

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

"Diseño de una prensa de tornillo sinfín de paso variable para la
deshidratación de plumas de aves en proceso de producción de harina de
plumas"

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Daniel Eduardo León Bayas

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2016

AGRADECIMIENTOS

Al Ing. Manuel Helguero, por toda su valiosísima ayuda,

A Miguel Quilambaqui, PhD, por sus consejos y su paciencia,

A mis padres por ayudarme en todo momento,

Y a todas las personas con las que compartí mi vida universitaria, que de buena o mala manera me obligaron a ser fuerte y a no rendirme.

DECLARACIÓN EXPRESA

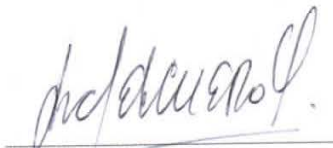
“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

Daniel Eduardo León Bayas,
Ing. Manuel Alberto Helguero Gonzales,
Dr. Miguel Ángel Quilambaqui Jara,

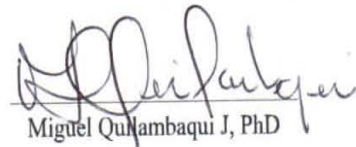
y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.



Daniel León B.



Ing. Manuel Helguero G.



Miguel Quilambaqui J, PhD

RESUMEN

Hoy en día, las empresas intentan a toda costa reducir la cantidad de desechos que generan en sus procesos, ya sea aprovechando de mejor manera sus recursos o dándoles un uso a los desechos producidos. Entre esos podemos mencionar los restos de animales procesados y todas las partes de ellos que no se emplean para ningún fin, como por ejemplo las plumas de aves, con las que se produce alimento para camarónicas. Sin embargo, este proceso requiere que las plumas ingresen secas para aprovechar mejor su contenido proteico, lo cual no se realiza. Y dado que secarlas mediante calor, aunque eficiente, tomaría mucho tiempo, se realizó este trabajo en el cual se diseñó una máquina que permita el secado de las plumas mediante la compactación de las mismas. Para esto se decidió emplear una prensa de tornillo sinfín de paso variable para realizar el secado de una manera más rápida y que no reduzca el tiempo de la línea de producción. Dada la falta de información sobre esta máquina, se basó su diseño en los transportadores de tornillo, las cuales son máquinas más comunes. Posteriormente, se hizo un análisis de propiedades mecánicas de las plumas de aves para determinar su módulo de compresibilidad y, mediante la presión requerida para producir el secado, calcular la relación de compresión que se necesitaba. Finalmente se diseñaron los elementos de la máquina, se aplicó una teoría de falla para garantizar su seguridad, y finalmente se ensambló la misma mediante software de dibujo asistido por computadora. Finalmente se da un breve análisis económico de la máquina para determinar que la solución propuesta al problema, además de factible, es económica.

Palabras claves: Plumas de ave, módulo de compresibilidad, prensa de tornillo sinfín.

ABSTRACT

Nowadays, industries try their best to reduce the amount of waste generated during their processes; whether by taking advantage of their resources as much as possible, or using their waste in any way. Among these products we can name animal tissue and every body part of them that is not used for anything, like poultry feathers, which can be used to make food for shrimp farming. However, this transformation process requires the feather to be dewatered prior to the process to obtain a better nutritional content, which isn't done. And while using heat to dewater them is rather efficient but it would take too much time, this work was done in which a machine is designed to dewater the feathers with mechanical pressure. To achieve this, a variable-pitch screw press was selected to dewater the feathers and to reduce the processing time in the production line. Since there was little to none information about this particular machine, its design was based on screw conveyor, which are more common. Later a research was conducted to determine mechanical properties of the feathers in order to calculate its bulk modulus, and with the pressure required to dewater them, it was possible to determine the compression ratio required. Then all the elements for the machine were designed, a material failure theory was applied to guarantee its safety, and finally we assembled the machine with computer-assisted-drawing Software. Finally, a brief economic analysis is done, to ensure the solution we propose is both plausible and cheap.

Key words: Poultry feathers, bulk modulus, endless screw press

INDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
INDICE GENERAL	III
INDICE DE FIGURAS	IV
INDICE DE TABLAS.....	V
CAPITULO 1.....	1
1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1. Descripción del problema	1
1.2. Objetivos.....	4
1.3. Marco teórico	4
1.3.1. Fabricación de harina de plumas.....	5
CAPITULO 2.....	7
2. METODOLOGÍA DE DISEÑO	7
2.1. Metodología de Diseño	7
2.2. Consideraciones para el diseño de forma.....	11
CAPITULO 3.....	14
3. RESULTADOS	14
3.1. Diseño de la Máquina	14
3.1.1. Cálculo de velocidad angular.....	14
3.1.2. Dimensionamiento del árbol de transmisión	16
3.1.3. Dimensionamiento de la hélice del tornillo.....	17
3.1.4. Cálculo del espesor de la hélice	20
3.1.5. Cálculo de esfuerzos	22
3.1.6. Dimensionamiento y diseño del cilindro.....	29
3.1.7. Cálculo del motor.....	30
3.1.8. Cálculo de Soldadura	30
3.1.9. Cálculo de Reductor de velocidad	32
3.1.10. Cálculo de Embrague	38
CAPÍTULO 4.....	41
4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES	41
4.1. Análisis económico	44
4.2. Conclusiones	45
BIBLIOGRAFÍA	47
PLANOS ESQUEMÁTICOS	49

INDICE DE FIGURAS

Figura 1: Proceso de Renderizado	6
Figura 2: Esquema de compactador.....	12
Figura 3: Diseño de forma de tornillo sinfín de diámetro variable.....	12
Figura 4: Diseño de forma de tornillo sinfín de paso variable	13
Figura 5: Valores de K para un factor de llenado de 45%	15
Figura 6: Diagrama de cuerpo libre de la hélice del tornillo	21
Figura 7: Diagrama de cuerpo libre del árbol de transmisión	22
Figura 8: Tablas de materiales para embragues	38
Figura 9: Catálogo de embragues	39
Figura 10: Plano de embrague seleccionado con sus respectivas dimensiones	40
Figura 11: Esquema de reductor de velocidad empleando un tren de engranajes.....	42

INDICE DE TABLAS

Tabla 1: Factores de llenado recomendados.....	15
Tabla 2: Lista de materiales y costos	44
Tabla 3: Costo de mano de obra	44

CAPITULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Descripción del problema

Hasta el siglo XX, la proteína para consumo humano era escasa. Debido a la expansión demográfica que se produjo en Europa a comienzos del siglo XVI, la ampliación de las tierras destinadas a la producción de cereales se realizó en detrimento de los espacios consagrados a la ganadería, a la caza y la recolección. Y de nuevo también, esta expansión de la agricultura tuvo como consecuencia un aumento en el consumo de granos en la alimentación popular, la cual se volvía cada vez menos variada y cada vez más deficiente en proteínas.

El consumo de carne disminuyó entonces de manera drástica, sobre todo en las ciudades. En Nápoles, en el siglo XVI se mataron cerca de 30000 bovinos por año para una población de cerca de 200000 personas. Dos siglos más tarde, se mataban sólo 20000 cuando la población era de 400000 personas. En Berlín, el consumo de carne por habitante en el siglo XIX era doce veces inferior al que se había dado en el siglo XIV. En la región francesa de Languedoc, a fines del siglo XVI, la mayoría de las granjas no criaban ya sino un solo cerdo por año, lo que era tres veces menos que a principios del mismo siglo.

Esta degradación de la ración alimenticia de la gente del pueblo era evidentemente diferente según los países y las regiones, pero dejó huellas en la salud de las personas. Durante el siglo XVIII, la altura media de los soldados reclutados por los Habsburgo parece haber retrocedido, así como la talla de los reclutas suecos. En Inglaterra, y principalmente en Londres, la disminución en la talla de los adolescentes fue notoria a fines del siglo XVIII. Y a principios del siglo XIX, la altura de los alemanes fue

netamente inferior a la que habían tenido en los siglos XIV y XV. Por esta razón, las personas de aquella época debían buscar la manera de añadir las proteínas a su alimentación diaria.

Cuando se mataba un animal para consumo humano, ninguna parte del mismo se desperdiciaba. Cualquier grasa o proteína, incluyendo vísceras y menudencia, se consumía. Lo que quedaba como desecho se procesaba de manera separada para producir caldos, manteca y sebo. Lo que no se usaba se lo usaba como comida para chanchos y pollos. Siempre se trataba de darle provecho a absolutamente todo lo que normalmente nosotros consideraríamos “desecho”.

Para el siglo XX, y debido en gran parte a la revolución industrial, la industrialización en la alimentación se vuelve considerable y la elaboración de los productos comestibles tradicionales (harinas, aceites, mermeladas, mantequillas, quesos, entre otros) se realiza ahora en fábricas importantes. Asimismo, el descubrimiento de procedimientos de conservación como la esterilización al calor en una burbuja (apertización) y posteriormente el ultracongelado permiten acondicionar un gran número de alimentos frescos en forma de conservas o de ultracongelados (frutas, legumbres, carnes, pescado, entre otros).

Esto permitió que los productos de carne se hagan más abundantes, y por tanto las personas comenzaron a exigir mejores cortes de carne (esto es, sin hueso, sin grasa, etc). Productos no deseados como la grasa, manteca y sangre tenían que ser eliminados, ya que no se podían enterrar en los alrededores suburbanos donde se ubicaban los mataderos. Como resultado, muchos mataderos adquirieron sus propios cocinadores en los cuales reducían estos desechos. Los productos finales (carne, harina de huesos y sebo) se vendían como ingredientes para fabricar comida de animales, fertilizante y jabones. Este proceso de transformar dichos productos no deseados de los animales en otros productos con valor agregado se le conoce como “rendering”.

Entre los productos que se puede obtener de este proceso está la llamada “harina de plumas” la cual se emplea para fabricar, entre otras cosas, comida para perros o balanceado para camarones. Para esto se requiere un largo proceso en el cual se deben secar las plumas (las cuales se humedecen durante la remoción de las mismas del cuerpo de la ave) para aumentar el valor nutricional del producto final.

Sin embargo, el mercado ecuatoriano está muy poco desarrollado en cuanto a la producción de harinas de vísceras, carne y hueso. En la actualidad las harinas de pollo y cerdo que se utilizan en Ecuador son productos muy estables y confiables que provienen de Estados Unidos, país que cuenta con una estricta legislación y exigentes controles, tanto en los mataderos como en su procesamiento en la planta de rendimiento.

El proceso de secado de plumas normalmente emplea un secador a gas. Sin embargo, aunque es eficiente, este proceso toma alrededor de treinta minutos a fuego lento (para evitar quemar las plumas). Para lograr disminuir el tiempo de proceso se propone emplear un proceso de compactación de las plumas para que se produzca el secado, y de esa manera lograr una producción más rápida y fluida.

1.2. Objetivos

- Determinar los parámetros adecuados para evaluar la factibilidad de un proyecto
- Elegir la máquina más adecuada con el fin de cumplir con el propósito del proyecto (extraer líquidos de plumas de aves)
- Determinar los parámetros de operación de la máquina
- Realizar las debidas consideraciones para el diseño de forma de los elementos mecánicos a construir.
- Dimensionar y diseñar los elementos en base a los parámetros de operación establecidos
- Emplear teorías de falla para asegurar que todos los elementos cumplan la función propuesta
- Determinar la inversión necesaria para el desarrollo del proyecto, así como su factibilidad económica

1.3. Marco teórico

La harina de plumas es un subproducto de las plumas de ave que se fabrican hidrolizándolas a temperatura y presión elevadas, y luego moliéndolas y secándolas, en un proceso llamado renderizado. Generalmente la harina de pluma se utiliza en comida para perros y fertilizante orgánico.

A nivel mundial, más de 25 billones de pollos se usan para consumo humano. Un pollo de 2 kilogramos produce aproximadamente 180 gramos de plumas que se pueden emplear para producir harina de plumas con más del 80% de proteína cruda.

Es esta fuente de proteínas la que se usará para aumentar los nutrientes y la densidad de energía en la comida para camaróneras.

Con un 12% de nitrógeno, se puede usar como fertilizante orgánico de liberación lenta, alto en nitrógeno para jardines orgánicos. No es soluble en agua y su principal uso es para:

- Promover el crecimiento de hojas verdes
- Mejorar estructura de suelo
- Activar la descomposición del abono

1.3.1. Fabricación de harina de plumas

Como ya se mencionó, el proceso de renderizado es el que nos permite fabricar harina de plumas. Básicamente se emplean grandes ollas de vapor a presión para hidrolizar y esterilizar la pluma, generalmente por 30 o 60 minutos a aproximadamente 140°C. Cuando las plumas se cocinan de esta manera, hidrolizan las proteínas que contiene y la desnaturalizan (es decir, rompen los enlaces químicos).

El proceso de renderizado es el siguiente:

1. Transporte de materia prima: Como ya se habló, no todas las partes de los animales que consumimos son aptas para el consumo humano. Por ejemplo, en un ave de corral tenemos las plumas, las patas, la cabeza y las vísceras.
2. Molinillo: La materia prima generalmente se muele para darle un tamaño consistente de tal manera que se lo pueda transportar a la siguiente fase.
3. Cocinado: Aquí se esteriliza la materia prima mediante calor. En esta parte se reduce cierta cantidad de agua, y se separa la grasa de la proteína. Toda forma de vida microscópica (virus, bacterias, etc) se inactiva. En este proceso generalmente se emplean depuradores de aire y filtros de carbón para evitar malos olores y mantener un aire relativamente limpio.

4. Prensado: En esta parte se comprime la materia prima para separar totalmente los líquidos de los sólidos. Estos últimos se envían a centrifugado mientras que los líquidos se envían al secador.
5. Centrifugado: La grasa obtenida se hace girar a altas velocidades para remover cualquier sólido existente.
6. Pulido: Estas grasas pueden ser refinadas aún más en esta parte, para crear diferentes grados de sebo y grasa. Los productos que contengan menos del 0.15% de impurezas insolubles se considera proteína pura sin sebo, la cual es apta para cualquier aplicación agrícola o industrial.
7. Molido: Las plumas se envían a un molino de martillos, el cual las convierte en polvo de harina.

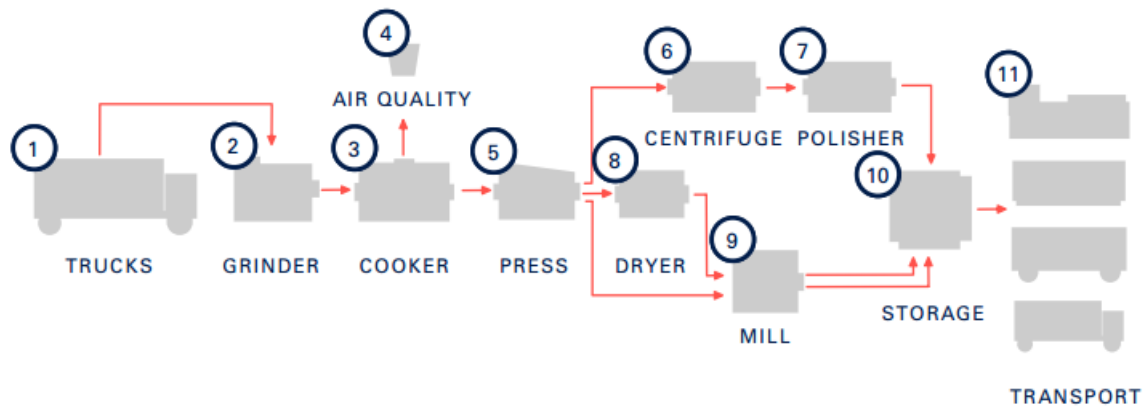


Figura 1: Proceso de Renderizado
Fuente: West Coast Reduction LTD.

CAPITULO 2

2. METODOLOGÍA DE DISEÑO

2.1. Metodología de Diseño

Es necesario comprender cómo se realizará la solución del problema. Para facilidad, se ha elaborado la siguiente lista:

- a) **Búsqueda de Información:** Es necesario obtener la mayor cantidad de información posible sobre el problema que debemos resolver. En este caso, dado que requerimos comprimir un producto, debemos investigar sobre posibles vías de solución (es decir, máquinas que logren este objetivo y los mecanismos bajo los cuales operan), y cualquier otro dato relevante para la solución, como por ejemplo investigar sobre las plumas de ave, y determinar tanto propiedades mecánicas, químicas, etc

Debemos recordar que esta búsqueda de información es preliminar y no está limitada al proceso previo al diseño. Posteriormente, se debe investigar más a fondo sobre el diseño de forma seleccionado, determinar estándares de calidad, normas y manuales que regulen y faciliten la construcción de la máquina, así como investigar catálogos de componentes que sean requeridos, tales como resortes, motores, reductores de velocidad, rodamientos, incluyendo también normas y catálogos de materiales de construcción, soldadura, etc.

- b) **Definir parámetros de operación:** Una vez que se tenga un claro entendimiento de la máquina a diseñar y de la forma de operación de la misma, debemos definir qué resultados se espera obtener de la máquina. Es decir,

debemos definir sus parámetros de operación y cualquier otra consideración de diseño que debamos tener en cuenta, como por ejemplo niveles permitidos de ruido, vibraciones, espacio, materiales, condiciones ambientales, requerimientos de seguridad, etc. En nuestro caso, únicamente debemos definir la capacidad de operación de la máquina (cantidad de producto es capaz de procesar en un determinado tiempo). Estos son parámetros que establece el cliente basados en el problema a resolver y bajo los cuales se operará durante todo el proceso, salvo que se demuestren factores que lo impidan, ya sean de diseño (materiales o piezas difíciles de conseguir, restricciones de espacio, etc) o económicas (si la solución propuesta puede llegar a ser costosa bajo los parámetros establecidos). Sólo en estos casos, y previa autorización del cliente, se podrán modificar hasta obtener una solución razonable.

- c) **Diseños de Forma Iniciales:** Una vez definido lo que esperamos de nuestra máquina, debemos proponer diferentes alternativas de solución para el problema propuesto, teniendo en cuenta las consideraciones ya previstas con antelación. Un diseño de forma no implica el dibujo final de la máquina, simplemente es un esquema que indica a grandes rasgos las características ya descritas anteriormente (mecanismos, resultados esperados, etc).

- d) **Selección de la mejor alternativa:** Analizar todos los diseños de forma propuestos, evaluar sus ventajas y desventajas, y finalmente optar por la mejor alternativa ya sea por descarte o con la ayuda de una matriz de decisiones. De elegirse la última opción se deben establecer parámetros de evaluación necesarios para evaluar a las alternativas de una manera igual y justa, evitando conflictos de interés por parte del diseñador.

Sin embargo, hay que tener en cuenta que muchas veces la mejor solución no es la que se determina por estos métodos, sino que es necesario hacer una segunda o incluso tercera revisión, para garantizar por todos los medios de que la solución es la adecuada.

- e) **Consideraciones de diseño:** Una vez seleccionada la máquina, debemos definir los elementos que van a constituir la máquina con la ayuda del diseño de forma elegido. Se debe realizar esta parte minuciosamente, puesto que así podremos determinar los elementos críticos de la máquina y todos los parámetros por determinar del mismo; puede que no se necesite calcular absolutamente todas las partes de la máquina. Por ejemplo, en un molino de martillo es imprescindible calcular la velocidad de rotación del eje y la fuerza que deben ejercer los martillos, pero quizás no sea necesario hacer un dimensionamiento exhaustivo de la tolva de ingreso, mucho menos realizar un análisis de esfuerzos.

Además, debemos identificar posibles problemas que se lleguen a producir y que impidan cumplir con los parámetros del cliente. Generalmente se debe considerar las desventajas de la máquina y tratar en lo posible, de solucionarlas.

- f) **Diseño de componentes mecánicos:** Una vez definido todo lo relevante a la máquina, se procede con el diseño de todos sus componentes principales, tales como árboles de transmisión, cilindros de pared delgada, soportes, vigas, entre otros.

Cabe recalcar aquí la importancia de seleccionar adecuadamente un factor de seguridad en nuestro diseño que no solo garantice un correcto funcionamiento de la máquina, sino que además garantice la seguridad y el bienestar de los posibles operadores y personas que entren en contacto con la misma.

Al hablar de diseño nos referimos, al dimensionamiento y validación de cada elemento crítico, lo que incluye un análisis de fuerzas y esfuerzos, así como una selección adecuada de los materiales con los que se trabajará.

Si por alguna razón se determina que un elemento presenta problemas en su diseño, se debe analizar todas las posibles alternativas que permitan resolver el conflicto de dicho elemento. De no ser posible, se planteará un nuevo diseño de forma.

- g) **Cálculo de elementos adicionales:** Elementos externos que actúan como complemento de la máquina. Esto incluye soldaduras, pernos, resortes, embragues, engranajes, cojinetes, motores, etc.

- h) **Dibujo y ensamble de componentes:** Finalizado el dimensionamiento de la máquina, se deben elaborar los planos necesarios para su correcta construcción y montaje. Los planos deben ser claros y contener toda la información pertinente, tales como cotas, tolerancias de fabricación, ajustes, acabados superficiales, vistas auxiliares, cortes, requerimientos de pintura y cualquier otra consideración a tener en cuenta durante la fabricación y ensamblaje.

De ser posible, se debe emplear un programa de dibujo asistido por computadora que permita verificar que el ensamble de los componentes se realice sin problemas, y de que las dimensiones calculadas sean adecuadas. En nuestro caso, emplearemos Solidworks Premium 2015 para este cometido.

- i) **Análisis económico:** Como parte final se debe determinar los costos de fabricación de la máquina, y de ser necesario, los de operación y/o mantenimiento de la misma. Es necesario hacer hincapié que el factor económico es relevante en todas las decisiones que se tomen durante el proceso de diseño, y que de ser necesario se debe rediseñar un elemento o incluso un diseño de forma en caso de que resulte excesivamente costoso su fabricación.

2.2. Consideraciones para el diseño de forma

Como se mencionó, la única condición de trabajo que debemos imponer es la capacidad de producción de la máquina.

La Corporación Nacional de Avicultores del Ecuador (CONAVE) determinó que en el año 2013 se produjeron alrededor de 230 millones de pollos de engorde en el país. Ahora consideremos que un pollo normal tiene un peso promedio de 2,5 kilos, y que el 11% del peso es plumas, por lo que tenemos que un pollo tiene en promedio 275 gramos de plumas, lo cual considerando el primer dato, nos da que en el país se producen 63,25 millones de kilos de plumas. Considerando un ciclo de 8 horas de trabajo y 240 días laborables en el año, se tiene que cada minuto se producen aproximadamente 550 kilos de plumas en el país.

Según el Censo Nacional Agropecuario del año 2011, la región costa tiene aproximadamente el 41% de la producción total de pollos de engorde. Esto nos deja que en la región costa se producen 220 kilos de plumas por minuto. Si suponemos que disponemos del 25% de dicha producción, nos da un valor de 56,37 kilos por minuto, que se redondeará a 60 kilos por minuto para facilidades de cálculo.

Dado que esta máquina se diseña para el procesamiento de las plumas para su posterior uso como alimento, se requiere que nuestra prensa sea capaz de adaptarse a la capacidad de producción de cualquier planta, y que no interfiera en la misma (es decir, no desacelere la producción ya existente). Para poder realizar este cometido, se proponen dos soluciones: un compactador de cilindro-pistón, y una prensa de tornillo sin fin.

En el primero el producto ingresa a la cámara, en la cual un émbolo las comprime y se realiza la extracción del agua. Sin embargo, esto nos pone varias restricciones entre las cuales se menciona las dimensiones del mismo (a mayor área, mayor fuerza necesaria, pero a menor área, menor capacidad de producción), y además implica

diseñar un mecanismo para controlar el ingreso del producto, y otro mecanismo para permitir su salida, lo cual complica innecesariamente la solución.

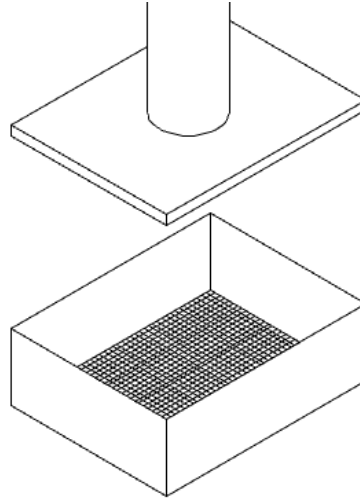


Figura 2: Esquema de compactador. Se observa el pistón, cilindro y malla para salida de agua.
Fuente: Elaboración propia

La siguiente alternativa es emplear una prensa con tornillo sin fin, la cual se observa a continuación:

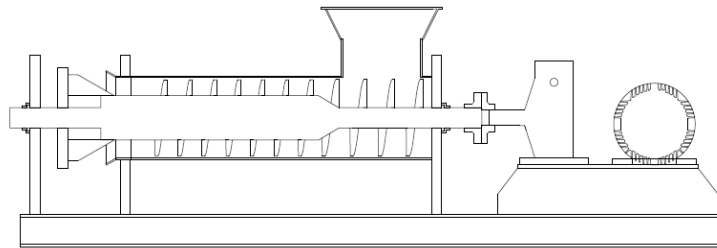


Figura 3: Diseño de forma de tornillo sin fin de diámetro variable.
Fuente: Elaboración propia

El sinfín se acopla mediante bridas a un reductor, y este a su vez a un motor eléctrico. Las plumas avanzan por el tornillo hacia la parte izquierda en la cual existe un aumento del diámetro del árbol principal la cual comprime las plumas. Al final existe un cono a manera de tapa. Una vez que se comprimen las plumas, comienzan a hacer fuerza sobre el cono, el cual se abre para dejar caer las plumas secas.

El inconveniente de este diseño de forma es que el diseñar un mecanismo que retenga el cono en su posición mientras dure la compresión y luego permita la salida del producto no es funcional ni tampoco eficiente puesto que forzaría innecesariamente al árbol de la máquina. Y por último, diseñar un eje de diámetro variable es extremadamente costoso. Por lo que se sugirió la idea de reemplazar el cono a la salida de la máquina y cambiar el sistema de compresión empleando un tornillo de paso variable:

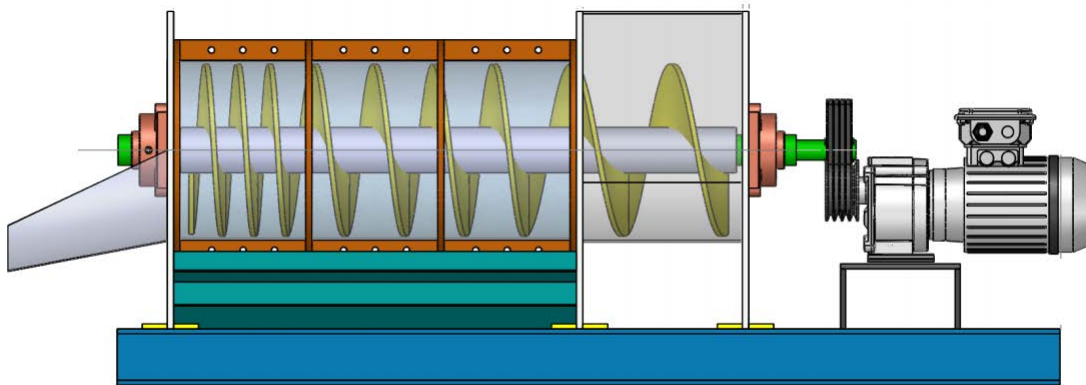


Figura 4: Diseño de forma de tornillo sinfín de paso variable
Fuente: Elaboración propia

Evidentemente, debemos emplear una teoría de falla para garantizar nuestra máquina. Sin embargo, también emplearemos manuales o códigos tales como:

AWS D1.6: Código de soldadura para aceros inoxidable

Procedure Handbook of Arc Welding, de Lincoln Electric, para cualquier dato general de soldadura y que no esté contenido dentro de la norma de fabricación seleccionada

Manual "Screw Conveyor and Design", de CEMC, que se empleará para todos los cálculos referentes a la máquina.

ASME B36.10, norma que regula las dimensiones de tubos estructurales que emplearemos para el árbol de transmisión

ANSI/AGMA 2001-D04, norma que detalla el diseño de engranajes rectos y helicoidales. Esto se empleará a la hora de determinar el reductor de velocidad que debe llevar el motor.

CAPITULO 3

3. RESULTADOS

3.1. Diseño de la Máquina

Requerimos dos datos para comenzar nuestro diseño: el flujo másico requerido (60 Kg/min) y la presión que se necesita ejercer para exprimir las plumas (700 KPa). Nos basaremos únicamente en ellos para todo este proceso.

3.1.1. Cálculo de velocidad angular

Primero determinaremos las revoluciones por minuto a las que girará el tornillo. Del manual para transportadores de tornillo sinfín (Conveyor Engineering & Manufacturing), se obtiene la fórmula:

$$N = \frac{C}{K}$$

Donde C es la capacidad volumétrica requerida, en pies cúbicos por hora, y K es un valor que depende del diámetro de la hélice de nuestro tornillo y de la capacidad de carga del tornillo (factor de llenado). El valor de C lo podemos calcular de esta manera:

$$C = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

Donde \dot{m} es el flujo másico y ρ es la densidad de las plumas de pollo, la cual es 800 kilogramos por metro cúbico. Reemplazando unidades y valores tenemos:

$$C = \frac{\left(60 \frac{Kg}{min} * 60 \frac{min}{hr}\right)}{800 \frac{Kg}{m^3}} = 4.5 \frac{m^3}{hr} * \frac{(3,28)^3 ft^3}{1 m^3} = 158,91 \frac{ft^3}{hr}$$

El valor de K lo obtenemos de la siguiente tabla:


PERCENT TROUGH LOAD	SCREW DIAMETER	MAXIMUM RECOMMENDED RPM	CAPACITY (FT ³ /HR) at MAX RPM	CAPACITY (FT ³ /HR) per RPM
	6	165	368	2.2
	9	155	1,270	8.2
	12	145	2,820	19.4
	14	140	4,370	31.2
	16	130	6,060	46.7
	18	120	8,120	67.6
	20	110	10,300	93.7
	24	100	16,400	164.0
	30	70	22,062	315.0
	36	40	21,587	540.0

Figura 5: Valores de K para un factor de llenado de 45%
Fuente: Conveyor Engineering and Manufacturing

Asumiremos un diámetro de hélice inicial de 250 mm, o 10 pulgadas. Tengamos en cuenta que según nuestra capacidad de producción, podemos variar este valor a nuestra conveniencia. En cuanto al factor de llenado, nos basamos en lo siguiente:

Tipo de Carga	Coefficiente de Llenado
Pesada y abrasiva	0,125
Pesada poco abrasiva	0,25
Ligera poco abrasiva	0,32
Ligera no abrasiva	0,45

Tabla 1: Factores de llenado recomendados

Podemos considerar a las plumas de aves como ligeras debido a su densidad; además, no poseen características abrasivas considerables, por lo que nuestro factor de llenado sería de (45%). Con estos datos interpolamos el valor de K, que es aproximadamente $11,9 \text{ ft}^3/\text{hr}$ por cada RPM. Reemplazando:

$$N = \frac{158,91}{11,9} = 13,32 \text{ RPM}$$

Dado que es un valor muy bajo, emplearemos 20 RPM, valor que sigue siendo inferior a las 155 RPM recomendadas (también tabulado).

3.1.2. Dimensionamiento del árbol de transmisión

Procedemos ahora a dimensionar el resto del tornillo. Para esto, partimos de la fórmula de flujo másico:

$$\dot{m} = V_s N \rho \varphi$$

Donde V_s es el volumen contenido en un "paso" del tornillo, N es el número de revoluciones por minuto y φ es el factor de llenado. Despejando para encontrar el volumen y reemplazando datos, tenemos:

$$V_s = \frac{\dot{m}}{N \rho \varphi} = \frac{60 \frac{Kg}{min}}{20 \frac{rev}{min} * 800 \frac{kg}{m^3} * 0,45} = 8,33 \times 10^{-3} m^3$$

Dicho volumen también se lo puede representar de esta manera:

$$V_s = \frac{\pi}{4} * (D_h^2 - D_e^2) * p$$

Donde D_h es el diámetro de la hélice, D_e es el diámetro del árbol y p es el paso del tornillo a la entrada del producto, el cual es un dato que se puede modificar a conveniencia. Asumiremos inicialmente 200 mm, y de esta manera encontramos el diámetro del árbol de transmisión:

$$V_s = \frac{\pi}{4} * (D_h^2 - D_e^2) * p$$

$$D_e = \sqrt{D_h^2 - \frac{4V_s}{\pi p}} \approx 100 \text{ mm}$$

La longitud del eje la determinamos de esta manera:

$$L = N l t$$

Donde N son las revoluciones por minuto, l es el paso del tornillo y t es el tiempo que debe permanecer. Las revoluciones ya fueron calculadas. En cuanto al tiempo, al igual que el paso en la fórmula anterior, es una variable que se puede modificar a conveniencia.

El paso del tornillo depende de la reducción de volumen necesaria para lograr la compresión, lo cual es nuestra siguiente incógnita

3.1.3. Dimensionamiento de la hélice del tornillo

Para poder encontrar el paso del tornillo requerimos una propiedad mecánica de las plumas, llamada módulo de compresibilidad.

El problema es que este valor no ha sido determinado de manera experimental. Sin embargo, es posible encontrar cualquier propiedad mecánica a partir de dos otras propiedades que si estén tabuladas. Es decir, aunque no poseamos este valor, podemos encontrar otras dos propiedades y finalmente determinar el módulo de compresibilidad.

La primera propiedad de la que tenemos información es el valor de su módulo de Young. Macleod [1979] determinó que el módulo de Young para plumas de pavo ronda por los 2.5 MPa.

Sin embargo, hay que tener en cuenta que este valor no es exacto, sino que varía por varios factores. En nuestro caso el más crítico es la humedad de las plumas. Por ejemplo, para plumas de avestruz existe una reducción del 60% en el módulo de Young para plumas con 100% de humedad. (Taylor *et al* [2004])

Conociendo que las plumas ingresarán con una humedad relativa del 80%, podemos determinar mediante interpolación que el valor del módulo de Young sería 52% del original. Si asumimos una variación igual en estas plumas, podemos asumir que el módulo de Young para estas plumas sería de 1,3 MPa.

La segunda propiedad de la que tenemos información es el módulo de Poisson. Macleod [1979] aproximó el valor a 0.3 basándose en las propiedades de la fibra de lana, con resultados bastante aceptables.

Si asumimos propiedades homogéneas en la pluma podemos, con estos dos valores, encontrar el módulo de compresibilidad de la siguiente manera:

$$K = \frac{E}{3(1 - 2\nu)}$$

Donde E es el módulo de Young, K es el módulo de compresibilidad, y ν es la relación de Poisson. Reemplazando datos tenemos:

$$K = \frac{1,3 \text{ MPa}}{3(1 - 2(0,3))} = 1,083 \text{ MPa}$$

Ahora debemos traducir eso a volumen. El módulo de compresibilidad, por definición, es igual a:

$$K = -\frac{V\Delta P}{\Delta V}$$

La variación de presión en nuestro caso sería de 600 KPa. Despejando para la diferencia de volumen:

$$\Delta V = -\frac{V\Delta P}{K}$$

Sustituyendo y cambiando de signo tenemos:

$$V_i - V_f = V_i \frac{\Delta P}{K}$$

$$V_i - V_i \frac{\Delta P}{K} = V_f$$

$$V_i \left(1 - \frac{\Delta P}{K}\right) = V_f$$

$$\frac{V_i}{V_f} = \frac{1}{1 - \frac{\Delta P}{K}}$$

Pero dado que los volúmenes dependen del diámetro y del paso:

$$\frac{\frac{\pi}{4}(D^2)(p_i)}{\frac{\pi}{4}(D^2)(p_f)} = \frac{1}{1 - \frac{\Delta P}{K}}$$

Simplificando:

$$\frac{p_i}{p_f} = \frac{1}{1 - \frac{\Delta P}{K}}$$

Esto quiere decir que en nuestro diseño debemos lograr esta relación de pasos para lograr la compresión. Reemplazando K y P=600 KPa tenemos:

$$\frac{p_i}{p_f} = \frac{1}{1 - \frac{600 \text{KPa}}{1083,3 \text{KPa}}} = \frac{1}{1 - 0,446} = 2,24 \therefore p_i = 2,24 p_f$$

Es decir, si logramos al menos esta condición (puede ser superior), las plumas se prensarán. Si asumimos un paso de 200 mm al inicio y aumentamos a 2.5 dicha relación, entonces:

$$\frac{200}{2,5} = p_f = 80 \text{ mm}$$

Sin embargo, no podemos hacer esa transición de manera brusca. En nuestro caso, emplearemos pasos de 200, 150 y 80 mm. Una vez definido esto, procedemos al cálculo de la longitud:

$$L_1 = Nlt = 20 \text{ rpm } (0,2 \text{ m}) \left(\frac{8 \text{ seg}}{60 \text{ min}} \right) = 533,33 \text{ mm}$$

$$L_2 = Nlt = 20 \text{ rpm } (0,15 \text{ m}) \left(\frac{7 \text{ seg}}{60 \text{ min}} \right) = 350 \text{ mm}$$

$$L_3 = Nlt = 20 \text{ rpm } (0,08 \text{ m}) \left(\frac{15 \text{ seg}}{60 \text{ min}} \right) = 400 \text{ mm}$$

Entonces: $L_{total} = L_1 + L_2 + L_3 = 1283,33$ lo cual sería la longitud del tornillo que realiza el movimiento de la carga. Esta longitud debe ser mayor debido a que no se toma en cuenta el ingreso del producto. Si asumimos una entrada de 200mm de longitud, y redondeamos, tenemos que $L = 1500$ mm. A esto podemos sumarle 300 mm adicionales, por cuestiones de acople al motor, rodamientos, entre otros. Entonces, nuestro árbol tendrá una longitud de 1800 mm.

3.1.4. Cálculo del espesor de la hélice

Finalmente, necesitamos saber el espesor de plancha que tendrá nuestro tornillo sin fin.

Podemos modelar la hélice del tornillo como una viga en voladizo. Si tanto a la hélice como al árbol lo “desdoblamos”, tendremos una viga de largo igual al diámetro exterior, y de sección transversal igual al producto de la mitad del perímetro exterior (recordemos que el factor de llenado es 45%, por lo que solo analizaremos la mitad de la hélice) por el espesor que buscamos.

En cuanto al material del todo el sistema, emplearemos acero inoxidable AISI 304 (315 MPa fluencia, 620 MPa tensión máxima), debido a la humedad presente en las plumas.

El sistema sería tal como se muestra:

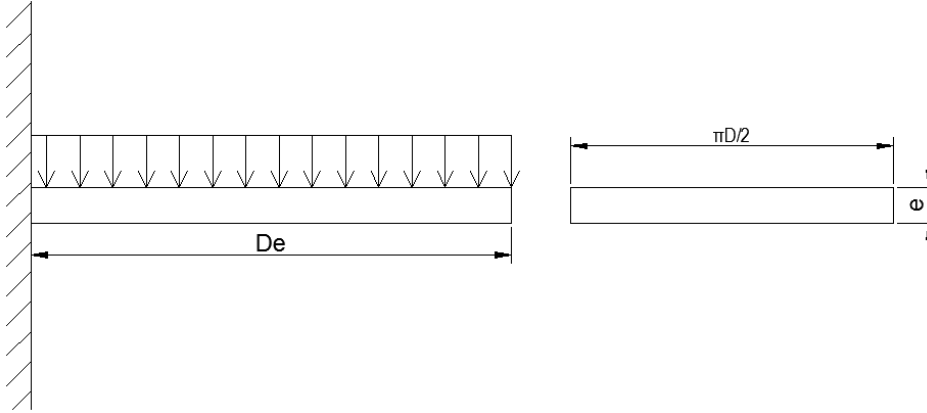


Figura 6: Diagrama de cuerpo libre de la hélice del tornillo
Fuente: Elaboración propia

Conociendo la presión que necesitamos, podemos encontrar la fuerza aplicada:

$$F = P * A = P * \left(\frac{\pi}{8}\right) (D^2 - d^2)$$

$$F = 700\text{KPa} * \left(\frac{\pi(0,1016^2 - 0,09012^2)}{8}\right) = 605,02 \text{ N}$$

Esta fuerza se distribuye por toda la superficie, por lo que:

$$W = \frac{605,02}{0,25} = 2420,07 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Calculamos esfuerzos para un factor de seguridad de 2:

$$M = \frac{WL^2}{2} = \frac{2420,07(0,25^2)}{2} = 75,63 \text{ N.m}$$

$$\frac{S_y}{2} \geq \frac{Mc}{I}$$

$$157.5 \text{ MPa} \geq \frac{75,63 \left(\frac{e}{2}\right)}{\frac{1}{12} \left(\frac{\pi D}{2}\right) (e)^3}$$

Despejando para e: $e = 2,71 \text{ mm}$

Normalmente a estos diseños se le debe añadir un espesor adicional para proteger contra efectos de corrosión. Sin embargo, al emplear acero inoxidable esto puede obviarse. Por lo tanto, con una plancha de 3 mm estaríamos seguros.

3.1.5. Cálculo de esfuerzos

Con esto, podemos realizar el diagrama de fuerzas en nuestro eje, el cual es el siguiente:

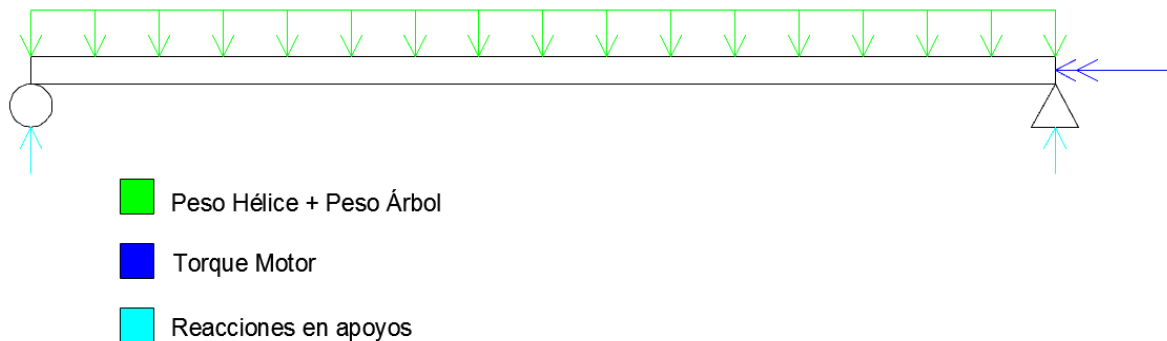


Figura 7: Diagrama de cuerpo libre del árbol de transmisión
 Fuente: Elaboración propia

La nueva incógnita a encontrar sería el torque transmitido por el motor, el cual es la suma de tres torques diferentes:

- 1. Torque para iniciar el movimiento, que depende de la inercia del árbol y de la hélice.**

La inercia del árbol la podemos sacar de esta manera:

$$I = \frac{1}{2}m(a^2 + b^2)$$

Donde m es la masa del tubo, a y b son los radios internos y externos del tubo, respectivamente. Para un tubo DN 101.6 mm SCH 40 tenemos un espesor de 5,74 mm y un peso de 13,57 kg/m. Por lo tanto:

$$I = \frac{1}{2}(13,57 * 1,8)kg(0,04506^2 + 0,0508^2)m^2 = 0,057 kg.m^2$$

En cuanto a la hélice del tornillo, no existen fórmulas empíricas para calcular la inercia. Sin embargo, se puede aproximar la hélice a un conjunto de discos huecos, cuya fórmula es similar al cilindro.

La masa de los discos se la puede calcular como:

$$m = A * t * \rho$$

Donde A es el área de la corona circular, t es el espesor de la hélice, y ρ es la densidad del acero. Reemplazando:

$$m = \frac{\pi}{4}(D_h^2 - D_e^2) * 0,003 * 7850 = 0,97 kg$$

La cantidad de anillos se calcula como:

$$N = \sum_{i=1}^k \frac{L_k}{p_k}$$

Donde L_k y P_k son los valores de longitud de segmento de tornillo con su respectivo paso. Reemplazando tenemos:

$$N = \frac{750}{200} + \frac{350}{150} + \frac{400}{80} = 11,083$$

Recordemos que al primer segmento del tornillo (L1) se aumentó su longitud para considerar el área de ingreso de material.

Por lo tanto la inercia “experimental” del tornillo sería:

$$I = \frac{1}{2}(11,083 * 1,61)(0,25^2 - 0,1016^2) = 0,29 \text{ kg. m}^2$$

$$I_{total} = 0,347 \text{ kg. m}^2$$

De esta manera, calculamos el torque:

$$T = I * \alpha$$

Donde α es la aceleración angular requerida. Pero sabemos también que $\alpha = \omega/t$, donde t sería el tiempo que requerimos para que nuestro tornillo alcance dicha velocidad. Evidentemente, es otro dato que podemos modificar a nuestra conveniencia. Asumamos t=1 segundo y convirtiendo RPM a rad/s, tenemos:

$$\alpha = 2,094 \text{ rad/s}^2$$

$$T = 0,523 * 2,094 = 0,73 \text{ N. m}$$

2. Torque para comprimir la pluma, el cual se lo calcula de esta manera:

$$\frac{F_{out}}{T_{in}} = \frac{2\pi}{p}$$

Donde T es el torque que ingresa (incógnita), F es la fuerza que se genera por dicho torque (recordar que $F=P*A$, donde P es la presión conocida y A el área de compresión, que sería igual a medio “paso” de tornillo) y p es el paso del tornillo.

Despejando para torque, tenemos:

$$T_{in} = \frac{P * A * p}{2\pi} = \frac{700kPa * \frac{\pi}{4}(D_h^2 - D_e^2)}{2\pi} m^2 * 0,08 m = 183,75 N.m$$

Sin embargo, y por motivos de seguridad, no podemos asumir que este torque es constante, ya que la dosificación no siempre se realiza a volumen constante.

Por lo tanto, asumiremos un intervalo de $\pm 10\%$ de variación del torque para compensar cualquier variación en la tasa de flujo másico:

$$T_{in} = 165,38 \div 202,13 N.m$$

3. **Torque para desplazar la pluma**, el cual se lo calcula de esta manera:

$$P = \frac{GLF}{367}$$

Donde P es la potencia requerida en kW, G es el flujo másico en toneladas métricas por hora, L es la longitud del tornillo en metros y F es la resistencia del material transportado, el cual puede tomar valores entre 2 (ligeros) y 5 (fricción alta, pegajosos, etc)

Para G=3,6 ton/hora; L=1,5m; y un valor de F igual a 5 (puesto que no existe información sobre la resistencia de las plumas, elegimos el valor más crítico para evitar problemas), tenemos que:

$$P = \frac{3,6 (1,5)(5)}{367} = 73,56 W$$

Posteriormente, podemos calcular el torque de esta manera:

$$\frac{P}{\omega} = T$$

Convirtiendo los 20 rpm a rad/s, tenemos finalmente:

$$T = \frac{73,56}{2,094} = 35,12 \text{ N.m}$$

Y finalmente, tenemos los valores de torque máximo y mínimo

$$T_{\min} = 0,73 + 165,38 + 35,12 = 202,2 \text{ N.m}$$

$$T_{\max} = 0,73 + 202,13 + 35,12 = 238,95 \text{ N.m}$$

Procedemos a ubicar las fuerzas:

Peso de hélice

Consideraremos a la hélice como una carga uniformemente distribuida.

$$W = \frac{m}{l} g = \frac{11,083 * 0,97}{1,5} * 9,81 = 70,32 \frac{N}{m}$$

Peso de eje

Consideramos el peso del eje como una carga uniformemente distribuida

$$W = 13,57 * 9,81 = 133,13 \frac{N}{m}$$

Calculando las reacciones, tenemos que:

$$R_1 = R_2 = 183,11 \text{ N}$$

Por estática, sabemos que el momento flector de una viga simplemente apoyada con carga distribuida uniformemente es:

$$M = \frac{WL^2}{8} = \frac{(133,13 + 70,32)(1,5^2)}{8} = 57,22 \text{ N.m}$$

Evidentemente, el punto medio del árbol es el punto crítico. Calculando esfuerzos tenemos:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{57,22 \text{ N.m} (0,0508)\text{m}}{\frac{\pi}{64} (0,1016^4 - 0,09012^4)\text{m}^4} = 1,46 \text{ MPa}$$

Procedemos ahora al análisis de torsión. Como se trata de cargas combinadas, procedemos a calcular esfuerzos alternantes y medios.

$$T_a = \frac{T_{max} - T_{min}}{2} = 18,38 \text{ MPa}$$

$$T_m = \frac{T_{max} + T_{min}}{2} = 219,97 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \frac{T_a r}{J} = \frac{18,38 \text{ N.m} (0,0508)\text{m}}{\frac{\pi}{32} (0,1016^4 - 0,09012^4)\text{m}^4} = 0,234 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = \frac{T_m r}{J} = \frac{219,97 \text{ N.m} (0,0508)\text{m}}{\frac{\pi}{32} (0,1016^4 - 0,09012^4)\text{m}^4} = 2,81 \text{ MPa}$$

Como necesitamos determinar el factor de seguridad de nuestro elemento, nos corresponde emplear la fórmula de Goodman modificada para cargas combinadas:

$$\frac{\sigma_a'}{Se} + \frac{\sigma_m'}{Ssu} = \frac{1}{\eta}$$

Calculamos el esfuerzo alternante y medio de Von Mises, recordando que la flexión es constante y por tanto el esfuerzo alternante de flexión es cero, y el medio es igual al máximo calculado:

$$\sigma_a' = (\sigma_{x_a}^2 + 3\tau_{xy_a}^2)^{\frac{1}{2}} = (3(0,234^2))^{\frac{1}{2}} = 0,41 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = (\sigma_{x_m}^2 + 3\tau_{xy_m}^2)^{\frac{1}{2}} = 5,09 \text{ MPa}$$

Ssu lo podemos calcular como:

$$S_{su} = 0,67 S_{ut} = 0,67 (620 \text{ MPa}) = 415 \text{ MPa}$$

Procedemos a calcular Se:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S_e'$$

Los coeficientes se calculan de la siguiente manera:

$$k_a = a(S_{ut})^b$$

De las tablas obtenemos los valores de a y b: a=4.45 y b=-0,265

$$k_a = 4,45(620)^{-0,265} = 0,80$$

Kb se lo calcula de la siguiente manera:

$$k_b = \left(\frac{d_e}{7,62} \right)^{-0,133}$$

Donde d_e es el diámetro equivalente en milímetros, y $d_e = 0,37 d_{ext}$ para tubos

$$k_b = \left(\frac{0,37(101,6)}{7,62} \right)^{-0,133} = 0,80$$

Kc es el factor de carga. Dado que existe torsión, el valor inmediatamente es 0,577

Kd es el factor de temperatura. Dado que no existe variación de temperatura en el árbol, este tiene un valor de 1

Ke es el factor de corrosión en este caso, ya que no existen concentradores de esfuerzos en nuestro árbol. En cuanto a corrosión, como ya se sabe, trabajamos con un elemento húmedo como las plumas de pollo. Sin embargo, debemos tener en cuenta que el material con el que trabajamos ya es resistente a la corrosión, por lo que

podemos considerar este valor como 0,75, que es relativamente alto para el material, pero de esa manera podemos garantizar su efectividad

Se' se lo calcula como:

$$S_e' = 0,504(415.4) = 209,36 \text{ MPa}$$

Y finalmente calculamos Se:

$$S_e = (0,8)(0,8)(0,577)(1)(0,75)(209,36 \text{ MPa}) = 58 \text{ MPa}$$

Reemplazando tenemos:

$$\frac{0,41}{58} + \frac{5,09}{415} = \frac{1}{\eta}$$
$$\eta = 51,72$$

Con lo cual, podemos garantizar que el elemento es seguro, puesto que asumimos condiciones críticas.

3.1.6. Dimensionamiento y diseño del cilindro

Para la estructura que va a contener las plumas y al tornillo, procedemos a diseñarlo como un cilindro de pared delgada, en el cual la presión de diseño sería la que produce el peso de las plumas que llenan la mitad del cilindro sobre el área proyectada del cilindro.

Debemos tener en cuenta que el cilindro deberá tener el suficiente diámetro para evitar atascos de material, y a la vez impedir que existan porciones del mismo que no se compriman.

Para evitar roces y atasco de material, asumiremos un cilindro de 270 mm (10 mm diametral a la hélice):

$$P = \frac{mg}{A} = \frac{\rho V g}{A} = \frac{0,8 \left(\frac{1}{2} * \frac{\pi}{4} * D^2 * L \right) (9,8)}{D * L} = 0,83 Pa$$

Para un cilindro de pared delgada con factor de seguridad de 2:

$$\frac{\sigma}{\eta} = \frac{pr}{t}$$

$$t = \frac{pr\eta}{\sigma} = \frac{0,83 \left(\frac{0,3}{2} \right) (2)}{157,5 MPa} = 1,43 \times 10^{-6} mm$$

Como era de esperarse, las plumas no producen gran carga sobre la superficie del cilindro, por lo que el espesor del cilindro no es algo crítico. En el mercado existen planchas con espesores que van desde 0,4 mm hasta 8 mm. Para facilidades de soldadura, podemos elegir una plancha de 2 mm.

3.1.7. Cálculo del motor

Para calcular la potencia del motor, empleamos la fórmula:

$$P = T \cdot \omega$$

Donde T es el torque máximo y ω es la velocidad angular. De los datos anteriores:

$$P = (238,95)(20 RPM) \left(\frac{\pi}{30} \right) = 500 W = 0,5 kW$$

3.1.8. Cálculo de Soldadura

Evidentemente, son varias las partes que deben ser soldadas, entre ellas la tolva, la hélice al árbol, el cilindro exterior, entre otras. Sin embargo, nuestra parte crítica es la hélice del tornillo ya que es la que va a realizar la compresión de las plumas, y por ende es necesario que se mantenga fija al árbol.

Al igual que para el cálculo del espesor, consideraremos únicamente la mitad de la hélice (recordemos que el factor de llenado es del 45%) y la modelaremos como una viga en voladizo, recordando además que los valores de fuerza cortante (605,02 N) y momento (75,63 N.m) ya fueron calculados.

Emplearemos soldadura GMAW con gas argón y electrodo ER308L para aceros inoxidables, el cual tiene una resistencia de 550 MPa. Además, emplearemos dos cordones de soldadura para mantener completamente rígida la hélice.

Tenemos que el esfuerzo cortante primario es:

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

Y el esfuerzo cortante secundario es:

$$\tau'' = \frac{Mc}{I}$$

Para dos cordones tenemos

$$A = 1,414 * h * d$$

$$I = 0,707 * h * I_o$$

Donde d es la longitud del cordón, y es igual a la mitad del perímetro del árbol, y además

$$I_o = \frac{d^3}{6}$$

Para el valor inicial de la garganta, nos basaremos en la siguiente fórmula tomada del Procedure Handbook of Arc Welding, de Lincoln Electric:

$$h = \frac{3}{4} * t$$

Donde t es el menor espesor de las placas a juntarse. En nuestro caso, los espesores son los mismos (5 mm) por lo que el valor de h sería 3,75 mm

Reemplazando tenemos:

$$d = 0,5 * \pi * D = 0,5 * \pi * 100 \text{ m} = 157 \text{ mm}$$

$$I_o = \frac{157^3}{6} = 644982,17 \text{ mm}^3$$

$$I = 0,707 * 3,75 * 644982,17 = 1710008,97 \text{ mm}^4$$

$$A = 1,414 * 3,75 * 157 = 832,49 \text{ mm}^2$$

Y con esto calculamos los esfuerzos:

$$\tau' = \frac{605,02 \text{ N}}{(832,49) \times 10^{-6}} = 0,73 \text{ MPa}$$

$$\tau'' = \frac{75,63 \left(\frac{0,157}{2} \right)}{(1710008,97) \times 10^{-12}} = 3,47 \text{ MPa}$$

Finalmente, el esfuerzo total en el cordón se lo obtiene por Pitágoras:

$$\tau = \sqrt{0,73^2 + 3,47^2} = 3,54 \text{ MPa}$$

Lo cual nos da un factor de seguridad de 155. Por lo tanto es válido.

3.1.9. Cálculo de Reductor de velocidad

Como se conoce, en el mercado los motores eléctricos operan a varias velocidades, siendo 900 RPM lo más bajo que se puede conseguir. Para lograr las 20 RPM que requiere la máquina, es necesario un reductor de velocidad. En nuestro caso emplearemos un mecanismo de tornillo sinfín con corona para este cometido.

Para esta parte es imprescindible que trabajemos en unidades del sistema inglés, puesto que las fórmulas empleadas lo requieren.

Partimos de datos ya conocidos, tales como las velocidades de entrada y salida, la relación de velocidad ($m_g = 900/20 = 45$), la potencia que requerimos ($P_o = 500 \text{ W} = 0,671 \text{ hp}$), el ángulo de presión ($\phi = 20^\circ$), y un factor de diseño ($\eta_d = 1,2$) que compense cualquier imprecisión en nuestros cálculos.

Debemos elegir el número de hilos del tornillo sinfín (N_w). Para relaciones de velocidad mayores que 30:1, la norma ANSI/AGMA 6022-C93 recomienda emplear un solo hilo.

Con estos datos calculamos el número de dientes de la corona:

$$N_g = m_g * N_w = 45 * 1 = 45 \text{ dientes}$$

La tabla 15.10 del libro recomienda un número mínimo de 21 dientes para un ángulo de presión de 20° , por lo que el valor es aceptable.

Necesitamos definir un valor de paso axial del tornillo sinfín (P_x). Nosotros elegiremos 25 mm (0,98 in). Con esto calculamos los valores de paso circular transversal y el diámetro de la corona:

$$P_t = \frac{\pi}{P_x} = 3,19 \text{ in}$$
$$D = \frac{P_t}{N_g} = 14,1 \text{ in (358 mm)}$$

Posteriormente debemos elegir un diámetro para el sinfín (d). Elegimos 60 mm (2,36 in) y calculamos la distancia entre centros:

$$C = \frac{d + D}{2} = 8,23 \text{ in}$$

Con este valor verificamos el diámetro del sinfín, el cual debe estar en este rango:

$$\frac{C^{0,875}}{3} \leq d \leq \frac{C^{0,875}}{1,6}$$
$$2,10 \leq \mathbf{2,36} \leq 3,95$$

El valor es aceptable. Procedemos a calcular el avance y el ángulo de avance:

$$L = \frac{P_x}{n_w} = 0,98$$
$$\lambda = \tan^{-1} \frac{L}{\pi d} = \frac{0,98}{\pi(2,36)} = 7,55^\circ$$

La tabla 15.9 recomienda un ángulo de avance máximo de 25° para un ángulo de presión de 20°, por lo que el valor es aceptable.

Procedemos a calcular las velocidades de deslizamiento, del tornillo y la corona:

$$V_s = \frac{\pi d N_w}{12 \cos \lambda} = 561,46 \text{ ft/min}$$

$$V_w = \frac{\pi d N_w}{12} = 556,58 \text{ ft/min}$$

$$V_g = \frac{\pi D N_g}{12} = 73,82 \text{ ft/min}$$

Procedemos ahora a calcular los factores de corrección para la fórmula de fuerza permisible:

- El factor de materiales para engranajes fundidos en arena, con $C \geq 3$ in y $D > 2.5$ in es el siguiente:

$$C_s = 1190 - 477 \log D = 641,85$$

- El factor de correlacion de relación para $20 \leq m_g \leq 76$ es:

$$C_m = 0,0107 \sqrt{-m_g^2 - 56m_g + 5145} = 0,80$$

- El factor de velocidad para $V_s < 700 \text{ ft/min}$ es:

$$C_v = 0,659 e^{-0,0011 V_s} = 0,36$$

- Finalmente, el coeficiente de fricción para $V_s > 10 \text{ ft/min}$ es:

$$f = 0,103 e^{-0,110 V_s^{0,45}} + 0,012 = 0,03$$

Con el coeficiente de fricción obtenemos la eficiencia del sistema:

$$e_w = \frac{\cos \phi - f \tan \lambda}{\cos \phi + f \cot \lambda} = 81,65\%$$

Calculamos la fuerza en la corona es:

$$W_g^t = \frac{33000 n_d P_o K_a}{e_w V_g} = 660,78 \text{ lbf}$$

Donde K_a es un factor de aplicación al cual se le ha puesto el valor de 1,5. Con este valor calculamos la fuerza en el sinfín:

$$W_w^t = W_g^t \frac{\cos \phi \sin \lambda + f \cos \lambda}{\cos \phi \cos \lambda - f \sin \lambda} = 107,33 \text{ lbf}$$

Con estos valores y los factores de corrección, podemos calcular el ancho mínimo de la corona:

$$B = \frac{W_w^t}{C_s C_m C_v D^{0,8}} = 0,43 \text{ in}$$

Recordando que el valor de ancho máximo permitido es $0,67 * d = 1,57 \text{ in}$ (40 mm), elegimos un valor intermedio. En nuestro caso, 30 mm (1,18 in), para garantizar que la corona no fallará. La fuerza con este ancho es:

$$W_p^t = C_s C_m C_v D^{0,8} B = 1797,80 \text{ lbf}$$

Con los valores de fuerzas obtenidos anteriormente podemos obtener las potencias en los elementos:

$$H_w = \frac{W_w^t * V_w}{33000} = 1,81 \text{ hp}$$

$$H_g = \frac{W_g^t * V_g}{33000} = 11,14 \text{ hp}$$

La fuerza de fricción es:

$$W_f = \frac{f * W_g^t}{f \sin \lambda - \cos \lambda \cos \phi} = -19,52 \text{ lbf}$$

Y la potencia de fricción es:

$$H_f = \frac{|W_f| * V_s}{33000} = 0,33 \text{ hp}$$

Esta potencia sirve para determinar posibles aumentos de temperatura en el acople. Para esto necesitamos calcular el coeficiente global de transferencia. Para un acople sin ventilador enfriador, este coeficiente se calcula de esta manera:

$$h_{cr} = \frac{N_W}{6494} + 0,13 = 0,27 \frac{\text{lbf} \cdot \text{ft}}{\text{min} \cdot \text{in}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

La tasa de pérdida de calor es:

$$H = 33000(1 - e)P_o = 4060 \frac{\text{lbf} \cdot \text{ft}}{\text{min}}$$

El área lateral mínima recomendada por AGMA es:

$$A_{min} = 43,2 C^{1.7} = 1554,85 \text{ in}$$

Y la temperatura de un aceite lubricante a temperatura ambiente (70°F) es el siguiente:

$$t_s = t_o + \frac{H}{h_{cr} * A_{min}} = 79,72^\circ\text{F}$$

Con lo cual verificamos que la temperatura no es un factor importante en el acople. Finalmente calculamos los pasos diametrales y circulares normales:

$$P_n = \frac{P_t}{\cos \lambda} = 3,22 \text{ in}$$

$$p_n = \frac{\pi}{P_n} = 0,98 \text{ in}$$

Y finalmente el esfuerzo de flexión en la corona es:

$$\sigma = \frac{W_g^t}{p_n * B * y} = 4587,11 \text{ psi}$$

Donde y es el factor de Lewis, que es igual a 0,125 para ángulo de presión igual a 20°. La resistencia del bronce fundido en arena es 5700 psi, por lo cual verificamos que la selección fue correcta.

3.1.10. Cálculo de Embrague

Es necesario implementar un embrague con la idea de que cuando el motor eléctrico comience a operar, esté desconectado del árbol, y que sólo se conecte en cuanto alcance su velocidad de operación. Para esto debemos determinar un tamaño adecuado y la fuerza requerida para un embrague de disco. Suponemos que nuestro embrague hará desgaste uniforme.

Consideramos la tabla de propiedades de materiales comunes a continuación presentada:

Tabla 16-5

Materiales de fricción para fabricar embragues

Material	Coeficiente de fricción		Temperatura máxima		Presión máxima	
	Húmedo	Seco	°F	°C	psi	kPa
Hierro fundido sobre hierro fundido	0.05	0.15-0.20	600	320	150-250	1 000-1 750
Metal pulverizado* sobre hierro fundido	0.05-0.1	0.1-0.4	1 000	540	150	1 000
Metal pulverizado* sobre acero duro	0.05-0.1	0.1-0.3	1 000	540	300	2 100
Madera sobre acero o hierro fundido	0.16	0.2-0.35	300	150	60-90	400-620
Cuero sobre acero o hierro fundido	0.12	0.3-0.5	200	100	10-40	70-280
Corcho sobre acero o hierro fundido	0.15-0.25	0.3-0.5	200	100	8-14	50-100
Fieltro sobre acero o hierro fundido	0.18	0.22	280	140	5-10	35-70
Asbesto tejido* sobre acero o hierro fundido	0.1-0.2	0.3-0.6	350-500	175-260	50-100	350-700
Asbesto moldeado* sobre acero o hierro fundido	0.08-0.12	0.2-0.5	500	260	50-150	350-1 000
Asbesto impregnado* sobre acero o hierro fundido	0.12	0.32	500-750	260-400	150	1 000
Grafito de carbono sobre acero	0.05-0.1	0.25	700-1 000	370-540	300	2 100

*El coeficiente de fricción puede mantenerse con $\pm 5\%$ para materiales específicos de este grupo.

Figura 8: Tablas de materiales para embragues
Fuente: Shigley

Como ya disponemos del valor del torque máximo requerido, que es igual a 239 N-m, elegimos un embrague con recubrimiento de asbesto tejido, cuyo coeficiente de fricción lo tomaremos como 0,5. Por lo tanto procedemos a realizar el cálculo correspondiente a las dimensiones del embrague (r_i siendo radio interior y r_o el radio exterior) a partir de la siguiente ecuación:

$$T = \pi \mu r_i p_{max} (r_o^2 - r_i^2) = 0,3849 r_o^3 * \pi * \mu * p_{max}$$

De donde despejamos r_o :

$$r_o = \sqrt[3]{\frac{T}{0,3849 * \pi * \mu * p_{max}}} = \sqrt[3]{\frac{239}{0,3849 * \pi * 0,5 * 1550}} = 63,41 \text{ mm}$$

A partir de este valor, calculamos r_i

$$r_i = 0,577 r_o = 36,59 \text{ mm}$$

Estos son los valores mínimos que se requieren. A continuación elegimos un embrague industrial del siguiente catálogo:

LKB Model	Static Torque @ 60 PSIG (lb.-in.)	Dynamic Torque @ 60 PSIG (lb.-in.)	Weight Outer (lbs.)	Weight Inner (lbs.)	Total Weight (lbs.)	WR ² Inner (lb.-ft. ²)	A	B	C	D	E	F	G Min_Max.	H No_Size	I	J
LKB-108	5,190	4,500	42	7	49	0.20	5.06	3.19	10.50	12.25	11.25	2.00	1-1/8_2	8_3/8	2.13	1/2
LKB-208	9,565	8,290	61	13	74	0.37	6.69	4.81	10.50	12.25	11.25	4.13	1-1/8_2	8_3/8	2.13	1/2
LKB-111	12,080	10,470	77	13	90	0.98	5.69	4.06	14.25	16.50	15.25	2.75	1-1/8_2-3/4	8_1/2	3.13	1/2
LKB-211	24,160	20,940	97	28	125	1.95	7.28	5.81	14.25	16.50	15.25	4.38	1-3/4_2-3/4	8_1/2	3.13	1/2
LKB-113	16,865	14,615	125	35	160	2.06	6.63	4.56	16.63	18.88	17.63	4.00	2-1/4_3-1/4	8_5/8	4.63	1/2
LKB-213	35,785	31,015	168	52	220	3.77	8.44	6.44	16.63	18.88	17.63	4.50	2_3-3/4	8_5/8	4.63	1/2
LKB-117	37,230	32,265	272	58	330	9.78	8.31	5.44	21.00	24.00	22.50	4.00	2-1/4_4-1/2	12_5/8	4.00	1/2
LKB-217	74,460	64,530	324	111	435	18.32	11.13	8.13	21.00	24.00	22.50	6.00	2-5/16_4-1/2	12_5/8	4.00	1/2
LKB-121	72,860	63,145	318	72	390	18.55	8.56	5.31	25.00	28.25	26.75	3.63	2-3/4_4-1/2	12_3/4	6.00	3/4
LKB-221	145,720	126,290	436	139	575	36.32	11.13	8.31	25.00	28.25	26.75	6.00	2-5/16_4-1/2	12_3/4	6.00	3/4

Figura 9: Catálogo de embragues
Fuente: Industrial Clutch

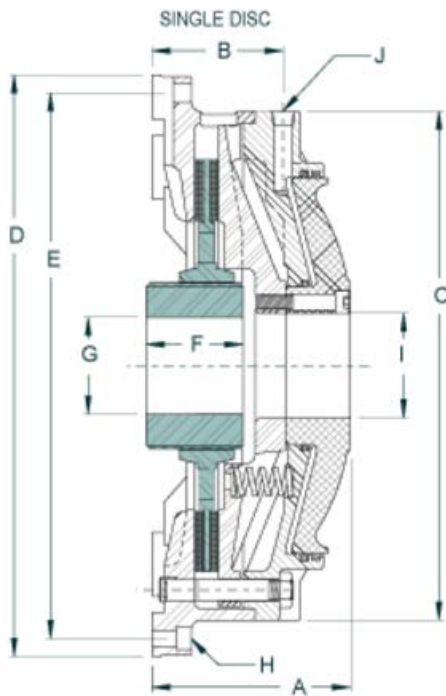


Figura 10: Plano de embrague seleccionado con sus respectivas dimensiones
Fuente: Industrial Clutch

Elegimos un embrague modelo LKB-121, que tiene 317,5 mm de radio exterior y 76,2 mm de radio interior.

Calculamos la fuerza requerida con la siguiente fórmula:

$$F = \frac{4 * T}{\mu * (D + d)} = F = \frac{4 * 239}{0,5 * (0,635 + 0,152)} = 2428,24 \text{ N}$$

CAPÍTULO 4

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

Finalizado el cálculo de la máquina, es necesario hacer unas cuantas aclaraciones sobre ciertas decisiones de diseño.

En primer lugar, tal como ya se mencionó, requerimos que nuestro proceso se realice de una manera fluida y sin “trabas”. Es decir, que al menos en el proceso de compactación el producto se procese de manera continua. Por lo tanto, una prensa de tornillo sinfín era la única opción válida. Sin embargo, durante la realización de este trabajo, fue evidente que esta no es una máquina común en el mercado, en el sentido de que existe muy poca información sobre la misma y por lo tanto es difícil basar el diseño en fórmulas ya establecidas, mucho menos en normas o manuales.

El manual de CEMA que se empleó en la realización de este proyecto es sobre transportadores de tornillo sinfín, los cuales son máquinas idénticas a la nuestra, con la diferencia de que el tornillo sinfín tiene paso constante y una menor potencia necesaria, ya que solo toma en cuenta la inercia del tornillo y el producto que contiene. Dada las similitudes, decidimos “construir” un transportador sinfín para el primer tramo de la máquina (en la tolva de entrada) y posteriormente reducir el paso de la misma hasta realizar la compresión.

Debido a la falta de información, se tuvo que asumir las peores condiciones para garantizar su diseño, sobre todo en la parte del cálculo de la potencia requerida para mover las plumas de aves, en la cual asumimos un valor de fricción elevado, a pesar de que a simple vista no parezca un material de esas características.

Con respecto al reductor de velocidad, vale aclarar el porqué de un tornillo sinfín con corona. Si bien es cierto que tradicionalmente se recurre a un tren de engranajes, la razón del porqué está en la relación de velocidad elevada que debemos realizar. Una

relación 45:1 se la debería realizar en tres pasos: dos reducciones de 3:1 y una final de 5:1. Sin embargo, esto a primera vista es mucho más costoso, debido a que se deben fabricar seis engranajes, junto con sus respectivos árboles de transmisión, tal como se muestra en el esquema siguiente:

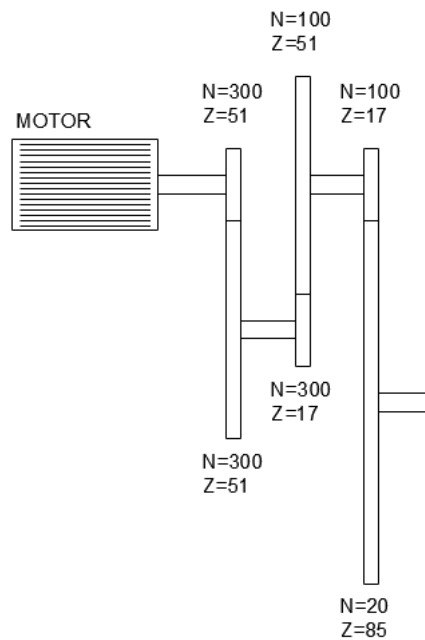


Figura 11: Esquema de reductor de velocidad empleando un tren de engranajes.
Fuente: Elaboración propia

Como se ve en los cálculos, nos basta una corona de 45 dientes para lograr nuestro cometido, con un ancho menor que el que emplearíamos con engranajes rectos (o incluso helicoidales). En el caso de no disponer de herramientas de mecanizado adecuadas, esta tarea sería incluso más complicada.

Además, debemos considerar el hecho de que un engranaje recto puede requerir materiales costosos (aleaciones de acero especiales que puedan incluso ser difíciles de adquirir) y además un mayor número de engranajes implica una mayor cantidad de lubricante para que operen de manera eficiente. Visto todos estos factores, se optó por un mecanismo de sinfín-corona, a pesar de que su diseño sea más complejo. Vale la

pena recalcar lo mencionado en la metodología de diseño con respecto a evitar conflictos de interés por parte del diseñador.

Otro dato relevante es la potencia de la máquina, que a primera vista parece insignificante. Tal como se aprecia en los cálculos, el torque máximo obtenido es el que se usa para realizar la compactación. Dado que las dimensiones son pequeñas, las inercias también son pequeñas. Y como es fácil de demostrar, mover plumas de aves no requiere de gran fuerza debido a su baja densidad.

Finalmente, debemos destacar el hecho de que el diseño de la máquina también se realizó teniendo en cuenta facilidades para construcción y montaje, así como de adquisición de materiales. Se eligieron materiales comunes y de fácil adquisición, tales como acero inoxidable AISI 304L, que es el acero inoxidable más conocido, con la diferencia de que este posee un menor porcentaje de carbono para soldadura. Para este proyecto no fue el caso, pero de encontrarse que los esfuerzos en los elementos sean mayores a los que puede soportar, se hubiera optado por aumentar las dimensiones de los mismos, en lugar de emplear aleaciones de acero poco comunes que, aunque posean propiedades mecánicas excepcionales, no existan en el mercado.

Desde un punto de vista ingenieril, hemos demostrado que el proyecto es factible. Ahora debemos demostrarlo desde un punto de vista económico

4.1. Análisis económico

Para esto nos basaremos únicamente en el costo de materiales, mano de obra y ganancia:

No.	Descripción	Cantidad	P. Unit.	Total
1	Plancha Ac. Inox. 1220x2440x5 mm	2	408,33	816,66
2	Rodamiento NTN 6820 LLU	2	173,10	346,20
3	Plancha perforada de Ac. Inox. 1220x2440x5xφ8 mm	1	1424	1424,00
4	Tubo DN 90 SCH STD	1	444,44	444,44
5	Motor 0,75 kW 900 RPM	1	200	200,00
6	Eje para Sinfin	1	140	140,00
7	Torta de Bronce	1	325	325,00
8	Alambre ER308L 2 Libras	1	30	30,00
			Total	3726,30

Tabla 2: Lista de materiales y costos

Cabe recalcar que estos precios son meramente referenciales. Están sujetos tanto al proveedor que se escoja, como también a la disponibilidad del mismo en el mercado.

En cuanto a mano de obra, pondremos dos soldadores, dos armadores, una persona encargada del mecanizado de piezas, dos personas encargadas de cortar las planchas y tres ayudantes. Se estima que la construcción de la máquina no debería durar más de dos días.

Descripción	Cantidad	Precio/día	Total
Cortador	2	20	80
Mecanizado	1	25	50
Armador	2	20	80
Soldador	2	30	120
Ayudantes	3	15	90
Total			420

Tabla 3: Costo de mano de obra

Debemos considerar además \$1500 el mecanizado de la corona, y \$950 el del tornillo sinfín, lo cual nos da un total de \$6596,30. Si consideramos un 30% de ganancia y el 12% del IVA, tenemos que el valor final de la máquina es de \$9604,22.

En el mercado existen prensas de tornillo con capacidades de hasta 5700 Kg/hora, y cuyo precio ronda los \$20000. Esto nos daría aproximadamente un valor de 3,5 dólares por kilogramo producido. Sacando cuenta rápidamente nos percatamos de que el precio de nuestra máquina está por debajo del esperado (\$12600), por lo que podemos concluir que nuestro diseño es económicamente aceptable.

Además, hay que añadir que el precio esperado no incluye los gastos de envío y transporte, los cuales podrían ascender hasta \$4000

4.2. Conclusiones

La máquina fue diseñada cumpliendo las especificaciones establecidas al inicio del proyecto, teniendo en mente tanto factores económicos como de simplicidad en el diseño.

Fue evidente la falta de información sobre la máquina que diseñamos. Sin embargo, pudimos basarnos en el diseño de un transportador de tornillo sinfín al cual se le varía el paso del tornillo, y lograr el objetivo planteado. Además, a pesar de la falta de información en cuanto a propiedades mecánicas de las plumas de aves, se pudo encontrar todos los datos relevantes empleando los conocimientos adquiridos durante la carrera, en concreto los de mecánica de sólidos para determinar el valor del módulo de compresibilidad de las mismas.

El resultado final fue una máquina que cumple el objetivo propuesto de deshidratar las plumas de aves, empleando baja potencia y procesando una gran cantidad de materia prima por unidad de tiempo. Además, es evidente recalcar las dimensiones pequeñas

de la misma, por lo que evidentemente su construcción no resulta tan costosa. Y finalmente, aunque resguardada por un alto factor de seguridad, no se descuidó el hecho de un posible mantenimiento de la misma, por lo que se tuvo en cuenta que sea fácil de desarmar y ensamblar, y de que no existieran muchos componentes en la misma.

Vale la pena recalcar que a pesar de la materia prima con la que opera, la máquina puede servir para comprimir, compactar o incluso triturar cualquier material que requiera una presión igual o menor que la requerida por las plumas. Como ya se observó, todo depende únicamente del valor del módulo de compresibilidad.

Otro punto a considerar es el hecho de la disponibilidad de materia prima que influyó en la capacidad de la máquina. Como se observó, se hizo un estimado de la cantidad de materia prima que se podría obtener en base a la producción nacional. Sin embargo, son muchas las empresas que se dedican al negocio de procesado de pollos, por lo que si bien fue un poco sobredimensionada en ese aspecto, no implica que la máquina no pueda operar a una capacidad menor aún. Tal como se defendió, se asumieron las condiciones más críticas tanto en factor de llenado como en fricción producida por la máquina, y por lo tanto si esta operase a una capacidad menor que la que fue diseñada, lo único que se lograría es que esta alargue su vida útil debido a que se somete a un esfuerzo menor para el que fue diseñada.

Finalmente, aunque no se tuvieron muchas exigencias en cuanto a los resultados esperados de la máquina (únicamente capacidad producida), no cabe la menor duda que debido a su baja potencia y velocidad de operación, y a sus dimensiones, cualquier requerimiento adicional que se solicite podrá ser alcanzado satisfactoriamente.

BIBLIOGRAFÍA

N.N. (2012). Harina de plumas hidrolizada. 13/11/2015, de Fundación Española para el Desarrollo de la Nutrición Animal Sitio web: http://www.fundacionfedna.org/ingredientes_para_piensos/harina-de-plumas-hidrolizada-actualizada-nov-2012

Fernando Bertero. (2013). HARINAS AVIAR Y PORCINA EN LA ELABORACIÓN DE PRODUCTOS BALANCEADOS. 13/11/2015, de Revista Técnica Maíz y Soya Sitio web: <http://maizysoya.com/harinas-aviar-y-porcina-en-la-elaboracion-de-productos-balanceados/>

The Rendering Process. 26/07/2015, de WEST COAST REDUCTION Sitio web: http://www.wcrl.com/products/pdf/rendering_process.pdf

N.N. (2009). Feather Meal. 27/07/2015, de FKS Multiagro Sitio web: <http://fksmultiagro.com/?ForceFlash=true#/submenu/feather-meal.html>

“Screw Conveyor Components and Design” Conveyor Engineering and Manufacturing, Version 2.20 (2012)

“Tornillos sin fin” (PDF) Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad Carlos III de Madrid

Shigley “Diseño en Ingeniería Mecánica” 8va Edición, Editorial McGraw Hill.

Norton R., “Diseño de Máquinas: Un enfoque integrado” 4ta Edición, Pearson.

“ASME B36.10M-2004: Welded and Seamless Wrought Steel Pipe”, American Society of Mechanical Engineers

“ANSI/AGMA 2001-D04: Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth”, American Gear Manufacturer Association

“ANSI/AGMA 6022-C93: Design Manual for Cylindrical Wormgearing”, American Gear Manufacturer Association

K B Jagadeeshgouda, P Ravinder Reddy, K Ishwaraprasad. (February 2015). EXPERIMENTAL STUDY OF BEHAVIOUR OF POULTRY FEATHER FIBER - A REINFORCING MATERIAL FOR COMPOSITES. International Journal of Research in Engineering and Technology, 3, 2. 29/08/2015

Richard H. C. Bonser, Peter P. Purslow. (13/Diciembre/1994). THE YOUNG'S MODULUS OF FEATHER KERATIN. The Journal of Experimental Biology 1, 1, 5. 28/08/2015

G. D. MACLEOD. (5 October 1979). MECHANICAL PROPERTIES OF CONTOUR FEATHERS. The Journal of Experimental Biology, 1, 8. 01/09/2015.

Estadísticas avícolas. 16/01/2016, de CONAVE, Sitio web:

<http://www.conave.org/upload/informacion/Estadisticas%20avicolas.pdf>

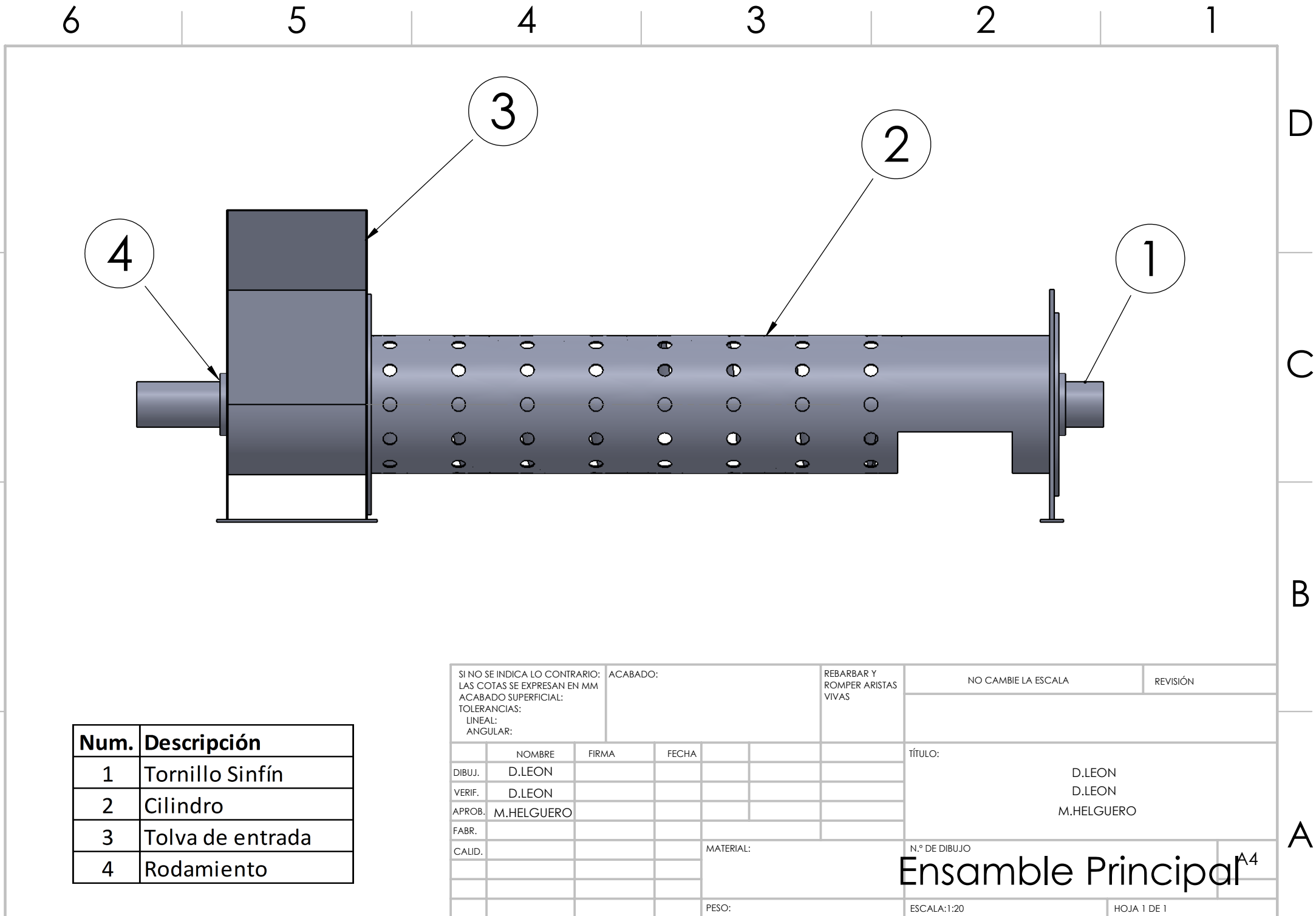
N.N. (2013). Más de 50 millones de aves se crían en los campos y galpones 16/01/2016, de Revista Líderes. Sitio web:

<http://www.revistalideres.ec/lideres/50-millones-aves-crian-campos.html>

Model HBA Clutch/Brakes. 25/01/2016, de Industrial Clutch, Sitio web:

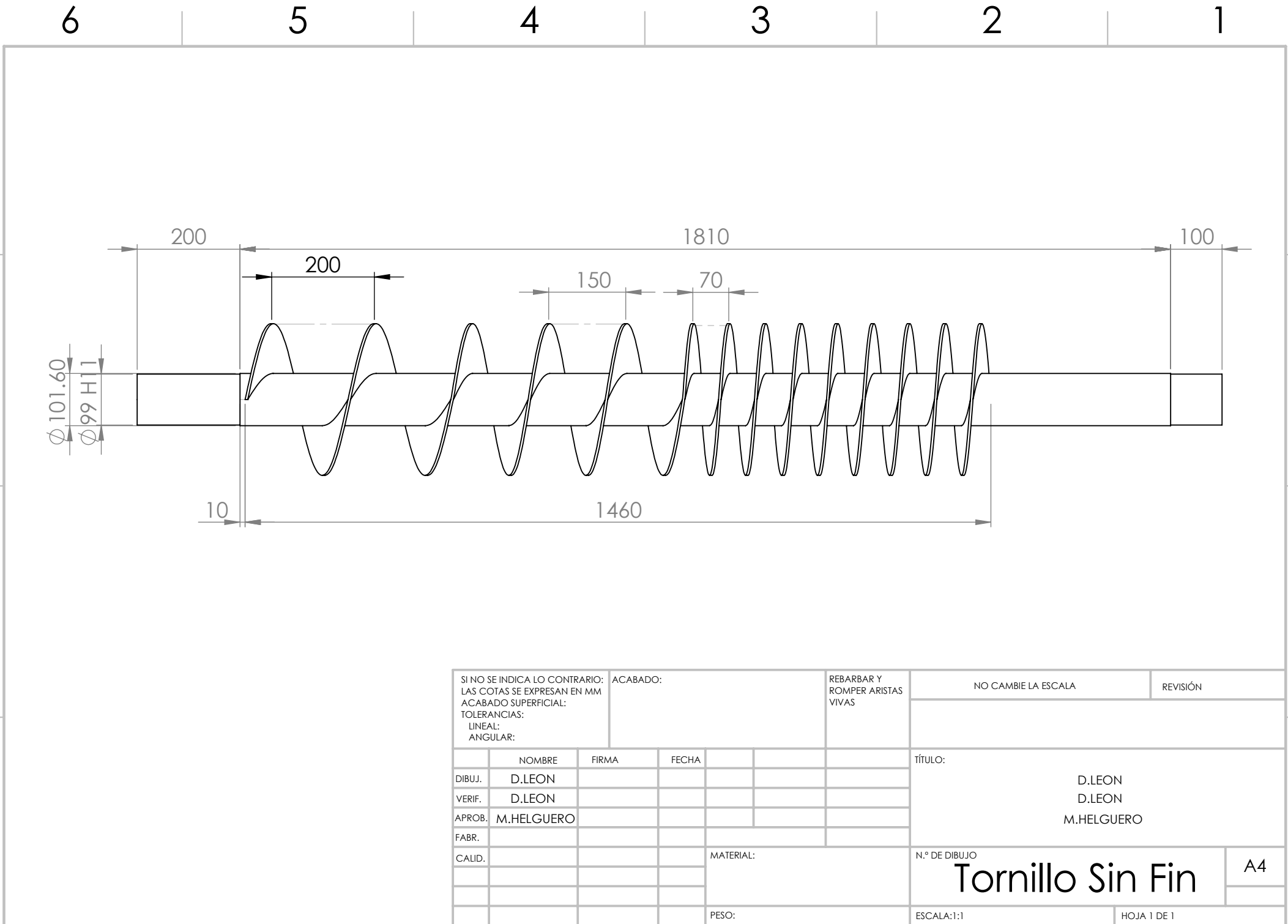
<http://www.indclutch.com/hba-clutch-brakes.asp>

PLANOS ESQUEMÁTICOS

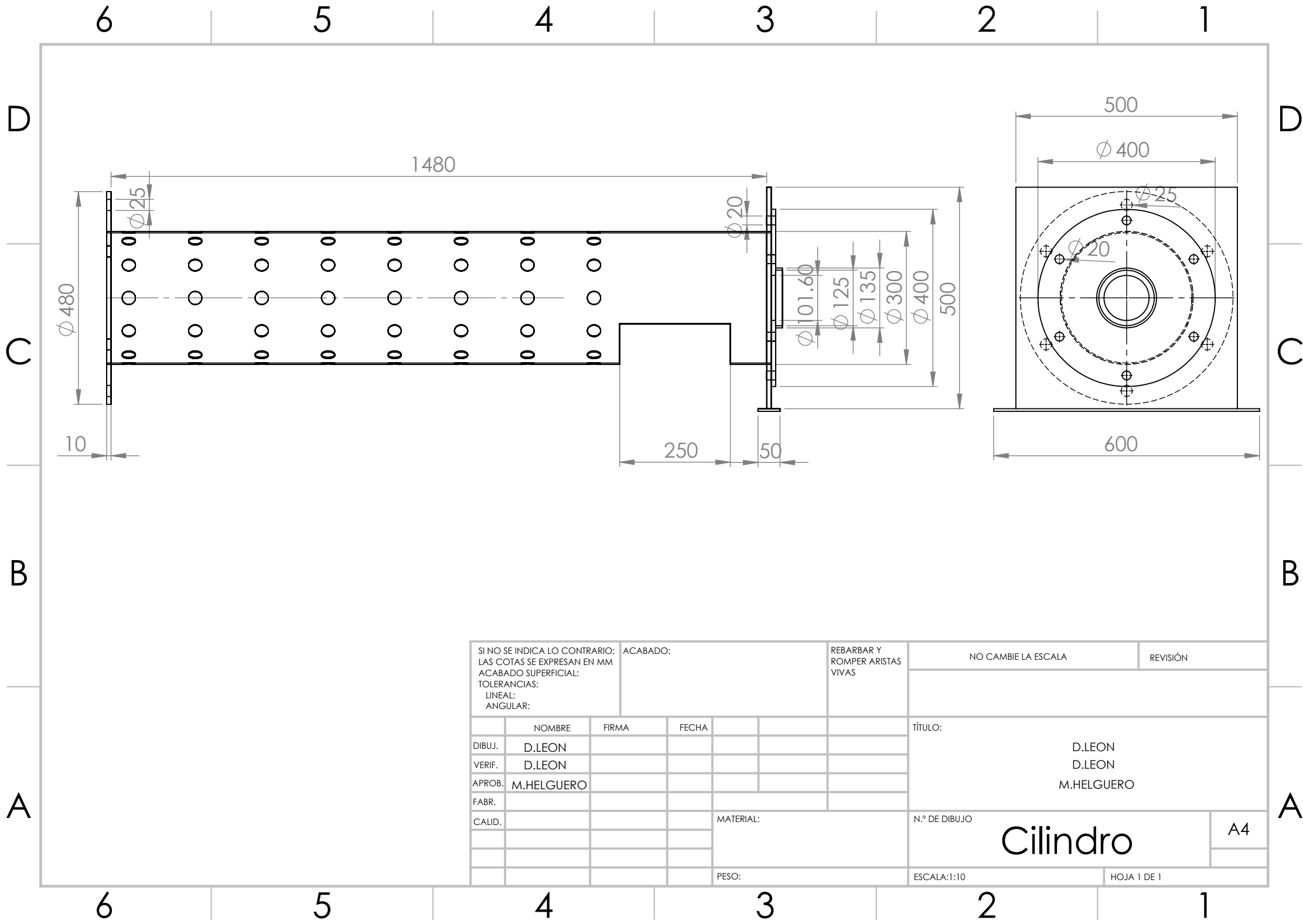


Num.	Descripción
1	Tornillo Sinfín
2	Cilindro
3	Tolva de entrada
4	Rodamiento

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN		
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA			TÍTULO:					
VERIF.	D.LEON					D.LEON D.LEON M.HELGUERO					
APROB.	M.HELGUERO					N.º DE DIBUJO					
FABR.						Ensamble Principal ^{A4}					
CALID.					MATERIAL:						
					PESO:	ESCALA: 1:20				HOJA 1 DE 1	



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
								TÍTULO: D.LEON D.LEON M.HELGUERO			
DIBUJ. D.LEON			FIRMA			FECHA			N.º DE DIBUJO Tornillo Sin Fin		
VERIF. D.LEON									A4		
APROB. M.HELGUERO									ESCALA: 1:1		
FABR.									HOJA 1 DE 1		
CALID.						MATERIAL:					
						PESO:					

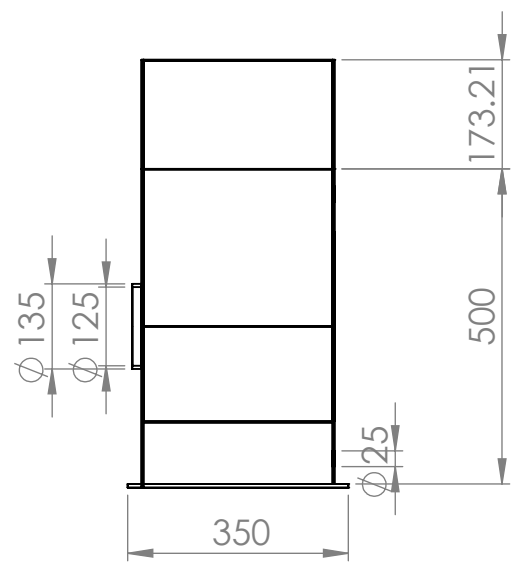
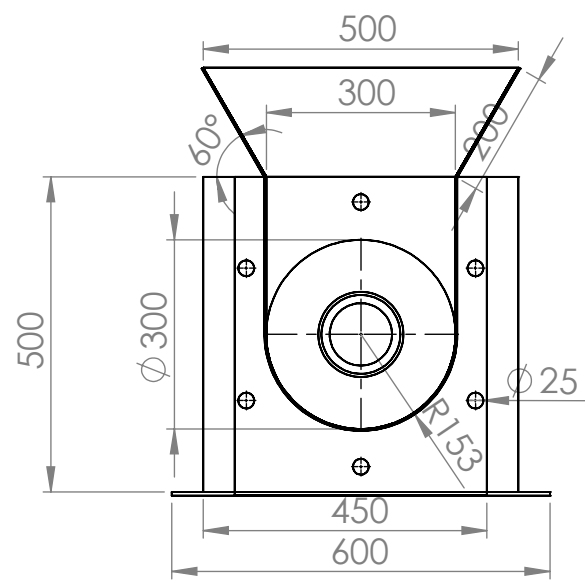
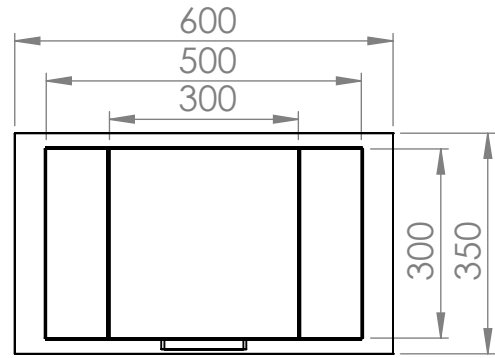
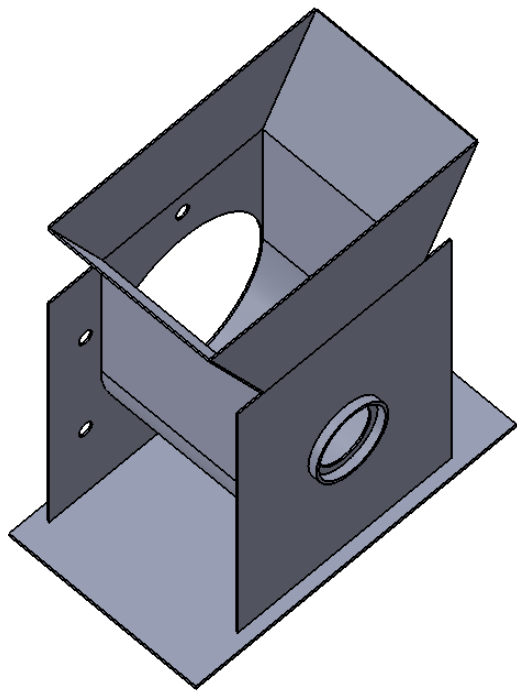


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
							TÍTULO:		D.LEON D.LEON M.HELGUERO	
DIBUJ. D.LEON			FIRMA		FECHA		N.º DE DIBUJO		A4	
VERIF. D.LEON							MATERIAL:			
APROB. M.HELGUERO							PESO:		ESCALA: 1:10	
FABR.									HOJA 1 DE 1	
CALID.										

6 5 4 3 2 1

D
C
B
A

D
C
B
A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN		
DIBUJ. D.LEON			FIRMA		FECHA		TÍTULO:				
VERIF. D.LEON							D.LEON D.LEON M.HELGUERO				
APROB. M.HELGUERO											
FABR.							N.º DE DIBUJO				
CALID.							Tolva de entrada A4				
					MATERIAL:		ESCALA: 1:10				
					PESO:		HOJA 1 DE 1				

6 5 4 3 2 1

6 5 4 3 2 1

D

D

C

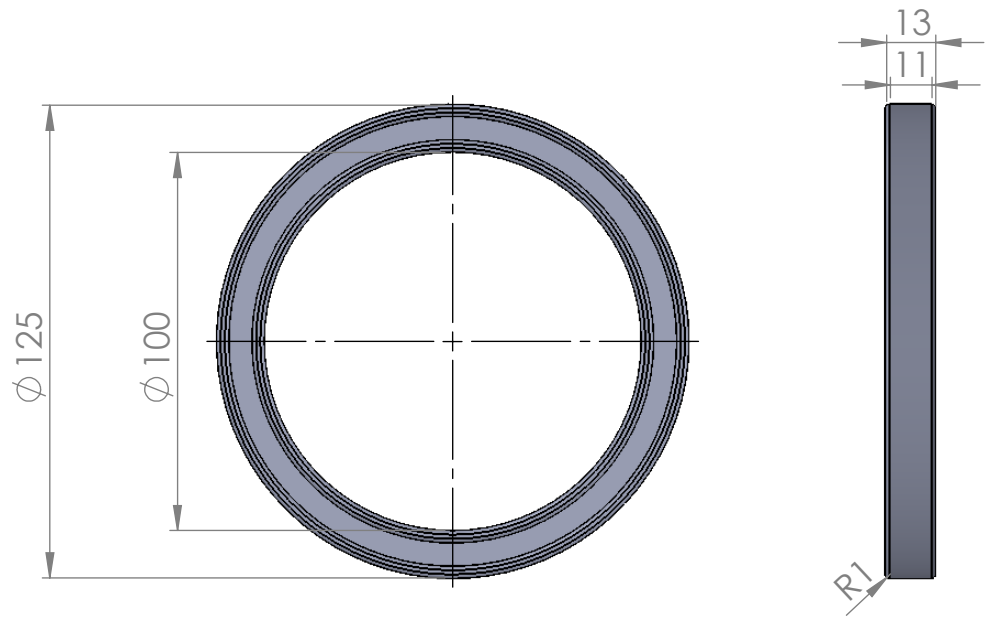
C

B

B

A

A



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:			ACABADO:			REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
DIBUJ. D.LEON			FIRMA			FECHA			TÍTULO: D.LEON D.LEON M.HELGUERO		
VERIF. D.LEON											
APROB. M.HELGUERO											
FABR.											
CALID.						MATERIAL:			N.º DE DIBUJO		A4
									Rodamiento		
						PESO:			ESCALA: 1:2		HOJA 1 DE 1

6 5 4 3 2 1