- und Zollabmessungen
- » beschichtete Hobelmesser mit bis zu doppelter Lebensdauer auf Bestellung
- » Härte der Hobelmesser 59 bis 64 HRC
- » Wärmebehandlung in speziellen Rechner gesteuerten Öfen
- » Herstellung von Hobelmessern beliebiger Abmessungen auf Bestellung

Charakteristika:

- » materiál: 1.3355 pro tvrdé dřevo, 1.3343 pro tvrdé a měkké dřevo, 1.2379 pro měkké dřevo, 1.2067 pro měkké dřevo
- » hoblovací nože vyráběny v metrických i palcových rozměrech
- » povlakované hoblovací nože s až dvojnásobnou životností na zakázku
- » tvrdost hoblovacích nožů 59 až 64 HRC
- » tepelné zpracování prováděno ve speciální peci řízené počítačem
- » zakázková výroba hoblovacích nožů libovolných rozměrů



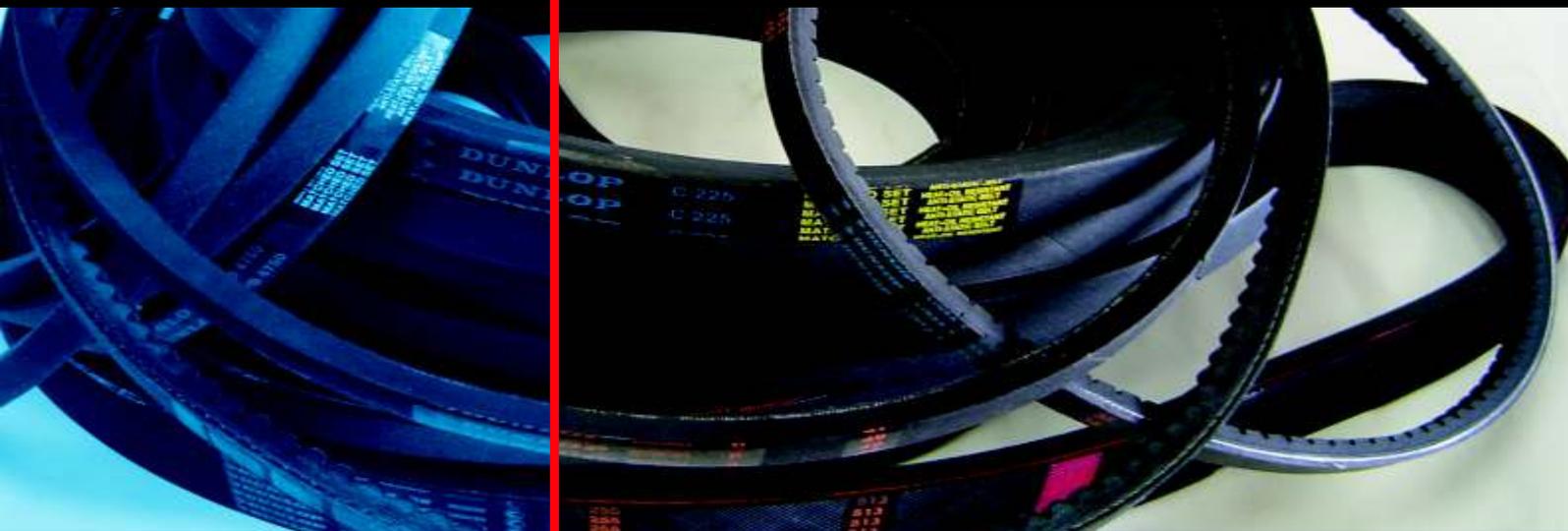
Most Common Planing Knives – Table of Dimensions

Geläufigste SK Hobelmesser – Abmessungstabelle

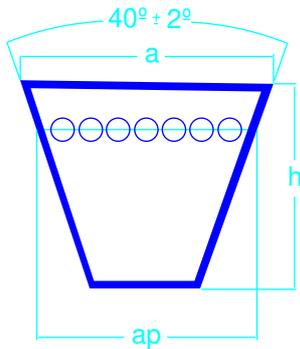
Nejběžnější hoblovací nože – rozměrová tabulka

[L x H x S]					
100x35x3.0	100x30x3.0	100x25x3.0	100x20x3.0	100x25x2.5	100x20x2.5
120x35x3.0	120x30x3.0	120x25x3.0	120x20x3.0	120x25x2.5	120x20x2.5
130x35x3.0	130x30x3.0	130x25x3.0	130x20x3.0	130x25x2.5	130x20x2.5
150x35x3.0	150x30x3.0	150x25x3.0	150x20x3.0	150x25x2.5	150x20x2.5
180x35x3.0	180x30x3.0	180x25x3.0	180x20x3.0	180x25x2.5	180x20x2.5
210x35x3.0	210x30x3.0	210x25x3.0	210x20x3.0	210x25x2.5	210x20x2.5
240x35x3.0	240x30x3.0	240x25x3.0	240x20x3.0	240x25x2.5	240x20x2.5
260x35x3.0	260x30x3.0	260x25x3.0	260x20x3.0	260x25x2.5	260x20x2.5
310x35x3.0	310x30x3.0	310x25x3.0	310x20x3.0	310x25x2.5	310x20x2.5
400x35x3.0	400x30x3.0	400x25x3.0	400x20x3.0	400x25x2.5	400x20x2.5
410x35x3.0	410x30x3.0	410x25x3.0	410x20x3.0	410x25x2.5	410x20x2.5
450x35x3.0	450x30x3.0	450x25x3.0	450x20x3.0	450x25x2.5	450x20x2.5
500x35x3.0	500x30x3.0	500x25x3.0	500x20x3.0	500x25x2.5	500x20x2.5
510x35x3.0	510x30x3.0	510x25x3.0	510x20x3.0	510x25x2.5	510x20x2.5
530x35x3.0	530x30x3.0	530x25x3.0	530x20x3.0	530x25x2.5	530x20x2.5
610x35x3.0	610x30x3.0	610x25x3.0	610x20x3.0	610x25x2.5	610x20x2.5
640x35x3.0	640x30x3.0	640x25x3.0	640x20x3.0	640x25x2.5	640x20x2.5
710x35x3.0	710x30x3.0	710x25x3.0	710x20x3.0	710x25x2.5	710x20x2.5
810x35x3.0	810x30x3.0	810x25x3.0	810x20x3.0	810x25x2.5	810x20x2.5
910x35x3.0	910x30x3.0	910x25x3.0	910x20x3.0	910x25x2.5	910x20x2.5
1000x35x3.0	1000x30x3.0	1000x25x3.0	1000x20x3.0	1000x25x2.5	1000x20x2.5
1010x35x3.0	1010x30x3.0	1010x25x3.0	1010x20x3.0	1010x25x2.5	1010x20x2.5
1050x35x3.0	1050x30x3.0	1050x25x3.0	1050x20x3.0	1050x25x2.5	1050x20x2.5
1220x35x3.0	1220x30x3.0	1220x25x3.0	1220x20x3.0	1220x25x2.5	1220x20x2.5

CORREAS DE TRANSMISIÓN INDUSTRIAL



SECCION DE LA CORREA



- a** Ancho base superior.
- h** Altura o espesor.
- ap** Ancho primitivo.

Sección	a mm	h mm	ap mm
Z	10	6	8.5
A	13	8	11
B	17	11	14
C	22	14	19
D	32	19	27
E	38	25	32

Longitud primitiva

Se llama longitud primitiva de una correa trapezoidal, a la longitud medida en correspondencia con su diámetro primitivo.



MEDICION DE LA LONGITUD PRIMITIVA



Longitud primitiva (l_p) es la medición correspondiente al ancho primitivo (ap) efectuada bajo carga (p) y sobre poleas de igual diámetro.

Para realizar la medición de la longitud de las correas en "V" es necesario disponer de dos poleas de igual diámetro primitivo según norma IRAM 113 110. Una de las poleas debe ser fija y la otra desplazable, sobre esta última debe aplicarse una carga (p) como se indica en la figura.

Se monta la correa a medir sobre las dos poleas, las cuales deben tener el diámetro primitivo indicado en la tabla, para la sección de la correa correspondiente.

Se le aplica a la polea desplazable la carga (p), indicado en la tabla, se hacen girar las poleas un par de vueltas para que la correa calce bien en las ranuras, se mide la distancia entre ejes de las poleas.

En la tabla se dan los valores de los diámetros primitivos de las poleas y las cargas de medición (p) para cada sección. Para lograr la longitud nominal externa se debe sumar a la longitud primitiva nominal el valor X ; y para obtener la longitud nominal interna, se debe restar a la longitud primitiva nominal el valor X_1 .



POLEAS EN "V"

TRANSMISIÓN DE POTENCIA



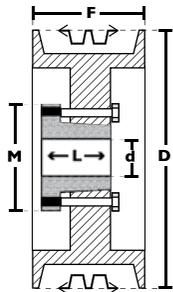
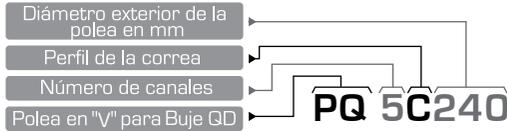
 **Intermec**[®]
PRODUCTOS MECÁNICOS PARA TRANSMISIÓN DE POTENCIA



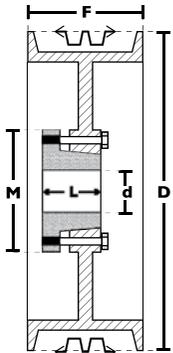
POLEAS TIPO
C

DIMENSIONES DE POLEAS PARA BUJES QD

Nomenclatura para poleas con Bujes QD



Modelo T2



Modelo T3

5 CANALES

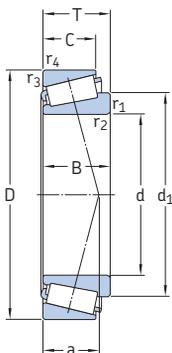
Ancho (F) = 136.5 mm

Diámetro Exterior (D)		Referencia Polea	Ref. Bujes	Huevo máximo con cuñero estándar (d)		Longitud del Bujes en mm (L)	Diámetro del buje en mm (M)	Modelo	Peso sin Bujes en Lb
pulg	mm			mm	pulg				
6.4	165	PQ 5C165	SF	57.1	2-1/4	52	120	T2	14.0
6.6	170	PQ 5C170	SF	57.1	2-1/4	52	120	T2	14.4
7.0	180	PQ 5C180	SF	57.1	2-1/4	52	120	T2	18.0
7.4	190	PQ 5C190	SF	57.1	2-1/4	52	120	T2	19.0
7.9	200	PQ 5C200	SF	57.1	2-1/4	52	120	T2	22.0
8.4	215	PQ 5C215	E	73.0	2-7/8	67	150	T2	28.0
8.6	220	PQ 5C220	E	73.0	2-7/8	67	150	T2	28.6
8.9	225	PQ 5C225	E	73.0	2-7/8	67	150	T2	31.0
9.0	230	PQ 5C230	E	73.0	2-7/8	67	150	T2	31.3
9.4	240	PQ 5C240	E	73.0	2-7/8	67	150	T2	32.0
9.9	250	PQ 5C250	E	73.0	2-7/8	67	150	T2	36.0
10.4	265	PQ 5C265	E	73.0	2-7/8	67	150	T2	38.0
10.9	275	PQ 5C275	E	73.0	2-7/8	67	150	T2	43.0
11.0	280	PQ 5C280	E	73.0	2-7/8	67	150	T2	43.4
11.4	290	PQ 5C290	E	73.0	2-7/8	67	150	T2	50.0
11.8	300	PQ 5C300	E	73.0	2-7/8	67	150	T2	52.3
12.4	315	PQ 5C315	E	73.0	2-7/8	67	150	T2	55.0
12.5	320	PQ 5C320	E	73.0	2-7/8	67	150	T2	55.4
13.4	340	PQ 5C340	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	58.0
13.7	350	PQ 5C350	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	59.3
14.4	365	PQ 5C365	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	61.0
14.9	380	PQ 5C380	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	63.1
15.4	390	PQ 5C390	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	69.0
15.7	400	PQ 5C400	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	71.8
16.4	415	PQ 5C415	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	75.0
16.5	420	PQ 5C420	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	76.2
17.7	450	PQ 5C450	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	81.8
18.4	465	PQ 5C465	E	73.0	2-7/8	67	150	T3	85.0
19.6	500	PQ 5C500	F	84.1	3-5/16	92	170	T3	103.8
20.4	520	PQ 5C520	F	84.1	3-5/16	92	170	T3	108.0
21.6	550	PQ 5C550	F	84.1	3-5/16	92	170	T3	109.3
23.6	600	PQ 5C600	F	84.1	3-5/16	92	170	T3	119.9
24.4	620	PQ 5C620	F	84.1	3-5/16	92	170	T3	124.0
27.4	695	PQ 5C695	F	84.1	3-5/16	92	170	T3	154.0
30.4	770	PQ 5C770	F	84.1	3-5/16	92	170	T3	174.0
36.4	925	PQ 5C925	J	95.2	3-3/4	114	180	T3	226.0
44.4	1130	PQ 5C1130	J	95.2	3-3/4	114	180	T3	289.0
50.4	1280	PQ 5C1280	J	95.2	3-3/4	114	180	T3	316.0

Rodamientos

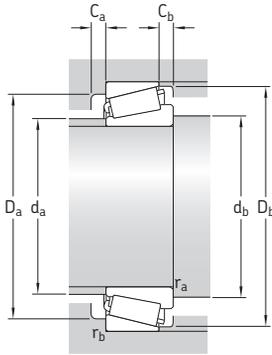


7.1 Rodamientos de una hilera de rodillos cónicos métricos d 46–55 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades nominales		Masa	Designación	Series de dimensiones para la normativa ISO 355 (ABMA)
d	D	T	C	C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	r. p. m.	kg	–	–	
46	75	18	50,1	71	7,65	6 300	9 500	0,3	LM 503349/310/QCL7C	(LM 503300)
50	80	20	60,5	88	9,65	6 000	8 000	0,38	32010 X/Q	3CC
	80	20	60,5	88	9,65	6 000	8 000	0,38	32010 X/QCL7CVB026	3CC
	80	24	69,3	102	11,4	6 000	8 000	0,45	33010/Q	2CE
	82	21,5	72,1	100	11	6 000	8 500	0,43	JLM 104948 AA/910 AA/Q	2CC
	85	26	85,8	122	13,4	5 600	7 500	0,58	33110/Q	3CE
	90	21,75	76,5	91,5	10,4	5 600	7 500	0,54	30210 J2/Q	3DB
	90	24,75	82,5	100	11,4	5 600	7 500	0,62	32210 J2/Q	3DC
	90	28	106	140	16	5 300	8 000	0,75	JM 205149/110 A/Q	(M 205100)
	90	28	106	140	16	5 300	8 000	0,75	JM 205149/110/Q	2DD
	90	32	114	160	18,3	5 000	7 000	0,86	33210/Q	3DE
	100	36	154	200	22,4	5 000	7 500	1,3	T2ED 050/Q	2ED
	105	32	108	137	16	4 300	6 300	1,25	T7FC 050/QCL7C	7FC
	110	29,25	143	140	16,6	5 300	6 300	1,25	* 30310 J2/Q	2FB
	110	29,25	122	120	14,3	4 500	6 000	1,2	* 31310 J2/QCL7C	7FB
	110	42,25	183	216	24,5	4 500	6 000	1,95	* 32310 BJ2/QCL7C	5FD
	110	42,25	172	212	24	4 300	6 300	1,85	32310 J2/Q	2FD
55	90	23	80,9	116	12,9	5 300	7 000	0,56	32011 X/Q	3CC
	90	27	104	137	15,3	5 600	7 000	0,66	* 33011/Q	2CE
	95	30	110	156	17,6	5 000	6 700	0,85	33111/Q	3CE
	100	22,75	104	106	12	5 300	6 700	0,7	* 30211 J2/Q	3DB
	100	26,75	106	129	15	5 000	6 700	0,84	32211 J2/Q	3DC
	100	35	138	190	21,6	4 500	6 300	1,15	33211/Q	3DE
	110	39	179	232	26	4 500	6 700	1,7	T2ED 055/QCLN	2FD
	115	34	125	163	19,3	4 000	5 600	1,6	T7FC 055/QCL7C	7FC
	120	31,5	166	163	19,3	4 800	5 600	1,55	* 30311 J2/Q	2FB
	120	31,5	121	137	16,6	3 800	5 600	1,55	31311 J2/QCL7C	7FB
	120	45,5	216	260	30	4 300	5 600	2,5	* 32311 BJ2/QCL7C	5FD
	120	45,5	198	250	28,5	4 000	5 600	2,35	32311 J2	2FD

* Rodamiento SKF Explorer



Dimensiones

Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo

Factores de cálculo

d	d ₁	B	C	r _{1,2}	r _{3,4}	a	d _a	d _b	D _a	D _a	D _b	C _a	C _b	r _a	r _b	e	Y	Y ₀	
							mm										-		
46	61	18	14	2,3	1,6	16	53	55	67	67,5	71	2	4	2,3	1,5	0,4	1,5	0,8	
50	65,9	20	15,5	3	1	18	56	56	72	74	77	4	4,5	1	1	0,43	1,4	0,8	
	65,9	20	15,5	3	1	18	56	56	72	74	77	4	4,5	1	1	0,43	1,4	0,8	
	65,3	24	19	1	1	17	56	56	72	74	76	4	5	1	1	0,31	1,9	1,1	
	65,1	21,5	17	3,6	1,2	16	57	62	74	76	78	4	4,5	3,4	1,2	0,3	2	1,1	
	68	26	20	1,5	1,5	20	56	57	74	76	82	4	6	1,5	1,5	0,4	1,5	0,8	
	68	20	17	1,5	1,5	19	58	57	79	83	85	3	4,5	1,5	1,5	0,43	1,4	0,8	
	68,6	23	19	1,5	1,5	21	58	57	78	83	85	3	5,5	1,5	1,5	0,43	1,4	0,8	
	68,8	28	23	3	2,5	20	58	64	78	85	85	5	5	2,5	0,8	0,33	1,8	1	
	68,8	28	23	3	2,5	20	58	64	78	85	85	5	5	2,5	2,5	0,33	1,8	1	
	70,8	32	24,5	1,5	1,5	23	57	57	77	83	87	5	7,5	1,5	1,5	0,4	1,5	0,8	
73,5	35	30	2,5	2,5	25	59	60	84	88	94	6	6	2,5	2,5	0,35	1,7	0,9		
81,3	29	22	3	3	36	60	62	78	91	100	4	10	2,5	2,5	0,88	0,68	0,4		
77,2	27	23	2,5	2	23	65	60	95	100	102	4	6	2,5	2	0,35	1,7	0,9		
81,5	27	19	2,5	2	34	62	60	87	100	104	4	10	2,5	2	0,83	0,72	0,4		
83,1	40	33	2,5	2	34	60	60	83	100	103	5	9	2,5	2	0,54	1,1	0,6		
77,8	40	33	2,5	2	27	62	60	90	100	102	5	9	2,5	2	0,35	1,7	0,9		
55	73,3	23	17,5	1,5	1,5	19	63	62	81	83	86	4	5,5	1,5	1,5	0,4	1,5	0,8	
	73,1	27	21	1,5	1,5	19	63	62	81	83	86	5	6	1,5	1,5	0,31	1,9	1,1	
	75,1	30	23	1,5	1,5	22	62	62	83	88	91	5	7	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9	
	74,7	21	18	2	1,5	20	64	64	88	91	94	4	4,5	2	1,5	0,4	1,5	0,8	
	75,3	25	21	2	1,5	22	63	64	87	91	95	4	5,5	2	1,5	0,4	1,5	0,8	
	78,1	35	27	2	1,5	25	62	64	85	91	96	6	8	2	1,5	0,4	1,5	0,8	
	80,9	39	32	2,5	2,5	27	66	65	93	99	104	7	7	2,5	2,5	0,35	1,7	0,9	
	89,5	31	23,5	3	3	39	66	67	86	103	109	4	10,5	2,5	2,5	0,88	0,68	0,4	
	84	29	25	2,5	2	24	71	65	104	110	111	4	6,5	2,5	2	0,35	1,7	0,9	
	88,4	29	21	2,5	2	37	68	65	94	110	113	4	10,5	2,5	2	0,83	0,72	0,4	
	90,5	43	35	2,5	2	36	65	65	91	110	112	5	10,5	2,5	2	0,54	1,1	0,6	
	84,6	43	35	2,5	2	29	68	65	99	110	111	5	10,5	2,5	2	0,35	1,7	0,9	

Tabla 5

Factores de los rodamientos y límites recomendados para el factor de velocidad A

Tipo de rodamiento ¹⁾	Factor del rodamiento b_f	Límites recomendados para el factor de velocidad A para la relación de carga		
		C/P ≥ 15	C/P ≈ 8	C/P ≈ 4
–	–	mm/min		
Rodamientos rígidos de bolas	1	500 000	400 000	300 000
Rodamientos Y	1	500 000	400 000	300 000
Rodamientos de bolas de contacto angular	1	500 000	400 000	300 000
Rodamientos de bolas a rótula	1	500 000	400 000	300 000
Rodamientos de rodillos cilíndricos				
– rodamiento libre	1,5	450 000	300 000	150 000
– rodamiento fijo, sin cargas axiales externas o con cargas axiales ligeras pero alternantes	2	300 000	200 000	100 000
– rodamiento fijo con carga axial ligera en constante movimiento	4	200 000	120 000	60 000
– sin jaula, completamente lleno de rodillos ²⁾	4	NA ³⁾	NA ³⁾	20 000
Rodamientos de agujas				
– con jaula	3	350 000	200 000	100 000
– sin jaula, completamente lleno de rodillos	Comuníquese con el Departamento de Ingeniería de Aplicaciones de SKF.			
Rodamientos de rodillos cónicos	2	350 000	300 000	200 000
Rodamientos de rodillos a rótula				
– si la relación de carga $F_a/F_r \leq e$ y $d_m \leq 800$ mm				
series 213, 222, 238, 239	2	350 000	200 000	100 000
series 223, 230, 231, 232, 240, 248, 249	2	250 000	150 000	80 000
serie 241	2	150 000	80 000 ⁴⁾	50 000 ⁴⁾
– si la relación de carga $F_a/F_r \leq e$ y $d_m > 800$ mm				
series 238, 239	2	230 000	130 000	65 000
series 230, 231, 232, 240, 248, 249	2	170 000	100 000	50 000
serie 241	2	100 000	50 000 ⁴⁾	30 000 ⁴⁾
– si la relación de carga $F_a/F_r > e$				
todas las series	6	150 000	50 000 ⁴⁾	30 000 ⁴⁾
Rodamientos de rodillos toroidales CARB				
– con jaula	2	350 000	200 000	100 000
– sin jaula, completamente lleno de rodillos ²⁾	4	NA ³⁾	NA ³⁾	20 000
Rodamientos axiales de bolas	2	200 000	150 000	100 000
Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos	10	100 000	60 000	30 000
Rodamientos axiales de agujas	10	100 000	60 000	30 000
Rodamientos axiales de rodillos a rótula				
– arandela de eje giratoria	4	200 000	120 000	60 000
Roldanas	Comuníquese con el Departamento de Ingeniería de Aplicaciones de SKF.			

¹⁾ Los factores del rodamiento y los límites recomendados del factor de velocidad A se aplican a los rodamientos con una geometría interna y una ejecución de la jaula estándares. Para diseños internos alternativos del rodamiento y ejecuciones especiales de la jaula, comuníquese con el Departamento de Ingeniería de Aplicaciones de SKF.

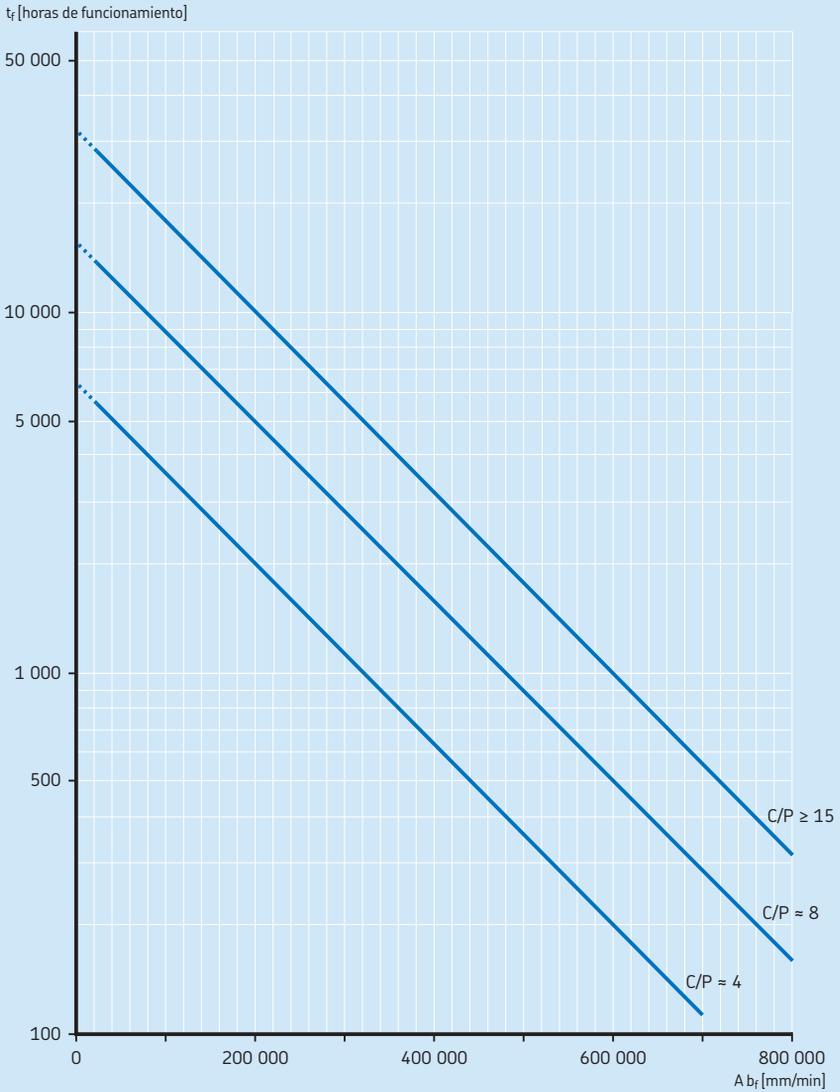
²⁾ El valor t_f obtenido en el **diagrama 4** debe ser dividido por un factor de 10.

³⁾ No corresponde, ya que se recomienda utilizar un rodamiento con jaula para estos valores de C/P.

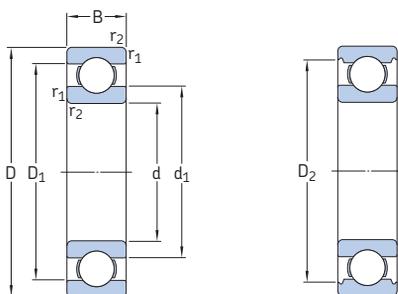
⁴⁾ Para velocidades más altas, se recomienda utilizar lubricación con aceite.



Intervalos de relubricación a temperaturas de funcionamiento de 70 °C (160 °F)

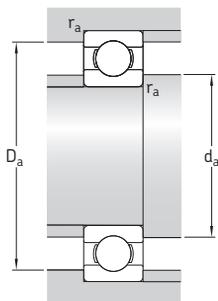


1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas d 40–55 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación	
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	–	
40	52	7	4,1	3,75	0,16	26 000	16 000	0,032	61808	
	62	12	13,8	10	0,425	24 000	14 000	0,12	61908	
	68	9	13,8	10,2	0,44	22 000	14 000	0,13	* 16008	
	68	15	17,8	11	0,49	22 000	14 000	0,19	* 6008	
	80	18	32,5	19	0,8	18 000	11 000	0,37	* 6208	
	80	18	35,8	20,8	0,88	18 000	11 000	0,34	6208 ETN9	
	90	23	42,3	24	1,02	17 000	11 000	0,63	* 6308	
	110	27	63,7	36,5	1,53	14 000	9 000	1,25	6408	
	45	58	7	6,63	6,1	0,26	22 000	14 000	0,04	61809
		68	12	14	10,8	0,465	20 000	13 000	0,14	61909
75		10	16,5	10,8	0,52	20 000	12 000	0,17	* 16009	
75		16	22,1	14,6	0,64	20 000	12 000	0,24	* 6009	
85		19	35,1	21,6	0,915	17 000	11 000	0,42	* 6209	
100		25	55,3	31,5	1,34	15 000	9 500	0,84	* 6309	
120	29	76,1	45	1,9	13 000	8 500	1,55	6409		
50	65	7	6,76	6,8	0,285	20 000	13 000	0,052	61810	
	72	12	14,6	11,8	0,5	19 000	12 000	0,14	61910	
	80	10	16,8	11,4	0,56	18 000	11 000	0,18	* 16010	
	80	16	22,9	16	0,71	18 000	11 000	0,26	* 6010	
	90	20	37,1	23,2	0,98	15 000	10 000	0,45	* 6210	
	110	27	65	38	1,6	13 000	8 500	1,1	* 6310	
130	31	87,1	52	2,2	12 000	7 500	1,95	6410		
55	72	9	9,04	8,8	0,375	19 000	12 000	0,083	61811	
	80	13	16,5	14	0,6	17 000	11 000	0,19	61911	
	90	11	20,3	14	0,695	16 000	10 000	0,27	* 16011	
	90	18	29,6	21,2	0,9	16 000	10 000	0,39	* 6011	
	100	21	46,2	29	1,25	14 000	9 000	0,61	* 6211	
	120	29	74,1	45	1,9	12 000	8 000	1,35	* 6311	
140	33	99,5	62	2,6	11 000	7 000	2,35	6411		

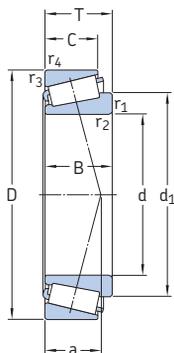
* Rodamiento SKF Explorer



Dimensiones				Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo			Factores de cálculo			
d	d ₁	D ₁	D ₂	r _{1,2} min.	d _a min.	D _a máx.	r _a máx.	k _r	f ₀	
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	-	-	
40	43,2	48,1	-	0,3	42	50	0,3	0,015	15	
	46,9	55,1	-	0,6	43,2	58,8	0,6	0,02	16	
	49,4	58,6	-	0,3	42	66	0,3	0,02	16	
	49,2	58,8	61,1	1	44,6	63,4	1	0,025	15	
	52,6	67,4	69,8	1,1	47	73	1	0,025	14	
	52	68,8	-	1,1	47	73	1	0,025	13	
	56,1	73,8	77,7	1,5	49	81	1,5	0,03	13	
	62,8	87	-	2	53	97	2	0,035	12	
	45	49,1	53,9	-	0,3	47	56	0,3	0,015	17
		52,4	60,6	-	0,6	48,2	64,8	0,6	0,02	16
55		65	-	0,6	48,2	71,8	0,6	0,02	14	
54,7		65,3	67,8	1	50,8	69,2	1	0,025	15	
57,6		72,4	75,2	1,1	52	78	1	0,025	14	
62,1		82,7	86,7	1,5	54	91	1,5	0,03	13	
68,9		95,9	-	2	58	107	2	0,035	12	
50	55,1	59,9	-	0,3	52	63	0,3	0,015	17	
	56,9	65,1	-	0,6	53,2	68,8	0,6	0,02	16	
	60	70	-	0,6	53,2	76,8	0,6	0,02	14	
	59,7	70,3	72,8	1	54,6	75,4	1	0,025	15	
	62,5	77,4	81,7	1,1	57	83	1	0,025	14	
	68,7	91,1	95,2	2	61	99	2	0,03	13	
	75,4	105	-	2,1	64	116	2	0,035	12	
55	60,6	66,4	-	0,3	57	70	0,3	0,015	17	
	63,2	71,8	-	1	59,6	75,4	1	0,02	16	
	67	78,1	-	0,6	58,2	86,8	0,6	0,02	14	
	66,3	78,7	81,5	1,1	61	84	1	0,025	15	
	69	85,8	89,4	1,5	64	91	1,5	0,025	14	
	75,3	99,5	104	2	66	109	2	0,03	13	
	81,5	114	-	2,1	69	126	2	0,035	12	

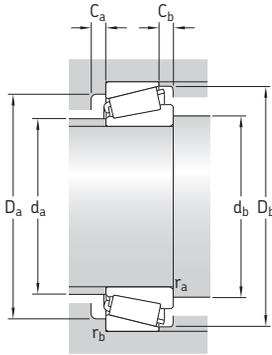
7.1 Rodamientos de una hilera de rodillos cónicos métricos

d 35–45 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades nominales		Masa	Designación	Series de dimensiones para la normativa ISO 355 (ABMA)
d	D	T	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite			
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	–	–
35	62	18	37,4	49	5,2	8 000	11 000	0,23	32007 J2/Q	4CC
	62	18	42,9	54	5,85	8 000	10 000	0,23	32007 X/Q	4CC
	72	18,25	51,2	56	6,1	7 000	9 500	0,33	30207 J2/Q	3DB
	72	24,25	66	78	8,5	7 000	9 500	0,44	32207 J2/Q	3DC
	72	28	84,2	106	11,8	6 300	9 500	0,53	33207/Q	2DE
	80	22,75	72,1	73,5	8,3	6 700	9 000	0,51	30307 J2/Q	2FB
	80	22,75	61,6	67	7,8	6 000	8 500	0,52	31307 J2/Q	7FB
	80	32,75	93,5	114	12,9	6 000	8 500	0,8	32307 BJ2/Q	5FE
	80	32,75	95,2	106	12,2	6 300	9 000	0,75	32307 J2/Q	2FE
	37	80	32,75	93,5	114	12,9	6 300	9 500	0,77	32307/37 BJ2/Q
38	63	17	36,9	52	5,4	7 500	11 000	0,21	JL 69349 A/310/Q	3CC
	63	17	36,9	52	5,4	7 500	11 000	0,2	JL 69349/310/Q	3CC
	68	19	52,8	71	7,65	7 000	10 000	0,3	32008/38 X/Q	3CC
40	68	19	52,8	71	7,65	7 000	9 500	0,28	32008 X/Q	3CD
	75	26	79,2	104	11,4	6 700	9 000	0,5	33108/Q	2CE
	80	19,75	61,6	68	7,65	6 300	8 500	0,42	30208 J2/Q	3DB
	80	24,75	74,8	86,5	9,8	6 300	8 500	0,53	32208 J2/Q	3DC
	80	32	105	132	15	5 600	8 500	0,73	33208/QCL7C	2DE
	85	33	121	150	17,3	6 000	9 000	0,9	T2EE 040/QVB134	2EE
90	25,25	85,8	95	10,8	6 000	8 000	0,73	30308 J2/Q	2FB	
	25,25	85	81,5	9,5	5 600	7 500	0,72	* 31308 J2/QCL7C	7FB	
	35,25	117	140	16	5 300	8 000	1,05	32308 J2/Q	2FD	
	90	20	58,3	80	8,8	6 300	8 500	0,34	32009 X/Q	3CC
45	80	26	96,5	114	12,9	6 700	8 000	0,55	* 33109/Q	3CE
	85	20,75	66	76,5	8,65	6 000	8 000	0,47	30209 J2/Q	3DB
	85	24,75	91,5	98	11	6 300	8 000	0,58	* 32209 J2/Q	3DC
	85	32	108	143	16,3	5 300	7 500	0,79	33209/Q	3DE
	95	29	89,7	112	12,7	4 800	7 000	0,93	T7FC 045/HN3QCL7C	7FC
	95	36	147	186	20,8	5 300	8 000	1,2	T2ED 045	2FD
	100	27,25	108	120	14,3	5 300	7 000	0,97	30309 J2/Q	2FB
	100	27,25	106	102	12,5	5 000	6 700	0,95	* 31309 J2/QCL7C	7FB
100	38,25	134	176	20	4 800	6 700	1,45	32309 BJ2/QCL7C	5FD	
100	38,25	140	170	20,4	4 800	7 000	1,4	32309 J2/Q	2FD	

* Rodamiento SKF Explorer



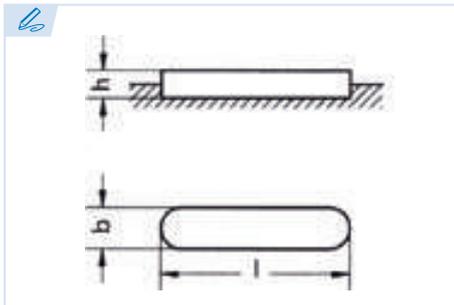
7.1

Dimensiones						Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo								Factores de cálculo					
d	d_1	B	C	$r_{1,2}$ min.	$r_{3,4}$ min.	a	d_a máx.	d_b min.	D_a min.	D_a máx.	D_b min.	C_a min.	C_b min.	r_a máx.	r_b máx.	e	Y	Y_0	
mm																			
35	49,5	17	15	1	1	16	41	41	53	56	59	2	3	1	1	0,44	1,35	0,8	
	49,6	18	14	1	1	15	40	41	54	56	59	4	4	1	1	0,46	1,3	0,7	
	51,9	17	15	1,5	1,5	15	44	42	62	65	67	3	3	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9	
	52,4	23	19	1,5	1,5	17	43	42	61	65	67	3	5,5	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9	
	53,4	28	22	1,5	1,5	18	42	42	61	65	68	5	6	1,5	1,5	0,35	1,7	0,9	
	54,5	21	18	2	1,5	16	45	44	70	71	74	3	4,5	2	1,5	0,31	1,9	1,1	
	59,6	21	15	2	1,5	25	44	44	62	71	76	4	7,5	2	1,5	0,83	0,72	0,4	
	59,3	31	25	2	1,5	24	42	44	61	71	76	4	7,5	2	1,5	0,54	1,1	0,6	
	54,8	31	25	2	1,5	20	44	44	66	71	74	4	7,5	2	1,5	0,31	1,9	1,1	
	37	59,3	31	25	2	1,5	24	44	44	66	71	74	4	7,5	2	1,5	0,54	1,1	0,6
		59,3	31	25	2	1,5	24	44	44	66	71	74	4	7,5	2	1,5	0,54	1,1	0,6
	38	52,2	17	13,5	1,3	1,3	14	44	44	55	56,5	60	3	3,5	1,3	1,3	0,43	1,4	0,8
52,2		17	13,5	3,6	1,3	14	44	50	55	56,5	60	3	3,5	3,4	1,3	0,43	1,4	0,8	
54,7		19	14,5	1	1	15	46	46	60	62	65	4	4,5	1	1	0,37	1,6	0,9	
40	54,7	19	14,5	1	1	15	46	46	60	62	65	4	4,5	1	1	0,37	1,6	0,9	
	57,5	26	20,5	1,5	1,5	18	47	47	65	68	71	4	5,5	1,5	1,5	0,35	1,7	0,9	
	57,5	18	16	1,5	1,5	16	49	47	69	73	74	3	3,5	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9	
	58,4	23	19	1,5	1,5	19	48	47	68	73	75	3	5,5	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9	
	59,7	32	25	1,5	1,5	21	47	47	67	73	76	5	7	1,5	1,5	0,35	1,7	0,9	
	61,2	32,5	28	1	2	22	48	50	70	75	80	5	5	1	2	0,35	1,7	0,9	
	62,5	23	20	2	1,5	19	52	49	77	81	82	3	5	2	1,5	0,35	1,7	0,9	
	67,1	23	17	2	1,5	28	51	49	71	81	86	3	8	2	1,5	0,83	0,72	0,4	
	62,9	33	27	2	1,5	23	50	49	73	81	82	4	8	2	1,5	0,35	1,7	0,9	
	45	60,7	20	15,5	1	1	16	51	51	67	69	72	4	4,5	1	1	0,4	1,5	0,8
		63	26	20,5	1,5	1,5	19	52	52	69	73	77	4	5,5	1,5	1,5	0,37	1,6	0,9
		63,1	19	16	1,5	1,5	18	54	52	74	78	80	3	4,5	1,5	1,5	0,4	1,5	0,8
64,1		23	19	1,5	1,5	20	53	52	73	78	80	3	5,5	1,5	1,5	0,4	1,5	0,8	
65,3		32	25	1,5	1,5	22	52	52	72	78	81	5	7	1,5	1,5	0,4	1,5	0,8	
73,5		26,5	20	2,5	2,5	32	54	55	71	83	91	3	9	2,5	2,5	0,88	0,68	0,4	
68,7		35	30	2,5	2,5	23	55	56	80	83	89	6	6	2,5	2,5	0,33	1,8	1	
70,2		25	22	2	1,5	21	59	54	86	91	92	3	5	2	1,5	0,35	1,7	0,9	
74,7		25	18	2	1,5	31	56	54	79	91	95	4	9	2	1,5	0,83	0,72	0,4	
74,8		36	30	2	1,5	30	55	54	76	91	94	5	8	2	1,5	0,54	1,1	0,6	
71,1		36	30	2	1,5	25	56	54	82	91	93	4	8	2	1,5	0,35	1,7	0,9	





DIN 6885 A



Chaveta paralela de ajuste

Parallel keys
Clavette parallèle d'ajustage
Chaveta paralela de ajuste

Acero C45+C (F-114)

Steel C45+C (F-114)
Acier C45+C (F-114)
Aço C45+C (F-114)

Tolerancia b: h9

b Tolerance: h9
Tolérance b: h9
Tolerância b: h9

Tolerancia h: h9 o h11 según DIN 6880

h Tolerance: h9 or h11 according DIN 6880
Tolérance h: h9 ou h11 suivant DIN 6880
Tolerância h: h9 ou h11 conforme a norma DIN 6880

Resistencia mínima a la tracción: 600 N/mm²

Minimum tensile strength: 600 N/mm²
Résistance minimum à la rupture: 600 N/mm²
Resistência mínima à tração: 600 N/mm²

- Medidas fuera de norma DIN.
Dimensions outside DIN standard.
Dimensions hors norme DIN
Medidas fora da norma DIN.

INOX También disponibles en stock en acero inoxidable.
We also have stainless steel available in stock.
Également disponible sur stock en inox.
Também disponíveis em estoque em aço inoxidável.

Otras medidas bajo consulta y en stock.
Other dimensions in stock and on request.
Autres dimensions sur demande et en stock.
Outras medidas, disponíveis sob consulta e em estoque.

Las longitudes en negrita son las más utilizadas.
Bold numbers represent the most commonly used lengths.
En noir les dimensions les plus utilisées.
Os comprimentos em negrito são os mais utilizados.

Ref: ?

ejemplo
example
exemple
exemplo

Ref. = 51A - **XX** - **XX** - **XXX**
 b h l

DIN 6885 A 8x7x50
Ref. = 51A-8-7-50

b	2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22										
h	2	3	4	3	5	4	6	5	7	6	8	6	8	6	9	7	10	7	11	8	12	9	14
06	06	08	12	10	14	10	18	12	22	14	28	20	36	25	45	30	50	45	56	55	63	60	
08	08	10	14	12	16	12	20	14	25	15	32	22	40	28	50	32	56	50	63	56	70	63	
10	10	12	16	14	18	14	22	15	28	16	36	25	45	30	56	35	63	55	70	60	80	65	
12	12	14	18	15	20	15	25	16	32	18	40	28	50	32	63	36	70	56	80	63	90	70	
14	14	15	20	16	22	16	28	18	36	20	45	30	56	35	70	40	80	60	90	65	100	75	
15	15	16	22	18	25	18	32	20	40	22	50	32	63	36	80	45	90	63	100	70	110	80	
16	16	18	25	20	28	20	36	22	45	25	56	35	70	40	90	50	100	65	110	75	125	85	
18	18	20	28	22	32	22	40	25	50	28	63	36	80	45	100	55	110	70	125	80	140	90	
20	20	22	32	25	36	25	45	28	56	30	70	40	90	50	110	56	125	75	140	85	160	95	
22	22	25	36	28	40	28	50	30	63	32	80	45	100	55	125	60	140	80	160	90	180	100	
25	25	28	40	30	45	30	56	32	70	35	90	50	110	56	140	63	160	85	180	95	200	110	
28	28	30	45	32	50	32	63	35	80	36	100	55	125	60	160	65	180	90	200	100	220	120	
30	30	32	50	35	56	35	70	36	90	40	110	56	140	63	180	70	200	95	220	110	250	125	
32	32	35	56	36	63	36	80	40	100	45	125	60	160	65		75		100		120		130	
35	35	36		40	70	40	90	45	110	50	140	63		70		80		110		125		140	
36	36	40		45		45		50		55		65		75		85		120		130		150	
		45		50		50		55		56		70		80		90		125		140		160	
		50		55		55		56		60		75		85		95		130		150		170	
				56		56		60		63		80		90		100		140		160		180	
				60		60		63		65		85		95		110		150		170		200	
				63		63		65		70		90		100		120		160		180		220	
				65		65		70		75		95		110		125		170		200		250	
						70		75		80		100		120		130		180		220			
						75		80		85		110		125		140		200					
								85		90		120		130		150							
								90		95		125		140		160							
								95		100		130		150		180							
								100		110		140		160		200							
								110		120		150		180									
								120		125		160		200									
								125		130		180											
								130		140													
								140		150													
								150		160													
								180		200													

Motores Eléctricos Trifásicos - 50 y 60 Hz

Motores de aplicación general en hierro fundido



ABB

Motores de aplicación general en hierro fundido - 50 Hz

Datos técnicos para motores trifásicos del tipo jaula de ardilla totalmente cerrados y autoventilados

IP55 - IC 411 - AISLAMIENTO CLASE F / Δ T B - 380-420 V

Potencia			Eficiencia [%]			Factor de potencia			Corriente			Torque			Momento de inercia		Peso		Ruido	
[kW]	[HP]	Tipo	r/min	50	75	100	50	75	100	FS	In [A]	Is In [A]	Ivacío [A]	Tn [Nm]	Ts Tn	Tmax Tn	J=1/4GD2 [kgm2]	[kg]	[dBA]	
6 polos = 1000 r/min			400 V			50 Hz			Diseño básico											
0,18	0,24	M2QA 71 M6A	910	43,6	50,1	55,0	0,41	0,53	0,65	1,15	0,73	4,0	0,7	1,9	1,8	2,4	0,00056	10	42	
0,25	0,34	M2QA 71 M6B	890	50,0	58,3	60,0	0,47	0,61	0,65	1,15	0,93	4,0	0,8	2,7	1,8	2,5	0,00074	11	42	
0,37	0,5	M2QA 80 M6A	930	58,6	63,2	63,0	0,46	0,58	0,66	1,15	1,3	5,0	1,0	3,8	1,9	2,0	0,00159	17	45	
0,55	0,74	M2QA 80 M6B	925	60,0	65,1	65,0	0,48	0,59	0,68	1,15	1,8	5,0	1,4	5,7	1,9	1,8	0,00196	18	45	
0,75	1	M2QA 90 S6A	920	66,4	70,2	71,0	0,52	0,65	0,72	1,15	2,1	5,0	1,5	7,8	2,0	2,3	0,00292	21	48	
1,1	1,5	M2QA 90 L6A	920	71,2	73,1	73,0	0,53	0,67	0,74	1,15	2,9	5,0	2,1	11,4	2,0	2,6	0,00379	25	48	
1,5	2	M2QA 100 L6A	940	71,6	75,3	76,0	0,55	0,68	0,77	1,15	3,8	5,5	2,3	15,2	2,0	2,4	0,00999	32	51	
2,2	2,9	M2QA 112 M6A	940	76,9	81,2	80,0	0,60	0,72	0,76	1,15	5,2	5,5	3,1	22,3	2,0	2,3	0,03116	40	54	
3	4	M2QA 132 S6A	960	82,1	83,5	82,5	0,60	0,73	0,78	1,15	6,7	6,5	3,8	29,8	2,0	2,4	0,03116	55	56	
4	5,4	M2QA 132 M6A	960	80,7	84,2	84,0	0,63	0,76	0,77	1,15	8,9	6,5	6,0	40	2,0	2,9	0,04074	65	56	
5,5	7,4	M2QA 132 M6B	960	84,7	85,6	86,0	0,66	0,77	0,79	1,15	11,7	6,5	6,0	55	2,0	3,0	0,05332	75	56	
7,5	10	M2QA 160 M6A	970	85,7	88,3	88,0	0,61	0,74	0,78	1,15	15,8	6,0	8,6	74	2,0	2,3	0,09231	119	61	
11	15	M2QA 160 L6A	970	86,3	88,6	88,5	0,61	0,73	0,78	1,15	23,0	6,0	12,3	108	2,2	2,4	0,12970	140	62	
15	20	M2QA 180 L6A	980	88,3	89,1	89,0	0,67	0,77	0,82	1,15	29,7	6,0	13,9	146	2,3	2,9	0,24180	180	63	
18,5	25	M2QA 200 L6A	980	89,6	90,2	90,3	0,71	0,79	0,82	1,15	36	6,0	16,4	180	2,2	2,5	0,34174	231	64	
22	29	M2QA 200 L6B	980	89,0	90,3	90,4	0,72	0,80	0,83	1,15	42	6,0	18,6	214	2,1	3,2	0,46837	254	64	
30	40	M2QA 225 M6A	985	86,3	89,9	91,5	0,69	0,80	0,81	1,15	58	7,0	16,3	291	2,2	2,9	0,62691	308	66	
37	50	M2QA 250 M6A	980	91,7	92,4	92,2	0,77	0,83	0,88	1,15	66	6,8	19,1	361	2,3	2,6	0,97000	382	68	
45	60	M2QA 280 S6A	982	90,0	91,2	92,6	0,70	0,78	0,86	1,15	82	6,5	23,8	438	2,3	2,2	1,25000	482	69	
55	74	M2QA 280 M6A	982	91,0	91,2	93,0	0,78	0,83	0,87	1,15	98	7,0	32	535	2,3	2,5	1,48500	532	70	
75	101	M2QA 315 S6A	990	90,6	93,2	93,5	0,76	0,84	0,86	1,15	135	7,4	41	723	2,0	2,7	31,9420	920	70	
90	121	M2QA 315 M6A	990	90,1	91,9	93,8	0,80	0,84	0,86	1,15	162	7,4	51	868	2,0	2,7	0,37230	1010	70	
110	147	M2QA 315 L6A	990	92,6	93,5	94,3	0,82	0,86	0,87	1,15	194	6,8	54	1061	2,0	2,9	4,25640	1060	70	
132	177	M2QA 315 L6B	990	92,9	93,8	94,5	0,82	0,86	0,87	1,15	232	6,8	66	1273	2,0	2,7	5,15770	1120	70	
160	214	M2QA 355 M6A*	990	92,7	93,9	94,7	0,81	0,87	0,89	1,15	274	6,8	104	1543	2,1	2,4	0,00078	1360	75	
200	268	M2QA 355 M6B*	990	92,9	94,0	94,9	0,81	0,87	0,89	1,15	341	6,7	130	1929	2,0	2,3	9,10000	1551	75	
250	335	M2QA 355 L6A*	990	93,1	94,2	95,1	0,81	0,87	0,89	1,15	421	6,7	160	2411	2,0	2,4	11,40000	2057	75	
6 polos = 1000 r/min			400 V			50 Hz			Diseño de alta potencia											
3	4	M2QA 112 M6B*	950	73,0	77,0	77,0	0,54	0,68	0,76	1	740	6,5	407	30	1,9	2,1	0,01990	45	56	
6,5	8,7	M2QA 132 M6C*	970	80,0	84,0	83,0	0,58	0,71	0,78	1	14,5	6,5	7,2	64	1,9	2,1	0,06110	75	59	
14	19	M2QA 160 L6B*	970	82,5	85,5	85,5	0,58	0,71	0,78	1	30	6,0	16,1	138	2,1	2,2	0,13900	155	64	
18,5	25	M2QA 180 L6B*	980	83,0	86,0	86,0	0,66	0,76	0,82	1	38	6,0	17,8	180	2,2	2,7	0,28398	196	65	
30	40	M2QA 200 L6C*	980	84,8	87,4	87,4	0,58	0,71	0,78	1	63	6,0	24,6	292	2,0	2,6	0,49500	291	66	
37	50	M2QA 225 M6B*	980	85,6	87,8	87,8	0,58	0,71	0,78	1	78	6,6	28,9	361	2,1	2,6	0,80327	351	68	
45	60	M2QA 250 M6B*	980	87,2	89,2	89,2	0,80	0,86	0,88	1	82	6,8	29,5	438	2,2	2,6	1,32000	455	71	

* Incremento de temperatura clase F

Corriente nominal a 400V

Para obtener la corriente en 380V multiplicar por 1,05. En 420V multiplicar por 0,95

Eficiencia determinada según método IEC 60034-2:1996

CATÁLOGO

2020
2021



ESPECIALISTA GLOBAL
EN INFRAESTRUCTURAS ELÉCTRICAS
Y DIGITALES PARA EDIFICIOS



interruptores automáticos

DX³ 6000 - 10 kA curva D
protección de salidas



4 079 67



4 080 33



4 080 92



Características técnicas: pág. 121

Conformes a la norma UNE-EN 60898-1.

Poder de corte:

6000 - UNE-EN 60898-1 - 400 V \sim .

10 kA - UNE-EN 60947-2 - 400 V \sim .

Emb. Ref. Unipolares 230/400 V \sim

Emb.	Ref.	In (A)	N.º de módulos
1	4 079 67	6	1
1	4 079 69	10	1
1	4 079 71	16	1
1	4 079 72	20	1
1	4 079 73	25	1
1	4 079 74	32	1
1	4 079 75	40	1
1	4 079 76	50	1
1	4 079 77	63	1

Emb. Ref. Tripolares 400 V \sim

Emb.	Ref.	In (A)	N.º de módulos
1	4 080 85	6	3
1	4 080 87	10	3
1	4 080 89	16	3
1	4 080 90	20	3
1	4 080 91	25	3
1	4 080 92	32	3
1	4 080 93	40	3
1	4 080 94	50	3
1	4 080 95	63	3

Bipolares 230/400 V \sim

Poder de corte a 230 V \sim : 25 kA según EN 60947-2

Emb.	Ref.	In (A)	N.º de módulos
1	4 080 27	6	2
1	4 080 29	10	2
1	4 080 31	16	2
1	4 080 32	20	2
1	4 080 33	25	2
1	4 080 34	32	2
1	4 080 35	40	2
1	4 080 36	50	2
1	4 080 37	63	2

Tetrapolares 400 V \sim

Emb.	Ref.	In (A)	N.º de módulos
1	4 081 43	6	4
1	4 081 45	10	4
1	4 081 47	16	4
1	4 081 48	20	4
1	4 081 49	25	4
1	4 081 50	32	4
1	4 081 51	40	4
1	4 081 52	50	4
1	4 081 53	63	4



Auxiliares pág. 119.
 Bloques diferenciales pág. 117-118.
 Peines pág. 266.

interruptores diferenciales DX³



4 115 25



4 115 91



4 116 76



4 116 95



Características técnicas: pág. 122

Conformes a la norma EN 61008-1 y EN 62423.2012 (Tipos F y B).

Tipo AC : detectan los defectos de componente alterna.

Tipo A : detectan los defectos de componentes alterna y continua (circuitos especializados: cocina, vitrocerámica, lavadora, etc.).

Tipo F : detectan los defectos de componentes alterna y continua (tipo A) con una inmunidad reforzada a los disparos intempestivos (entornos con perturbaciones: circuitos informáticos, rayos, lámparas fluorescentes, etc.).

Tipo B : detectan los defectos de componentes alterna y continua y los defectos de corriente continua sin ondulación.

Compatibles con auxiliares excepto los tipo B.

Entrada superior y salida inferior por bornas con tornillos.

Bipolares 230 V~					Tetrapolares 400 V~						
Emb.	Ref.	Tipo AC	Sensibilidad (mA)	In (A)	N.º de módulos	Emb.	Ref.	Tipo AC	Sensibilidad (mA)	In (A)	N.º de módulos
1	4 115 00	Tipo AC	10	16	2	1	4 116 60	Tipo AC	30	25	4
1	4 115 04	Tipo AC	30	25	2	1	4 116 61	Tipo AC	30	40	4
1	4 115 05	Tipo AC	30	40	2	1	4 116 62	Tipo AC	30	63	4
1	4 115 06	Tipo AC	30	63	2	1	4 116 63	Tipo AC	30	80	4
1	4 115 07	Tipo AC	30	80	2	1	4 116 64	Tipo AC	300	25	4
1	4 115 08	Tipo AC	30	100	2	1	4 116 65	Tipo AC	300	40	4
1	4 115 24	Tipo AC	300	25	2	1	4 116 66	Tipo AC	300	63	4
1	4 115 25	Tipo AC	300	40	2	1	4 116 67	Tipo AC	300	80	4
1	4 115 26	Tipo AC	300	63	2	1	4 116 68	Tipo AC	300 selectivo	40	4
1	4 115 27	Tipo AC	300	80	2	1	4 116 69	Tipo AC	300 selectivo	63	4
1	4 115 28	Tipo AC	300	100	2	1	4 117 33*	Tipo AC	500	40	4
1	4 115 43	Tipo AC	300 selectivo	63	2	1	4 117 34*	Tipo AC	500	63	4
		Tipo A				1	4 117 35*	Tipo AC	500	80	4
1	4 115 54	Tipo A	30	25	2	1	4 116 74	Tipo A	30	25	4
1	4 115 55	Tipo A	30	40	2	1	4 116 75	Tipo A	30	40	4
1	4 115 56	Tipo A	30	63	2	1	4 116 76	Tipo A	30	63	4
1	4 115 69	Tipo A	300	25	2	1	4 116 77	Tipo A	30	100	4
1	4 115 70	Tipo A	300	40	2	1	4 116 78	Tipo A	30	100	4
1	4 115 71	Tipo A	300	63	2	1	4 116 79	Tipo A	300	25	4
		Tipo F				1	4 116 80	Tipo A	300	40	4
	4 115 90	Tipo F	30	25	2	1	4 116 81	Tipo A	300	63	4
1	4 115 91	Tipo F	30	40	2	1	4 116 82	Tipo A	300	100	4
1	4 115 92	Tipo F	30	63	2	1	4 117 90*	Tipo A	500	40	4
		Tipo B (1)				1	4 117 91*	Tipo A	500	63	4
1	4 118 42*	Tipo B (1)	30	40	4	1	4 117 92*	Tipo A	500	80	4
1	4 118 43*	Tipo B (1)	30	63	4	1	4 117 93*	Tipo A	500	100	4
1	4 118 44*	Tipo B (1)	300	40	4			Tipo F			
1	4 118 45*	Tipo B (1)	300	63	4	1	4 116 94	Tipo F	30	25	4
						1	4 116 95	Tipo F	30	40	4
						1	4 116 96	Tipo F	30	63	4
						1	4 116 97	Tipo F	30	80	4
								Tipo B (1)			
1	4 118 46*	Tipo B (1)	30	40	4	1	4 118 46*	Tipo B (1)	30	40	4
1	4 118 47*	Tipo B (1)	30	63	4	1	4 118 47*	Tipo B (1)	30	63	4
1	4 118 48*	Tipo B (1)	300	40	4	1	4 118 48*	Tipo B (1)	300	40	4
1	4 118 49*	Tipo B (1)	300	63	4	1	4 118 49*	Tipo B (1)	300	63	4

(1) Contacto auxiliar específico ref. 406259.

* Productos sin marca

MPX³ CTX³ RTX³

PROTECCIÓN
Y CONTROL DE
MOTORES



Relés térmicos RTX³ y accesorios CTX³

para contactores industriales tripolares CTX³



Protección térmica contra sobrecargas, largos tiempos de partida y paralización prolongada del motor.
Conforme a IEC 60947-1, IEC 60947-4-1

Emb.	Ref.	Relés de sobrecarga térmica	
		Clase 10A Contactos auxiliares integrados 1 NA + 1 NC	
		RTX³ 40 Para CTX ³ 22 y 40 Con terminales de tornillo	
		Margen de regulación	
		I mín. (A)	I máx. (A)
1	4 166 44	0.63	1
1	4 166 45	1	1.6
1	4 166 46	1.6	2.5
1	4 166 47	2.5	4
1	4 166 48	4	6
1	4 166 49	5	8
1	4 166 51	7	10
1	4 166 52	9	13
1	4 166 53	12	18
1	4 166 54	16	22
1	4 166 55	18	25
1	4 166 56	22	32
1	4 166 57	28	40
		RTX³ 65 Para CTX ³ 65 Tipo sin diferencial con terminales de tornillo	
1	4 166 87	24	36
1	4 166 88	28	40
1	4 166 89	34	50
1	4 166 90	45	65
		RTX³ 100 Para CTX ³ 100 Tipo sin diferencial con terminales de tornillo	
		Margen de regulación	
		I mín. (A)	I máx. (A)
1	4 167 29	63	85
1	4 167 30	70	95
1	4 167 31	80	100
		RTX³ 150 Para CTX ³ 65 Tipo sin diferencial con terminales de tornillo	
1	4 167 62	63	85
1	4 167 63	80	105
1	4 167 64	95	130
1	4 167 65	110	150
		RTX³ 225 Para CTX ³ 225 Con terminales de tornillo	
		Margen de regulación	
		I mín. (A)	I máx. (A)
1	4 167 83	120	185
1	4 167 84	160	240
		RTX³ 400 For CTX ³ 400 Para CTX ³ 400 con terminales de tornillo	
1	4 167 90	200	330
1	4 167 91	260	400
		RTX³ 800 Para CTX ³ 800 con terminales de tornillo	
1	4 167 94	400	600
1	4 167 95	520	800

Emb.	Ref.	Bloques de contacto auxiliar CTX ³	
		Montaje frontal Para contactores CTX ³ 22/40/65/100/150 lth: 16 A	
20	4 168 50	1 NA + 1 NC	
20	4 168 51	2 NA	
20	4 168 52	2 NC	
		Montaje lateral Montaje a ambos lados Para contactores CTX ³ 22/40/65/100/150 1 NA + 1 NC - lth: 16 A	
20	4 168 58	1 NA + 1 NC - lth: 16 A	
50	4 168 59	Para contactores CTX ³ 225/400/800 1 NA + 1 NC - lth: 16 A	
		Unidades conmutadoras de condensador CTX³	
		AC-6b para bancos de condensadores desde 9,7 a 62 kvar (400/ 440V)	
1	4 168 74	9 a 40 A para contactores CTX ³ 22/40	
1	4 168 75	50 a 65 A para contactores CTX ³ 65	
1	4 168 77	75 a 100A para CTX ³ 100	
		Accesorios de bloqueo CTX³	
		Piezas componentes para ser armadas por el cliente Montaje horizontal	
		Unidades de bloqueo	
1	4 168 80	Bloqueo mecánicos para CTX ³ 22/40/65/100/150 Provee 2 contactos NC para usar en bloqueo eléctrico	
1	4 168 87	Bloqueo mecánicos para CTX ³ 185 a 400 A	
1	4 168 88	Bloqueo mecánicos para CTX ³ 500 a 800 A	
		Unidades para montaje separados	
		Para montar los relés de manera separada de los contactores, en riel o placa de montaje por tornillos de fijación	
1	4 165 91	Para RTX ³ 40 hasta 32 A	
1	4 165 92	Para RTX ³ 40 A	
1	4 165 93	Para RTX ³ 65 con terminales de tornillo	
1	4 165 95	Para RTX ³ 100 con terminales de tornillo	
1	4 165 97	Para RTX ³ 150 con terminales de tornillo	

Productos a pedido

Otros auxiliares y accesorios, favor consultarnos



I. CONDUCTORES DESNUDOS



Los conductores desnudos comprenden alambres (una sola hebra) y cables (7, 19 ó 37 hebras dispuestas helicoidalmente, a modo de una cuerda) que no utilizan aislación. La cantidad de hebras aporta al cable mayor flexibilidad y la posibilidad de construir conductores de secciones mayores a las que se obtienen solo con un alambre.

General Cable/Cocesa provee conductores desnudos de distintos materiales: cobre, aluminio, aleaciones de aluminio, alambre de acero recubierto de aluminio u otra cantidad de materiales metálicos. Dada la diversidad de los tipos de conductores que pueden manufacturarse este catálogo se ocupa únicamente de los fabricados con cobre.

El cobre que utilizamos para la fabricación de todos nuestros conductores, tanto los desnudos como los aislados, proviene de cátodos chilenos del tipo grado A, de un 99,99% mínimo de pureza que asegura la máxima calidad y conductividad de los cables y alambres que comercializamos.

Los principales usos de los conductores desnudos son la transmisión y distribución eléctrica aérea con varios niveles de voltajes o en las catenarias de ferrocarriles. Sin embargo, su uso se extiende también a más aplicaciones tales como líneas de descarga a tierra, electrodo para soldadura, construcción de mallas de tierra o la fabricación de alambre magnético, entre otras.

CONTENIDO

En esta sección están incluidos los siguientes tipos de conductores:

- Alambón de cobre
- Alambre electrodo
- Cables y alambres de cobre desnudos

INFORMACIÓN TÉCNICA ADICIONAL

SUPERFLEX/TC VDF Y SUPERFLEX/EVA VDF

Calibre		Sección nominal fase mm ²	Diámetro del conductor aprox. mm	Espesor aislación mm	Diámetro exterior aprox. mm	Peso total aprox. kg/km	Capacidad de corriente A		
Fase AWG/kcmil	Tierra AWG						Ducto enterrado (1) Temp. amb. 20 °C	Direct. enterrado (2) Temp. amb. 20 °C	Aire libre (3) Temp. amb. 40 °C
14	16	2,08	1,9	1,40	16,7	399	22	28	21
12	16	3,31	2,4	1,40	17,8	468	29	37	28
10	14	5,26	3,0	1,40	19,2	581	37	47	36
8	14	8,37	3,8	1,40	21,0	722	47	66	47
6	12	13,3	4,7	1,40	24,2	1.003	62	85	63
4	10	21,2	6,0	1,40	27,1	1.370	87	116	88
2	10	33,6	7,7	1,40	27,6	1.642	113	151	117
1	8	42,4	8,7	1,65	31,7	2.108	131	171	137
1/0	6	53,5	9,4	1,65	33,8	2.500	150	195	158
2/0	6	67,4	10,7	1,65	40,1	3.416	172	221	183
3/0	6	85,0	11,7	1,65	42,4	4.002	196	252	212
4/0	4	107	12,9	1,65	46,8	5.056	224	285	244
250	4	127	13,8	1,90	50,0	5.794	248	312	272
350	2	177	17,4	1,90	58,2	7.896	301	376	335
500	1	253	20,8	1,90	64,5	10.464	365	451	414

(1) Ducto enterrado a 0,7m, 1 cable en el ducto. Rho del terreno de 0,9.

(2) Cable enterrado a 0,9m. Rho del terreno de 0,9.

(3) Cable al aire soportado por un mensajero y no expuestos al sol.

Los valores aquí indicados son aproximados y están sujetos a tolerancias de fabricación.



Máquina alimentada con cables de tipo VDF, aplicando refuerzo textil en la fabricación de un cable minero (derecha).

Variadores de velocidad



MICROMASTER 440

Tabla de selección

CT (Par constante)				VT (Par variable)				Tamaño (FS)	Peso aprox. Kg	Micromaster 440 sin filtro	Reactancia de entrada	Resistencia de frenado
Potencia nominal		Corriente de entrada	Corriente de salida	Potencia nominal		Corriente de entrada	Corriente de salida					
kW	HP	A	A	kW	HP	A	A					
Voltaje operación 200 a 240 V 3 CA												
*0.12	0.16	0.6	0.9	-	-	-	-	A	1.3	6SE64402UC112AA1	6SE64003CC003AC3	6SE64004BC050AA0
*0.15	0.33	1.1	1.7	-	-	-	-	A	1.3	6SE64402UC125AA1	6SE64003CC003AC3	6SE64004BC050AA0
*0.37	0.50	1.6	2.3	-	-	-	-	A	1.3	6SE64402UC137AA1	6SE64003CC005AC3	6SE64004BC050AA0
*0.55	0.75	2.1	3.0	-	-	-	-	A	1.3	6SE64402UC155AA1	6SE64003CC005AC3	6SE64004BC050AA0
*0.75	1.0	2.9	3.9	-	-	-	-	A	1.3	6SE64402UC175AA1	6SE64003CC005AC3	6SE64004BC050AA0
*1.1	1.5	4.1	5.5	-	-	-	-	B	3.3	6SE64402UC211BA1	6SE64003CC008BC3	6SE64004BC112BA0
*1.5	2.0	5.6	7.4	-	-	-	-	B	3.3	6SE64402UC215BA1	6SE64003CC014BD3	6SE64004BC112BA0
*2.0	3.0	7.6	10.4	-	-	-	-	B	3.3	6SE64402UC222BA1	6SE64003CC014BD3	6SE64004BC112BA0
*3.0	4.0	10.5	13.6	-	-	-	-	C	5.5	6SE64402UC230CA1	6SE64003CC017CC3	6SE64004BC125CA0
4.0	5.0	13.1	17.5	5.5	7.5	17.6	22	C	5.5	6SE64402UC240CA1	6SE64003CC035CD3	6SE64004BC130CA0
5.5	7.5	17.5	22	7.5	10	26.5	28	C	5.5	6SE64402UC255CA1	6SE64003CC035CD3	6SE64004BC130CA0
7.5	10	25.3	28	11.0	15	38.4	42	D	17	6SE64402UC275DA1	6SE64003CC052DD0	6SE64004BC180DA0
11.0	15	37.0	42	15.0	20	50.3	54	D	16	6SE64402UC311DA1	6SE64003CC052DD0	6SE64004BC180DA0
15.0	20	48.8	54	18.5	25	61.5	68	D	16	6SE64402UC315DA1	6SE64003CC052DD0	6SE64004BC180DA0
18.5	25	61.0	68	22	30	70.8	80	E	20	6SE64402UC318EA1	6SE64003CC088ECO	6SE64004BC212EA0
22	30	69.4	80	30	40	96.2	104	E	20	6SE64402UC322EA1	6SE64003CC088ECO	6SE64004BC212EA0
30	40	94.1	104	37	50	114.1	130	F	55	6SE64402UC330FA1	6SE64003CC117FD0	6SE64004BC225FA0
37	50	11.06	130	45	60	134.9	154	F	55	6SE64402UC337FA1	6SE64003CC117FD0	6SE64004BC225FA0
45	60	134.9	154	-	-	-	-	F	55	6SE64402UC345FA1	6SE64003CC117FD0	6SE64004BC225FA0
Voltaje operación 380 a 480 V 3 CA												
0.37	0.50	1.1	1.3	-	-	-	-	A	1.3	6SE64402UD137AA1	6SE64003CC002AD3	6SE64004BD110AA0
0.55	0.75	1.4	1.7	-	-	-	-	A	1.3	6SE64402UD137AA1	6SE64003CC002AD3	6SE64004BD110AA0
0.75	1.0	1.9	2.2	-	-	-	-	A	1.3	6SE64402UD155AA1	6SE64003CC004AD3	6SE64004BD110AA0
1.1	1.5	2.8	3.1	-	-	-	-	A	1.3	6SE64402UD175AA1	6SE64003CC004AD3	6SE64004BD110AA0
1.5	2.0	3.9	4.1	-	-	-	-	A	1.3	6SE64402UD211AA1	6SE64003CC006AD3	6SE64004BD110AA0
2.0	3.0	5.0	5.9	-	-	-	-	B	3.3	6SE64402UD215AA1	6SE64003CC010BD3	6SE64004BD120BA0
3.0	4.0	6.7	7.7	-	-	-	-	B	3.3	6SE64402UD222BA1	6SE64003CC010BD3	6SE64004BD120BA0
4.0	5.0	8.5	10.2	-	-	-	-	B	3.3	6SE64402UD230BA1	6SE64003CC014BD3	6SE64004BD120BA0
5.5	7.5	11.6	13.2	7.5	10	16.0	19	C	5.5	6SE64402UD240BA1	6SE64003CC022CD3	6SE64004BD165CA0
7.5	10	15.4	19	11.0	15	22.5	26	C	5.5	6SE64402UD255CA1	6SE64003CC022CD3	6SE64004BD165CA0
11.0	15	22.5	26	15.0	20	30.5	32	C	5.5	6SE64402UD275CA1	6SE64003CC035CD3	6SE64004BD165CA0
15.0	20	30.0	3.2	18.5	25	37.2	38	D	16	6SE64402UD311CA1	6SE64003CC044DD0	6SE64004BD212DA0
18.5	25	36.6	3.8	22	30	43.3	45	D	16	6SE64402UD315DA1	6SE64003CC044DD0	6SE64004BD212DA0
22	30	43.1	45	30	40	59.3	62	D	16	6SE64402UD318DA1	6SE64003CC052DD0	6SE64004BD212DA0
30	40	58.7	62	37	50	71.7	75	E	20	6SE64402UD322DA1	6SE64003CC083EDO	6SE64004BD222EA0
37	50	71.	75	45	60	86.6	90	E	20	6SE64402UD330EA1	6SE64003CC083EDO	6SE64004BD222EA0
45	60	85.6	90	55	75	103.6	110	F	56	6SE64402UD337EA1	6SE64003CC112FD0	6SE64004BD240FA0
55	75	103.6	110	75	100	138.5	145	F	56	6SE64402UD345FA1	6SE64003CC112FD0	6SE64004BD240FA0
75	100	138.5	145	90	125	168.5	178	F	56	6SE64402UD355FA1	6SE64003CC117FD0	6SE64004BD240FA0
90	125	168.5	178	110	150	204.5	205	FX	110	6SE64402UD375FA1	6SL30000CE323AA0	
110	150	204.0	205	132		244.5	250	FX	110	6SE64402UD388FA1	6SL30000CE328AA0	
132	200	245.0	250	160	250	297.0	302	GX	170	6SE64402UD411FA1	6SL30000CE333AA0	
160	250	297.0	302	200	300	354.0	370	GX	174	6SE64402UD413GA1	6SL30000CE351AA0	
200	300	354.0	370	250	350	442.0	447	GX	176	6SE64402UD416GA1	6SL30000CE351AA0	
										6SE64402UD420GA1		

Opciones MM420 y 440



Módulo PROFIBUS
6SE64001PB000AA0



Módulo Device Net
6SE64001DN000AA0

Tensión de alimentación:
3 V ± 6.5 + 5%, máx. 300
mA tomando la fuente
interna del inversor o 24
V, máx. 60 mA del Device
Net bus

Opción únicamente para MM 440
versión de software 2.0 o mayor



Módulo Encoder
6SE64001EN000AA0

Tensión de alimentación:
5 V ± 5%, 330 mA o 18 V
no regulado con frecuen-
cia máxima de 300 kHz.
Disponible únicamente
para modelo MM440

SIEMENS

MICROMASTER 440

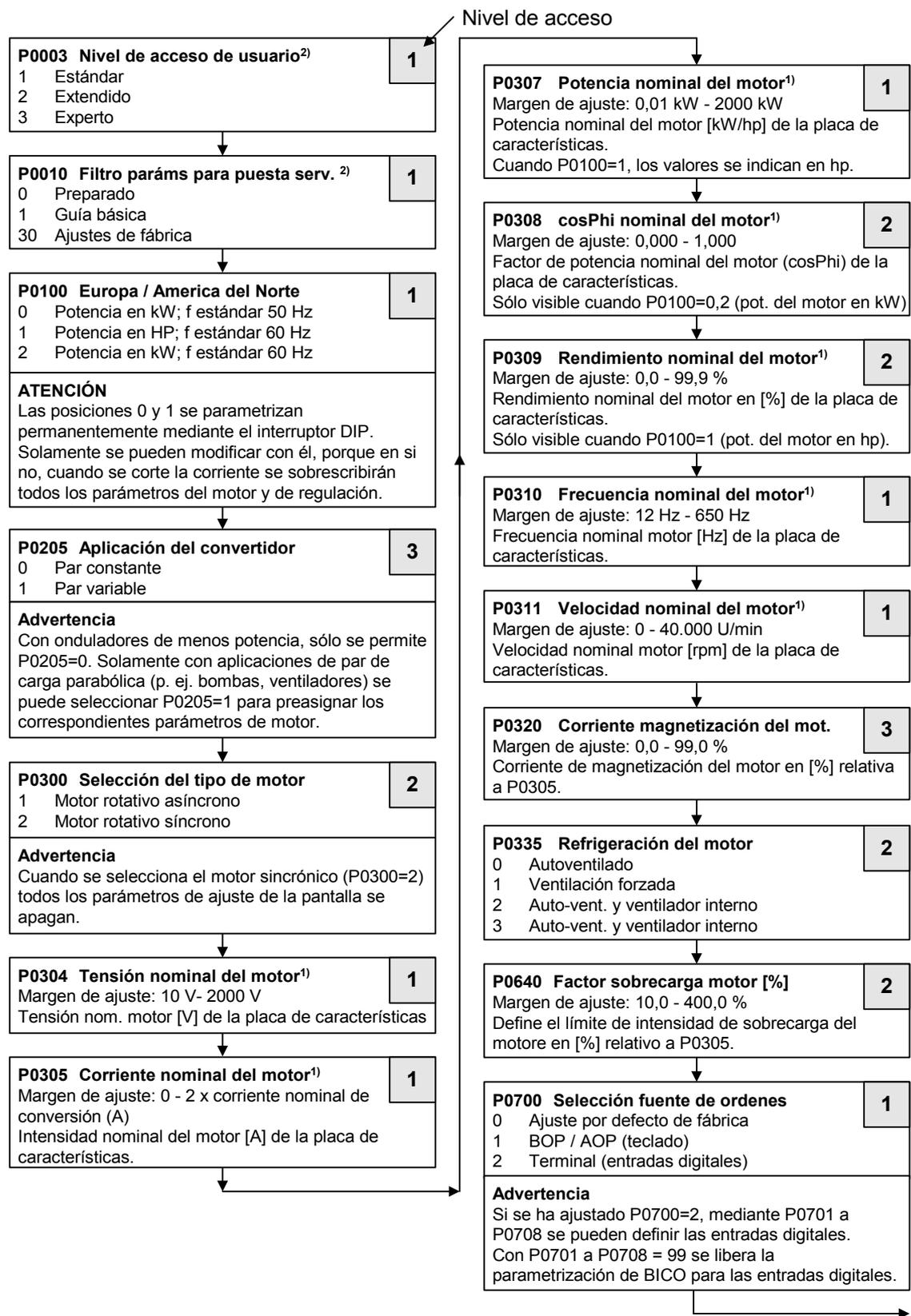
0,12 kW - 250 kW

Instrucciones de uso

Edición 12/02

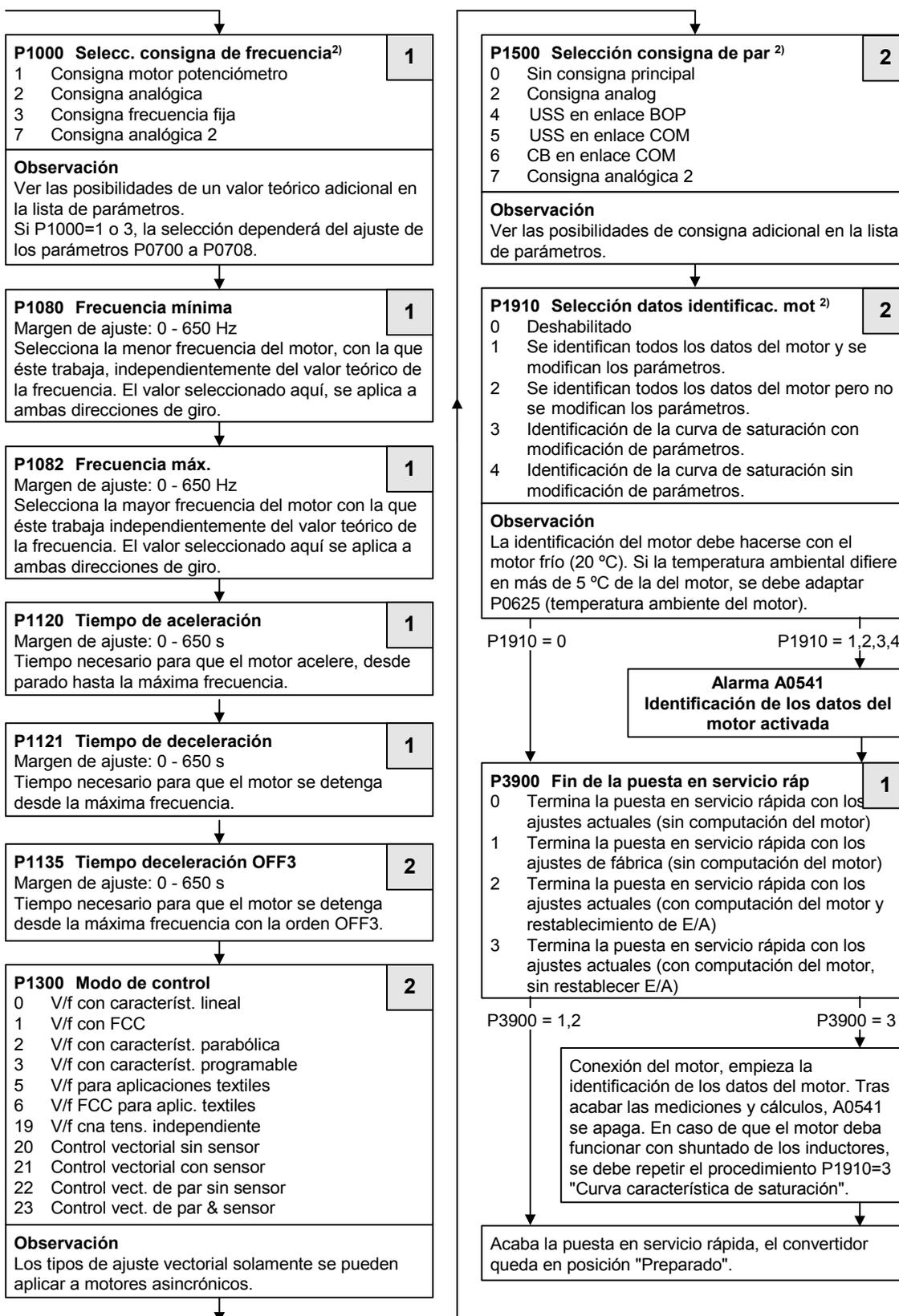


Organigramme de mise en service rapide



1) Parámetros específicos del motor – véase placa de características del motor

2) Estos parámetros ofrecen más posibilidades de configuración de las que se listan aquí. Para otras posibilidades de ajuste consúltese la Lista de Parámetros.



2) Estos parámetros ofrecen más posibilidades de configuración de las que se listan aquí. Para otras posibilidades de ajuste consúltese la Lista de Parámetros.

Eaton Fluid Power Ltd.

Head office & Tokyo sales office	Uruma kowa Buliding 11-37, 8-chome, Akasaka, Minato-ku, Tokyo 107-0052 TEL 03-5786-2560, FAX 03-5786-2561
Osaka sales office	Pacific Marks Higobashi Bldg. 10-8, 1-chome, Edobori, Nishi-ku Osaka 550-0002 TEL 06-6448-1481, FAX 06-6459-4029
Fukuoka sales office	Dai6 Green Bldg, 12-19, 2-chome, Hakataekimae, Hakata-ku, Fukuoka 812-0011 TEL 092-475-5364, FAX 092-412-2002
Kyoto plant	Ooi-cho, Kameoka-shi, Kyoto 621-0017 TEL 0771-22-9600, FAX 0771-29-2021

※Specifications and dimensions on this catalog are subject to change without notice.

No.D155E-10.02
Printed in Japan
10.02 GP

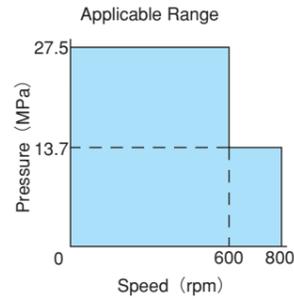
DOWMAX® ME MOTOR



Eaton Fluid Power Ltd.



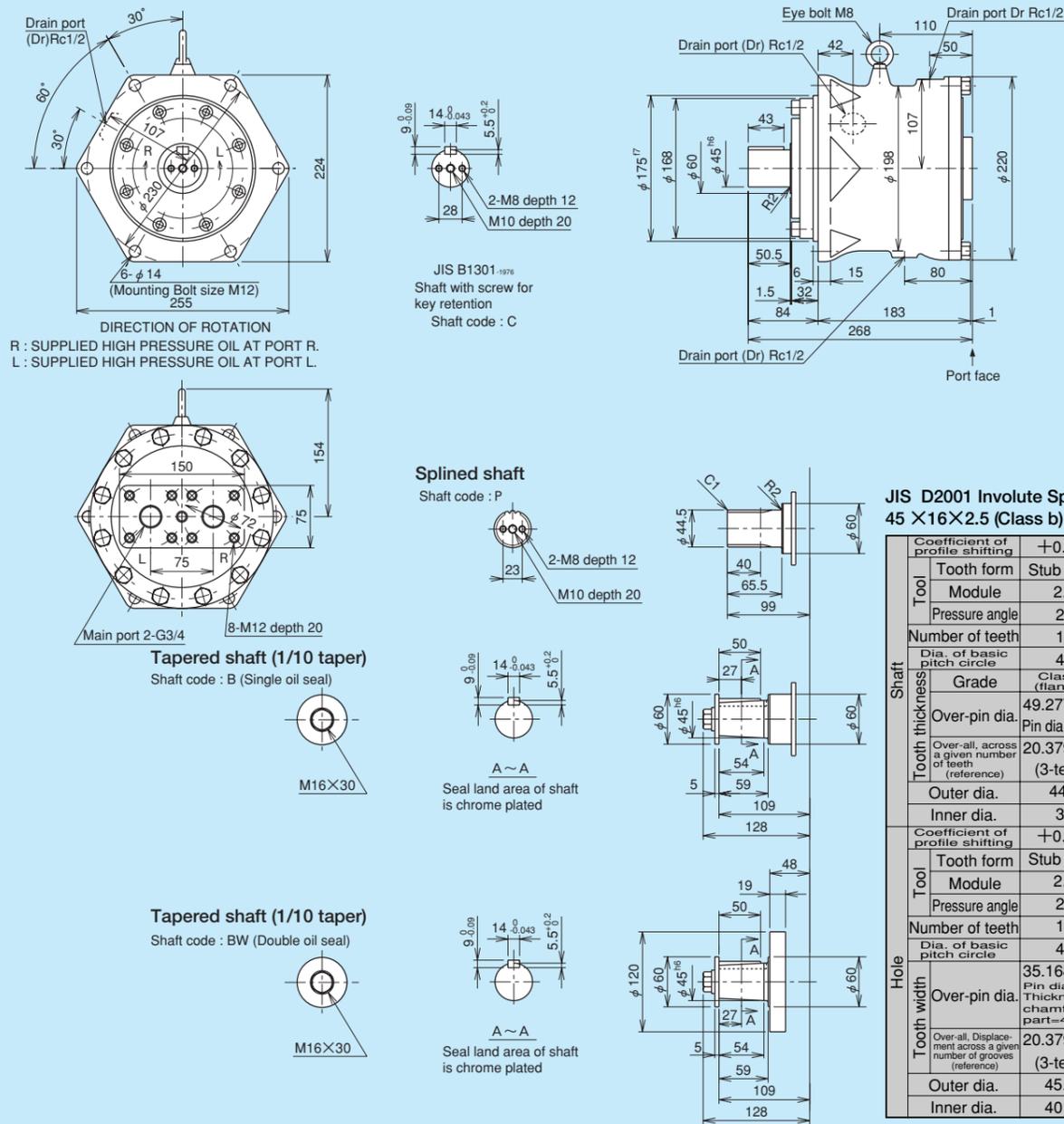
ME175



Displacement	175cm ³ /rev
Rated Pressure	27.5MPa (280kgf/cm ²)
Peak Pressure	31.9MPa (325kgf/cm ²)
Rated Torque	765N·m (78kgf·m)
Rated Speed	600rpm
Max. Speed	800rpm
Rated Horse Power	48kW (65PS)
Mass	42kg

Nominal Dimensions

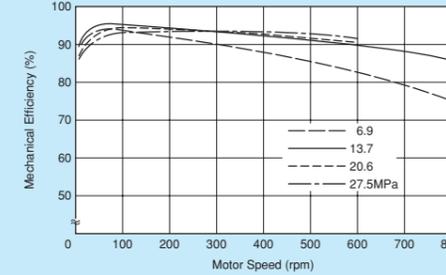
(Dimensions in mm)



Performance Data

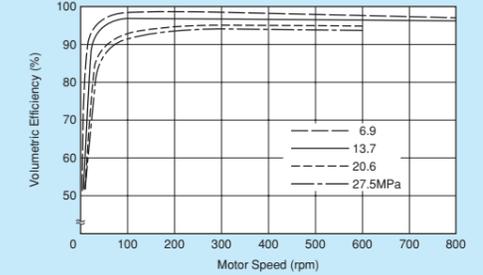
FLUID : SHELL TELLUS 56 (Viscosity 37cSt at 50°C)
The graphs shown are mean values obtained for production units.

Fig. 1 Mechanical Efficiency



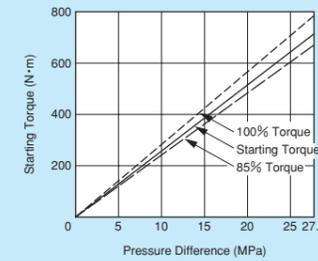
Mechanical efficiency at various speeds is shown for 4 operating pressures.

Fig. 2 Volumetric Efficiency



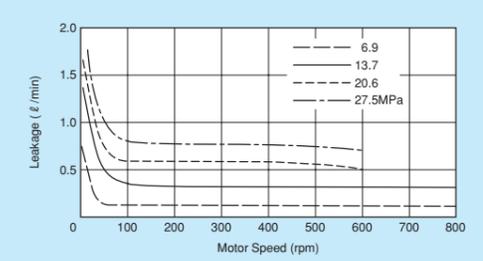
Volumetric efficiency at various speeds is shown for 4 operating pressures.

Fig. 3 Starting Torque



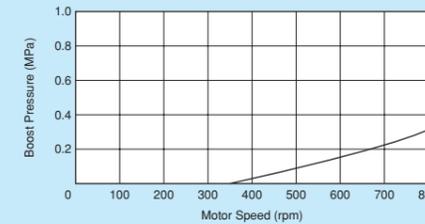
Starting torque versus effective pressure is shown. Oil viscosity will not affect the starting torque efficiency.

Fig. 4 External Leakage



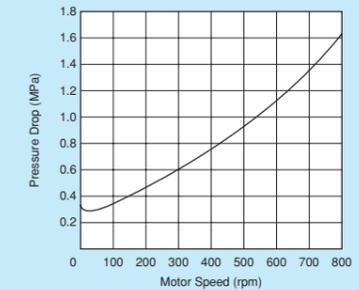
External leakage (from motor drain ports) relative to various speeds is shown for 4 operating pressures.

Fig. 5 Minimum Boost Pressure

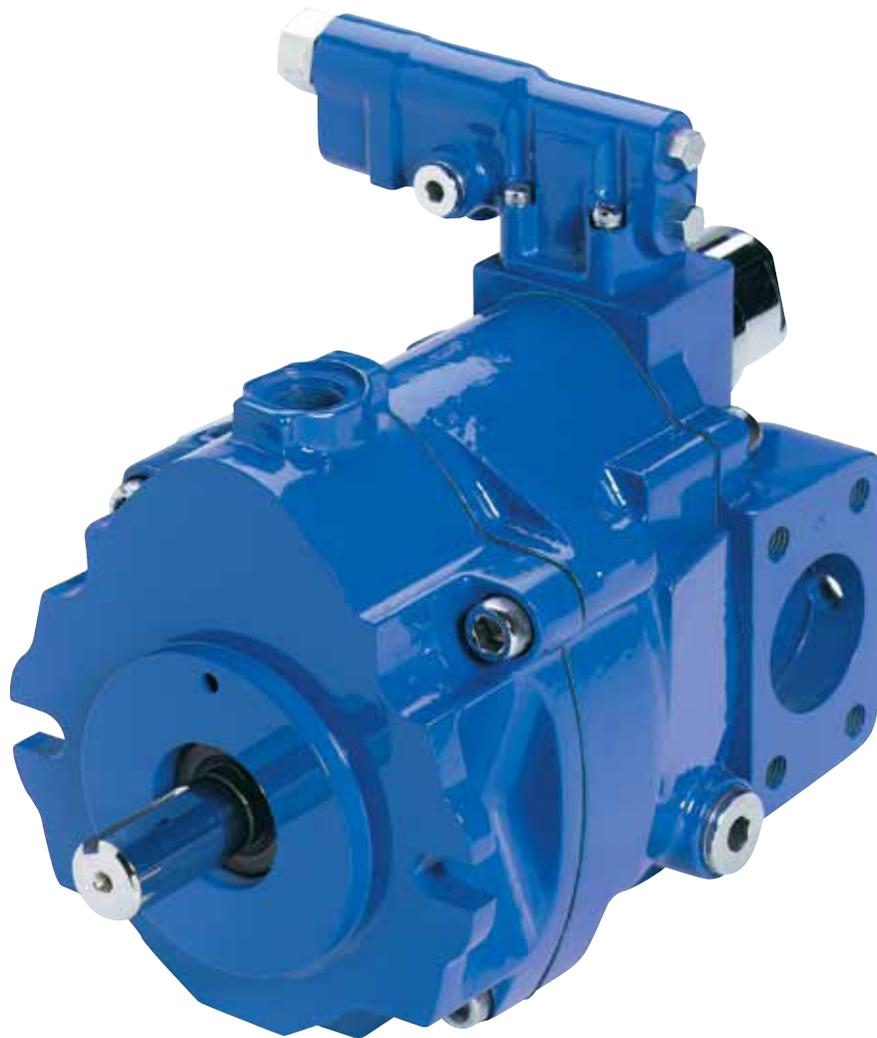


It is important that sufficient inlet pressure is maintained, when the motor is operated as a pump or when the load overruns the motor, to prevent cavitation.

Fig. 6 Pressure Drop



Pressure necessary to run motor without load is shown for various speeds.



EATON

Powering Business Worldwide

Specifications and Performance

Industrial

Displacement, Pressure and Flow Ratings At 50°C (120°F), SAE 10W oil, 1 bar absolute (0 psig) inlet

Model Series	Maximum Geometric Displacement cm ³ /r (in ³ /r)	Maximum Pressure bar (psi)			Maximum Flow at 280 bar (4000 psi)* l/min (USgpm) – Average measured flow rate			
		Continuous	Intermittent*	Peak**	@1800 r/min	@1500 r/min	@1200 r/min	@1000 r/min
PVM018	18 (1.1)	280 (4000)	320 (4600)	350 (5000)	31 (8.2)	26 (7)	21 (5.5)	17 (4.5)
PVM020	21,1 (1.29)	230 (3300)	250 (3600)	280 (4000)	35 (9)	29 (8)	23 (6)	19 (5)
PVM045	45,1 (2.75)	280 (4000)	320 (4600)	350 (5000)	76 (20)	65 (17)	49 (13)	42 (11)
PVM050	50,0 (3.05)	230 (3300)	250 (3600)	280 (4000)	87 (23)	75 (20)	62 (16)	49 (13)
PVM057	57,4 (3.50)	280 (4000)	320 (4600)	350 (5000)	102 (27)	85 (22.4)	66 (17.4)	54 (14.3)
PVM063	63,1 (3.85)	230 (3300)	250 (3600)	280 (4000)	111 (29)	93 (24)	74 (19)	60 (16)
PVM074	73,7 (4.50)	280 (4000)	320 (4600)	350 (5000)	127 (33.5)	106 (28)	86 (22.7)	70 (18.5)
PVM081	81,0 (4.94)	230 (3300)	250 (3600)	280 (4000)	139 (37)	116 (31)	93 (25)	76 (20)
PVM098	98,3 (6.00)	280 (4000)	320 (4600)	350 (5000)	170 (45)	141 (37)	112 (29.6)	92 (24.3)
PVM106	106,5 (6.50)	230 (3300)	250 (3600)	280 (4000)	187 (49)	155 (41)	123 (32)	102 (27)
PVM131	131,1 (8.00)	280 (4000)	320 (4600)	350 (5000)	215 (57)	178 (47)	141 (37)	118 (31)
PVM141	141,0 (8.60)	230 (3300)	250 (3600)	280 (4000)	238 (63)	199 (53)	158 (42)	131 (35)

*Less than 10% of duty cycle.

**Momentary system pressure spikes only.

Speed, Input Power and Torque Ratings At 50°C (120°F), SAE 10W oil, 1 bar absolute (0 psig) inlet

Model Series	Maximum Operating Speed r/min	Maximum Input Power at 280 bar (4000 psi) kw (hp)*@88% M.E.				Maximum Torque at 280 bar (4000 psi)* Nm (lb-ft)	Approximate Weight kg (lb)
		@1800 r/min	@1500 r/min	@1200 r/min	@1000 r/min		
PVM018	1800	16 (22)	13 (18)	11 (15)	9 (12)	84 (62)	15 (33)
PVM020	1800	14 (18)	11 (15)	9 (12)	8 (10)	73 (54)	15 (33)
PVM045	1800	41 (55)	34 (46)	27 (37)	23 (31)	221 (163)	24 (52)
PVM050	1800	35 (47)	30 (40)	28 (38)	23 (31)	190 (140)	24 (52)
PVM057	1800	52 (70)	44 (59)	36 (49)	29 (39)	272 (201)	36 (79)
PVM063	1800	42 (57)	36 (48)	29 (39)	24 (32)	228 (168)	36 (79)
PVM074	1800	63 (84)	52 (70)	42 (56)	35 (47)	334 (246)	45 (99)
PVM081	1800	56 (75)	46 (62)	35 (47)	28 (37)	286 (211)	45 (99)
PVM098	1800	88 (118)	72 (97)	58 (78)	48 (64)	464 (342)	55 (121)
PVM106	1800	72 (97)	60 (80)	48 (64)	40 (54)	383 (282)	55 (121)
PVM131	1800	113 (152)	94 (126)	75 (101)	63 (85)	596 (440)	66 (145)
PVM141	1800	94 (126)	79 (106)	63 (85)	53 (71)	497 (367)	66 (145)

Standard Response Times*

Model Series	On Stroke (msec)	Off Stroke (msec)
PVM018	30	25
PVM020	39	26
PVM045	140	40
PVM050	140	40
PVM057	65	20
PVM063	85	20

* 3300 psi on overbore pumps

Standard Response Times*

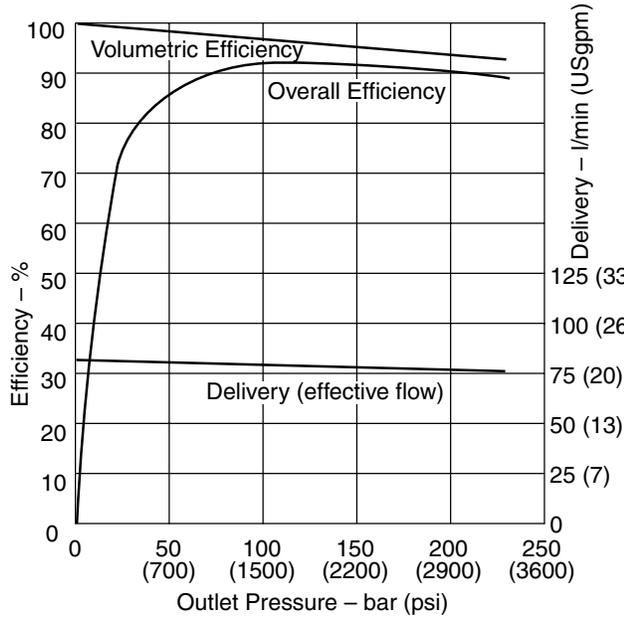
Model Series	On Stroke (msec)	Off Stroke (msec)
PVM074	85	30
PVM081	85	30
PVM098	65	25
PVM106	72	29
PVM131	135	30
PVM141	100	30

*Values with pressure compensator control.

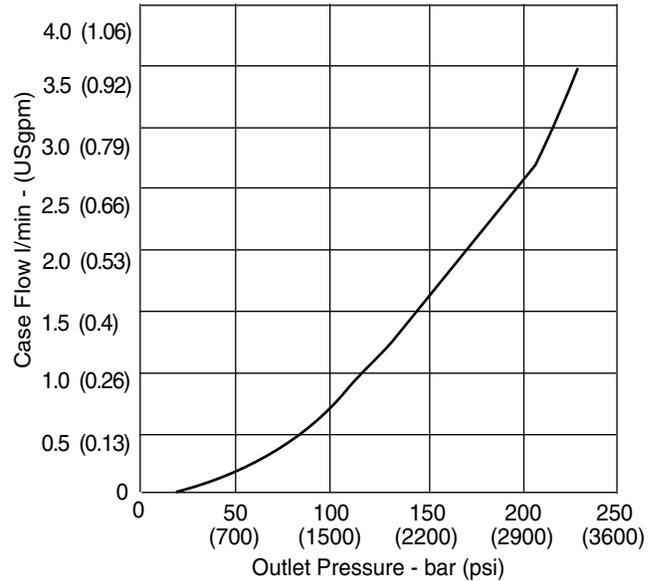
Performance

Industrial PVM081

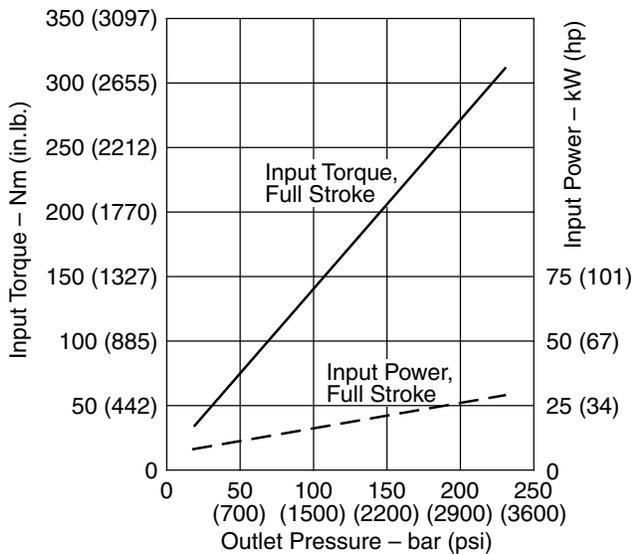
Delivery and Efficiency at 1000 r/min, 50°C (120°F), and 1.0 bar absolute (0 psi gauge) Inlet



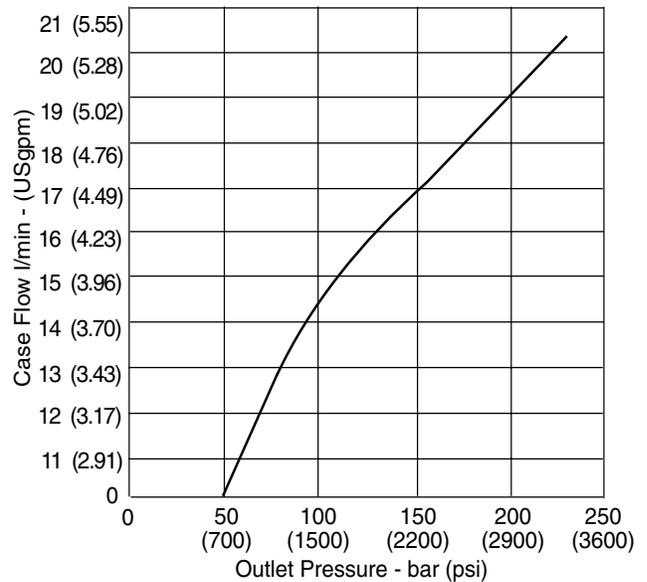
Case Flow versus Outlet Pressure at 1800 r/min, Full Flow, 50°C (120°F), and 1.0 bar absolute (0 psi gauge) Inlet



Input Torque and Power at 1000 r/min, 50°C (120°F), and 1.0 bar absolute (0 psi gauge) Inlet



Case Flow versus Outlet Pressure at Cutoff, 1800 r/min, 50°C (120°F), and 1.0 bar absolute (0 psi gauge) Inlet



Elementos filtrantes de recambio



Filtros de presión



Filtros de retorno



Filtros de tubo



Filtros Spin On



Filtros de flujo secundario



Sistemas de filtración





Contador láser de partículas STAUFF LasPaC-II, LPM-II y Bottle Sampler

Grados de pureza recomendados para aplicaciones hidráulicas

(documentación amplia SCCP - STAUFF Contamination Control Program, ver página 15)

Tipo	Componentes	ISO 4406 Code	Grado de filtración recomendado
Bomba	Bomba de pistón (marcha lenta)	22/20/16	20 µm
	Bomba de engranajes	19/17/15	20 µm
	Compresor rotativo de paletas	18/16/14	5 µm
	Bomba de pistón (marcha rápida)	17/15/13	5 µm
Modelo de motor	Motor de engranaje	20/18/15	20 µm
	Motor de paletas	19/17/14	10 µm
	Motor de pistones radiales	19/17/13	10 µm
	Motor de pistones axiales	18/16/13	5 µm
Válvulas	Válvula distribuidora	20/18/15	20 µm
	Válvula de retención	20/18/15	20 µm
	Válvula lógica	20/18/15	20 µm
	Válvula	20/18/15	20 µm
	Válvula reguladora de presión	19/17/14	10 µm
	Válvula de regulación	19/17/14	10 µm
	Sistema hidráulico estándar <100 bar / <1450 PSI	19/17/14	10 µm
	Válvula proporcional	18/16/13	5 µm
	Servoválvula <210 bar / <3045 PSI	16/14/11	3 µm
	Servoválvula >210 bar / >3045 PSI	15/13/10	3 µm
Accionamiento	Cilindro	20/18/15	20 µm

Valor B y grado de separación

Para elegir una filtración que responda a los requisitos se deben tener en cuenta características de eficacia como el grado de filtración, el grado de separación, la absorción de suciedad y la pérdida de presión.

El valor B conforme a ISO 16889 es el parámetro esencial para la eficacia de separación. El valor B indica la proporción de partículas antes ($N_{up\ x}$) y después del filtro ($N_{down\ x}$).

$$\beta_x = \frac{N_{up\ x}}{N_{down\ x}}$$

$\beta_{10} > 200$ significa que de 1000 partículas con un tamaño de 10 µm solo cinco partículas pueden pasar el filtro.

El elemento filtrante retiene 995 partículas. Los filtros comunes con medios de fibra de vidrio deben alcanzar un valor B de al menos 200 para responder a los requisitos actuales de la filtración hidráulica.

El grado de separación, denominado también tasa de retención, está directamente relacionado con el valor B y se calcula de la siguiente manera:

$$E = \frac{(\beta_x - 1)}{\beta_x}$$

$\beta_{10} > 200$ corresponde a un grado de separación del 99,5%.

Comparación del valor B y el grado de separación E (relacionado a un tamaño de partículas definido)

Valor B	Grado de separación E
1	0,00%
2	50,00%
10	90,00%
25	96,00%
50	98,00%
75	98,67%
100	99,00%
200	99,50%
1000	99,90%
9999	99,99%

La **capacidad de absorción de suciedad** (DHC – dirt-hold capacity) indica la cantidad de suciedad de partículas sólidas que puede absorber un elemento filtrante antes de tener que cambiarlo. La capacidad de absorción de suciedad es por tanto la magnitud más importante para la duración del filtro.

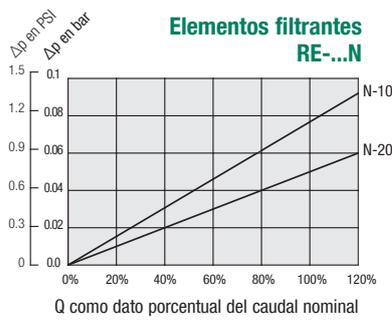
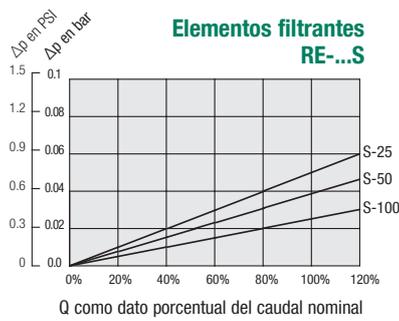
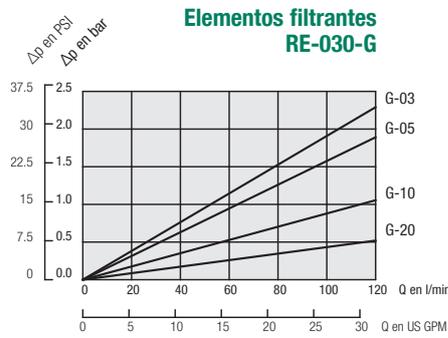
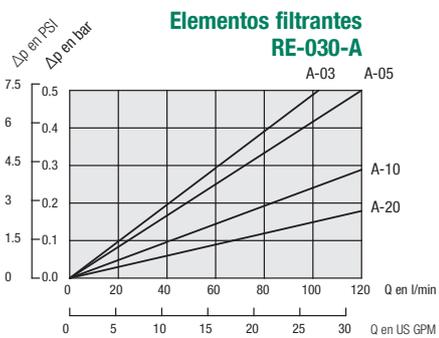
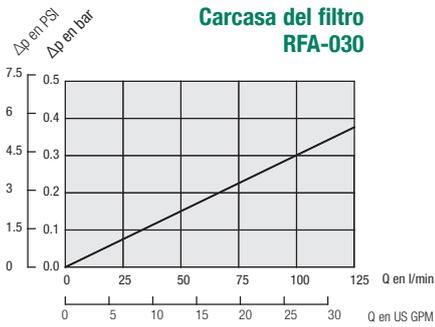
La **presión diferencial** (ΔP) es otro criterio importante para el dimensionamiento del filtro. Se debe garantizar que la magnitud del elemento filtrante se elige en función de los criterios de dimensionamiento de filtros de STAUFF.

Para garantizar la filtración óptima, el valor B, la capacidad de absorción de suciedad (DHC) y la presión diferencial (ΔP) deben estar coordinados.



Filtro de retorno ▀ Tipo RFA Curvas características de caudal

Las siguientes curvas características se aplican a aceites minerales con una densidad de 0,85 kg/dm³ y una viscosidad cinemática de 30 mm²/s (30 cSt).
 Las curvas se han calculado conforme a ISO 3968. Valores Multipass conforme a ISO 16889. La presión diferencial de la carcasa cambia proporcionalmente a la densidad.
 Para obtener más información póngase en contacto con STAUFF.


D


Carcasa de filtro de retorno / Filtro completo ▪ Tipo RFA



① Tipo

Filtros de retorno **RFA**

② Tamaño

Caudal nominal **Tamaño nominal**
110 l/min / 30 US GPM **030**

Nota: El valor característico exacto del caudal depende del elemento filtrante seleccionado, ver página 83.

③ Material filtrante

Material	Colapso Δp* máx.	Grados de filtración disponibles	Código
Sin elemento filtrante	-	-	O
Tela no tejida de fibra de vidrio	25 bar / 363 PSI	3, 5, 10, 20	G
Tela no tejida de acero fino	30 bar / 435 PSI		A
Papel filtrante	10 bar / 145 PSI	10, 20	N
Tela de acero fino	30 bar / 435 PSI	25, 50, 100, 200	B, S

Nota: *Resistencia al colapso/estallido ISO 2941.
Otros materiales de filtro a petición.

④ Grado de filtración

3 μm	03
5 μm	05
10 μm	10
20 μm	20
25 μm	25
50 μm	50
100 μm	100
200 μm	200

Nota: Otros grados de filtración a petición

⑤ Material de la junta

NBR (Buna®) **B**
FKM (Viton®) **V**
EPDM **E**
Nota: Otros materiales de junta a petición.

⑥ Tipo de conexión

Tipo de conexión	Rosca	Código
Rosca de junta tórica SAE	1-1/16-12	U12
Rosca de junta tórica SAE	3/4-16	U08
BSP	1/2	G08
BSP	3/4	G12

⑦ Indicador de suciedad

Sin indicador de suciedad **O**
Indicador óptico de suciedad **V**
Interruptor de valores límite 42 V, NO **G42NO**
Interruptor de valores límite 42 V, NC **G42NC**
Interruptor de valores límite 230 V, **G230**
Inversor (solo para Code W)

⑧ Opción de indicador de suciedad G42NO, G42NC y G230

Tapón de cierre **O**
M12 x 1,5 **M12**
Conector AMP **A**
Conector Deutsch **D**
Conexión con caperuza **S**
Conexión con conector acodado PA (solo para Code G230) **W**

⑨ Cubo de filtrado de salida

Tipo de conexión	Rosca	Código
	Sin rosca (salida estándar)	O
Rosca de junta tórica SAE	1-1/16-12	U12
Rosca de junta tórica SAE	3/4-16	U08
BSP	1/2	G08
BSP	3/4	G12

⑩ Equipamiento adicional

	Posición*		
Sin conexión de aceite de fuga	-		sin
Conexión de aceite de fuga	1	2	L1

Nota: *Posición de la conexión de aceite de fuga, ver página 78.
Sin datos: Montaje central sobre tapa de filtro.

⑪ Número de serie

Solo como información **X**

Elementos filtrantes ▪ Tipo RE



① Tipo

Serie de elementos filtrantes **RE**

② Tamaño

Carcasa de filtro correspondiente

③ Material filtrante

Material	Colapso Δp* máx.	Grados de filtración disponibles	Código
Tela no tejida de fibra de vidrio	25 bar / 363 PSI	3, 5, 10, 20	G
Tela no tejida de acero fino	30 bar / 435 PSI		A
Papel filtrante	10 bar / 145 PSI	10, 20	N
Tela de acero fino	30 bar / 435 PSI	25, 50, 100, 200	B, S

Nota: *Resistencia al colapso/estallido ISO 2941.
Otros materiales de filtro a petición.

④ Grado de filtración

3 μm	03
5 μm	05
10 μm	10
20 μm	20
25 μm	25
50 μm	50
100 μm	100
200 μm	200

Nota: Otros grados de filtración a petición

⑤ Material de la junta

NBR (Buna®) **B**
FKM (Viton®) **V**
EPDM **E**
Nota: Otros materiales de junta a petición.

⑥ Número de serie

Solo como información **X**



CATÁLOGO COMPACTO
Español

HANSA FLEX



CATÁLOGO COMPACTO
Español

PR V2 (M) (Continuación)

Tubo de acero de precisión, métrico, 1.4541

Denominación	Ø d2 mm	Tolerancia Diá ext +/- mm	Ø d1 mm	Tolerancia diá int +/- mm	S mm	Caso de carga I bar	Caso de carga III bar
PR 32-2 V2	32,0	0,15	28,0	0,15	2,00	157	121
PR 34-2 V2	34,0	0,15	30,0	0,15	2,00	147	114
PR 35-1.5 V2	35,0	0,15	32,0	0,15	1,50	101	79
PR 38-2 V2	38,0	0,15	34,0	0,15	2,00	132	102
PR 38-3 V2	38,0	0,15	32,0	0,15	3,00	210	159
PR 40-1.5 V2	40,0	0,15	37,0	0,15	1,50	87	69
PR 42-2 V2	42,0	0,20	38,0	0,20	2,00	112	88
PR 54-2 V 2	54,0	0,25	50,0	0,25	2,00	82	64

Los datos de presión especificados se refieren a un tubo recto. Cuando el tubo sea curvado hay que calcular espesores de pared correspondientes, con arreglo a DIN EN 13480-4.

PR V2 (Z)

Tubo de acero de precisión, en pulgadas, 1.4541



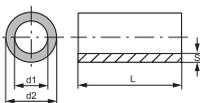
Construcción: Tubo de precisión de acero, en pulgadas

Material: Acero fino 1.4541

Longitud de tubo: 6 metros

Denominación	Ø d2 mm	Tolerancia Diá ext +/- mm	Ø d1 mm	Tolerancia diá int +/- mm	S mm	Caso de carga I bar	Caso de carga III bar
PR 12.7-0.91 V 2	12,70	0,08	10,88	0,15	0,91	158	121
PR 26.9-2.6 V 2	26,90	0,08	21,70	0,08	2,60	268	199
PR 26.9-3.2 V 2	26,90	0,08	20,50	0,15	3,20	326	238
PR 48.3-2.6 V 2	48,30	0,20	43,10	0,20	2,60	134	104
PR 48.3-4.05 V 2	48,30	0,20	40,20	0,20	4,05	223	168
PR 60.3-2 V 2	60,30	0,20	56,30	0,20	2,00	78	62
PR 76.1-2 V 2	76,10	0,20	72,10	0,20	2,00	62	49
PR 101.6-4.05 V 2	101,60	0,45	93,50	0,50	4,05	90	71

Los datos de presión especificados se refieren a un tubo recto. Cuando el tubo sea curvado hay que calcular espesores de pared correspondientes, con arreglo a DIN EN 13480-4.



PR V2 (M)

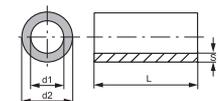
Tubo de acero de precisión, métrico, 1.4541



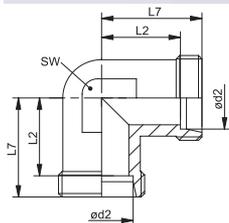
Construcción: Tubo de acero de precisión métrico

Material: Acero fino 1.4541

Longitud de tubo: 6 metros



Denominación	Ø d2 mm	Tolerancia Diá ext +/- mm	Ø d1 mm	Tolerancia diá int +/- mm	S mm	Caso de carga I bar	Caso de carga III bar
PR 04-1 V2	4,0	0,08	2,0	0,15	1,00	567	387
PR 06-1 V2	6,0	0,08	4,0	0,15	1,00	379	272
PR 08-1 V2	8,0	0,08	6,0	0,15	1,00	284	210
PR 08-1.5 V2	8,0	0,08	5,0	0,15	1,50	469	328
PR 10-1 V2	10,0	0,08	8,0	0,15	1,00	227	171
PR 10-1.5 V2	10,0	0,08	7,0	0,15	1,50	375	270
PR 10-2 V2	10,0	0,08	6,0	0,15	2,00	523	360
PR 12-1 V2	12,0	0,08	10,0	0,15	1,00	189	144
PR 12-1.5 V2	12,0	0,08	9,0	0,15	1,50	313	229
PR 12-2 V2	12,0	0,08	8,0	0,15	2,00	436	308
PR 14-1 V2	14,0	0,08	12,0	0,15	1,00	162	125
PR 14-2 V2	14,0	0,08	10,0	0,15	2,00	374	269
PR 14-2.5 V2	14,0		9,0		2,50		
PR 15-1 V2	15,0	0,08	13,0	0,08	1,00	165	127
PR 15-1.5 V2	15,0	0,08	12,0	0,15	1,50	250	187
PR 15-2 V2	15,0	0,08	11,0	0,15	2,00	349	253
PR 16-1 V2	16,0	0,08	14,0	0,15	1,00	155	119
PR 16-1.5 V2	16,0	0,08	13,0	0,15	1,50	234	176
PR 16-2 V2	16,0	0,08	12,0	0,15	2,00	327	239
PR 18-1 V2	18,0	0,08	16,0	0,08	1,00	138	107
PR 18-1.5 V2	18,0	0,08	15,0	0,08	1,50	220	166
PR 18-2 V2	18,0	0,08	14,0	0,08	2,00	302	222
PR 18-2.5 V2	18,0	0,08	13,0	0,15	2,50	373	268
PR 20-1 V2	20,0	0,08	18,0	0,08	1,00	124	96
PR 20-1.5 V2	20,0	0,08	17,0	0,15	1,50	187	143
PR 20-2 V2	20,0	0,08	16,0	0,15	2,00	261	195
PR 20-3 V2	20,0	0,08	14,0	0,08	3,00	420	298
PR 22-1 V2	22,0	0,08	20,0	0,08	1,00	113	88
PR 22-1.5 V2	22,0	0,08	19,0	0,08	1,50	180	137
PR 22-2 V2	22,0	0,08	18,0	0,15	2,00	238	178
PR 22-2.5 V2	22,0		17,0		2,50		
PR 23-1.5 V2	23,0	0,08	20,0	0,15	1,50	163	125
PR 25-2 V2	25,0	0,08	21,0	0,08	2,00	217	164
PR 25-2.5 V2	25,0	0,08	20,0	0,08	2,50	277	205
PR 25-3 V2	25,0	0,08	19,0	0,08	3,00	336	244
PR 28-1 V2	28,0	0,08	26,0	0,08	1,00	88	69
PR 28-2 V2	28,0	0,08	24,0	0,08	2,00	194	147
PR 28-2.5 V2	28,0	0,08	23,0	0,08	2,50	247	185
PR 28-3 V2	28,0	0,08	22,0	0,15	3,00	292	216
PR 30-1.5 V2	30,0	0,08	27,0	0,08	1,50	132	102
PR 30-2 V2	30,0	0,08	26,0	0,08	2,00	181	138
PR 30-3 V2	30,0	0,08	24,0	0,15	3,00	273	202
PR 30-4 V2	30,0	0,08	22,0	0,15	4,00	371	267
PR 30-5 V2	30,0	0,08	20,0	0,15	5,00	496	347
PR 32-1.5 V2	32,0	0,15	29,0	0,15	1,50	110	86



Conexión 1 + 2: Rosca exterior métrica, cilíndrica

Construcción: Racor

Norma: DIN 2353

Material: Acero

Variantes: XW VA, Racor, ángulo de 90° , Acero fino

W, Racor, ángulo de 90° , Acero

Forma de obturación 1 + 2: Cono interior de 24°

Forma constructiva: Ángulo de 90°

Volumen de suministro: Tubuladura (sin tuerca de racor ni anillo cortante)

Protección de la superficie: con revestimiento galvanizado

Denominación	Serie	Presión de servicio en bar	Ø exterior tubo mm	L2 mm	L7 mm	SW mm
XW 04 LL	LL	PN 100	4	11,0	15	9
XW 05 LL	LL	PN 100	5	9,5	15	9
XW 06 LL	LL	PN 100	6	9,5	15	9
XW 08 LL	LL	PN 100	8	11,5	17	12
XW 10 LL	LL	PN 100	10	12,5	18	14
XW 12 LL	LL	PN 100	12	13,0	19	17
XW NW 04 HL	L	PN 315	6	12,0	19	12
XW NW 06 HL	L	PN 315	8	14,0	21	12
XW NW 08 HL	L	PN 315	10	15,0	22	14
XW NW 10 HL	L	PN 315	12	17,0	24	17
XW NW 13 HL	L	PN 315	15	21,0	28	19
XW NW 16 HL	L	PN 315	18	23,5	31	24
XW NW 20 HL	L	PN 160	22	27,5	35	27
XW NW 25 HL	L	PN 160	28	30,5	38	36
XW NW 32 HL	L	PN 160	35	34,5	45	41
XW NW 40 HL	L	PN 160	42	40,0	51	50
XW NW 03 HS	S	PN 630	6	16,0	23	12
XW NW 04 HS	S	PN 630	8	17,0	24	14
XW NW 06 HS	S	PN 630	10	17,5	25	17
XW NW 08 HS	S	PN 630	12	21,5	29	17
XW NW 10 HS	S	PN 630	14	22,0	30	19
XW NW 13 HS	S	PN 400	16	24,5	33	24
XW NW 16 HS	S	PN 400	20	26,5	37	27
XW NW 20 HS	S	PN 400	25	30,0	42	36
XW NW 25 HS	S	PN 400	30	35,5	49	41
XW NW 32 HS	S	PN 315	38	41,0	57	50

Serie: LL = muy ligero L = ligero S = pesado PN = presión nominal PB = presión de servicio máx. Ø = diámetro exterior tubo

Para obtener información acerca del montaje, la instalación, la carga de presión y las temperaturas de servicio admisibles, consulte la Información técnica de los racores de tubo.

Denominación	Serie	Presión de servicio en bar	Ø d2 mm	G	i mm	L4 mm	L5 mm	L7 mm	SW mm
XTR NW 06 HS	S	PN 400	10	R 3/8" K	12	17,5	27	25	17
XTR NW 08 HS	S	PN 400	12	R 3/8" K	12	21,5	28	29	19
XTR NW 10 HS	S	PN 400	14	R 1/2" K	14	22,0	32	30	19
XTR NW 13 HS	S	PN 400	16	R 1/2" K	14	24,5	32	33	24

Serie: LL = muy ligero L = ligero S = pesado PN = presión nominal PB = presión de servicio máx. Ø = diámetro exterior tubo
 Para obtener información acerca del montaje, la instalación, la carga de presión y las temperaturas de servicio admisibles, consulte la Información técnica de los racores de tubo.



Conexión 1 - 3: Rosca exterior métrica, cilíndrica

Construcción: Racor

Norma: DIN 2353

Material: Acero

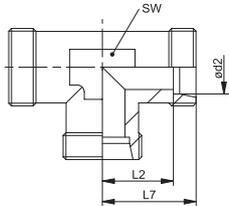
Variantes: XT VA, Racor, en T, Acero fino
 T, Racor, en T, Acero

Forma de obturación 1 - 3: Cono interior de 24°

Forma constructiva: en T

Volumen de suministro: Tubuladura (sin tuerca de racor ni anillo cortante)

Protección de la superficie: con revestimiento galvanizado



Denominación	Serie	Presión de servicio en bar	Ø d2 mm	G1 - G3	L2 mm	L7 mm	SW mm
XT 04 LL	LL	PN 100	4	M 8 x 1	11,0	15	9
XT 05 LL	LL	PN 100	5	M 10 x 1	9,5	15	9
XT 06 LL	LL	PN 100	6	M 10 x 1	9,5	15	9
XT 08 LL	LL	PN 100	8	M 12 x 1	11,5	17	12
XT 10 LL	LL	PN 100	10	M 14 x 1	12,5	18	12
XT 12 LL	LL	PN 100	12	M 16 x 1	15,0	21	14
XT NW 04 HL	L	PN 315	6	M 12 x 1,5	12,0	19	12
XT NW 06 HL	L	PN 315	8	M 14 x 1,5	14,0	21	12
XT NW 08 HL	L	PN 315	10	M 16 x 1,5	15,0	22	14
XT NW 10 HL	L	PN 315	12	M 18 x 1,5	17,0	24	17
XT NW 13 HL	L	PN 315	15	M 22 x 1,5	21,0	28	19
XT NW 16 HL	L	PN 315	18	M 26 x 1,5	23,5	31	24
XT NW 20 HL	L	PN 160	22	M 30 x 2	27,5	35	27
XT NW 25 HL	L	PN 160	28	M 36 x 2	30,5	38	36
XT NW 32 HL	L	PN 160	35	M 45 x 2	34,5	45	41
XT NW 40 HL	L	PN 160	42	M 52 x 2	40,0	51	50
XT NW 03 HS	S	PN 630	6	M 14 x 1,5	16,0	23	12
XT NW 04 HS	S	PN 630	8	M 16 x 1,5	17,0	24	14
XT NW 06 HS	S	PN 630	10	M 18 x 1,5	17,5	25	17
XT NW 08 HS	S	PN 630	12	M 20 x 1,5	21,5	29	17
XT NW 10 HS	S	PN 630	14	M 22 x 1,5	22,0	30	19
XT NW 13 HS	S	PN 400	16	M 24 x 1,5	24,5	33	24
XT NW 16 HS	S	PN 400	20	M 30 x 2	26,5	37	27
XT NW 20 HS	S	PN 400	25	M 36 x 2	30,0	42	36
XT NW 25 HS	S	PN 400	30	M 42 x 2	35,5	49	41
XT NW 32 HS	S	PN 315	38	M 52 x 2	41,0	57	50

Serie: LL = muy ligero L = ligero S = pesado PN = presión nominal PB = presión de servicio máx. Ø d2 = diámetro exterior del tubo
 Para obtener información acerca del montaje, la instalación, la carga de presión y las temperaturas de servicio admisibles, consulte la Información técnica de los racores de tubo.

4/2 and 4/3 Directional Control Valve, Manually Operated

RPR3-06

Size 06 (D03) • Q_{max} 80 l/min (21 GPM) • p_{max} 350 bar (5100 PSI)

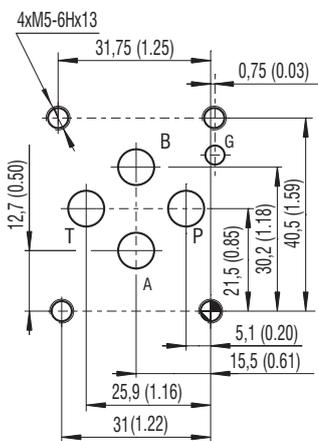


Technical Features

- › Direct acting manually operated directional control valve with subplate mounting interface acc. to ISO 4401, DIN 24340 (CETOP 03)
- › High transmitted hydraulic power up to 350 bar, optimized design for minimized pressure drop
- › Three chamber housing design for production cost saving
- › Manual lever and actuation element can be rotated in 90° increments for flexible installation
- › Wide range of interchangeable spools available
- › Springless, detented valves available, valve holds last selected position, available for all spools
- › In the standard version, the valve housing is phosphated and steel parts zinc-coated for 240 h salt spray protection acc. to ISO 9227
- › Enhanced surface protection for mobile sector available (ISO 9227, 520 h salt spray)

Model Code	Z11	R11	J15
Symbol			

ISO 4401-03-02-0-05



Ports P, A, B, T - max \varnothing 7.5 mm (0.29 in)

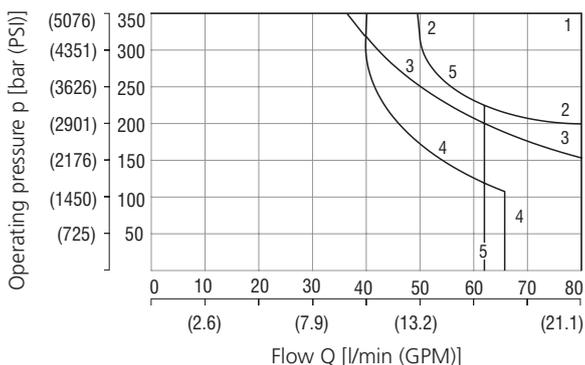
Technical Data

Valve size	06 (D03)	
Max. flow	l/min (GPM)	80 (21.1)
Max. operating pressure at ports P, A, B	bar (PSI)	350 (5080)
Max. operating pressure at port T	bar (PSI)	100 (1450)
Operating force	N (lbf)	< 50 (11.2)
Fluid temperature range (NBR)	°C (°F)	-30 ... +100 (-22 ... +212)
Fluid temperature range (FPM)	°C (°F)	-20 ... +120 (-4 ... +248)
Service life	cycles	10 ⁶
Weight	kg (lbs)	1.6 (3.53)
	Datasheet	Type
General information	GI_0060	Products and operating conditions
Mounting interface	SMT_0019	Size 06
Spare parts	SP_8010	

Characteristics measured at $v = 32 \text{ mm}^2/\text{s}$ (156 SUS)

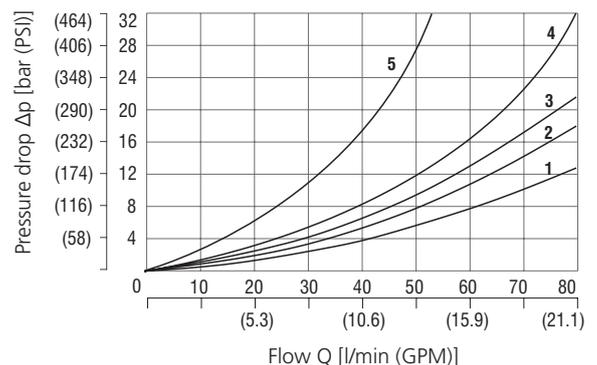
Operating limits

Operating limits for maximum hydraulic power and rated lever force.



A51	3	H15	1	R11	1
B11	5	J15	1	Y11	2
B15	1	J75	1	Y15	1
C11	4	P11	1	Z11	1
C15	1	P15	1	Z15	1
H11	3				

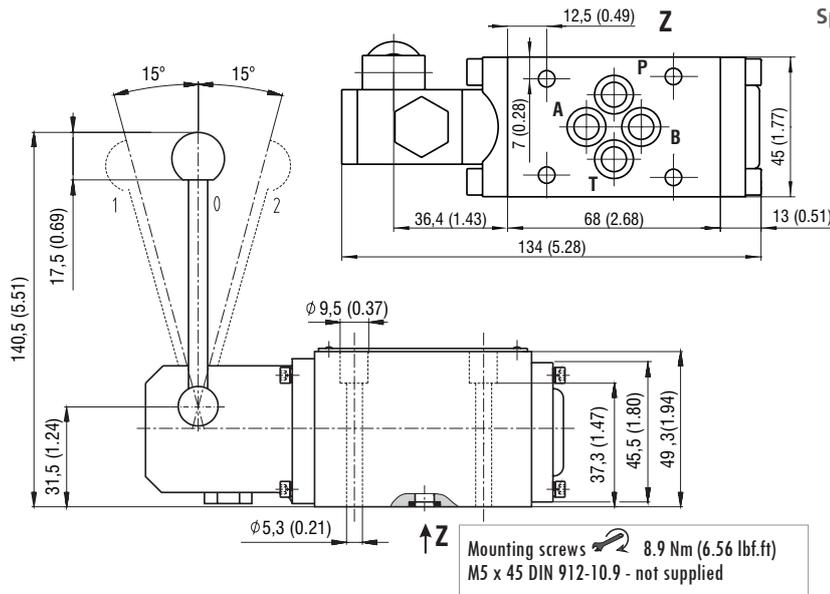
Pressure drop related to flow rate



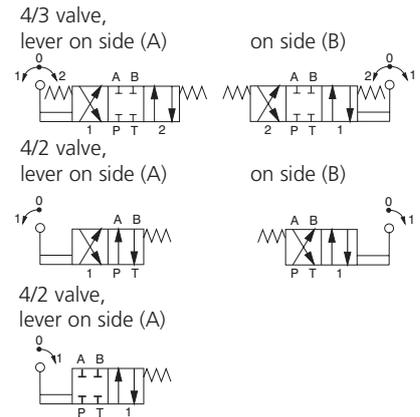
	P-A	P-B	A-T	B-T	P-T
Z11, Z15, B11, B15R11, J15	2	2	3	3	
C11, C15	3	3	4	3	5
H11, H15	2	2	2	2	3
P11, P15	1	1	3	3	
Y11, Y15	2	2	2	2	
A51, J75	2	2			

For operating limits under conditions and flow directions other than shown contact our technical support. Admissible operating limits may be considerably lower with only one direction of flow (A or B plugged, or without flow.)

Dimension in millimeters (inches)



Spool position according to the position of hand lever

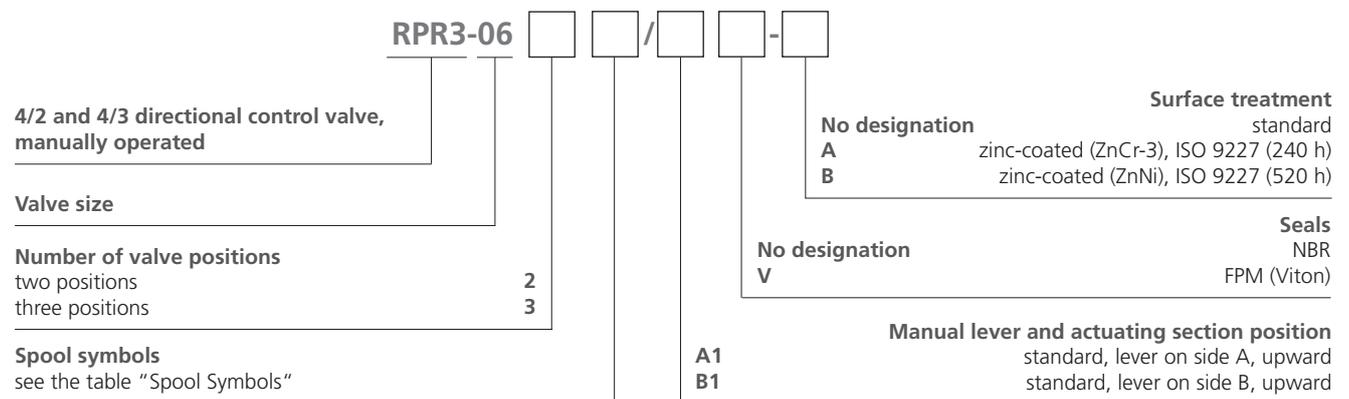


Manual lever and actuating section are shown in the most frequently used standard position. Both elements can be rotated in 90° increments. For other positions of lever and actuating section contact our technical support.

Spool Symbols

Type	Symbol	Interposition	Type	Symbol	Interposition	Type	Symbol	Interposition
Z11			B15			X11		
C11			Y14			X21		
H11			Z21			C55		
P11			P11			Z15		
Y11			H11			Z55		
B11			C51			Y55		
L21			Z11			J15		
Z15			H51			J75		
C15			Y11			P55		
H15			R11			R25		
P15			A51			X15		
Y15			R21					

Ordering Code



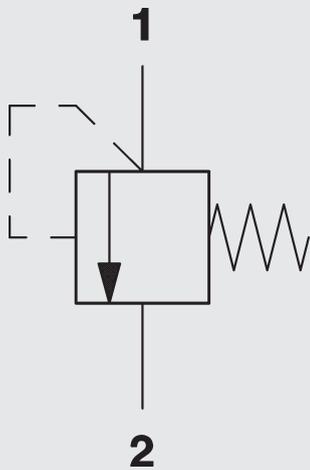
The port restrictor plugs can be ordered separately from the spare parts data sheet HA 8010. The table of spool connections is an overview of preferred and commonly produced types. Contact our technical support for their identification, feasibility and operating limits.

HYDAC

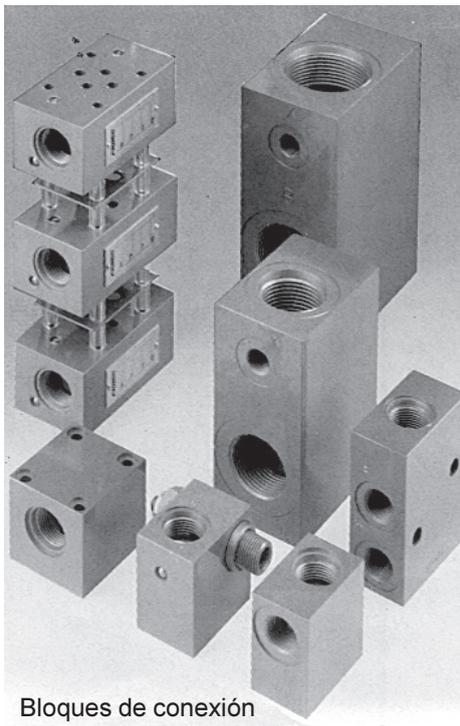
INTERNATIONAL



Válvulas limitadoras de presión DB12-CE



hasta 400 bar
hasta 120 l/min



Bloques de conexión

2.2. CARACTERISTICAS HIDRAULICAS

2.2.1 Presión nominal

Entrada (conexión 1): hasta 400 bar
 Salida (conexión 2): DB12-CE hasta 0 bar

2.2.2 Rangos de presión de servicio

hasta 150 bar
 hasta 250 bar
 hasta 350 bar
 hasta 400 bar

Presiones de ajuste mínimas véase capítulo 2.2.8.
 Presión, dependiendo de caudal

2.2.3 Fluido hidráulico

Aceite mineral según
 DIN 51524 parte 1 y parte 2

2.2.4 Campo de temperatura de fluido hidráulico

mín. - 20 °C
 máx. + 80 °C

2.2.5 Rango de viscosidad

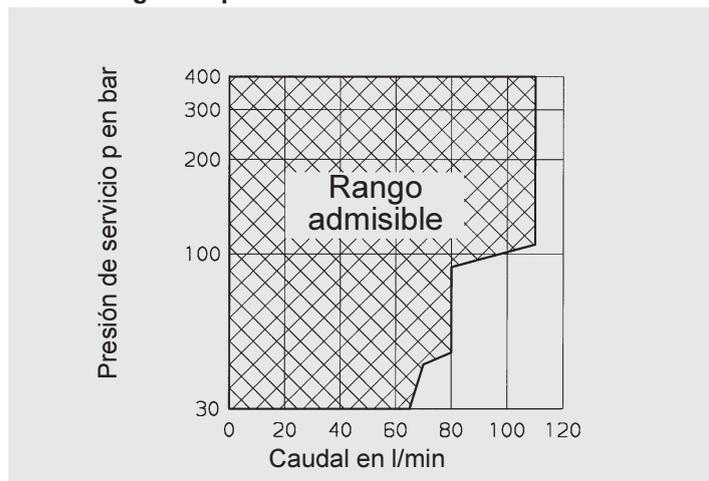
mín. 10 mm²/s
 máx. 380 mm²/s

2.2.6 Filtración

Máx. grado de colmataje admisible del fluido de servicio según ISO 4406 clase 21/19/16. Para ello recomendamos un filtro con un índice mínimo de retención de $\beta_{20} \geq 100$.

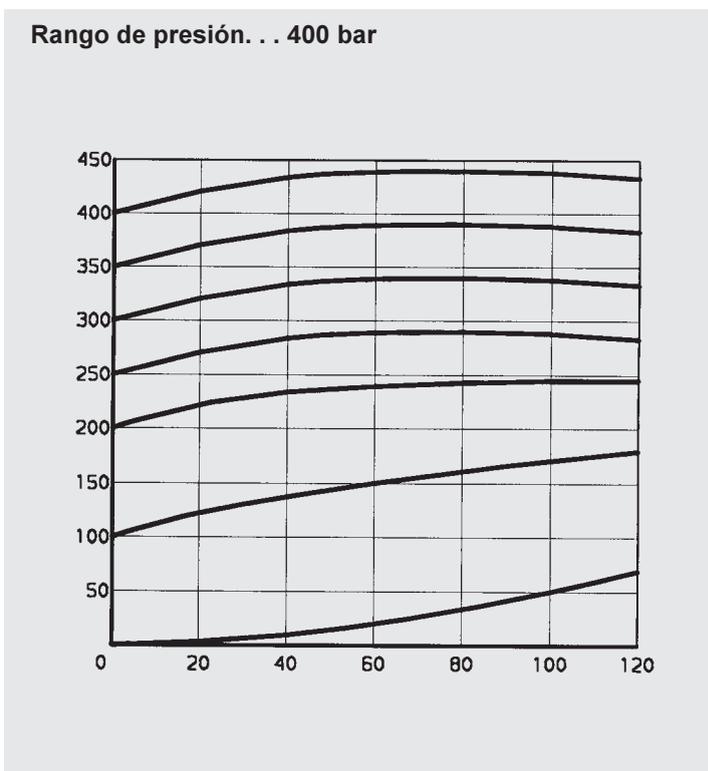
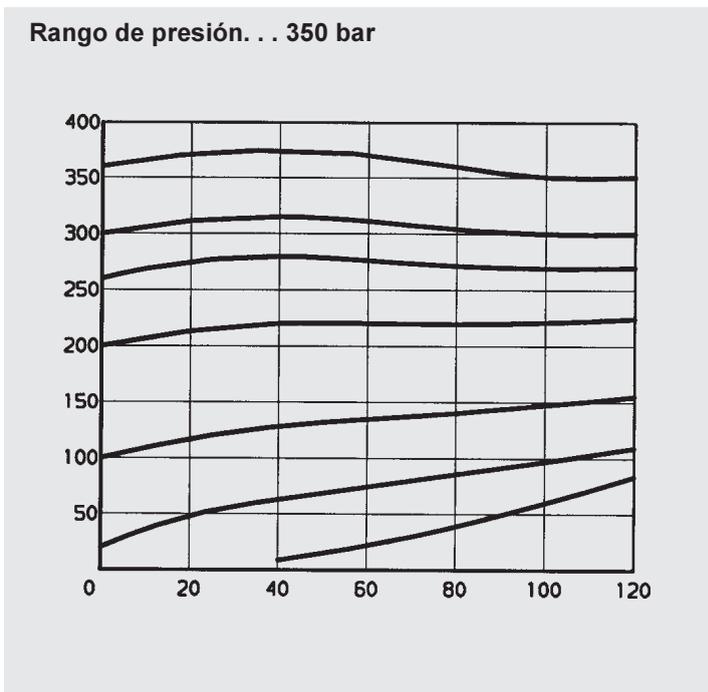
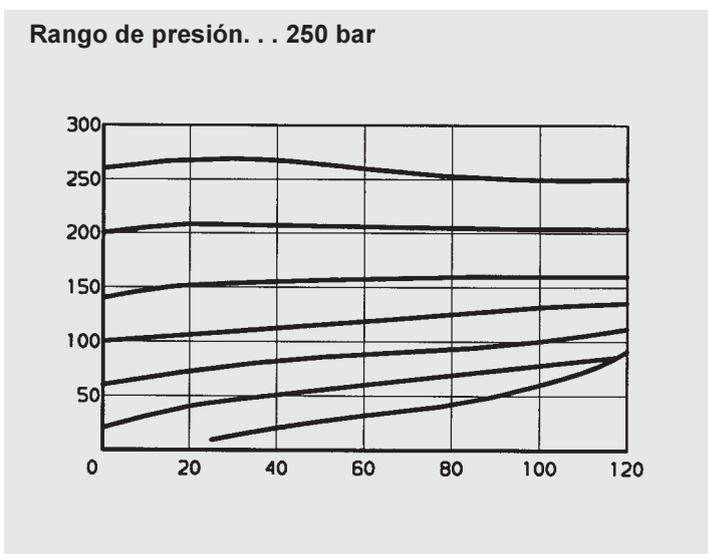
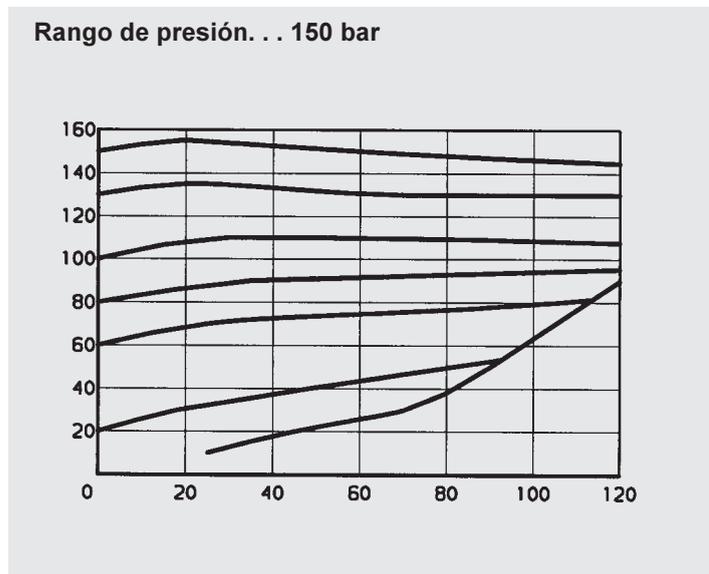
El montaje y la renovación regular de los filtros asegura las propiedades de funcionamiento, reduce el desgaste y aumenta la duración de vida.

2.2.7 Rango de aplicación



2.2.8 Presión, dependiendo de caudal

medido a 28 mm²/s y T_{aceite} = 50 °C



Manómetros



Instrumentos de medición hidráulicos



Equipo de análisis de aceite



Manómetro (analógico) ▀ Tipo SPG

A



Manómetro (analógico) Tipo SPG (conexión abajo)



Manómetro (analógico) Tipo SPG (conexión posterior)

Descripción del producto

Área de aplicación

- Medición de presión mecánica

Características del producto

- Adecuado para medios hidráulicos con aceite y gaseosos que no ataquen a aleaciones de cobre
- Disponible en los tamaños nominales 63 y 100 mm / 2.5 y 4 in
- Conexión a proceso: para BSP (G1/4 y G1/2), NPT (1/4 NPT y 1/2 NPT), SAE (7/16-20 UNF)
- Carcasa de acero al níquel cromo (1.4301)
- Visualizador de polimetilmetacrilato
- Relleno de glicerina
- Placa de escala estándar con datos de presión en bar y PSI
- Si lo desea, entrega con fijación de abrazadera o de brida

Nota: Uso con otros medios a petición

Opciones

- Caperuza de goma
- Modelos de placa de escala alternativos
- Fijación de abrazadera o de brida disponible por separado como pieza suelta

Datos técnicos

- Manómetro conforme a EN 837-1
- Reservado el derecho a realizar modificaciones técnicas

Precisiones

SPG-063: 1.6 (± 1.6 % FS* conforme a EN 837-1)
 SPG-100: 1.0 (± 1.0 % FS* conforme a EN 837-1)

Márgenes de temperatura permitidos

- Temperatura ambiente: -20 °C ... +60 °C / -4 °F ... +140 °F
- Temperatura del medio: máx. +60 °C / máx. +140 °F

Grado de protección

- IP 65 para todos los manómetros SPG-100 y SPG-063 > 16 bar / 232 PSI
 Grado de protección IP 65: Hermeticidad al polvo y protección frente a agua en chorro
- IP 54 para todos los manómetros SPG-063 < 16 bar / 232 PSI debido a la apertura de compensación de presión
 Grado de protección IP 54: Protegido frente a polvo y salpicaduras de agua

Clave de pedido



1 Serie y tipo

Manómetro de acero fino **SPG**

2 Tamaño

Ø 63 mm, con conexión G1/4 o 1/4 NPT **063**
 Ø 100 mm, con conexión G1/2 o 1/2 NPT **100**

3 Margen de presión

Margen de presión solo en el modelo 01 - bar/PSI	Clave	Margen de presión solo en el modelo 05 - bar/PSI	Clave
-1 ... 1,5 bar / -14,5 ... 21 PSI	(-00001)-00001.5	-1,02 ... 0 bar / -30 inHg ... 0 PSI	30HG30
-1 ... 3 bar / -14,5 ... 43 PSI	(-00001)-00003	-1,02 ... 2,07 bar / -30 inHg ... 30 PSI	03030
0 ... 10 bar / 0 ... 145 PSI	00010	0 ... 2,07 bar / 0 ... 30 PSI	00030
0 ... 16 bar / 0 ... 232 PSI	00016	0 ... 4,14 bar / 0 ... 60 PSI	00060
0 ... 25 bar / 0 ... 362 PSI	00025	0 ... 6,89 bar / 0 ... 100 PSI	00100
0 ... 40 bar / 0 ... 580 PSI	00040	0 ... 11,03 bar / 0 ... 160 PSI	00160
0 ... 60 bar / 0 ... 870 PSI	00060	0 ... 13,79 bar / 0 ... 200 PSI	00200
0 ... 100 bar / 0 ... 1450 PSI	00100	0 ... 20,68 bar / 0 ... 300 PSI	00300
0 ... 160 bar / 0 ... 2320 PSI	00160	0 ... 34,74 bar / 0 ... 500 PSI	00500
0 ... 250 bar / 0 ... 3625 PSI	00250	0 ... 41,37 bar / 0 ... 600 PSI	00600
0 ... 400 bar / 0 ... 5801 PSI	00400	0 ... 68,95 bar / 0 ... 1000 PSI	01000
0 ... 600 bar / 0 ... 8702 PSI	00600	0 ... 103,42 bar / 0 ... 1500 PSI	01500
0 ... 800 bar / 0 ... 11553 PSI	00800	0 ... 137,90 bar / 0 ... 2000 PSI	02000
0 ... 700 bar / 0 ... 10152 PSI	00700	0 ... 206,84 bar / 0 ... 3000 PSI	03000
0 ... 1000 bar / 0 ... 14503 PSI	01000	0 ... 275,79 bar / 0 ... 4000 PSI	04000
		0 ... 344,74 bar / 0 ... 5000 PSI	05000
		0 ... 413,69 bar / 0 ... 6000 PSI	06000
		0 ... 517,11 bar / 0 ... 7500 PSI	07500
		0 ... 689,48 bar / 0 ... 10000 PSI	10000

Nota: Otros a petición. Los datos se refieren a la unidad de presión correspondiente de la escala exterior.

4 Modelo de la placa de escala

bar / PSI (bar exterior/PSI interior - estándar de entrega) **01**
 bar **02**
 PSI **03**
 PSI / bar (PSI exterior/bar interior) **05**
 kPa / PSI (kPa exterior/PSI interior) **10**

Nota: otros a petición.

5 Conexión

Conexión abajo **S**
 Conexión arriba **P**

6 Conexión a proceso

G1/4 (solo SPG-063) **B04**
 G1/2 (solo SPG-100) **B08**
 1/4 NPT (solo SPG-063) **N04**
 1/2 NPT (solo SPG-100) **N08**
 7/16-20 UNF (solo SPG-063) **U04**

Nota: Otros a petición.

7 Accesorios

Sin accesorios **(sin)**
 Fijación por abrazadera **U**
 Borde de fijación delante (solo para la conexión posterior) **F**
 Borde de fijación detrás **R**
 Fijación por abrazadera y borde de fijación delante (solo para la conexión posterior) **UF**
 Caperuza de goma (solo para la conexión inferior) **G**

Para obtener más información, consultar el catálogo 7 - STAUFF Test.

* FS = Full Scale = Valor final del margen de medición



ANEXO 3: ESTUDIO ECONÓMICO

Costo total máquina pelletizadora convencional

Componente(s)	Descripción	Proveedor; distribuidor	Cantidad	Costo unitario	Costo total x componente(s)
			(c/u)	(\$)	(\$)
Conjunto rodillos de compactación y matriz horizontal	Matriz de 6 mm de diámetro y rodillo	AliExpress	1	126.135	126.135
	Pernos en rodillos de compactación: PERNO HEXAGONAL DIN 931 INOX. A2 (304) M6 - 1.00 X 100 MM.	Pernostock Limitada	12	275	3.300
Cuchillas de corte	Cuchillas de cepillar HSS 18% W	PILANA TOOLS; Hernán Boeri y cía. Ltda.	2	8.092	16.184
	Pernos en cuchillas de corte: PERNO HEXAGONAL DIN 931 INOX. A2 (304) M6 - 1.00 X 100 MM.	Pernostock Limitada	4	275	1.100
	Golillas en cuchillas de corte: GOLILLA PLANA INOXIDABLE A2 (304) M6	Pernostock Limitada	4	11	44
	Tuercas en cuchillas de corte: TUERCA HEXAGONAL AISI 304 M6 - 1.00	Pernostock Limitada	4	25	100
Sistema de transmisión por poleas y correas	Polea 5C200 SF, en V con diámetro exterior de 200mm, 5 canales para correa tipo C. Mecanizada para buje QD-SF.	Intermec S.A.	1	132.548	132.548
	Sistema de fijacion QD-SF, para instalar en ítem anterior, mecanizado para eje máximo de 60mm con cuñero estándar.	Intermec S.A.	1	32.997	32.997
	Polea 5C600 F, en V con diámetro exterior de 600mm, 5 canales para correa tipo C. Mecanizada para buje QD-F.	Intermec S.A.	1	449.516	449.516
	Sistema de fijacion QD-F, para instalar en ítem anterior, mecanizado para eje máximo de 85mm con cuñero estándar.	Intermec S.A.	1	69.665	69.665
	Correa C-126, en V perfil tipo C con longitud primitiva de 3270mm y longitud interna de 126".	Intermec S.A.	5	15.788	78.940
	Fletes DHL COURIER, a Chile. No incluye el pago de los impuestos que se generen en destino (costos de nacionalización del producto).	Intermec S.A.	1	734.142	734.142
Eje principal	BARRA REDONDA ACERO AISI 1020, diámetro 2-1/4" y largo 1 m	Aceros Cartago S.A.	1	19.261	19.261
Eje porta rodillos	BARRA REDONDA ACERO AISI 1020, diámetro 1-3/4" y largo 0,32 m	Aceros Cartago S.A.	1	3.901	3.901
Rodamientos	Inferior: 32011 X/Q	SKF; RODAQUIN LTDA	1	27.073	27.073
	Superior: 6009-2Z/C3	SKF; RODAQUIN LTDA	1	18.445	18.445

	En el eje porta rodillos: 33109/Q	SKF; RODAQUIN LTDA	2	32.285	64.569
	CARTUCHO GRASA REF. SKF LGFQ 2/SD125	SKF; Rodavigo	2	33.905	67.810
Chavetas	Transmisión eje principal: CHAVETA PARALELA DE AJUSTE DIN 6885 A DE ACERO C45 MAS C ANCHO 16 MM ALTO 10 MM LONGITUD 140 MM REF. 51A-16-10-140	Rodavigo	1	4.461	4.461
	Cuchillas: CHAVETA PARALELA DE AJUSTE DIN 6885 A DE ACERO C45 MAS C ANCHO 16 MM ALTO 10 MM LONGITUD 90 MM REF. 51A-16-10-90	Rodavigo	1	2.956	2.956
	Cabezal porta rodillos: CHAVETA PARALELA DE AJUSTE DIN 6885 A DE ACERO C45 MAS C ANCHO 14 MM ALTO 9 MM LONGITUD 70 MM REF. 51A-14-9-70	Rodavigo	1	1.897	1.897
Motor eléctrico	MOTOR MARCA ABB TRIFASICO. 40HP (30KW) 6P M2BAX225SMA 6 IE2	ABB; Imatesa	1	1.930.438	1.930.438
Protecciones	Disyuntor magnetotérmico	Legrand	1	97.390	97.390
	Protector diferencial	Legrand	1	228.991	228.991
	Relé térmico	Legrand	1	116.260	116.260
Conductor	CABLE SUPERFLEX 4 AWG x metro	General Cable; VALFI	10	1.877	18.770
VDF	6SE6440-2UC31-1DA1 SIEMENS MICROMASTER 440	Wiautomation	1	2.337.113	2.337.113
Tolva de alimentación	De acero inoxidable tolva/embudo	Alibaba	1	809.135	809.135
Base	Plancha laminado en Caliente 1 x 3 5.0 mm	Ferreterías Weitzler	2	95.610	191.220
	Plancha laminado en Caliente 1 x 3 10 mm	Ferreterías Weitzler	3	191.220	573.660
	PERNO HEXAGONAL C 8.8 M12-1.25 X 100	Pernoval	8	582	4.656
	GOLILLA PLANA INOXIDABLE A2 (304) M12	Pernostock Limitada	8	102	816
	TUERCA HEXAGONAL AISI 316 M12 -1.75	Pernostock Limitada	8	340	2.720
	Soldadora arco manual 150 PRO	IMPERIAL	1	158.832	158.832
	Electrodo 6011 1/8" 1 kg	INDURA; Sodimac	1	4.190	4.190
Costo total de componentes máquina pelletizadora convencional					8.329.234
Actividad	Descripción	Encargado(s)	Cantidad	Costo unitario	Costo total x actividad
			(c/u)	(\$)	(\$)
Diseño de la máquina pelletizadora convencional, labores administrativas (compra de componentes)	Labor realizada por un ingeniero mecánico (calculada en base al 15% del costo total de la máquina)	Ingeniero mecánico	1	1.249.385	1.249.385
Montaje y construcción de la máquina pelletizadora convencional	Trabajo realizado por técnicos mecánicos (corresponde al 20% del costo total de la máquina)	Técnicos mecánicos	2	832.923	1.665.847
Costo final máquina pelletizadora convencional					11.244.466

Costo total máquina pelletizadora hidráulica

Componente(s)	Descripción	Proveedor; distribuidor	Cantidad	Costo unitario	Costo total x componente(s)
			(c/u)	(\$)	(\$)
Conjunto rodillos de compactación y matriz horizontal	Matriz de 6 mm de diámetro y rodillo	AliExpress	1	126.135	126.135
	Pernos en rodillos de compactación: PERNO HEXAGONAL DIN 931 INOX. A2 (304) M6 - 1.00 X 100 MM.	Pernostock Limitada	12	275	3.300
Cuchillas de corte	Cuchillas de cepillar HSS 18% W	PILANA TOOLS; Hernán Boeri y cía. Ltda.	2	8.092	16.184
	Pernos en cuchillas de corte: PERNO HEXAGONAL DIN 931 INOX. A2 (304) M6 - 1.00 X 100 MM.	Pernostock Limitada	4	275	1.100
	Golillas en cuchillas de corte: GOLILLA PLANA INOXIDABLE A2 (304) M6	Pernostock Limitada	4	11	44
	Tuercas en cuchillas de corte: TUERCA HEXAGONAL AISI 304 M6 - 1.00	Pernostock Limitada	4	25	100
Eje principal	BARRA REDONDA ACERO AISI 1020, diámetro 2-1/4" y largo 1 m	Aceros Cartago S.A.	1	19.261	19.261
Eje porta rodillos	BARRA REDONDA ACERO AISI 1020, diámetro 1-3/4" y largo 0,32 m	Aceros Cartago S.A.	1	3.901	3.901
Rodamientos	Superior: 6009-2Z/C3	SKF; RODAQUIN LTDA	1	18.445	18.445
	En el eje porta rodillos: 33109/Q	SKF; RODAQUIN LTDA	2	32.285	64.569
	CARTUCHO GRASA REF. SKF LGFQ 2/SD125	SKF; Rodavigo	1	33.905	33.905
Chavetas	Cuchillas: CHAVETA PARALELA DE AJUSTE DIN 6885 A DE ACERO C45 MAS C ANCHO 16 MM ALTO 10 MM LONGITUD 90 MM REF. 51A-16-10-90	Rodavigo	1	2.956	2.956
	Cabezal porta rodillos: CHAVETA PARALELA DE AJUSTE DIN 6885 A DE ACERO C45 MAS C ANCHO 14 MM ALTO 9 MM LONGITUD 70 MM REF. 51A-14-9-70	Rodavigo	1	1.897	1.897
Motor eléctrico	MOTOR MARCA ABB TRIFASICO. 40HP (30KW) 6P M2BAX225SMA 6 IE2	ABB; Imatesa	1	1.930.438	1.930.438
Protecciones	Disyuntor magnetotérmico	Legrand	1	97.390	97.390
	Protector diferencial	Legrand	1	228.991	228.991
	Relé térmico	Legrand	1	116.260	116.260
Conductor	CABLE SUPERFLEX 4 AWG x metro	General Cable; VALFI	10	1.877	18.770
VDF	6SE6440-2UC31-1DA1 SIEMENS MICROMASTER 440	Wiautomation	1	2.337.113	2.337.113

Tolva de alimentación	De acero inoxidable tolva/embudo	Alibaba	1	809.135	809.135
Bomba hidráulica	A10VSO100DFR1/31R-PPA12N00	EATON; VERION	1	3.308.760	3.308.760
Motor hidráulico	NHM3-220	EATON; VERION	1	1.418.040	1.418.040
Válvula distribuidora 4/3	Manually Operated Direccional Control Valve RPR3-063C11	ARGO-HYTOS	1	261.121	261.121
Válvula limitadora de presión	PRL1500530B Valv Relief 1" BSP 50-350 Bar Manilla	UTECSA	1	91.571	91.571
Filtro de retorno	Filtro retorno Linea 3/4" NPT FPF 11N	UTECSA	1	32.147	32.147
Manómetro	Manometro D=63mm 1/4"NPT Inf. 0-600bar/0-8600psi	UTECSA	1	8.294	8.294
Depósito hidráulico	RESERVOIR INDUST 250L, Modelo: RE250GH	Hydrokit	1	545.570	545.570
Aceite hidráulico	MOBIL HYDRAULIC 10W, 208LT	MOBIL; COMERCIAL PUENTES DE MAULE LIMITADA	1	639.210	639.210
Tuberías y accesorios	Tubería de aspiración: PR40-1.5V2 Tuberia 40X1,5 x metro	HANSA-FLEX	1	66.097	66.097
	Tubería de impulsión y retorno: PR28-1V2 Tuberia 28X1 x metro	HANSA-FLEX	26	38.648	1.004.838
	Racor en 90°: XWNW25HL Codo macho 28L	HANSA-FLEX	8	11.688	93.505
	Racor en T: XTNW25HL Tee macho 28L	HANSA-FLEX	1	15.971	15.971
Acople motor eléctrico-bomba hidráulica	ELEMENTO FLEXIBLE REXNORD OMEGA MODELO E-30	Equipos Industriales S.A.C.I	1	166.600	166.600
	MAZAS PARA ELEMENTOS FLEXIBLES MODELO E-30	Equipos Industriales S.A.C.I	1	71.400	71.400
Acople motor hidráulico-eje principal	ELEMENTO FLEXIBLE REXNORD OMEGA MODELO E-50	Equipos Industriales S.A.C.I	1	238.000	238.000
	MAZAS PARA ELEMENTOS FLEXIBLES MODELO E-50	Equipos Industriales S.A.C.I	1	249.900	249.900
Costo total de componentes máquina pelletizadora hidráulica					14.040.918
Actividad	Descripción	Encargado(s)	Cantidad	Costo unitario	Costo total x actividad
			(c/u)	(\$)	(\$)
Diseño de la máquina pelletizadora hidráulica, labores administrativas (compra de componentes)	Labor realizada por un ingeniero mecánico (calculada en base al 12% del costo total de la máquina)	Ingeniero mecánico	1	1.684.910	1.684.910
Montaje y construcción de la máquina pelletizadora hidráulica	Trabajo realizado por técnicos mecánicos (corresponde al 15% del costo total de la máquina)	Técnicos mecánicos	2	1.053.069	2.106.138
Costo final máquina pelletizadora hidráulica					17.831.966

ANEXO 4: COTIZACIONES



Javier Tapia <javier.tapia.fuenzalida@gmail.com>

Fwd: FW: Cotización cuchillas industriales / Industrial knives quote

Hernán Boeri <hboeri@hernanboeri.cl>
Para: javier.tapia.fuenzalida@gmail.com

10 de junio de 2020 a las 12:19

Estimado Javier,

Conforme a lo solicitado a nuestra representada Pilana Group, me permito cotizar lo siguiente:

Cuchillas de cepillar HSS 18% W \$ 6.800 + IVA

Cordiales saludos,

Hernán Boeri Balazs
GERENTE GENERAL
hboeri@hernanboeri.cl

www.hernanboeri.cl
Fono Central: 56 (41) 333 14 50
Bandera 899 Concepción - Chile



From: Javier Tapia <javier.tapia.fuenzalida@gmail.com>

Sent: Wednesday, June 10, 2020 6:43 AM

To: Štefková Michaela <stefkova@pilana.cz>

Subject: Cotización cuchillas industriales / Industrial knives quote

Estimada(o):

Me dirijo a usted, debido a que estoy realizando mi trabajo de título y dentro de la máquina que estoy diseñando necesito cotizar cuchillas industriales como las que ustedes fabrican, cuyas especificaciones técnicas son:

- Cuchillas de cepillar HSS 18% W - 1.3355 - T1

- Dimensiones: 130x30x3.0 (L x H x S)

De antemano agradezco su pronta respuesta y recepción de esta cotización, se despide atentamente

--

Javier Tapia Fuenzalida

Estudiante Ingeniería Civil Mecánica

Universidad de Talca

Dear: I am writing to you, because I am doing my title work and within the machine I am designing I need to quote industrial blades like the ones you manufacture, whose technical specifications are:

- HSS 18% W planer blades - 1.3355 - T1

17/6/2020

Gmail - Fwd: FW: Cotización cuchillas industriales / Industrial knives quote

- Dimensions: 130x30x3.0 (L x H x S)

I thank you in advance for your prompt response and receipt of this quote.

Javier Tapia Fuenzalida

Student Civil Mechanical Engineering

University of Talca



Cuchilla de corte para cotización.png
105K



Javier Tapia <javier.tapia.fuenzalida@gmail.com>

Cotización de poleas

Ventas INTERMEC <ventas@intermec.com.co>
Para: Javier Tapia <javier.tapia.fuenzalida@gmail.com>

17 de junio de 2020 a las 18:19

Buenas Tardes Javier

A continuación adjunto oferta actualizada con correas estándar C-126 (especificaciones en cotización). Por otro lado, es importante revisar distancia entre centros que manejar en el sistema.



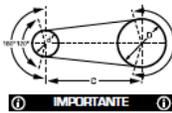
www.intermec.com.co

CÁLCULO DE LA DISTANCIA ENTRE CENTROS

La distancia entre centros de los ejes es un factor importante a considerar puesto que afecta la capacidad de transmisión de las correas sobre todo cuando la diferencia entre los diámetros de las poleas conductora y conducida es significativa. Esto se debe a que cuando las poleas están demasiado cerca una de la otra, las correas forman un ángulo más "abierto" sobre la polea más pequeña disminuyendo su área de contacto y en consecuencia mermando su capacidad de transmisión. Lo ideal es que el "arco de contacto" de las correas sobre la polea pequeña esté entre 120 y 180 grados.

Para la mayoría de las transmisiones por correas en "V", la distancia entre centros recomendada se obtiene sumando el diámetro de la polea mayor con el de la polea menor y multiplicando el resultado por 1,5. Sin embargo, la distancia podrá ajustarse según los requerimientos del montaje hasta máximo dos veces la suma de los diámetros de las poleas y mínimo 0,7 veces como se indica a continuación:

Dist. "Recomendada": $C = 1,5 (D + d)$
Dist. "Máxima": $C = 2 (D + d)$
Dist. "Mínima": $C = 0,7 (D + d)$
C = Distancia entre centros.
D = Diámetro polea mayor.
d = Diámetro polea menor.



¡ IMPORTANTE !

Si por aspecto operativo o conveniencia del montaje es necesario que la distancia entre centros sea inferior a la recomendada, tenga en cuenta que se disminuye el "arco de contacto" de las correas sobre la polea menor ocasionando una reducción de la capacidad de transmisión de las correas. Para establecer la disminución de la capacidad de transmisión, utilice la fórmula de la primera columna en la tabla siguiente. Según sea el resultado, multiplique el "Factor de corrección" que le corresponde (última columna) por los "HP por canal" de la polea conductora seleccionada. Realice el número de canales para transmitir la "Potencia de selección" del punto 5 del procedimiento técnica anterior.

(D-d) C	Área de contacto (Grados)	Factor de corrección
0,00	180	1,00
0,10	174	0,99
0,20	168	0,97
0,30	163	0,96
0,40	157	0,94
0,50	151	0,93
0,60	145	0,91
0,70	138	0,89
0,80	133	0,87
0,90	127	0,85
1,00	120	0,82
1,10	113	0,80
1,20	105	0,77
1,30	97	0,74
1,40	89	0,70
1,50	83	0,65

Cualquier inquietud, quedo atento a comentarios.

Cotización



Sr. JAVIER TAPIA
Curicó, Chile,

No. Cotización: **36944**

Fecha: Jun 12 de 2020

Validez Oferta: Jun 27 de 2020

Tiempo de entrega: 17 a 22 días hábiles

Sujeto a disponibilidad en planta.

Item	Cant	Descripción	Precio Unit.	Total
1	1	Polea 5C200 SF , en V con diámetro exterior de 200mm, 5 canales para correa tipo C. Mecanizada para buje QD-SF.	167,91 USD	167,91 USD
2	1	Sistema de fijación QD-SF , para instalar en ítem anterior, mecanizado para eje máximo de 60mm con cuñero estándar.	41,80 USD	41,80 USD
3	1	Polea 5C600 F , en V con diámetro exterior de 600mm, 5 canales para correa tipo C. Mecanizada para buje QD-F.	569,44 USD	569,44 USD
4	1	Sistema de fijación QD-F , para instalar en ítem anterior, mecanizado para eje máximo de 85mm con cuñero estándar.	88,25 USD	88,25 USD
5	5	Correa C-126 , en V perfil tipo C con longitud primitiva de 3270mm y longitud interna de 126".	20,00 USD	100,00 USD
6	1	Fletes DHL COURIER , a Chile. No incluye el pago de los impuestos que se generen en destino (costos de nacionalización del producto).	930,00 USD	930,00 USD

CONDICIONES DE PAGO: A CONVENIR
MONEDA: USD
INCOTERMS: EXW - PRECIO DE MERCANCÍA EN PLANTA BOGOTÁ - COLOMBIA
FORMA DE PAGO: T/T o Tarjeta de Crédito

TOTAL 1.897,40 USD

Comentarios:

Pedro Pinilla
Dpto. Servicio al Cliente
asesor3@intermec.com.co

INTERMEC S.A. Calle 17A No. 33-68 Bogotá, Colombia / Tel:(571) 742 8300

Pedro Pinilla

Dpto. Ventas

Tel. (+571) 742.8300 x105

ventas@intermec.com.co

Bogotá, COL



PRODUCTOS MECÁNICOS PARA TRANSMISIÓN DE POTENCIA



nuevos

Tensores Automáticos



[Texto citado oculto]



RODAQUIN LTDA

General Freire 289 - La Cisterna - Santiago - Chile
Fono 2 337 4300 - Fax 2 337 4307
R.U.T. 78.196.290-2

COTIZACION DE VENTA

60095

DIA 23 MES Julio AÑO 2020

SEÑOR(ES): ATT.:
DIRECCION: R.U.T.:
COMUNA: CIUDAD: GIRO:
FONO: FAX:
COND. VENTA: CONTADO FORMA PAGO: EFECTIVO VENDEDOR:

CANT.	DESCRIPCION	MARCA	ENTREGA	PRECIO UNIT.	TOTAL
1	32011 X/Q	SKF	3 días	22.750,0	22.750
1	6009-2Z/C3	SKF	1 días	15.500,0	15.500
2	33109/Q	SKF	30 días	27.130,0	54.260

OBSERVACIONES

ngl. Stock disponible, salvo previa venta. Cotización válida por 10 días.

VALOR NETO \$	92.510
I.V.A. \$	17.577
TOTAL \$	110.087

FIRMA CLIENTE

FIRMA EJECUTIVO VENTAS TECNICAS

NGL



Rodaquin Ltda.
Distribuidor Autorizado

OFERTA : **OC-W20-0001532-00**

FECHA : 23/07/2020

SU REFERENCIA : GRASA

UNIVERSIDAD DE TALCA
UNIVERSIDAD DE TALCA

SR. JAVIER TAPIA FUENZALII
Email : javier.tapia.fuenzalida@gmail.com



Muy Sres. Nuestros :
De acuerdo con sus instrucciones, nos es grato pasarles nuestra mejor oferta y condiciones para el suministro del material que detallamos :

CANTIDAD	REFERENCIA	EUROS	DTO	ENVÍO Días Hábiles
10,00 un	CARTUCHO GRASA REF. SKF LGFQ 2/SD125 PLAZO DE ENVIO A CONFIRMAR CON EL PEDIDO	38,0650 Und	Neto	S/Detalle

POSIBILIDAD DE COTIZAR PORTES

Validez de la Oferta : 30 Dias
Portes y/o envío : DEBIDOS Ex Works
IVA vigente : NO INCLUIDO
Oferta realizada por : A. Cabaleiro Vila

OFERTA : OC-A20-0036568-00

FECHA : 22/07/2020

SU REFERENCIA : CHAVETAS

TAPIA FUENZALIDA JAVIER
TAPIA FUENZALIDA JAVIER

SR. JAVIER TAPIA FUENZALII
Email : javier.tapia.fuenzalida@gmail.com



Muy Sres. Nuestros :

De acuerdo con sus instrucciones, nos es grato pasarles nuestra mejor oferta y condiciones para el suministro del material que detallamos :

CANTIDAD	REFERENCIA	EUROS	DTO	ENVÍO Días Hábiles
info 1,00 un	CHAVETA PARALELA DE AJUSTE DIN 6885 A DE ACERO C45 MAS C ANCHO 16 MM ALTO 10 MM LONGITUD 140 MM REF. 51A-16-10-140	4,2100 Und	Neto	Inmediato
info 1,00 un	CHAVETA PARALELA DE AJUSTE DIN 6885 A DE ACERO C45 MAS C ANCHO 16 MM ALTO 10 MM LONGITUD 90 MM REF. 51A-16-10-90	2,7900 Und	Neto	Inmediato
info 1,00 un	CHAVETA PARALELA DE AJUSTE DIN 6885 A DE ACERO C45 MAS C ANCHO 14 MM ALTO 9 MM LONGITUD 70 MM REF. 51A-14-9-70	1,7900 Und	Neto	Inmediato

**Puede consultar documentación a través de los enlaces suministrados
Salvo indicaciones contrarias, esta oferta será servida en un solo envío.**

IMPORTE NETO TOTAL DE LA OFERTA S/IVA:

8,79 €

Validez de la Oferta : 90 Dias
Portes y/o envío : DEBIDOS Ex Works
IVA vigente : NO INCLUIDO
Oferta realizada por : O. Granja Gómez



Javier Tapia <javier.tapia.fuenzalida@gmail.com>

Cotización motor eléctrico ABB

Luis Diaz <ldiaz@imatesa.cl>

14 de julio de 2020 a las 16:33

Para: Javier Tapia <javier.tapia.fuenzalida@gmail.com>

Estimado Javier

Somos IMATESA SA canal distribuidor de motores y variadores de frecuencia marca ABB, por encargo de Ariel Moya te envío oferta por motor 30kw, 6polos

MOTOR MARCA ABB TRIFASICO. 40HP (30KW) 6P M2BAX225SMA 6 IE2 **VALOR US\$ 2.055 + IVA**

ENTREGA PRIMERA SEMANA DE AGOSTO

PAGO CONTADO

PRECIO VALIDO POR 30 DIAS

Nota: el catalogo que enviaste para que te coticemos ese motor esta descontinuado y ahora se comercializa este motor modelo M2BAX que es de alta eficiencia IE2

Atte

Luis Diaz M.

Product Manager Motores Electricos

Oficina: (56-2) 2275 8000

Directo: (56-2) 2275 8002

Celular: (56-9) 9699 3816 || Mail: ldiaz@imatesa.cl

Dirección: [Avda. Santa Rosa 5699](#) ||[San Miguel](#) ||[Santiago](#)

www.imatesa.cl



[Texto citado oculto]

2 archivos adjuntos



30KW 6P M2BAX 225 SMA 6 - NORMAL.xls
436K



M2BAX 225SM 4-6, IM B3, B6, B7, B8, V5, V6, t.box top.pdf
99K

COTIZACIÓN Nº 3934

Srs **SOC. COMERCIAL VALDES Y FIGUEROA LIMITADA**

Validez: --

At: --

Estimado cliente:

VALOR FINAL, DESCUENTO YA APLICADO

De acuerdo a vuestra solicitud, presentamos nuestra oferta.

Nº	Cantidad	Código	Producto	Valor Unit.	Total
1	1,00	250750028	CABLE SUPERFLEX 4 AWG	1.577,00	1.577,00

VALOR UNITARIO NETO, AGREGAR IVA

Nota: PAGO EFECTIVO O TRANSFERENCIA

Valor Neto:	1.577
Valor Iva:	300
Valor Total:	1.877

Chillán 17 de julio de 2020

Atentamente a Usted

RAUL GARCIA**OBSERVACIONES IMPORTANTES**

1. Valores unitario Neto (agregar IVA)
2. No se aceptan devoluciones de conductores dimensionados
3. No se aceptan devolución de productos vendidos y clasificados " Contra pedido"
4. La cotización de productos registrada en la presente es de responsabilidad y de uso exclusivo del solicitante
5. VALFI se libera de la interpretación técnica que pueda dar el usuario a la presente cotización



Javier Tapia <javier.tapia.fuenzalida@gmail.com>

Gracias por cotizar con nosotros

weitzler.cl <hola@dd1.cl>
 Responder a: no-reply@dd1.cl
 Para: javier.tapia.fuenzalida@gmail.com

20 de julio de 2020 a las 12:22



Ferreterías Weitzler, Más que una ferretería - Puerto Montt - Puerto Varas - Osorno

**Hemos recibido su solicitud, pronto nuestro ejecutivo se pondrá en contacto con usted.
 Usted fue atendido por: José Bastias - Vendedor 330**

SKU	Nombre	Cantidad	Precio Unitario	Total
 14000200005	Plancha laminado en Caliente 1 x 3 5.0 mm	2	\$ 95.610	\$ 191.220
			Total	\$ 191.220

Datos Ingresados

Nombre: Javier Tapia Fuenzalida

Número orden:00020224

Si desea los productos indicados en esta cotización. contáctenos al número +56 934 1828 26 (solo Whatsapp) o al mail ventasweb@weitzler.cl

Fecha: 20-07-2020, cotización válida por 24 horas o hasta agotar stock

Notas: valores incluyen iva, productos puestos en nuestras bodegas o salas de venta, la cotización no asegura la disponibilidad del producto

Síguenos





Javier Tapia <javier.tapia.fuenzalida@gmail.com>

Gracias por cotizar con nosotros

weitzler.cl <hola@dd1.cl>
 Responder a: no-reply@dd1.cl
 Para: javier.tapia.fuenzalida@gmail.com

18 de julio de 2020 a las 23:10



Ferreterías Weitzler, Más que una ferretería - Puerto Montt - Puerto Varas - Osorno

**Hemos recibido su solicitud, pronto nuestro ejecutivo se pondrá en contacto con usted.
 Usted fue atendido por: José Bastias - Vendedor 330**

SKU	Nombre	Cantidad	Precio Unitario	Total
 14000200009	Plancha laminado en Caliente 1 x 3 10 mm	3	\$ 191.220	\$ 573.660
			Total	\$ 573.660

Datos Ingresados

Nombre: Javier Tapia Fuenzalida

Número orden:00020113

Si desea los productos indicados en esta cotización. contáctenos al número +56 934 1828 26 (solo Whatsapp) o al mail ventasweb@weitzler.cl

Fecha: 19-07-2020, cotización válida por 24 horas o hasta agotar stock

Notas: valores incluyen iva, productos puestos en nuestras bodegas o salas de venta, la cotización no asegura la disponibilidad del producto

Síguenos





Javier Tapia <javier.tapia.fuenzalida@gmail.com>

RE: Cotización bomba hidráulica

Joel Pospisil <comercial2@verion.com.ar>
Para: "javier.tapia.fuenzalida@gmail.com" <javier.tapia.fuenzalida@gmail.com>
CC: Guillermo Rothpflug <guillermo@verion.com.ar>

14 de julio de 2020 a las 09:00

Hola Javier,

Sera un gusto ayudarte.

Por lo que veo estas buscando una bomba de caudal variable de circuito abierto. El modelo que te recomiendo es el que te adjunto.

Un ejemplo de cotización seria: A10VSO100DFR1/31R-PPA12N00

Precio: USD 4200 (valor aproximado en México en caso de comprar a un distribuidor local).

Lo importante es definir como vas a usar el variador. Hay varias opciones. El modelo que te pase sirve tanto como variador de presión máxima, presión regulada externamente (con válvula aparte), o variador de caudal tipo LS (Load Sensing) que es el más popular por el ahorro energético.

Quedo a disposición.

Saludos cordiales,

Ing. Joel Pospisil

Departamento técnico-comercial

VERION

Comercial2@verion.com.ar

www.verion.com.ar

skype **joel.pospisil**

Cel.: **+54911-3268-9104** (tel+wapp)

De: Christian Lo Tartaro

Enviado el: martes, 14 de julio de 2020 09:18 a.m.

Para: Guillermo Rothpflug; Joel Pospisil

Asunto: RV: Cotización bomba hidráulica



Christian Lo Tartaro

Jefe de Ventas

División Hidráulica Ventas Directas

Intendente Campos (Calle 89) 1617/23

San Martín | Buenos Aires | Argentina | CP 1650

Línea rotativa **(+5411) 4-724-1300 Int: 130**

Fax **(+5411) 4724-1331**

Movil **(+54911) 5400-8728**

E-mail ventas@verion.com.ar

Seguinos en:  

https://issuu.com/verion02/docs/verion_revista_hidraulica

De: Javier Tapia [<mailto:javier.tapia.fuenzalida@gmail.com>]

Enviado el: martes, 14 de julio de 2020 1:46

Para: Christian Lo Tartaro

Asunto: Cotización bomba hidráulica

Estimados:

Me dirijo a ustedes, debido a que estoy realizando mi trabajo de título y dentro de la máquina que estoy diseñando, necesito cotizar una bomba hidráulica como las que ustedes venden, cuyas especificaciones técnicas son:

- Serie PVM, modelo PVM081
- Cilindrada máxima: 81,0 cm³/r
- Caudal máximo a rpm continuo: 13



www.verion.com.ar

NUESTRA DISTRIBUCIÓN



- **Verion** posee 30 años de experiencia en el mercado oleohidráulico.
- Se encuentra con **sedes propias** en:
 - 📍 **Argentina**
 - 📍 **Brasil**
 - 📍 **Colombia**
 - 📍 **Uruguay**
- Proveemos al mercado Sudamericano a través de canales de distribución y servicios propios en países como **Guatemala, Nicaragua, Republica dominicana, Bolivia, Uruguay, Paraguay, Chile, Ecuador, Perú.**
- Tenemos presencia en países como **Malasia e Indonesia** aplicada al desarrollo de tecnología **agro mecánica de alta precisión.**
- Nuestro departamento de **comercio exterior** se encarga de coordinar todas las necesidades de nuestro clientes para las **operaciones offshore.**



POR QUE NOS RECOMIENDAN



Por ser todo lo que un cliente busca en un proveedor



Mercados

Fabricantes
Distribuidores
Revendedores
Usuarios finales



Áreas de negocio

Oleohidraulica
Agricultura de precisión
Máquinas agrícolas



Ofrecemos

Asistencia técnica y
comercial
Amplio stock
Precios competitivos
Variedad de productos
Ingeniería

OLEOHIDRÁULICA

MERCADOS EN LOS QUE ACTUAMOS



INDUSTRIAL



AGRICOLA



MOVIL



FORESTAL



PETROLEO Y GAS



NAVAL



MINERIA



ENERGIA

PRODUCTOS QUE TRABAJAMOS



BOMBAS Y MOTORES

- Engranajes internos
- Engranajes externos
- Pistones radiales
- Pistones axiales
- Paletas
- Manuales
- Cilindrada Fija y Variable
- Eje inclinado / Placa inclinada
- Simples / múltiples
- Múltiples variadores



PRODUCTOS QUE TRABAJAMOS



SISTEMAS DE DIRECCION

- Bochas de dirección
 - Válvulas de control
 - Prioritarias
 - Columnas de dirección
 - Accesorios
-
- Centro cerrado y abierto
 - Reactivas / No reactivas



PRODUCTOS QUE TRABAJAMOS



VALVULAS

- De presión
- De caudal
- De dirección
- De seguridad
- Manual
- Eléctrica On-Off
- Eléctrica Proporcional
- Montaje normalizado
- Tipo bloque móvil
- Montaje en línea
- Insertables



PRODUCTOS QUE TRABAJAMOS



ACUMULADORES

- De vejiga
- De membrana
- De pistones
- Accesorios de montaje
- Repuestos
- Válvulas de seguridad
- Medición y carga



PRODUCTOS QUE TRABAJAMOS



MEDICION

- Presión
- Temperatura
- Caudal
- Nivel
- Contaminación
- Otros
- Mecánicos
- Eléctricos
- Múltiples montajes y conexionado



PRODUCTOS QUE TRABAJAMOS



MINICENTRALES

- Soluciones completas
- Corriente alterna
- Corriente continua
- Montaje vertical u horizontal
- Tanque de chapa o plástico
- Con manifolds para cada aplicación



PRODUCTOS QUE TRABAJAMOS



FILTROS

- De retorno
- De presión
- De succión
- De aire
- Difusores

- Montaje en línea
- Montaje sobre tanque
- Indicadores de colmataje
- Repuestos (elementos)



PRODUCTOS QUE TRABAJAMOS



MONTAJE Y ACCESORIOS

- Acoples elásticos
- Linternas
- Bidas
- Conexionado
- Otros



PRODUCTOS QUE TRABAJAMOS



OTROS PRODUCTOS

- Radiadores
- Productos especiales
- Tanques
- Bloques



PRODUCTOS QUE TRABAJAMOS



PROYECTOS DE INGENIERIA

- Oleo mecánica
- Asistencia técnica
- Bloques especiales

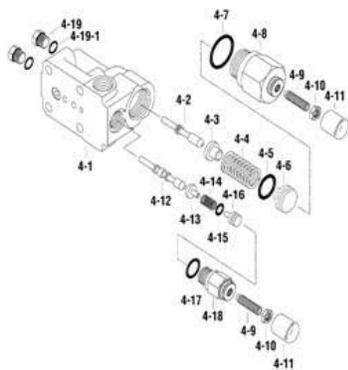


PRODUCTOS QUE TRABAJAMOS



REPUESTOS

- Bombas
- Válvulas
- Acumuladores
- Otros



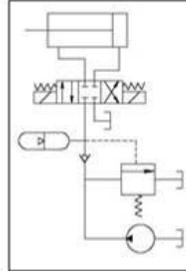
PRODUCTOS QUE TRABAJAMOS



Capacitación: La mejor inversión para el desarrollo profesional

CURSOS

- Múltiples fechas
- Con certificado
- Diferentes formas de pago
- 30 años en mercado



NIVELES

- Hidraulica Básica
- Hidraulica Intermedia
- Hidraulica Avanzada
- Válvulas Insertables
- Detección de Averías
- Hidraulica Móvil
- Fluidos (filtración)
- Mantenimiento
- Otros Personalizados
- Opción In Situ



9 l/min

- Nivel de rumorosidad: 74/68 máx/min dBA

- RPM continua: 1800

- Presión máxima: 230 bar

De antemano agradezco una pronta respuesta y recepción de esta cotización, se despide atentamente

--

Javier Tapia Fuenzalida

Estudiante Ingeniería Civil Mecánica

Universidad de Talca

A10V .pdf
532K



Javier Tapia <javier.tapia.fuenzalida@gmail.com>

RE: Cotización bomba hidráulica

Joel Pospisil <comercial2@verion.com.ar>
Para: Javier Tapia <javier.tapia.fuenzalida@gmail.com>

14 de julio de 2020 a las 14:05

Javier,

Ese precio que te pase seria en Chile. No es problema. Tenemos un distribuidor (en realidad varios) y te lo venderían a ese precio.

Con respecto al modelo de motor, lo que te recomiendo es usar el que te adjunto ya que tiene menos partes móviles, menos posibilidades de fallar y es mas simple de reemplazar además de que vale menos de la mitad.

NHM3-220

http://www.verion.com.ar/images/productos/motores/motores-hidraulicos-pistones-radiales/motores_hidraulicos_de_pistones_radiales_serie%20NHM.pdf

Precio: 1800 USD

Saludos

Joel Pospisil

Departamento técnico-comercial

VERION

Comercial2@verion.com.ar

www.verion.com.ar

skype **joel.pospisil**

Cel.: **+54911-3268-9104** (tel+wapp)

[Texto citado oculto]



Javier Tapia <javier.tapia.fuenzalida@gmail.com>

RES: Anfrage ueber Website www.argo-hytos.com

Hlushtschenko, Yasmin <h.yasmin@argo-hytos.com>
Para: Javier Tapia <javier.tapia.fuenzalida@gmail.com>

17 de julio de 2020 a las 08:48

Hola,

Gracias por la info. A continuación se detallan las condiciones comerciales:

- Modelo: Manually Operated Direcional Control Valve RPR3-063C11
- Precio p/ pza: EUR 290,00
- Plazo: 45 días



Yasmin Hlushtschenko
Internal sales / Vendas Interna

ARGO-HYTOS AT
Fluid Power Systems Ltda.
Rod. Edgard Máximo Zambotto KM 64
BRA - 13240-000 Jarinu (São Paulo)

Phone +55 11 4230-0380 Ext. 800
E-Mail h.yasmin@argo-hytos.com
Internet www.argo-hytos.com



[Texto citado oculto]

COTIZACION **0000055888**
FECHA: 21/07/2020

UNDURRAGA TECNICA Y COMERCIAL S.A.
RUT: 76.725.870-4
Dirección : Carmen 2165. Santiago

Fono/Fax:: 22 7217900
E-mail : ventas@utecsa.cl

Nombre: **CLIENTE NUEVO**
RUT: 00.000.001-9

FONO:

AT. Sr.: JAVIER TAPIA

REF :

CANT	UNID	DESCRIPCION	V.UNIT	% DCTO	TOTAL
1	UN	PRL1500530B Valv Relief 1" BSP 50-350 Bar Manilla	76.950,00	0,0	76.950,00

PRECIOS NETOS + IVA
FECHA DE ENTREGA : **INMEDIATA**
VALIDEZ DE LA COTIZACION : 15 DIAS
MATERIAL PUESTO EN N/BODEGAS
CONDICIONES DE PAGO : **CTDO.**

NETO: **76.950**
IVA: **14.621**
TOTAL: **91.571**

NOTAS :

LUIS LEIVA HENRIQUEZ

COTIZACION **0000055811**
FECHA: 20/07/2020

UNDURRAGA TECNICA Y COMERCIAL S.A.
RUT: 76.725.870-4
Dirección : Carmen 2165. Santiago

Fono/Fax:: 22 7217900
E-mail : ventas@utecsa.cl

Nombre: **CLIENTE NUEVO**
RUT: 00.000.001-9

FONO:

AT. Sr.: JAVIER TAPIA

REF :

CANT	UNID	DESCRIPCION	V.UNIT	% DCTO	TOTAL
1	UN	Filtro retorno Linea 3/4" NPT FPF 11N	27.014,00	0,0	27.014,00
1	UN	Manometro D=63mm 1/4"NPT Inf. 0-600bar/0-8600psi	6.970,00	0,0	6.970,00

PRECIOS NETOS + IVA
FECHA DE ENTREGA : **INMEDIATA**
VALIDEZ DE LA COTIZACION : 15 DIAS
MATERIAL PUESTO EN N/BODEGAS
CONDICIONES DE PAGO : **CTDO.**

NETO: **33.984**
IVA: **6.457**
TOTAL: **40.441**

NOTAS :

LUIS LEIVA HENRIQUEZ



Javier Tapia <javier.tapia.fuenzalida@gmail.com>

PRESUPUESTO HYDROKIT IBERICA Cotización depósito hidráulico

Vicente CALDERERO <V.CALDERERO@hydrokit.com>

20 de julio de 2020 a las 06:29

Para: Javier Tapia <javier.tapia.fuenzalida@gmail.com>, Filiales_IBERICA_Direction <info.es@hydrokit.com>

Buenos días Javier,

Te remito precio y plazo para el material solicitado:

Precio = 605,70€

Plazo = disponible salvo ventas

Un saludo.

Vicente CALDERERO

Responsable Administración – Abastecimiento y Transporte



Expertos en soluciones electrohidráulicas

C/. Virgen de Nuria, N° 25C 08830 Sant Boi de Llobregat
BARCELONA - ESPAÑA
www.hydrokit.com - info.es@hydrokit.com
Tel. +34 (0)93 809 83 84

De: Javier Tapia <javier.tapia.fuenzalida@gmail.com>

Enviado el: domingo, 19 de julio de 2020 18:46

Para: Filiales_IBERICA_Direction <info.es@hydrokit.com>

Asunto: Cotización depósito hidráulico

Estimados:

Me dirijo a ustedes, debido a que estoy realizando mi trabajo de título y dentro del sistema hidráulico que estoy diseñando, necesito cotizar un depósito como los que ustedes venden. El depósito en particular es el siguiente:

- RESERVOIR INDUST 250L

- Modelo: RE250GH

De antemano agradezco una pronta respuesta a esta solicitud de cotización, se despide atentamente

--

Javier Tapia Fuenzalida

Estudiante Ingeniería Civil Mecánica



Javier Tapia <javier.tapia.fuenzalida@gmail.com>

Cotización aceite hidráulico

Claudia Espinoza <cespinoza@puentesdemaule.cl>
Para: Javier Tapia <javier.tapia.fuenzalida@gmail.com>

23 de julio de 2020 a las 17:30

Estimado Javier, junto con saludar te agradecemos nos hayas contactado.

A continuación te detallo los precios en formato balde y tambor.

MOBIL HYDRAULIC 10W, 19LT	\$ 56.223 + IVA
MOBIL HYDRAULIC 10W, 208LT	\$ 537.151 + IVA

Saludos cordiales.



CLAUDIA ESPINOZA B.
REPRESENTANTE DE VENTAS

+56 9 4291 6071
cespinoza@puentesdemaule.cl



Avda. Circunvalación norte 2680, Modulo 2 - Talca.

Teléfonos Oficina : (+56 71) 2242 070 (+56 71) 2242 050 (+56 9) 4423 4180

[Texto citado oculto]

HANSA-FLEX CHILE S.A. (76377326-4)

BARÓN DE JURAS REALES #5296 CONCHALI

Teléfono (+56) 2-25801560

Fax (+56) 2-25801562

E-Mail: cls@hansa-flex.com

Cotización**Atn. Sr. Javier Tapia**

Cotización N° : 16030

Emisión :20/07/2020

Vencimiento : 04/08/2020

Fono : 32036610

Fax :

Item	Código	Unid.	Cantidad	Precio Unit.	Total \$
<input type="checkbox"/>	001 PR40-1.5V2 Tuberia 40X1,5		1	\$ 55,544	55,544
<input type="checkbox"/>	002 PR28-1V2 Tuberia 28X1		1	\$ 32,477	32,477
<input type="checkbox"/>	003 XWNW25HL Codo macho 28L		1	\$ 9,822	9,822
<input type="checkbox"/>	004 XTNW25HL Tee macho 28L		1	\$ 13,421	13,421

Neto	\$	111,264
IVA	\$	21,140
Total	\$	132,404

.- Los Valores son netos y no incluyen I.V.A

.- Validez de la oferta 5 Días.

.- Cuenta cte. Banco Bice Nro. 01-31977-9

.- Rut: 76.377.326 - 4

Forma de pago: DIAS FECHA FACTURA



PROVEEDORA E IMPORTADORA DE EQUIPOS INDUSTRIALES S.A.C.I.
Hernando de Aguirre 201, Of 901, Providencia
Santiago
FONO: 228472500 - FAX:
92.765.000-2



COTIZACION: N° 2107202

NOMBRE: CLIENTE WEB
RUT: 2
DIRECCION: S/DIRECCI?N ,
FONO:

FECHA EMISION: 21-07-2020
EMAIL:
CIUDAD: SANTIAGO

Item	Producto	Descripcion	Cant.	Precio U.	Total
1	E-30	ELEMENTO FLEXIBLE REXNORD OMEGA MODELO E-30	1	\$140.000	\$140.000
2	E-30 MAZAS	MAZAS PARA ELEMENTOS FLEXIBLES MODELO E-30.	1	\$60.000	\$60.000
3	E-50	ELEMENTO FLEXIBLE REXNORD OMEGA MODELO E-50	1	\$200.000	\$200.000
4	E-50 MAZA	MAZAS PARA ELEMENTOS FLEXIBLES MODELO E-50.	1	\$210.000	\$210.000

Subtotal \$610.000

Valor Neto \$610.000

IVA \$115.900

Valor Total \$725.900

CONDICIONES COMERCIALES

PLAZO DE ENTREGA: Inmediata, salvo venta previa

LUGAR DE ENTREGA: Nuestras Bodegas

PRECIOS: A firme en Moneda Nacional. No Incluyen I.V.A.

VALIDEZ DE OFERTA: 5 dí-as dias.

FORMA DE PAGO:

Contado, Deposito o Transferencia

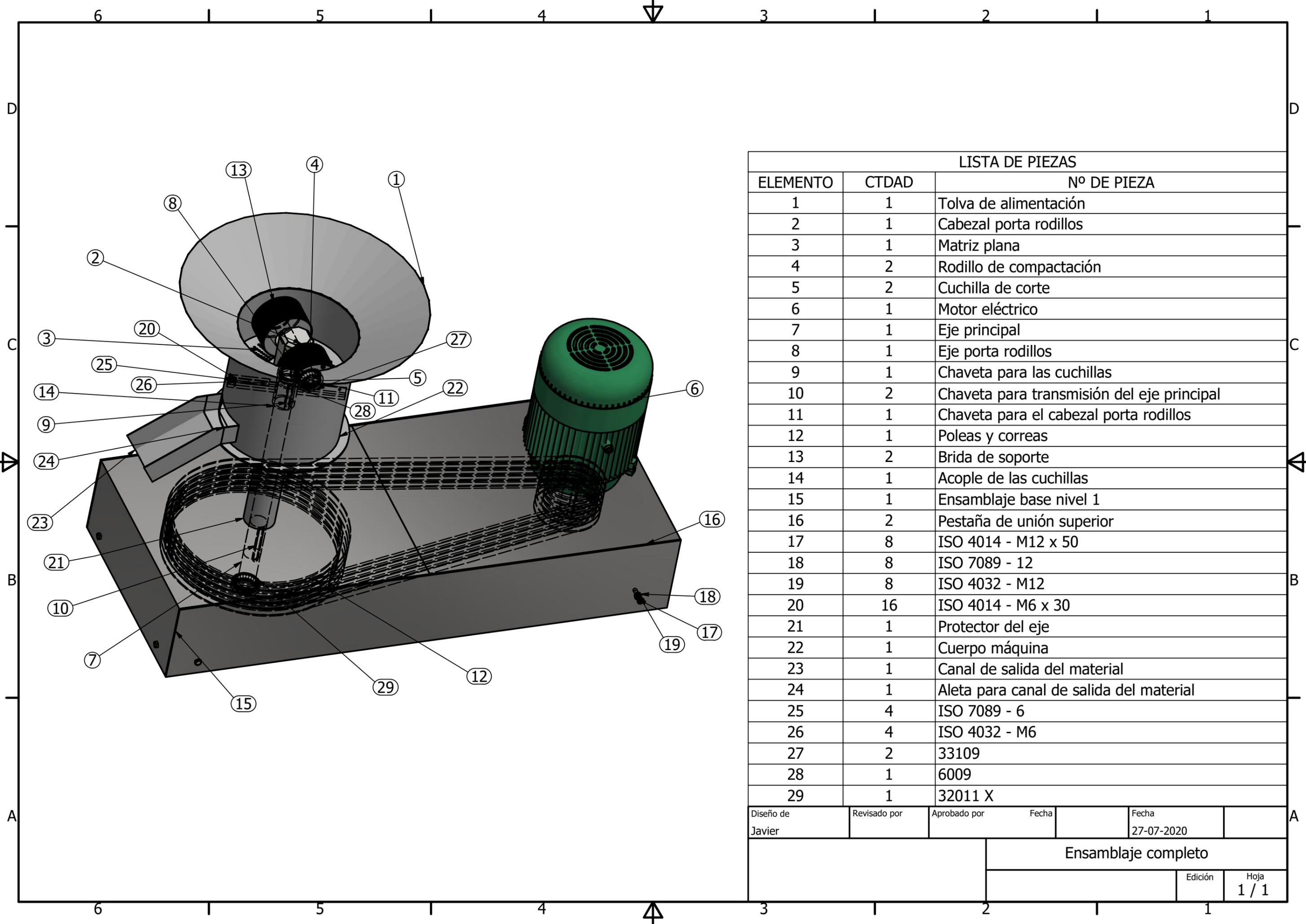
GARANTIA: 3 meses

Observaciones: Entregas en comuna de Ñuñoa o despachos por pagar a oficinas de chilexpress

* Valores y Stock sujetos a confirmaci?n.

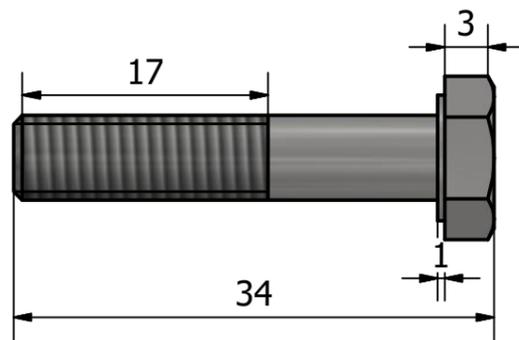
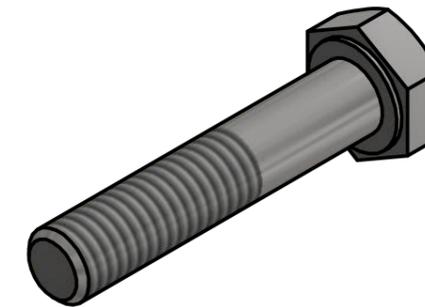
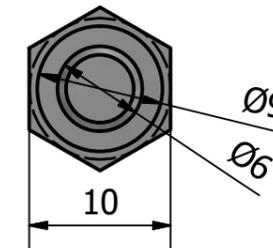
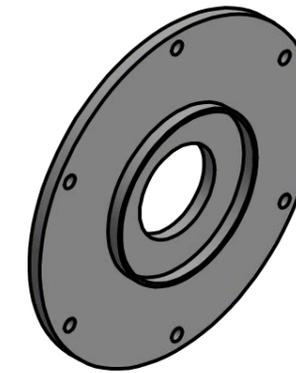
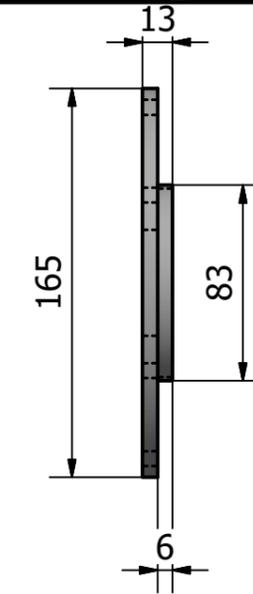
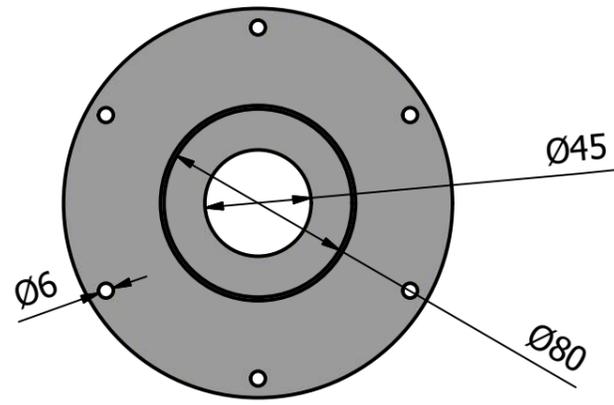
EMITIDA POR: Administrador

ANEXO 5: CROQUIS

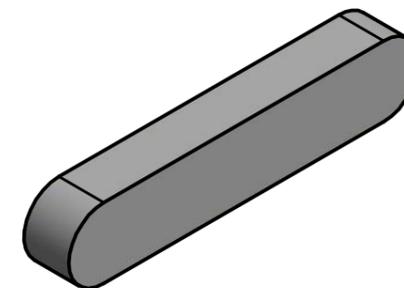
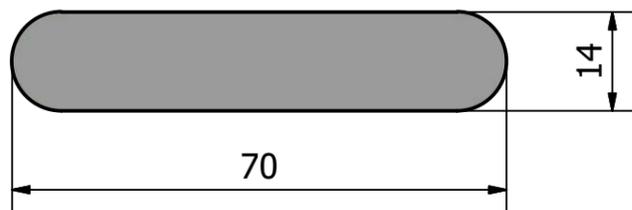
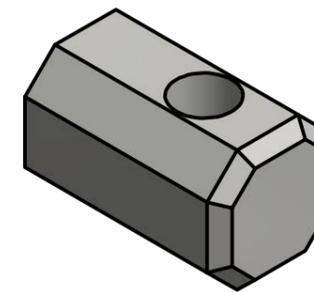
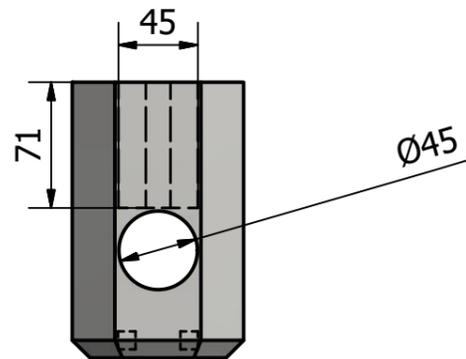
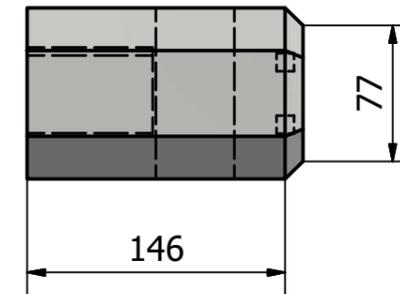
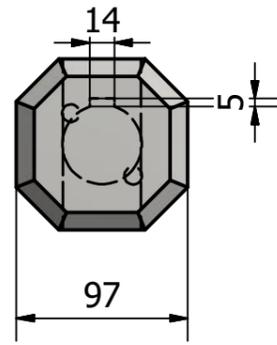


LISTA DE PIEZAS

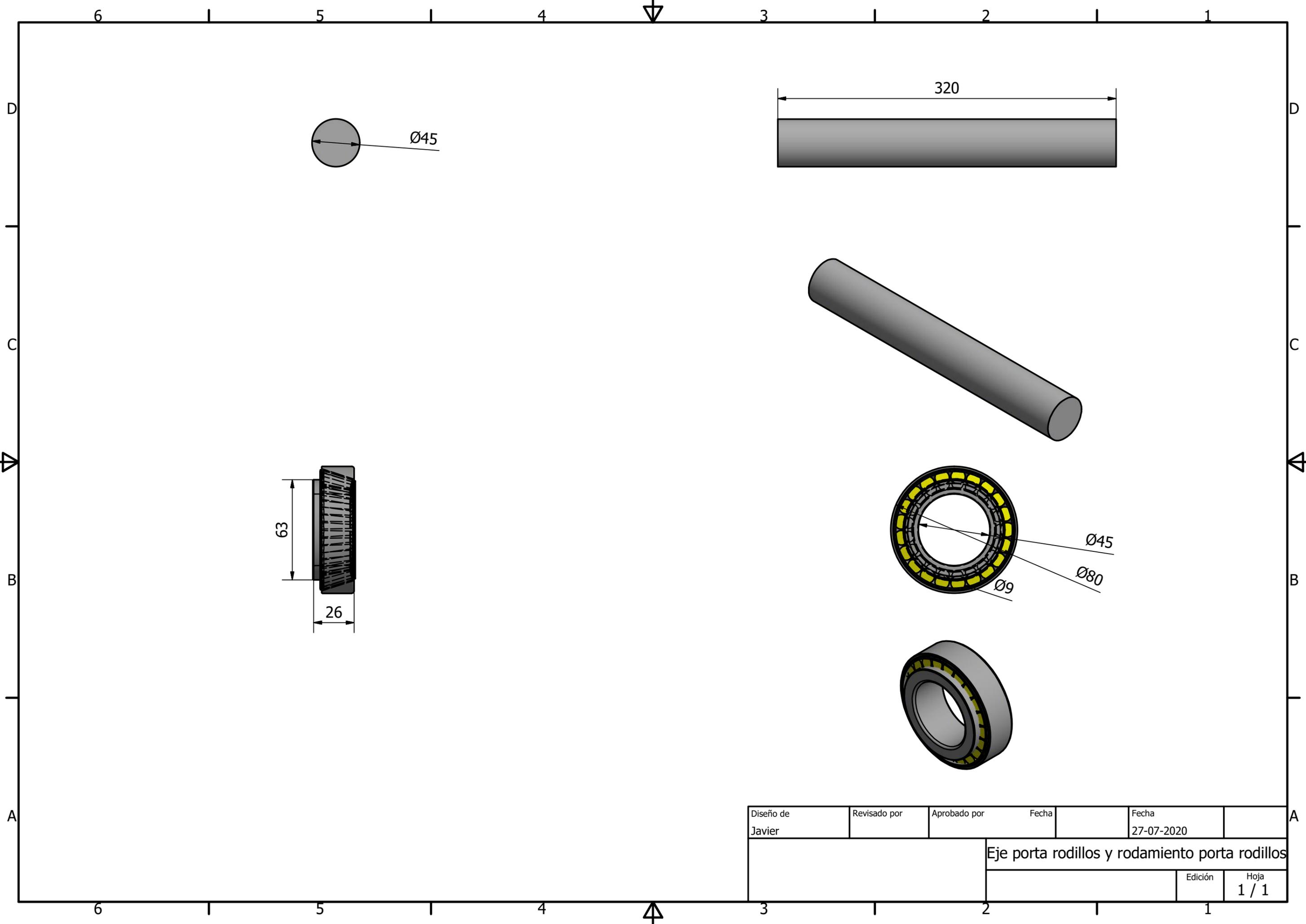
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA		
1	1	Tolva de alimentación		
2	1	Cabezal porta rodillos		
3	1	Matriz plana		
4	2	Rodillo de compactación		
5	2	Cuchilla de corte		
6	1	Motor eléctrico		
7	1	Eje principal		
8	1	Eje porta rodillos		
9	1	Chaveta para las cuchillas		
10	2	Chaveta para transmisión del eje principal		
11	1	Chaveta para el cabezal porta rodillos		
12	1	Poleas y correas		
13	2	Brida de soporte		
14	1	Acople de las cuchillas		
15	1	Ensamblaje base nivel 1		
16	2	Pestaña de unión superior		
17	8	ISO 4014 - M12 x 50		
18	8	ISO 7089 - 12		
19	8	ISO 4032 - M12		
20	16	ISO 4014 - M6 x 30		
21	1	Protector del eje		
22	1	Cuerpo máquina		
23	1	Canal de salida del material		
24	1	Aleta para canal de salida del material		
25	4	ISO 7089 - 6		
26	4	ISO 4032 - M6		
27	2	33109		
28	1	6009		
29	1	32011 X		
Diseño de Javier	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 27-07-2020
			Ensamblaje completo	
			Edición	Hoja 1 / 1



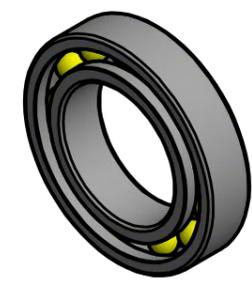
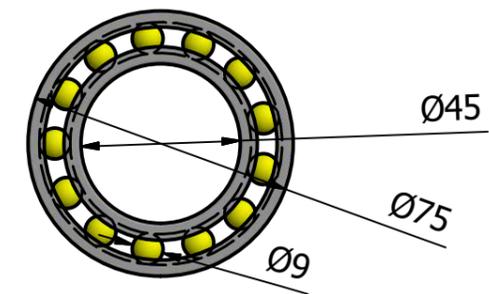
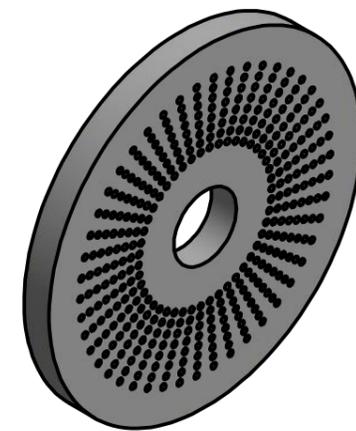
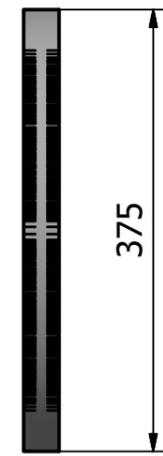
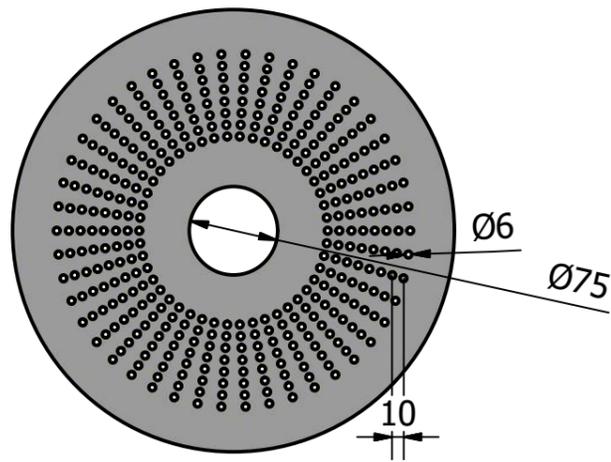
Diseño de Javier	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 27-07-2020
			Brida de soporte y perno de sujeción	
			Edición	Hoja 1 / 1



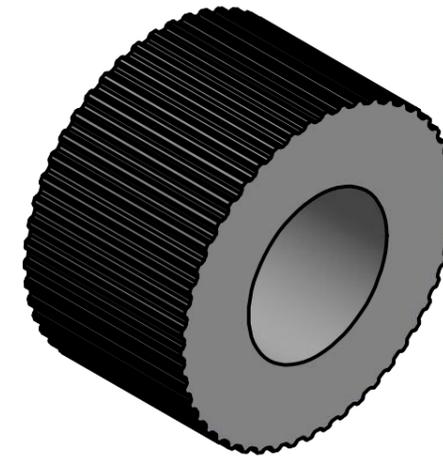
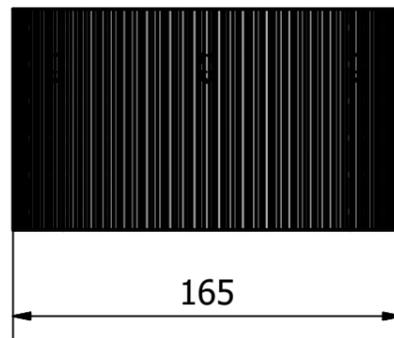
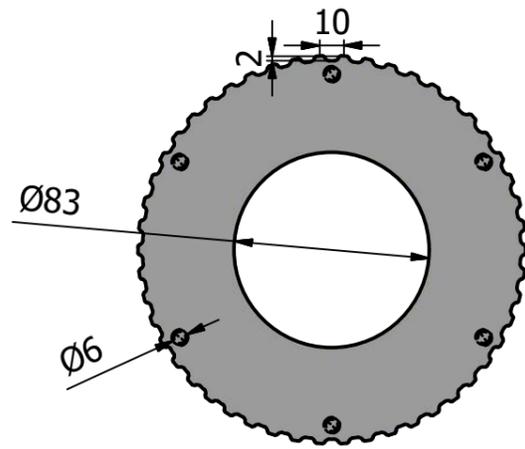
Diseño de Javier	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 27-07-2020
			Cabezal porta rodillos y su chaveta	
			Edición	Hoja 1 / 1



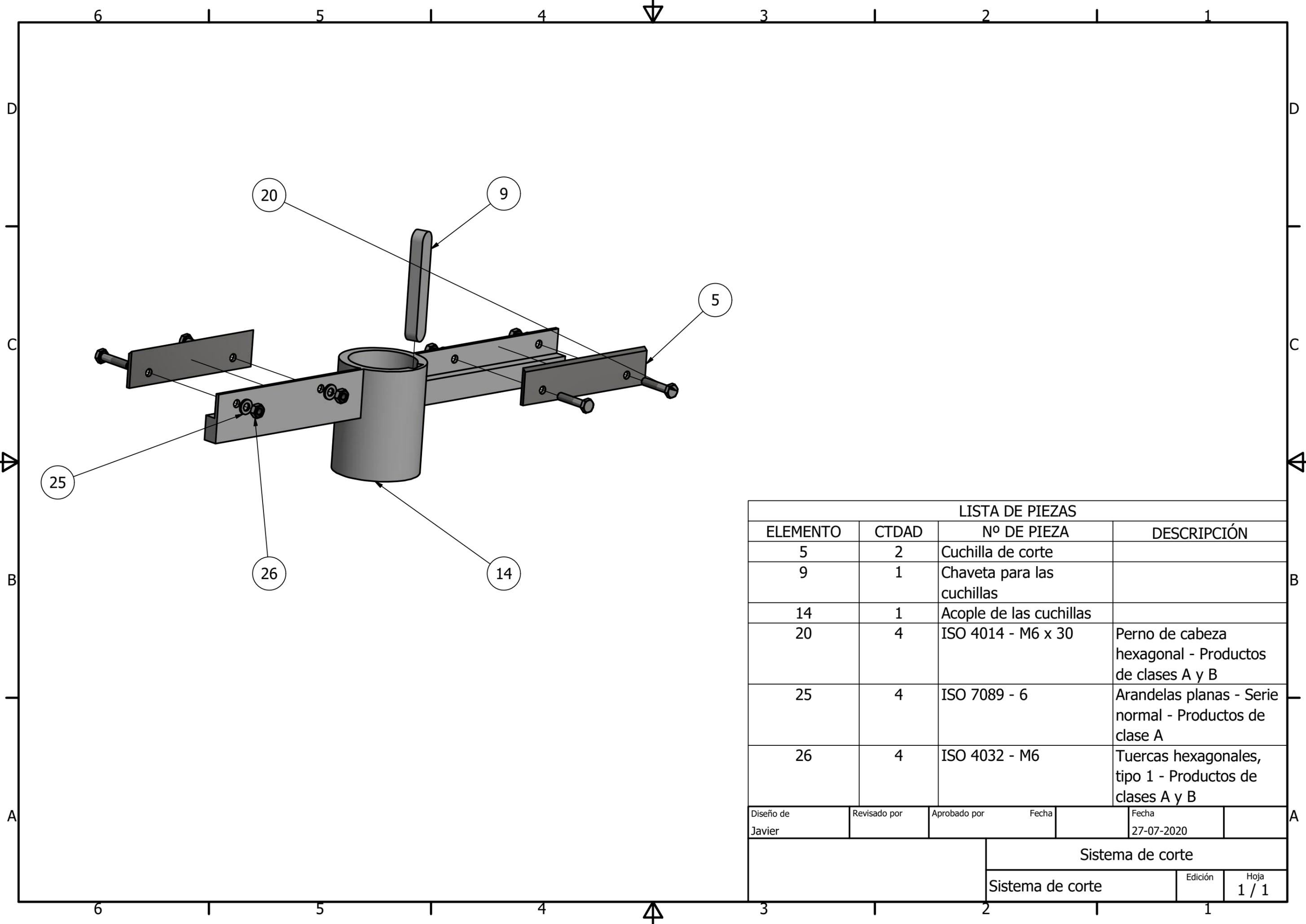
Diseño de Javier	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 27-07-2020
			Eje porta rodillos y rodamiento porta rodillos	
			Edición	Hoja 1 / 1



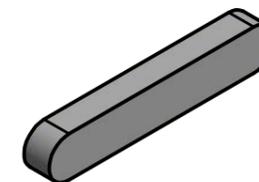
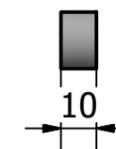
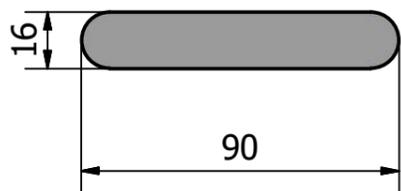
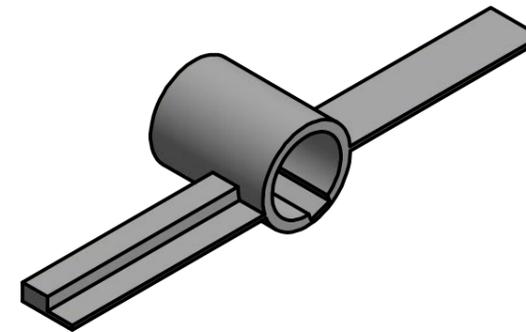
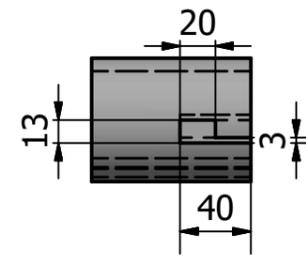
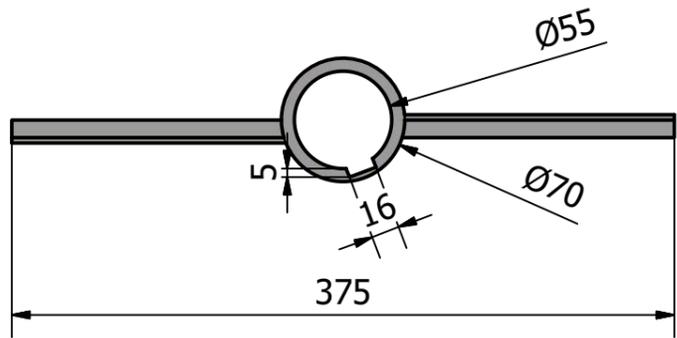
Diseño de Javier	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 27-07-2020
			Matriz plana y rodamiento superior	
			Edición	Hoja 1 / 1



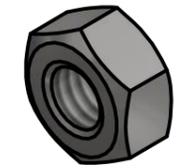
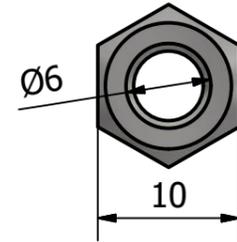
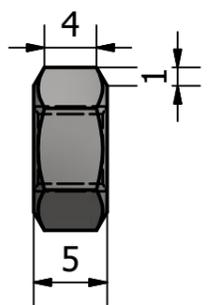
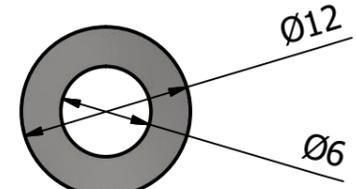
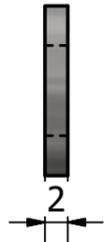
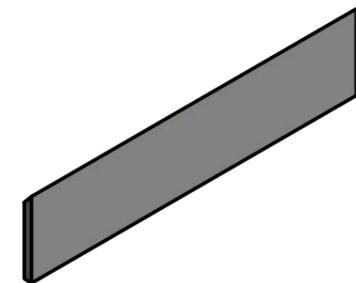
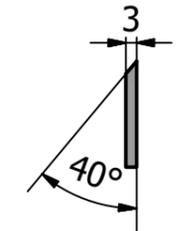
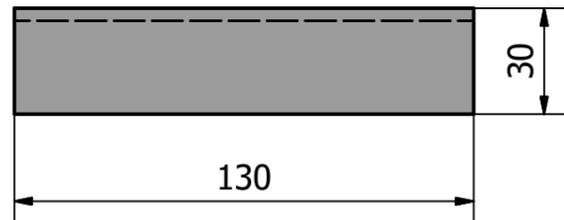
Diseño de Javier	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 27-07-2020
			Rodillo de compactación	
			Edición	Hoja 1 / 1



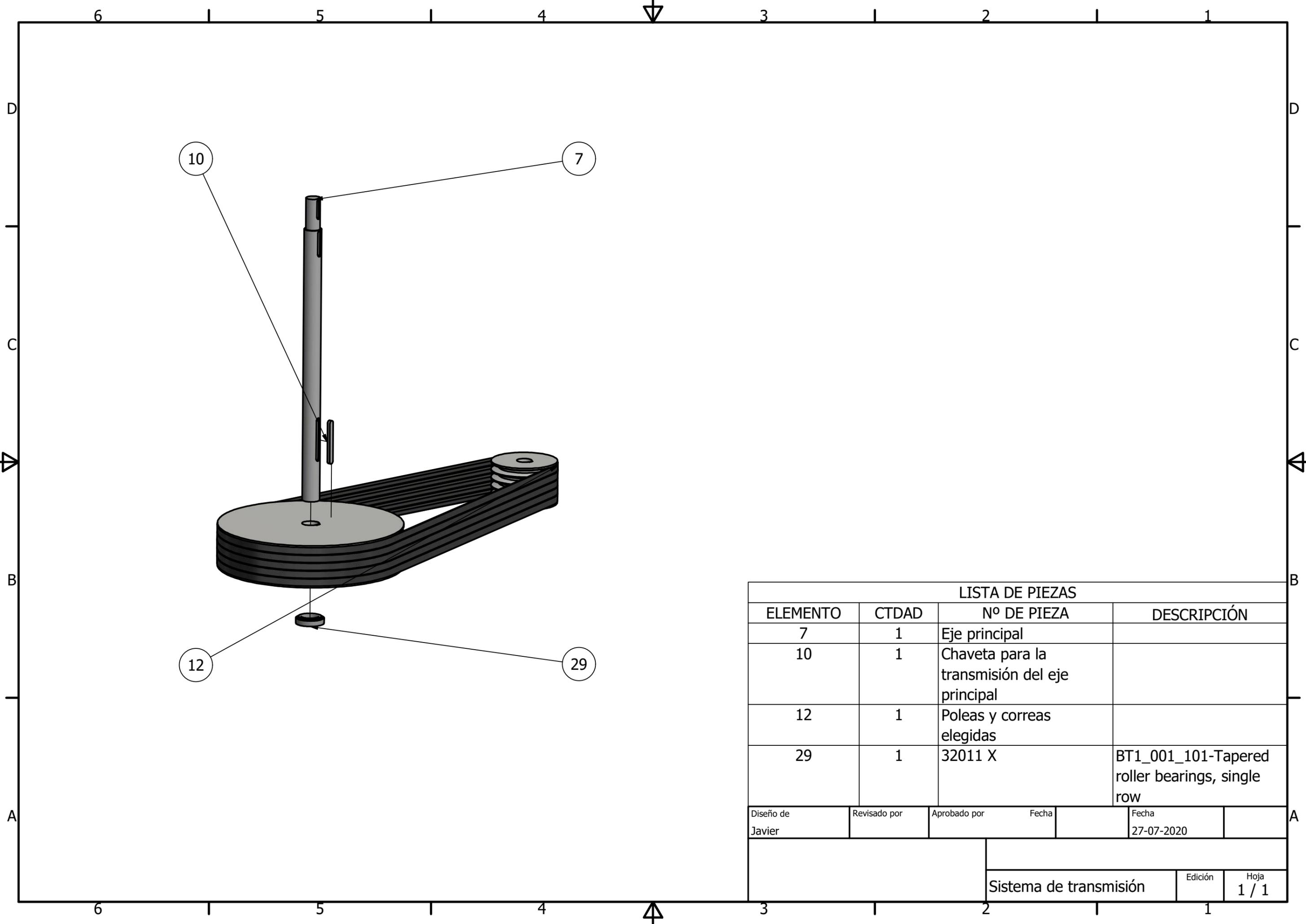
LISTA DE PIEZAS						
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN			
5	2	Cuchilla de corte				
9	1	Chaveta para las cuchillas				
14	1	Acople de las cuchillas				
20	4	ISO 4014 - M6 x 30	Perno de cabeza hexagonal - Productos de clases A y B			
25	4	ISO 7089 - 6	Arandelas planas - Serie normal - Productos de clase A			
26	4	ISO 4032 - M6	Tuercas hexagonales, tipo 1 - Productos de clases A y B			
Diseño de Javier		Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	
					27-07-2020	
			Sistema de corte			
			Sistema de corte		Edición	Hoja 1 / 1



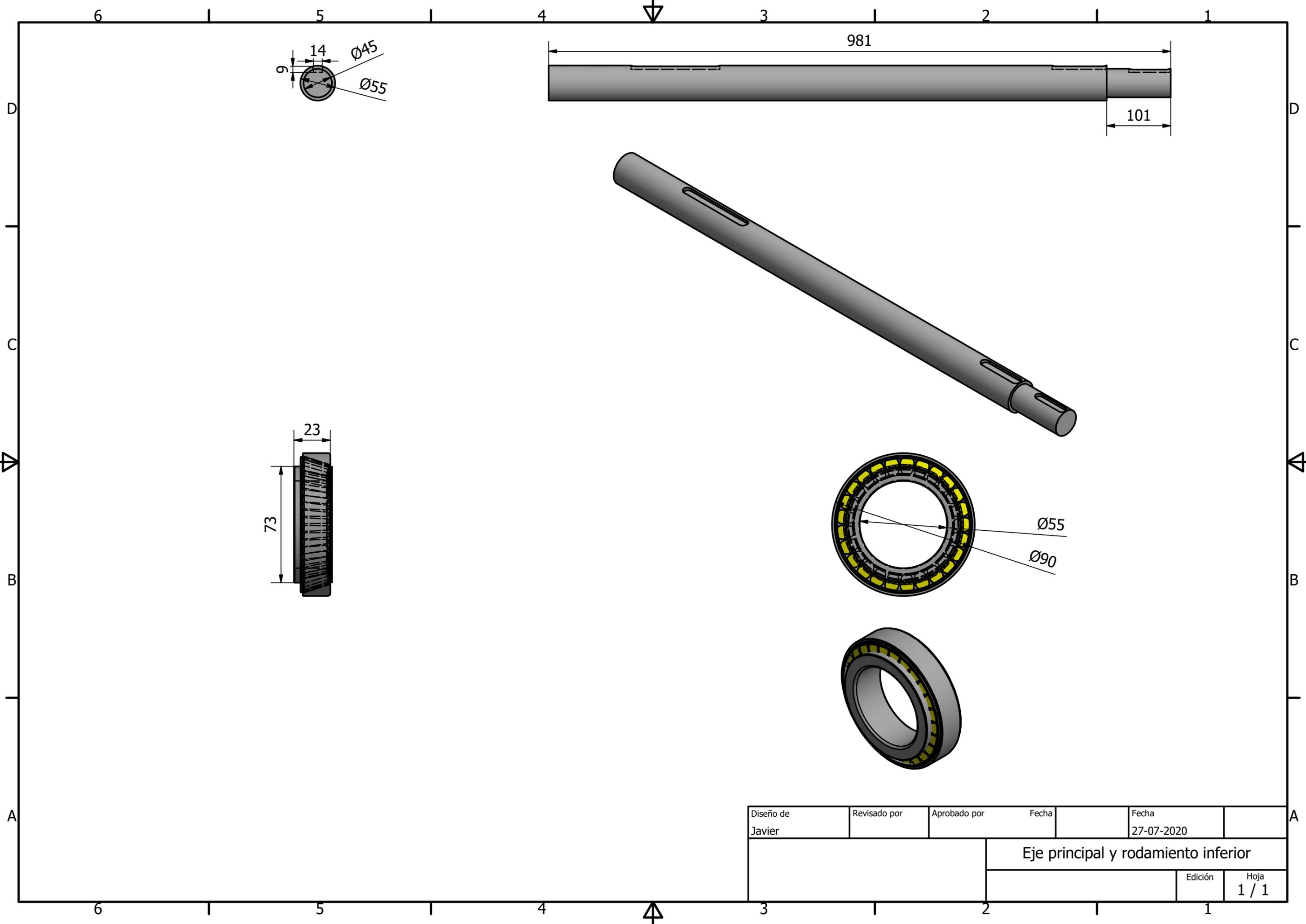
Diseño de Javier	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 27-07-2020
			Acople y chaveta para las cuchillas	
			Edición	Hoja 1 / 1



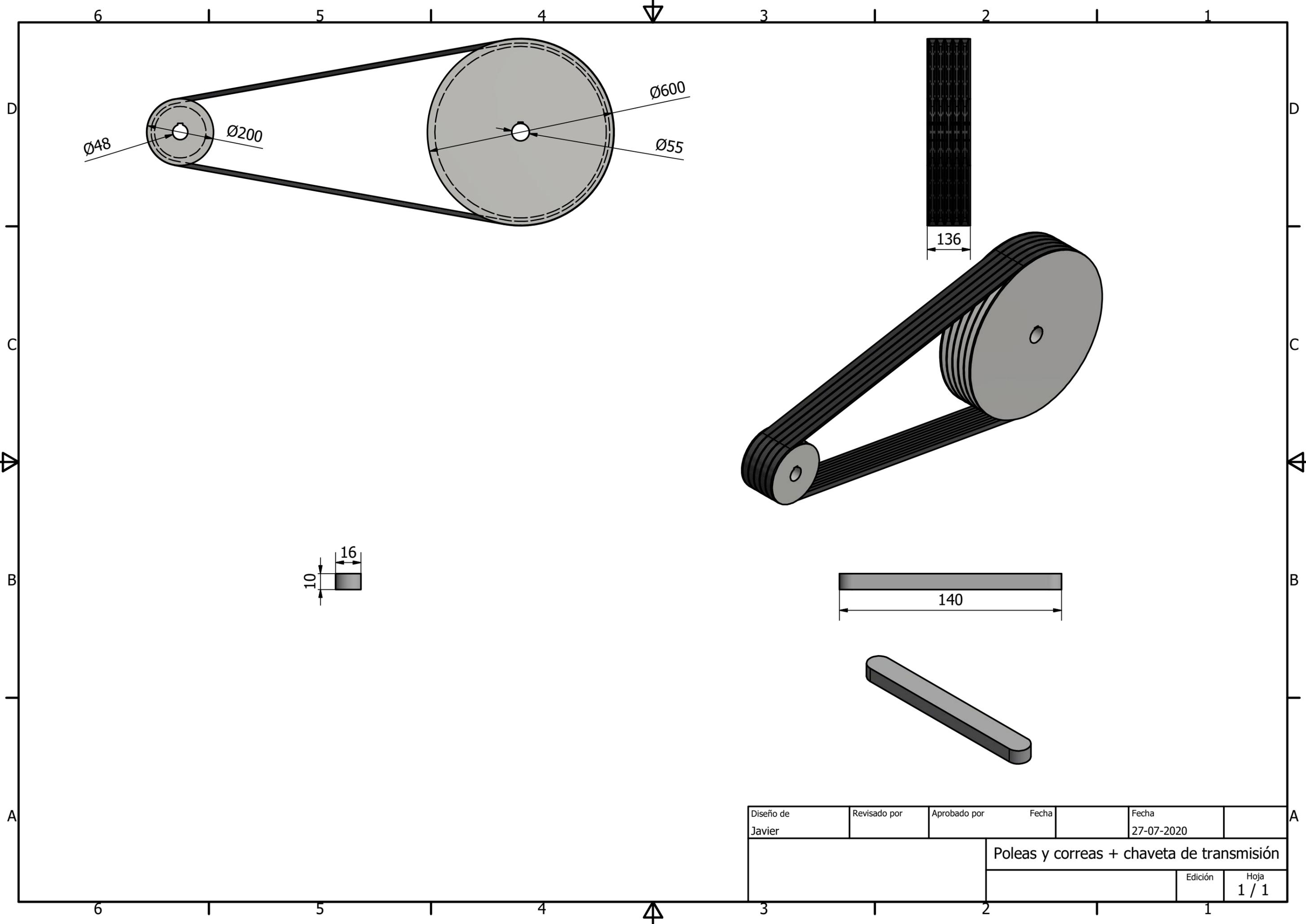
Diseño de Javier	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 27-07-2020
			Cuchilla de corte, golilla y perno M6	
			Edición	Hoja 1 / 1



LISTA DE PIEZAS				
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	
7	1	Eje principal		
10	1	Chaveta para la transmisión del eje principal		
12	1	Poleas y correas elegidas		
29	1	32011 X	BT1_001_101-Tapered roller bearings, single row	
Diseño de Javier		Revisado por	Aprobado por	Fecha
				27-07-2020
			Edición	Hoja
			1	1 / 1



Diseño de Javier	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 27-07-2020
			Eje principal y rodamiento inferior	
			Edición	Hoja 1 / 1



Ø48

Ø200

Ø600

Ø55

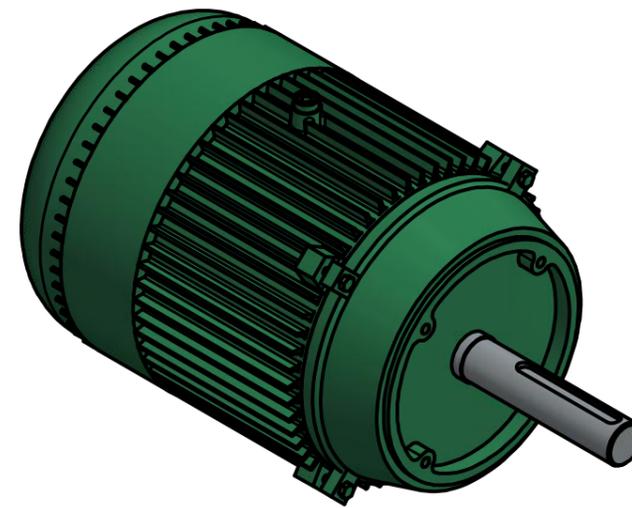
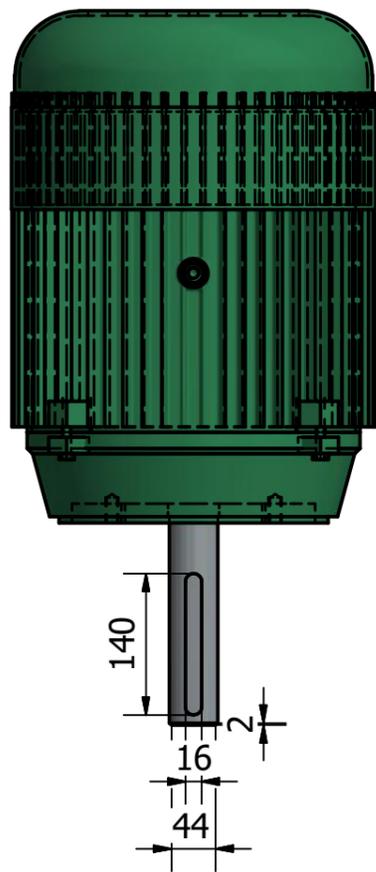
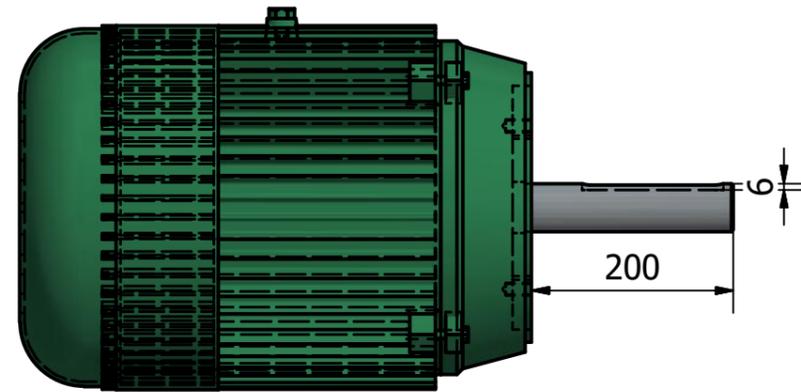
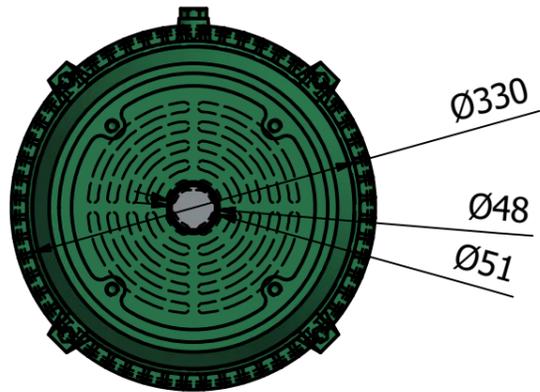
136

10

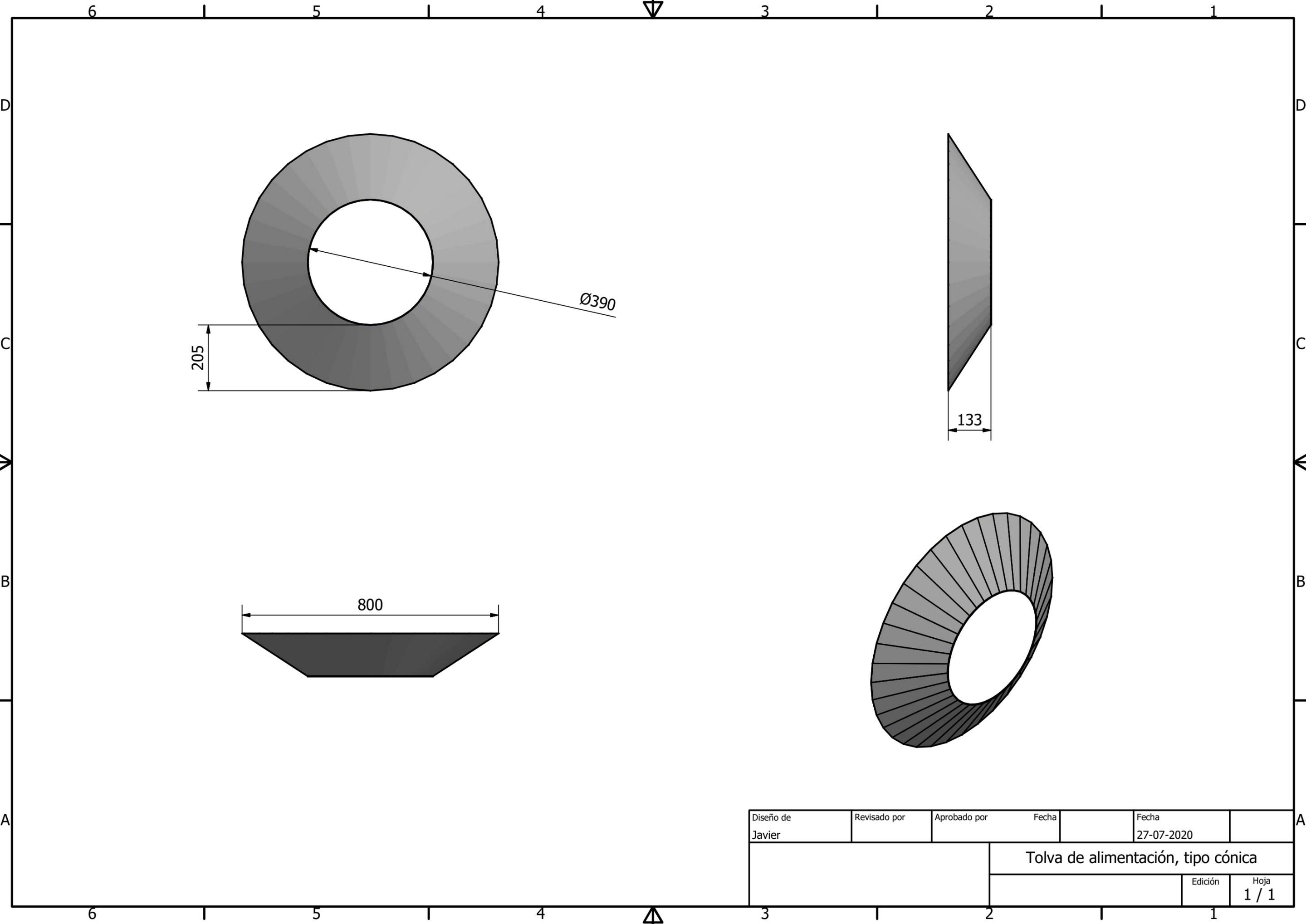
16

140

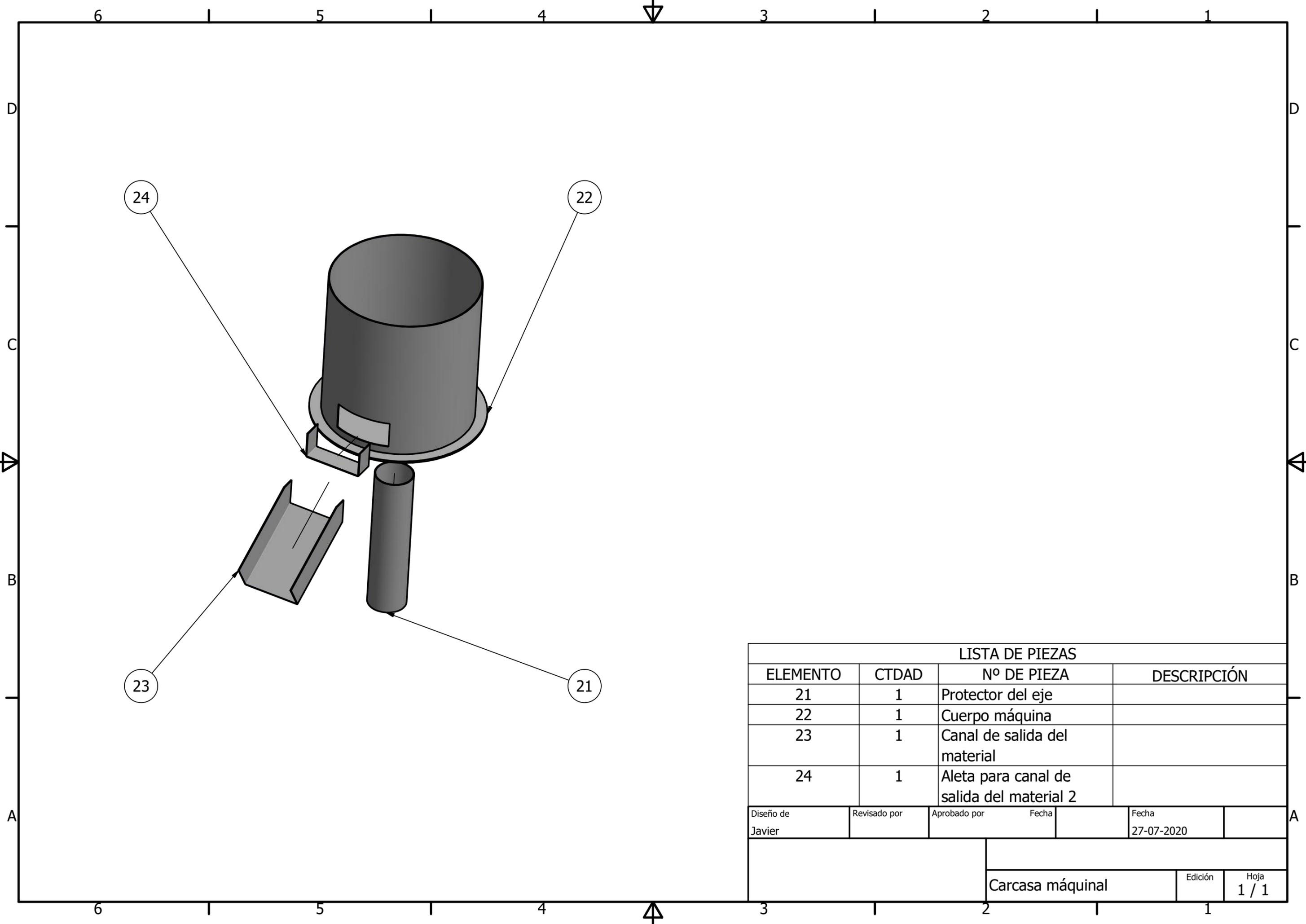
Diseño de Javier	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 27-07-2020
			Poleas y correas + chaveta de transmisión	
			Edición	Hoja 1 / 1



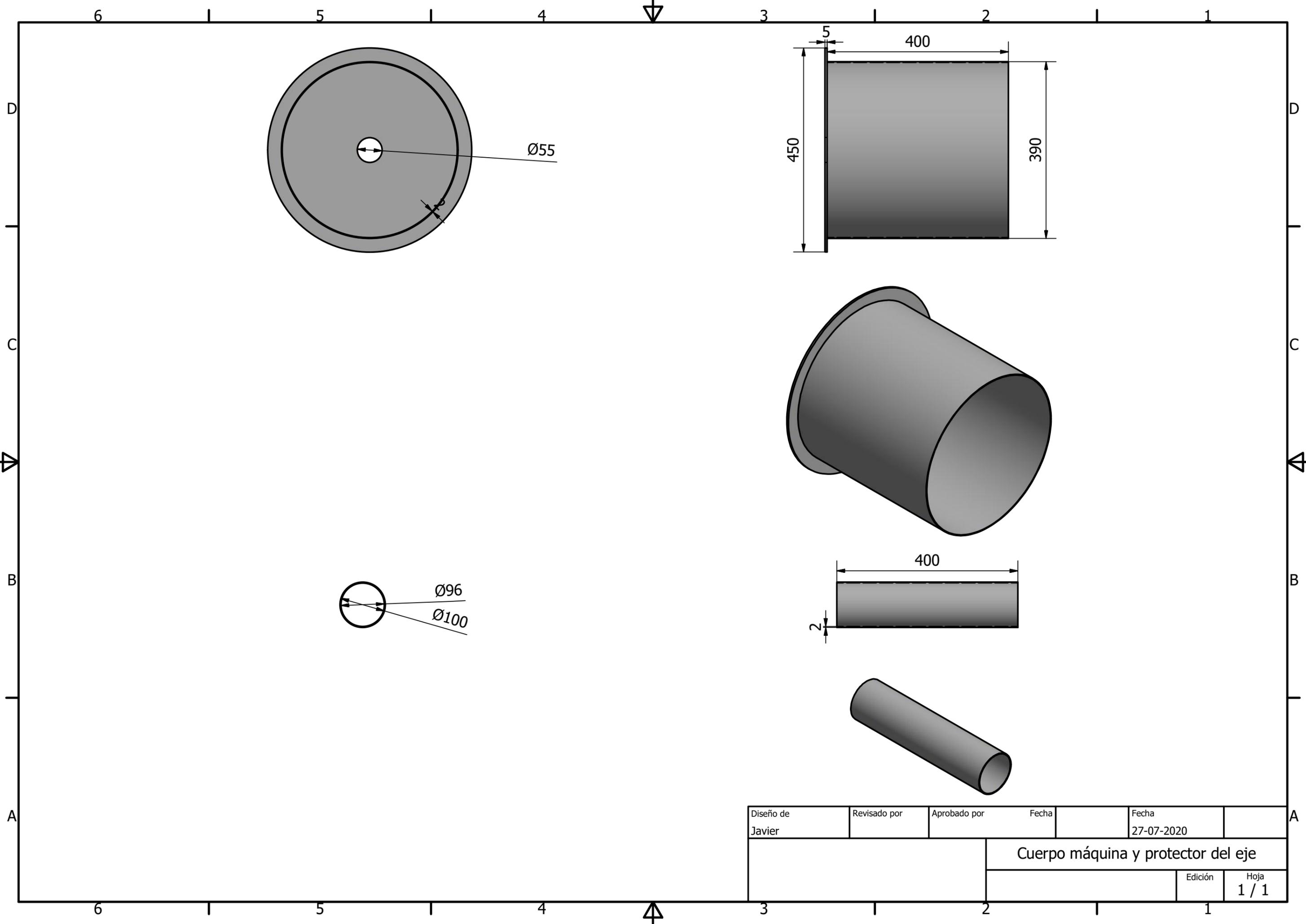
Diseño de Javier	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 27-07-2020
			Motor eléctrico	
			Edición	Hoja 1 / 1



Diseño de Javier	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 27-07-2020
			Tolva de alimentación, tipo cónica	
			Edición	Hoja 1 / 1



LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
21	1	Protector del eje	
22	1	Cuerpo máquina	
23	1	Canal de salida del material	
24	1	Aleta para canal de salida del material 2	
Diseño de Javier	Revisado por	Aprobado por	Fecha 27-07-2020
		Carcasa máquinal	
		Edición	Hoja 1 / 1



Ø55

Ø96

Ø100

400

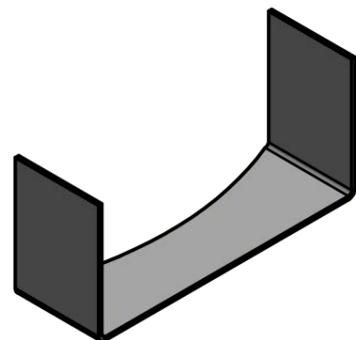
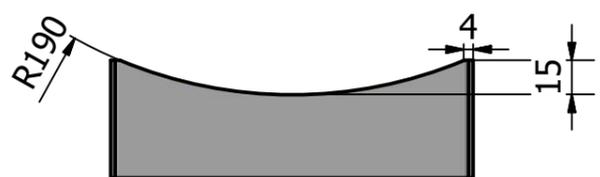
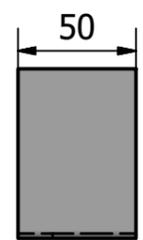
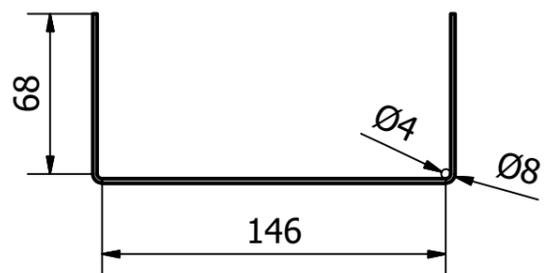
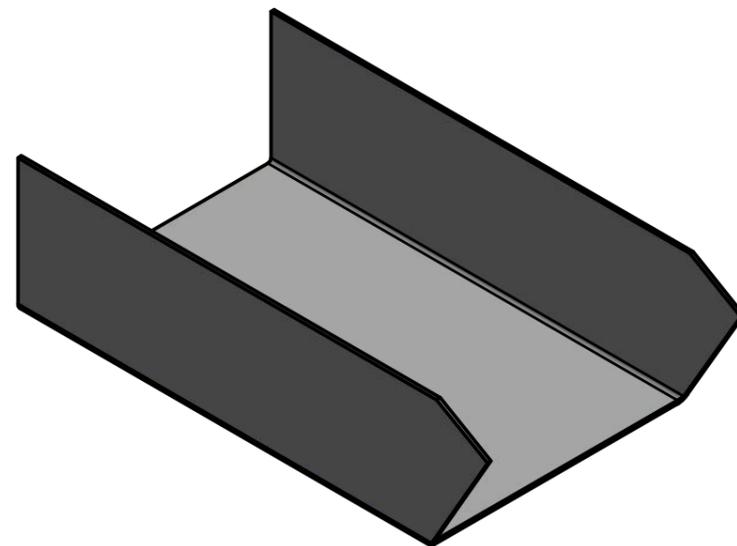
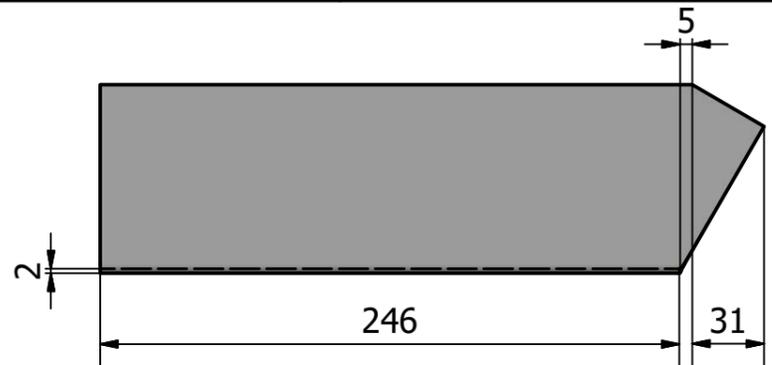
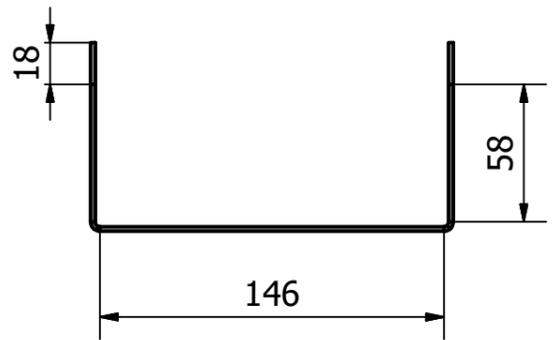
450

390

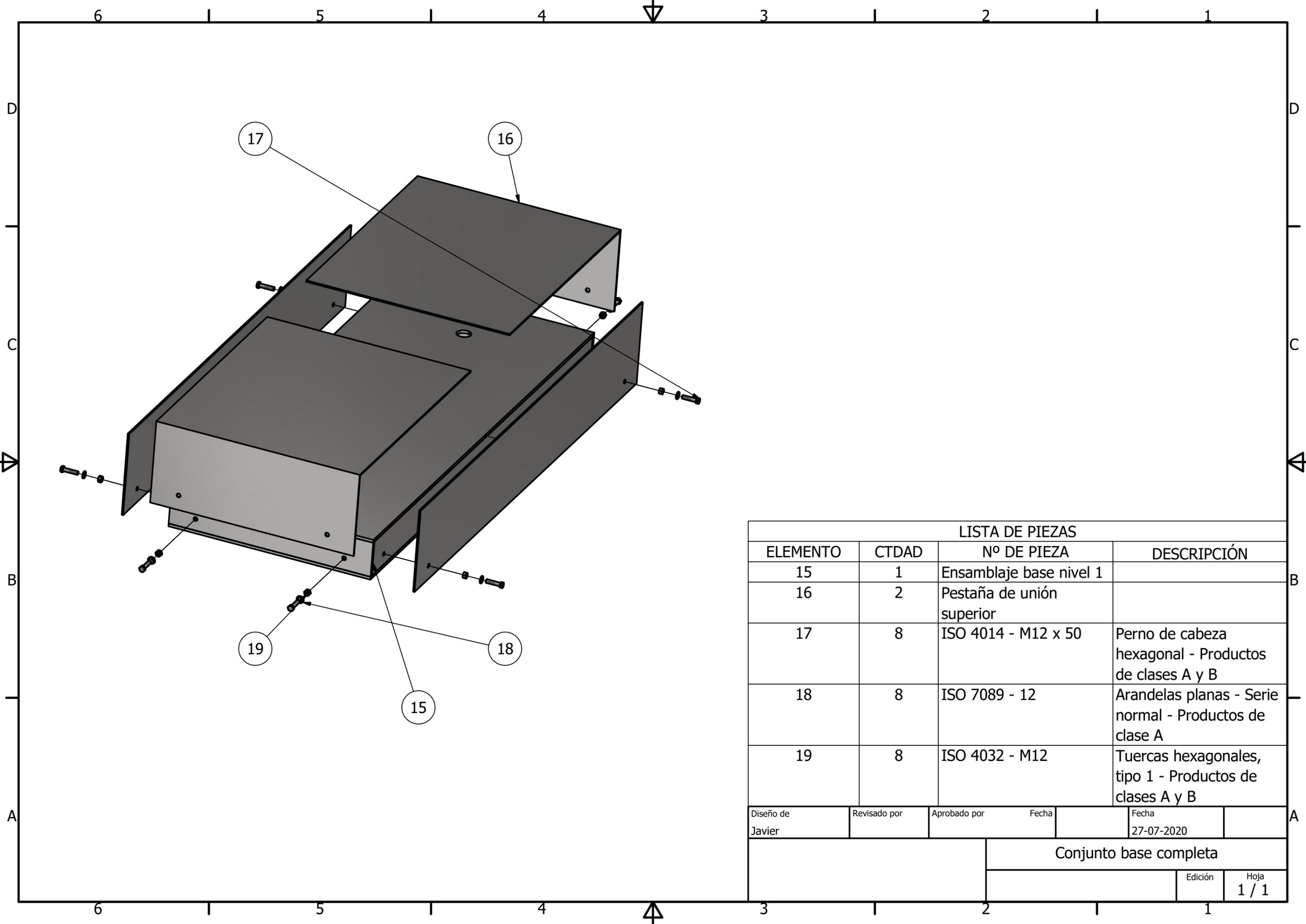
400

2

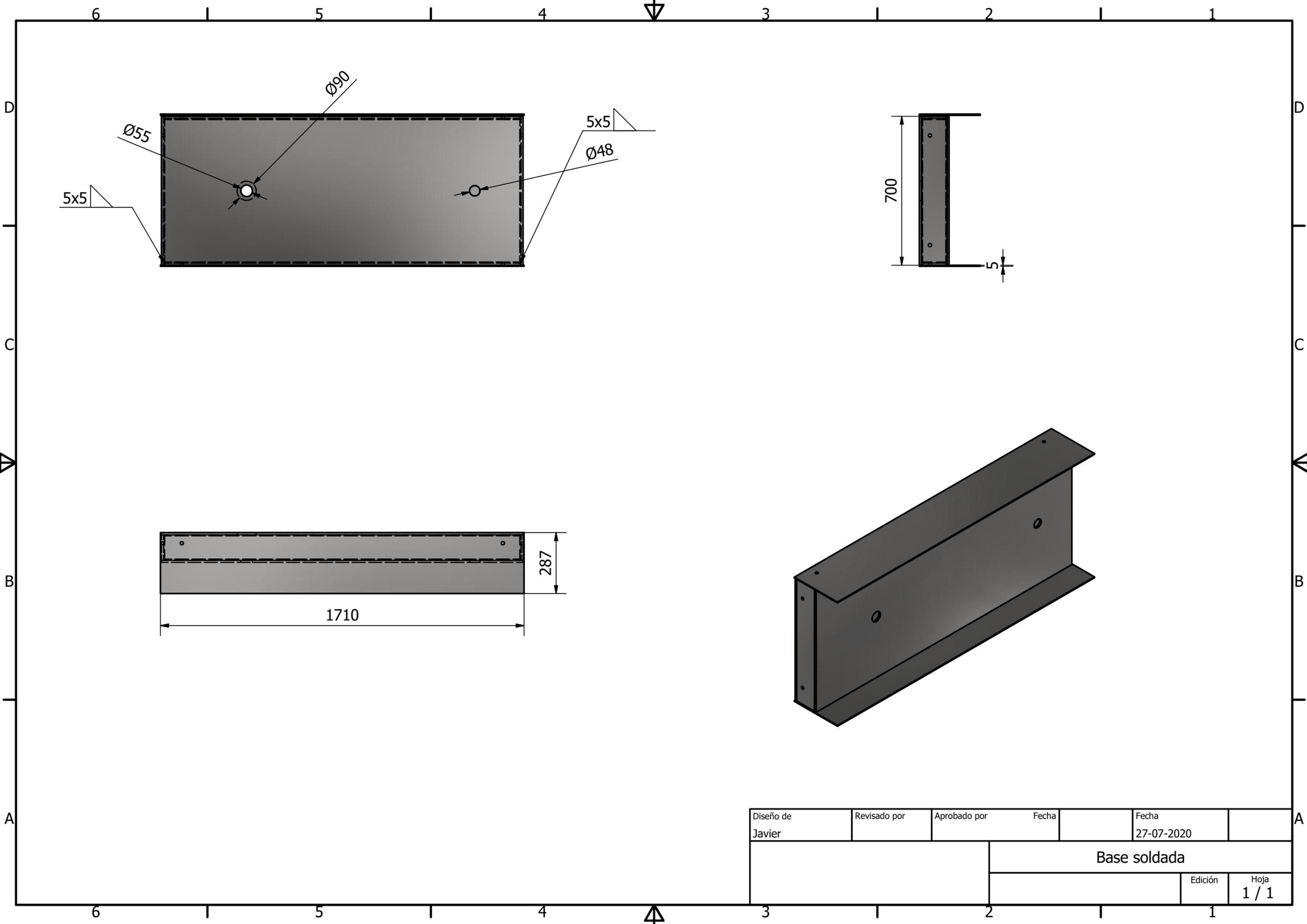
Diseño de Javier	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 27-07-2020
			Cuerpo máquina y protector del eje	
			Edición	Hoja 1 / 1



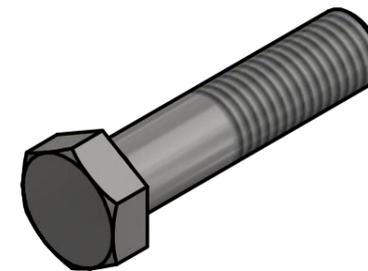
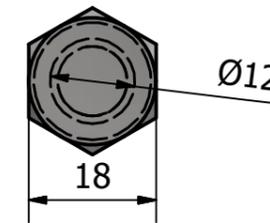
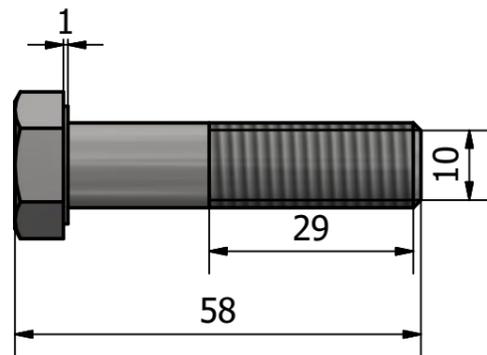
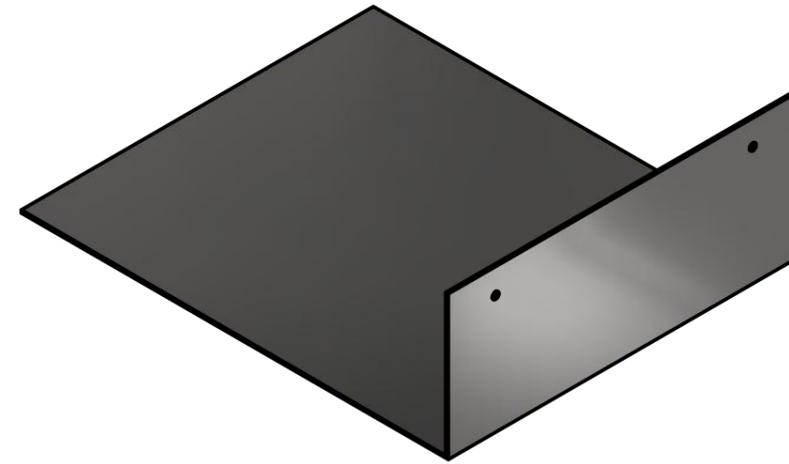
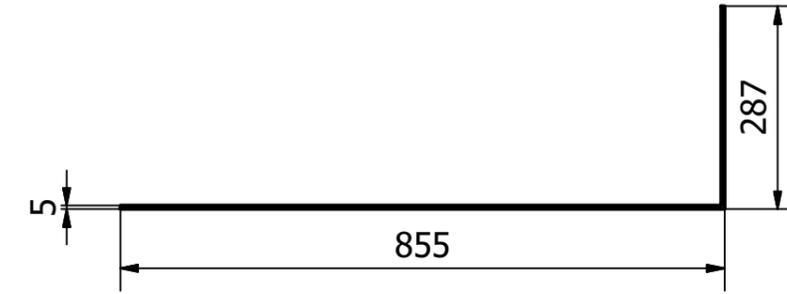
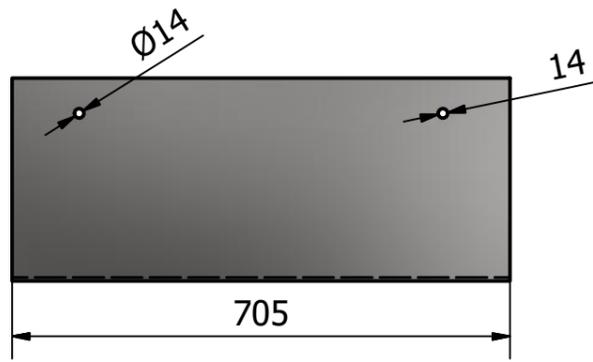
Diseño de Javier	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 27-07-2020
			Aleta y canal de salida del material	
			Edición	Hoja 1 / 1



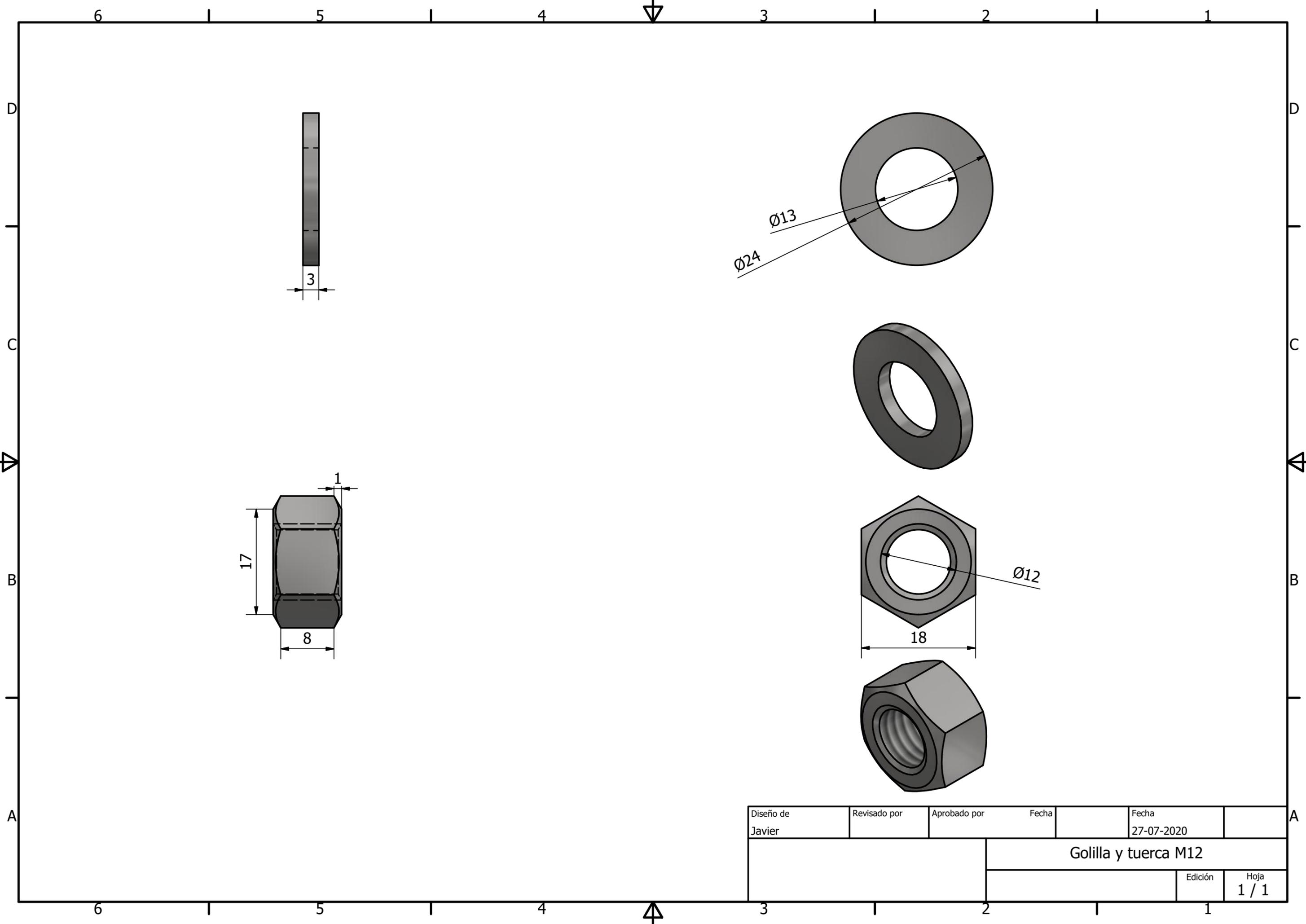
LISTA DE PIEZAS			
ELEMENTO	CTDAD	Nº DE PIEZA	DESCRIPCIÓN
15	1	Ensamblaje base nivel 1	
16	2	Pestaña de unión superior	
17	8	ISO 4014 - M12 x 50	Perno de cabeza hexagonal - Productos de clases A y B
18	8	ISO 7089 - 12	Arandelas planas - Serie normal - Productos de clase A
19	8	ISO 4032 - M12	Tuercas hexagonales, tipo 1 - Productos de clases A y B
Diseño de Javier		Revisado por	Aprobado por
		Fecha	Fecha
			27-07-2020
			Conjunto base completa
			Edición
			Hoja 1 / 1



Diseño de Javier	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 27-07-2020	
			Base soldada		
			Edición	Hoja 1 / 1	



Diseño de Javier	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 27-07-2020
			Pestaña de unión superior y perno M12	
			Edición	Hoja 1 / 1



Diseño de Javier	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 27-07-2020
			Golilla y tuerca M12	
			Edición	Hoja 1 / 1