



**UNIVERSIDAD
DE ANTIOQUIA**

DISEÑO DE EQUIPO PARA BLASTEADO CON ABRASIVO ECOLÓGICO

Autor

Robert Adrián Cardona Correa

Universidad de Antioquia

Facultad de Ingeniería

Medellín, Colombia

2020



DISEÑO DE EQUIPO PARA BLASTEADO CON ABRASIVO ECOLÓGICO

Robert Adrián Cardona Correa

Trabajo de grado presentado como requisito parcial para optar al título de:

Ingeniero Mecánico

Asesores:

Pedro León Simanca

Ingeniero Mecánico

y

Magister en Sistemas Automáticos de Producción

Modalidad de Práctica:

Trabajo de grado

Universidad de Antioquia

Facultad de Ingeniería.

Medellín, Colombia

2020

CONTENIDO

DISEÑO DE EQUIPO PARA BLASTEADO CON ABRASIVO ECOLÓGICO.....	1
DISEÑO DE EQUIPO PARA BLASTEADO CON ABRASIVO ECOLÓGICO.....	6
RESUMEN.....	6
1 INTRODUCCIÓN	7
2 OBJETIVOS.....	8
2.1 Objetivo General.....	8
2.2 Objetivos específicos.....	8
3 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	8
4 MARCO TEÓRICO.....	11
4.1 Estudio de factibilidad.....	18
4.1.1 Factibilidad técnica	18
4.1.2 Factibilidad económica	19
5 METODOLOGÍA	19
5.1 Definición de parámetros de diseño	19
5.2 Diseño conceptual.....	19
5.3 Diseño de detalle	19
5.4 Compra de elementos comerciales y fabricación de elementos de máquina.	20
5.5 Ensamble	20
5.6 Puesta a punto.....	20
6 RESULTADOS Y ANÁLISIS.....	20
6.1 Parámetros de diseño.....	20
6.1.1 Levantamiento de Requisitos	20
6.1.1.1 Requisitos de Diseño Mecánico	21
6.1.1.2 Requisitos de Operación.....	21
6.1.1.2.1 Condiciones Internas.....	21
6.1.2 Definición De Variables.....	21
6.2 Diseño Conceptual	24
6.2.1.1 Diseño del cuerpo de la tolva.....	24
6.2.1.1.1 Soporte para la tolva	26
6.2.2 Mecanismo de agitación del material dentro de la tolva	27
6.3 DISEÑO DE DETALLE	28
6.3.1 Compresor de aire	28
6.3.2 Mangueras:	29
6.3.2.1 Para suministro de aire.....	29

6.3.2.2	Para chorreado	29
6.3.4	Tolva	29
6.3.4.1	Material:.....	29
6.3.4.2	Soldadura:	30
6.3.5	Tornillo sin fin helicoidal – Para agitación del material al interior de la tolva. 30	
6.3.6	Sistema de transmisión de Potencia – Para agitación del material al interior de la tolva.....	31
6.3.6.1	Cálculo de piñones.....	31
6.3.7	Diseño del eje del sistema de agitación manual del eje del sin fin helicoidal.....	42
6.3.8	Selección de Rodamientos.....	80
6.3.9	Diámetros Finales y Rodamientos Seleccionados - Eje del Piñón y del Engrane	110
6.3.10	Sistema de Agitación mediante un Motorreductor Eléctrico y Motor Neumático	111
7	CONCLUSIONES	113
8	RECOMENDACIONES	114
9	BIBLIOGRAFÍA.....	114
10	ANEXOS.....	116
10.1	DIBUJOS DE TALLER.....	116
	130
	132
10.2	MANUAL DE OPERACIONES	133

Listado de Ilustraciones

ILUSTRACIÓN 1.	EQUIPO UTILIZADO EN EL PROCESO DE SAND BLASTING.	12
ILUSTRACIÓN 2.	SISTEMA PRESURIZADO.....	12
ILUSTRACIÓN 3.	SISTEMA POR SUCCIÓN.....	12
ILUSTRACIÓN 4.	PRESIONES EN LA TOLVA Y MANGUERA	14
ILUSTRACIÓN 5.	CUERPO DE LA TOLVA.....	25
ILUSTRACIÓN 6.	CUERPO DE LA TOLVA.....	26
ILUSTRACIÓN 7.	MECANISMO MANUAL DE AGITACIÓN.....	27
ILUSTRACIÓN 8.	TORNILLO SINFIN HELICOIDAL DE DIÁMETRO VARIABLE.	28
ILUSTRACIÓN 9.	GEOMETRÍA DEL PIÑÓN Y ENGRANE. LAS DIMENSIONE APLICAN PARA PIÑÓN Y ENGRANE.	42
ILUSTRACIÓN 10.	SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIAL SIN FIN HELICOIDAL.	43
ILUSTRACIÓN 11.	FUERZAS QUE ACTÚAN EN EL PIÑÓN Y ENGRANE.	46
ILUSTRACIÓN 12.	DIAGRAMA DE FUERZAS EJE DEL ENGRANE.	47
ILUSTRACIÓN 13.	DIAGRAMA DE FUERZAS EJE DEL ENGRANE.	49
ILUSTRACIÓN 14.	DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE - EJE DEL PIÑÓN - PLANO X - Y.	51

ILUSTRACIÓN 15. FUERZAS CORTANTES - EJE DEL PIÑÓN - PLANO X – Y.....	51
ILUSTRACIÓN 16. MOMENTOS FLECTORES - EJE DEL PIÑÓN - PLANO X - Y.....	52
ILUSTRACIÓN 17. DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE - EJE DEL PIÑÓN - PLANO X - Z.....	52
ILUSTRACIÓN 18. FUERZAS CORTANTES - EJE DEL PIÑÓN - PLANO X - Z.....	53
ILUSTRACIÓN 19. . MOMENTOS FLECTORES - EJE DEL PIÑÓN - PLANO X - Z.....	53
ILUSTRACIÓN 20. EJE DEL SISTEMA AGITACIÓN MANUAL – EJE DEL PIÑÓN.....	54
ILUSTRACIÓN 21. ASIENTO PARA CHAVETA RECTANGULAR DESLIZANTE – D1.....	56
ILUSTRACIÓN 22. DIAGRAMA EJE DEL ENGRANE.....	60
ILUSTRACIÓN 23. DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE - EJE DEL ENGRANE.....	61
ILUSTRACIÓN 24. DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES - EJE DEL PIÑÓN – PLANO X – Y.....	61
ILUSTRACIÓN 25. DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES - EJE DEL PIÑÓN – PLANO X – Y.....	62
ILUSTRACIÓN 26. DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES - EJE DEL ENGRANE – PLANO Y – Z.....	63
ILUSTRACIÓN 27. PARTE SUPERIOR DEL EJE DEL SIN FIN HELICOIDAL – EJE DEL ENGRANE.....	64
ILUSTRACIÓN 28. MONTAJE SISTEMA DE AGITACIÓN CON MOTORREDUCTOR ELÉCTRICO.....	113

Listado de Tablas

TABLA 1. CUADRO DE VARIABLES	23
TABLA 2. NÚMERO MÍNIMO DE DIENTES DEL PIÑÓN.....	34
TABLA 3. VALORES DE E.....	81
TABLA 4. VALORES PARA EL FACTOR DE SEGURIDAD ESTÁTICO SO.....	82
TABLA 5. CATÁLOGO SELECCIÓN DE RODAMIENTOS SKF.....	84
TABLA 6. SELECCIÓN DEL LUBRICANTE.....	87
TABLA 7. CATÁLOGO SELECCIÓN DE RODAMIENTOS SKF.....	92
TABLA 8. CATÁLOGO SELECCIÓN DE RODAMIENTOS SKF.....	99
TABLA 9. CATÁLOGO SELECCIÓN DE RODAMIENTOS SKF.....	105

Listado de Gráficos

GRÁFICA 1. DIÁMETRO DEL PIÑÓN VS TORQUE DEL PIÑÓN (PITTING).....	33
GRÁFICA 2. DIÁMETRO DEL PIÑÓN VS TORQUE DEL PIÑÓN (RESISTENCIA A LA FLEXIÓN).....	33
GRÁFICA 3. NÚMERO DE DIENTES SUGERIDO EN EL PIÑÓN PARA ENGRANAJES CÓNICOS ESPIRALES E HIPOIDALES.....	35
GRÁFICA 4. ANCHO DE CARA VS DIÁMETRO DE PASO DEL PIÑÓN.....	37
GRÁFICA 5. RESISTENCIA A LA TENSIÓN.....	44
GRÁFICA 6. DETERMINACIÓN DE LA VISCOSIDAD.....	86
GRÁFICA 7. DETERMINACIÓN DEL VALOR DE A_{SKF}	88
GRÁFICA 8. DETERMINACIÓN DE LA VISCOSIDAD.....	94
GRÁFICA 9. DETERMINACIÓN DEL VALOR DE A_{SKF}	96
GRÁFICA 10. DETERMINACIÓN DE LA VISCOSIDAD.....	101
GRÁFICA 11. DETERMINACIÓN DEL VALOR DE A_{SKF}	102
GRÁFICA 12. DETERMINACIÓN DE LA VISCOSIDAD.....	108
GRÁFICA 13. DETERMINACIÓN DEL VALOR DE A_{SKF}	110

DISEÑO DE EQUIPO PARA BLASTEADO CON ABRASIVO ECOLÓGICO

RESUMEN

La finalidad del presente proyecto es el diseño de una tolva para blasting que operará con material abrasivo ecológico, conocido como esponja abrasiva. Este material permite realizar acabados superficiales para diferentes fines, bien sea, preparación de superficies metálicas para aplicación de tratamientos anticorrosivos, pulimiento de superficies, limpieza de las mismas entre otros.

El proceso de blasting consiste en la propulsión o chorreado de material abrasivo mediante presurización de una tolva o mediante succión del material que se encuentra depositado en ella.

La empresa SIANCO S.A.S, requiere de una tolva que permita la aplicación del proceso de blasting con esponja abrasiva mediante el proceso de presurización para reducir los efectos negativos del proceso de blasting con arena, conocido como sand blasting.

Para este diseño se contará con la amplia experiencia del personal de SIANCO S.A.S quienes llevan muchos años prestando los servicios de sand blasting. Se levantarán los requisitos del caso y se determinarán los requerimientos de diseño mecánico y de operación. Todo esto con la aprobación de SIANCO S.A.S.

1 INTRODUCCIÓN

La limpieza y acondicionamiento de superficies de gran cantidad de materiales, para fines decorativos o de tratamiento de superficies o si se desea, para realizar mantenimiento o mejoramiento de las propiedades físicas y químicas de dichas superficies, ha requerido de procesos como el blasting o blasteo, lo cual consiste en un chorro de partículas abrasivas a presión, el cual puede ser realizado usando un fluido comprimido como agua o aire en combinación con diferentes abrasivos como:

- Arena sílica
- Óxido de aluminio
- Carburo de silicio
- Granalla de acero
- Escoria de cobre
- Bicarbonato de sodio
- Granate
- Perla de vidrio
- Abrasivo plástico
- Olote de maíz
- Cáscara de nuez

La oxidación de los metales ha sido uno de los problemas más importantes a controlar en relación al mantenimiento estructuras, oleoductos, gasoductos, acueductos y construcciones metálicas en general y estos métodos de limpieza, remoción y preparación de superficies son ampliamente usados en el tratamiento y acondicionamiento de superficies para un buen proceso de aplicación de tratamientos anticorrosivos.

En nuestro medio el proceso de uso común es el que utiliza el aire comprimido y arena sílica, conocido como sand blasting. Este sistema consiste en la limpieza de una superficie por la acción de un abrasivo granulado, arena sílica, expulsado por aire comprimido a través de una boquilla. La limpieza con sand blasting es ampliamente usada para remover óxido, escama de laminación y cualquier tipo de recubrimiento de las superficies metálicas preparándolas para la aplicación de un recubrimiento que mejora y aumenta la vida útil a la superficie que se desea tratar.

No obstante, el proceso de blasting con arena, Sand blasting, tiene sus efectos colaterales en la salud, dado que se trata de un proceso que genera demasiado ruido y desprende gran cantidad de micropartículas en el aire causantes de enfermedades respiratorias.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo General

Diseñar una tolva con sus dispositivos y elementos mecánicos requeridos para transmisión de movimiento y potencia de un sistema sin fin para la agitación de material abrasivo alojado al interior de la tolva en el proceso de blasting con abrasivo ecológico.

2.2 Objetivos específicos

- Determinar las variables necesarias a tener en cuenta para el diseño mecánico de una tolva para blasting.
- Diseñar la tolva bajo parámetros de capacidad volumétrica, presión y flujo volumétrico.
- Determinar las variables de diseño mecánico para transmisión de movimiento.
- Diseñar el mecanismo de transmisión de movimiento que pueda acoplarse a un Motorreductor eléctrico, neumático o a un sistema manual.
- Elaborar el manual de operación de la máquina.

3 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

SIANCO Ingeniería y Servicios S.A.S., dentro de su portafolio presta el servicio de preparación de superficies para tratamiento anticorrosivo y protección superficial mediante el proceso de blasting con arena conocido como Sand Blasting. Debido a que los equipos convencionales de Sand blasting presentan altos niveles de ruido y el proceso en sí produce una gran cantidad de cristales de sílice que causan contaminación ambiental por concentración de micropartículas suspendidas en el aire que al ser inhalados producen enfermedad pulmonar se ha decidido iniciar un proyecto de desarrollo interno de incorporación de un tipo de abrasivo que:

Reduce:

- El ruido.
- Partículas sólidas de sílice suspendidas en el ambiente.
- Problemas respiratorios para quienes realizan este tipo de trabajo.

Mejora:

- La visibilidad durante el proceso de blasting.
- Las ventajas competitivas para la Empresa SIANCO S.A.S. con relación a otros procesos para fines similares.

Se propone entonces diseñar un sistema de blasting convencional que reduzca los impactos negativos, lo cual permitirá hacer más competitivo el portafolio de servicios de la empresa SIANCO Ingeniería y Servicios S.A.S., la cual presta servicios de:

- Sand blasting.
- Pinturas y Recubrimientos.
- Estructuras Metálicas.
- Protección Catódica.
- Ensayos No Destructivos (NDT) e integridad.
- Interventorías.

SIANCO Ingeniería y Servicios S.A.S., quiere innovar en su proceso de blasting incorporando un tipo de abrasivo ecológico que produce menor contaminación y ruido, en comparación al producido con la arena sílica, a un relativo bajo costo.

Se trata de un abrasivo tipo esponja el cual permite menos polvo de residuo en el momento de producir el impacto sobre la superficie a tratar y de igual forma, como propiedad adicional del material, reduce el ruido por impacto¹. Es de anotar que este material abrasivo es producido y distribuido por SIANCO S.A.S., el cual surge como resultado de la búsqueda de procesos que sean más amigables con el medioambiente y de igual forma procurando el cuidado de la salud.

¹ PROMATHER.CL. Sponge-Jet protege el medio ambiente y la ganancias finales.[en línea] [revisado el 20 de mayo de 2015]. Disponible en internet: <http://www.promather.cl/nuevatecnologiaspongejet.html>.

El proceso de blasting con abrasivo ecológico por presurización necesita entonces de una tolva con un diseño especial. Dicho diseño requiere garantizar:

- La presión al interior de la tolva donde se alojará el abrasivo.
- El flujo constante y uniforme del abrasivo en el momento de la operación.

Debido a la presión interior de la tolva, el abrasivo tiende a suspenderse por sus características de volumen, forma y peso lo cual requerirá de un mecanismo de agitación que permita que dicho material fluya de forma continua en cantidad y velocidad que:

1. Agite el material abrasivo y lo dirija de forma constante a la salida de la tolva.
2. Pueda ser acoplado a un sistema manual, neumático o eléctrico de transmisión de movimiento y potencia para la agitación del material abrasivo al interior de la tolva.

El sistema de agitación del material abrasivo al interior de la tolva estará conformado por un sinfín que forzará el abrasivo hacia la parte inferior de la tolva donde se encuentra la sección de salida del material.

El proceso de blasting con abrasivo ecológico o esponja abrasiva ha mostrado excelentes resultados en pruebas realizadas con otros equipos no propios de la empresa SIANCO S.A.S., lo cual ha llevado a SIANCO S.A.S a pensar en su propio diseño ajustado a sus necesidades como es la de un equipo para blasting con esponja abrasiva.

El equipo de blasteo tendrá lo convencional de un equipo para tal fin. Su característica diferencial lo hace la necesidad de:

1. Adaptarle un mecanismo de agitación del material abrasivo al interior de la tolva donde se albergará dicho abrasivo ecológico para garantizar material abrasivo fluya de forma continua en cantidad y velocidad.
2. Un diseño que permita el acoplamiento de un Motorreductor eléctrico al sistema de agitación del abrasivo al interior de la tolva.
3. Un sistema manual para el accionamiento del sistema agitación del abrasivo al interior de la tolva, para cuando no haya condiciones de uso del Motorreductor eléctrico.
4. Un sistema que permita el acoplamiento de un Motorreductor neumático al sistema de agitación del abrasivo al interior de la tolva, para cuando no haya condiciones de uso del Motorreductor eléctrico.

4 MARCO TEÓRICO

El amplio uso del proceso de sand blasting puede evidenciarse en la cantidad de empresas en el mundo que lo utilizan, desde la industria textil hasta la industria de los metales, pasando por la industria del vidrio en donde se usa por ejemplo en aspectos decorativos

Un equipo de sand blasting usado en acabados superficiales como los utilizados en la empresa SIANCO S.A.S consiste de:

- Compresor
- Tolva
- Mangueras
- Acoples
- Boquillas
- Equipos de protección personal:
- Escafandra con protección de cabeza, hombros, pecho y espalda.
- Equipo de respiración.
- Guantes.
- Ropa de trabajo con manga larga.
- Calzado de seguridad.
- Protección auditiva.

Como se muestra en la Ilustración 1.

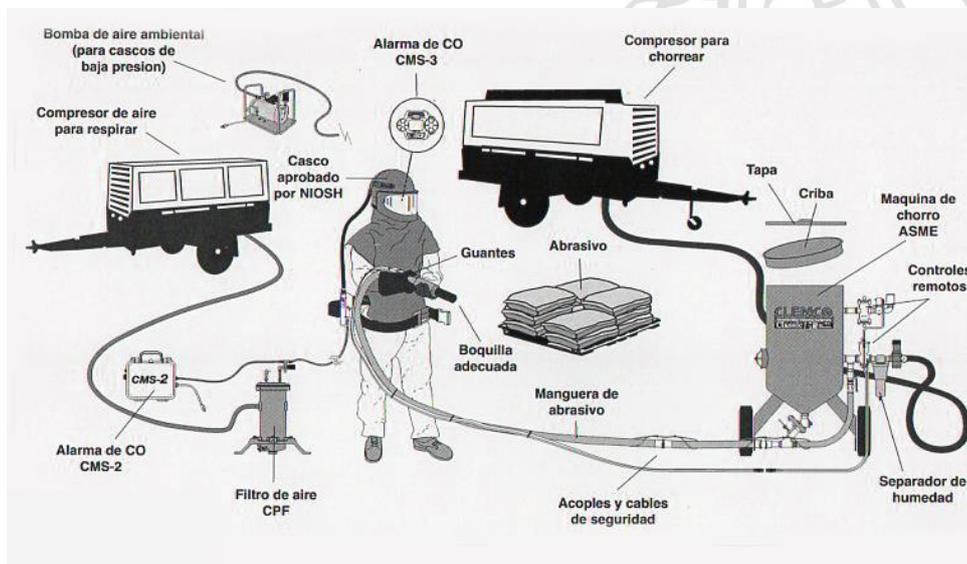




Ilustración 1. Equipo utilizado en el Proceso de sand blasting.

Fuente: <http://www.columbec.com/informacion-general-sandblasting-y-preparacion-superficies>. <http://www.renthalservices.com/servicios/sandblasting-pintura-27>

El proceso de sand blasting puede ser realizado de dos formas:

- **Por presurización**, como indica la Ilustración 2.

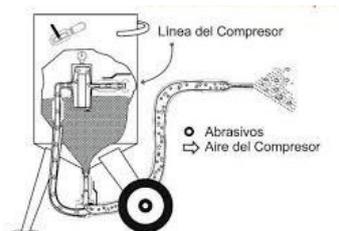


Ilustración 2. Sistema presurizado.

Fuente: <http://www.chipaxa.com/paginas/EquipoPresurizado>.

En el sistema de sand blasting por presurización la tolva es presurizada con el material abrasivo en su interior. Una manguera externa que lleva aire a presión y comunicada con el material que sale a presión de la tolva imprime más velocidad al material abrasivo.

- **Por Succión**, como indica la Ilustración 3.

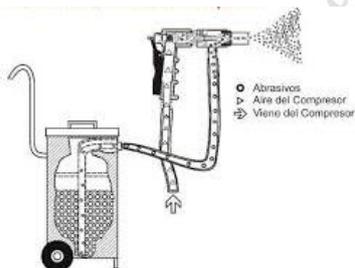


Ilustración 3. Sistema por succión.

Fuente: <http://www.chipaxa.com/paginas/EquipoPresurizado>.

Este sistema se conoce también como Venturi, debido a que el abrasivo es arrastrado desde la tolva no presurizada hasta la boquilla de salida. Este tipo de sand blasting es usado para en procesos en los que se requiera penetrar el metal base.

Los beneficios que proporcionan la utilización de estos procesos son principalmente:

1. Optimización de resultados.
2. Uniformidad en acabados superficiales.
3. Bajo costo.
4. Reducción de tiempo de trabajo.
5. Optimización de la mano de obra.
6. Mayor anclaje y adherencia en la aplicación de recubrimientos.
7. Mayor pureza del material expuesto con un mínimo esfuerzo.

El proceso de blasting con arena conocido como Sand Blasting, tiene sus efectos colaterales desde el medioambiente y la salud. El uso de arena sílice causa un alto riesgo para la salud, el alto nivel de sílice en la composición de la arena hace que su aplicación en proceso de limpieza de superficies, llegue a un nivel de peligrosidad mortal, debido a que el polvo generado es un talco muy fino cuyos micrométricos cristales, al ser inhalados, llegan a los pulmones y son causantes de silicosis, enfermedad pulmonar, degenerativa y mortal². Por estas razones, se ha ido incursionando en el uso de otros abrasivos que reducen sustancialmente estos efectos colaterales como es el caso del abrasivo ecológico.

La contaminación causada por el proceso de sand blasting ha llevado a pensar en el diseño de otras formas de blasting que reduzcan el impacto negativo para la salud y el medioambiente. SIANCO S.A.S se ha preocupado en este sentido y por tanto ha realizado estudios concernientes en perfeccionar el abrasivo utilizado para el blasting mantenimiento y preparación de superficies metálicas.

Como resultado de estos estudios ha logrado desarrollar el abrasivo ecológico, la cual fabrica y comercializa. Dicha esponja ha demostrado sus excelentes resultados dadas sus características de absorción de partículas residuales en el momento del impacto y de reutilización para posteriores procesos. Su bajo costo la hace altamente competitiva en el mercado y de amplia utilización.

² JAIMES, José del Carmen, ROCHA, Ingrid Daniela, GÓMEZ, Edna Margarita, SEVRICHE, Carlos Alberto. Salud y riesgos laborales por el manejo de sílice en el proceso de sandblasting. En: Ciencia y Salud Virtual. 28 de Julio de 2015. ISSN: 2145-5333. p.2-5.

Para el proceso de blasting con el abrasivo ecológico se utilizará el blasting con presurización. Se tendrán entonces la presión estática al interior de la tolva y la presión dinámica en la manguera que finalmente ayudara a impulsar la esponja hasta el material a impactar.

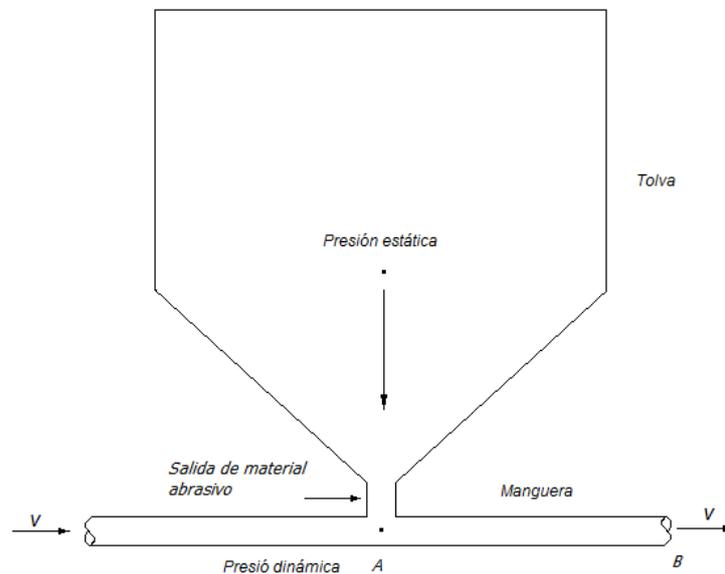


Ilustración 4. Presiones en la tolva y manguera

La presión será suministrada desde el compresor en la siguiente forma:

- **Presión estática:**

Presión que se aplicará al interior de la tolva.

- **Presión Dinámica:**

Presión que se aplicara a la salida de la tolva por su parte inferior. Esto permitirá entonces, que por diferencia de presión, el material abrasivo salga de la boquilla a gran velocidad.

El material abrasivo será agitado dentro de la tolva mediante un sin fin helicoidal el cual será movido mediante un mecanismo manual o de accionamiento por Motorreductor eléctrico. Esto debido a que el material abrasivo tiende quedarse suspendido y no baja hacia la parte inferior de salida del material.

Para ello se requerirá de un sistema de engranajes que no solo cambie la dirección de rotación, sino que también transmita la potencia requerida por el sin fin helicoidal.

El sistema de engranaje se compondrá de un piñón conductor y un engranaje helicoidales por lo silencioso de su operación en comparación con los piñones rectos o cónicos.

Los requerimientos para los cálculos del sistema de engranaje son los siguientes:

- **Ciclo de operación del sistema.**

No se trata de un ciclo de operación continuo sino intermitente de con velocidad constante en cada ciclo de operación.

La potencia requerida será de 0,5 a 0,75 hp. como mínimo por las características de longitud efectiva del sin fin y rango de capacidad en kg/min.³

- **Cálculo del torque.**

$$Tp = \frac{63.000hp}{n_p} \text{ Para el Sistema Inglés.}$$

$$Tp = \frac{9950 Kw}{n_p} \text{ Para el Sistema Métrico.}$$

n_p = número de revoluciones del Motorreductor.

- **Relación de transmisión de sistema de engranaje.**

Dadas las condiciones de velocidad requeridas para la operación del sin fin helicoidal la relación de transmisión o velocidad m_v .

$$m_v = \frac{n_g}{n_p}$$

³Avances Técnicos CENICAFE: Transporte de la pulpa de café a los procesadores mediante tornillo sin fin.. Recuperado de <https://www.cenicafe.org/es/publications/avt0226.pdf>.

- **Diámetro de paso.**

Con la relación de transmisión y el torque puede determinarse el diámetro mínimo recomendado de paso del piñón y engrane.

- **Número de dientes de piñón y engrane.**

Con la relación de transmisión y el torque puede determinarse el número mínimo de dientes recomendado del piñón y engrane.

Transportador sin fin helicoidal

El tipo de transportador sin fin helicoidal a utilizar será de diámetro variable por la forma cónica de la tolva⁴.

Se debe determinar:

- Tipo de transportador sin fin.
Será un transportador Helicoidal de Diámetro variable.
- La velocidad de giro⁵.
Esta debe estar entre 60 y 120 rpm.
- Sentido de giro.
- Clasificación del tipo de material a transportar.
Se requiere determinar en qué tipo de clasificación de materiales a transportar se encuentra el abrasivo ecológico.
- Material del transportador sin fin.
- Paso, diámetro mayor y diámetro menor.
- Potencia de requerida.

Eje de del sistema manual transmisión de rotación

Para el diseño del eje se tendrán en cuenta:

1. Velocidad de rotación
Esta debe estar entre 60 y 120 rpm.
2. El eje estará soportado por chumaceras y dispositivos de sujeción así como de una volante para el movimiento manual.
3. Para la transmisión de potencia y movimiento se usarán piñón y engrane

⁴Ingemeccánica: Tutorial N° 143: Cálculo de Transportadores de Tornillo Sin Fin: Hélice y eje. Recuperado de <http://ingemeccanica.com/tutorialsemanal/tutorialn143.html>.

⁵Ingemeccánica: Tutorial N° 143: Cálculo de Transportadores de Tornillo Sin: Velocidad de giro del tornillo. Recuperado de <http://ingemeccanica.com/tutorialsemanal/tutorialn143.html>.

helicoidales diseñados para el acople del Motorreductor eléctrico.
4. La selección del material con el que se fabricará el eje.

- **El soporte para la tolva**

El soporte será fabricado con tubería de acero estructural cuadrada de 50mm y tubería de acero estructural cuadrada de 40 mm y 2 mm de espesor. Para facilidad de desplazamiento y ubicación en el sitio de trabajo requerido, la tolva en conjunto contará con ruedas que permitirán su movilidad con facilidad.

En la parte superior se implementará una base para el montaje del sistema manual que transmitirá movimiento rotacional y potencia al sistema que por rotación agitará el material abrasivo para permitir un flujo uniforme y constante en la boquilla de salida

- **Equipo y dispositivos complementarios**

- **Suministro de Presión**

Esto determinará el Compresor (Suministro de aire comprimido), mangueras, dispositivos para mediciones de presión, acoples, entre otros.

- **Caudal.** CFM (pies cúbicos por minuto, por sus siglas en inglés)
Se debe determinar el caudal requerido para obtener los resultados esperados para el tratamiento superficial.

Concepción del sistema

El equipo de blasting con esponja abrasivo se compondrá de los siguientes elementos y partes:

Tolva con estructura soportada por ruedas que le permitirán el desplazamiento con facilidad. Construida de forma convencional cilíndrica y cónica con lámina de acero de 3,0 mm de espesor.

El suministro de aire será proporcionado por un compresor de aire de embolo o de tornillo con los que cuenta la empresa. La presión e suministro será 150 psi y un caudal de 250 cfm, equivalente a 7.1 m³/min.

Para el suministro de aire se utilizarán los acoples, utilizadas en el proceso de sand blasting, siguiendo con las recomendaciones dadas por la experiencia empresarial.

En el caso de la alimentación de aire comprimido para la tolva se contará con una tubería estándar de 50 mm (2 pulg).

Para el chorreado del material abrasivo se usarán mangueras con diámetros internos de 32 mm (1,25 pulg) a 38 mm (1,5 pulg) dependiendo de la longitud de la manguera a utilizar.

Con los diámetros de las mangueras y la presión de trabajo indicada se usará una boquilla N° 6 con diámetro de orificio de chorreado de 9,5 mm (3/8 pulg).

Los dispositivos de control y medición de presión serán suministrados por la empresa pues cuenta con varios equipos para sand blasting y como se indicó anteriormente estos dispositivos cumplen con su función en igual forma para los diferentes métodos de blasteo, con arena o esponja abrasiva.

4.1 Estudio de factibilidad

Con las condiciones establecidas para los aspectos técnicos y de disponibilidad de insumos se pueden establecer la factibilidad técnica y económica.

4.1.1 Factibilidad técnica

La empresa SIANCO S.A.S, cuenta con taller y equipos que le permiten construir gran parte de la tolva para el fin que se propone en este trabajo. Los insumos como láminas, perfiles ángulo y tubería estructural, así como materiales para ejes podrán ser adquiridos con facilidad ya que se tratan de materiales de fácil consecución.

Algunos de los componentes que requieren mayor detalle de fabricación como ejes, engranaje y sin fin helicoidal que revierte de mayor complejidad serán fabricados bajo contratación con empresas dedicadas a esta labor.

Hay otros dispositivos que no se construirán, sino que serán adquiridos según catálogos y especificaciones comerciales como son los rodamientos y soportes para los mismos, Motorreductor eléctrico y Motorreductor neumático. Estos últimos están definidos según los cálculos de potencia que para este efecto se trata de una potencia máxima de 0,5 hp.

4.1.2 Factibilidad económica

En el proceso de diseño se seguirán parámetros que permitan obtener un producto final con una relación costo beneficio óptimo según las condiciones del mercado. Se toman como parámetros las máquinas similares que se encuentran ofertadas en el medio teniendo en cuenta que parte de la fabricación y ensamble de la máquina lo efectuará SIANCO S.A.S.

Todo anterior y la disponibilidad de herramientas, personal con experiencia el sector metalmecánico y una planta de ensamble, advierte de la factibilidad económica que para este proyecto tiene la empresa SIANCO S.A.S.

5 METODOLOGÍA

5.1 Definición de parámetros de diseño

Se hace necesario definir los parámetros requeridos por la empresa de conformidad con la funcionalidad del equipo de blasteo y las características del servicio que presta la empresa SIANCO S.A.S. Para ello se partirá inicialmente del levantamiento de requisitos y definición de variables.

5.2 Diseño conceptual

A partir de varios bosquejos de diseño y tomando como base el funcionamiento de máquinas de sand blasting existentes en la empresa, así como las características del material abrasivo, se determinará la mejor opción, la cual cumpla con los requerimientos de operatividad y resultados de su uso.

5.3 Diseño de detalle

Los elementos componentes serán diseñados a detalle mediante cálculos y dibujos técnicos de taller.

Para la elección de chavetas, rodamientos, soportes de rodamientos, perfilaría, tubería estructural, pernos, entre otros, se optará por insumos comerciales que cumplan con los requerimientos mecánicos y de operación.

En relación al Motorreductor eléctrico y neumático será seleccionado a preferencia de SIANCO S.A.S debido a que podemos oscilar entre valores de potencia de 0,125 hp a 0.5 hp.

5.4 Compra de elementos comerciales y fabricación de elementos de máquina.

A partir de la aprobación de los planos de taller por quien diseña y por la empresa SIANCO S.A.S, se procede a la orden de fabricación de las partes componentes, así como la compra de los insumos comerciales debidamente seleccionados y analizados.

5.5 Ensamble

Una vez sean colocadas las partes componentes de la maquina en las instalaciones de SIANCO S.A.S y con base en los planos de taller y de ensamble se procede al ensamble y montaje por parte del diseñador y del personal de asignado por la empresa para tal fin.

5.6 Puesta a punto

Con parámetros de acabado superficial para fines específicos de limpieza superficial, tratamiento anticorrosivo, preparación de superficies, entre otros, SIANCO S.A.S determinará la puesta a punto de la máquina de Blasting con esponja abrasiva.

6 RESULTADOS Y ANÁLISIS

6.1 Parámetros de diseño

6.1.1 Levantamiento de Requisitos

La empresa SIANCO S.A.S requiere del diseño y puesta en marcha de un equipo para blasting compuesto por una tolva que permita el uso del abrasivo ecológico con el propósito de eliminar los niveles de ruido perjudiciales para la salud auditiva, así como la contaminación ambiental producida por las partículas suspendidas en el aire como consecuencia de la operación de blasting.

En términos específicos se requiere:

6.1.1.1 Requisitos de Diseño Mecánico

- Diseño de la tolva con capacidad y para soportar no menos de 100 libras de presión estática en su interior.
- Diseño e implementación de mecanismo manual para tolva que permita la agitación del material abrasivo al interior de la misma.
- Selección de material metálico a usar en la construcción de la tolva.
- Accesorios requeridos para la correcta manipulación y operación de la tolva.

6.1.1.2 Requisitos de Operación

6.1.1.2.1 Condiciones Internas

- Determinación del caudal requerido.
- Pérdidas por caída de presión.
- Carga de abrasivo. Cantidad de abrasivo por carga para operación.
- Tiempo de accionamiento del mecanismo de agitación del material abrasivo.

6.1.1.2.2 Condiciones Externas

- Selección del tipo de compresor.
- Tiempo de operación continua.
- Capacidad del compresor en CFM (pies cúbicos por minuto, por sus siglas en inglés)
- Acabados superficiales que se podrán alcanzar.
- Mangueras y Tipo de boquillas con las cuales podrá operar el equipo de blasting.

6.1.2 Definición De Variables

Se determinarán las variables cualitativas y cuantitativas que se deberán tener en cuenta para el diseño y operación de la tolva y su equipo necesario para el blasting. La medición y comparación se determinarán en conformidad a los patrones y normas bajo las cuales opera la empresa SIANCO S.A.S.

Cuadro de variables

VARIABLE	TIPO DE VARIABLE	DEFINICIÓN OPERACIONAL	INDICADORES	UNIDAD DE MEDICIÓN
Caudal.	Cuantitativa	Cantidad de aire suministrado por el compresor.	Cantidad volumétrica de aire suministrada por unidad de tiempo.	Pies cúbicos/minuto o CFM
Presión Estática de la tolva.	Cuantitativa	Capacidad de presión interna que debe soportar la tolva en su interior al momento de operar.	Medición de fuerza por unidad de superficie.	Libras/pulgada ² (psi)
Pérdidas de presión.	Cuantitativa	Medición de la cantidad en que se disminuye la presión suministrada por el compresor.	Medición porcentual comparativa Presión suministrada vs presión final del proceso.	Porcentual.
Carga de Abrasivo.	Cuantitativa	Capacidad máxima de abrasivo en la tolva.	Cantidad de abrasivo que se puede cargar en la tolva para la operación plena	Libras (Lbs)
Capacidad volumétrica de la tolva	Cuantitativa	Volumen máximo que puede albergar la tolva en su interior.	Capacidad en unidades de volumen que puede contener la tolva.	Metro Cúbico. m ³
Tiempo de funcionamiento del mecanismo manual de agitación del abrasivo.	Cuantitativa	Intervalo de tiempo que debe ser accionado el mecanismo manual de agitación del abrasivo al interior de la tolva.	Tiempo de accionamiento manual del mecanismo de agitación.	Minutos (min)
Tipo de compresor	Cualitativa.	Determinación del tipo de compresor de aire a utilizar dependiendo de la presión y caudal requerido.	Tipo de compresor	Compresor de embolo. Compresor de Tornillo Helicoidal.

Tempo de operación continua del equipo de blasting.	Cuantitativa.	Determinación del tiempo continuo sin interrupción en el que puede operar el equipo de blasting.	Tiempo en minutos en que puede operar el equipo de blasting sin interrupción.	Minutos (min)
Acabado superficial posible de alcanzar.	Cuantitativa-Cualitativa.	Medición de la calidad del acabado superficial según su rugosidad o acabado superficial deseado.	Medición de la calidad de la rugosidad superficial en micropulgadas o micras o según normas de acabado superficial.	Cuantitativa Micropulgadas . Micras. Cualitativa NORMA NACE NORMA SIS NORMA AMERICANA NORMA SSPC NORMA FRABCESA NORMA INGLESA
Mangueras	Cualitativa.	Determinación del tipo de mangueras a usar.	Tipo de mangueras según presión y mediciones geométricas de los conductos de aire.	Tipo de manguera.
Boquillas	Cualitativa.	Determinación del tipo de boquilla.	Determinación del tipo de boquilla según la geometría y el material.	Según la Geometría: Recta. Cónica. Venturi. Combinada. Doble Venturi. Según el Material: Tungsteno. Silicio. Boro.

Tabla 1. Cuadro de variables

6.2 Diseño Conceptual

El diseño parte de las características y parámetros aceptados anteriormente por el diseñador y la empresa. Dicho diseño se desarrollara bajo dos etapas generales así:

6.2.1 Diseño de la tolva

6.2.1.1 Diseño del cuerpo de la tolva

La tolva tendrá un cuerpo cilíndrico unido a un cono invertido como muestra la ilustración.



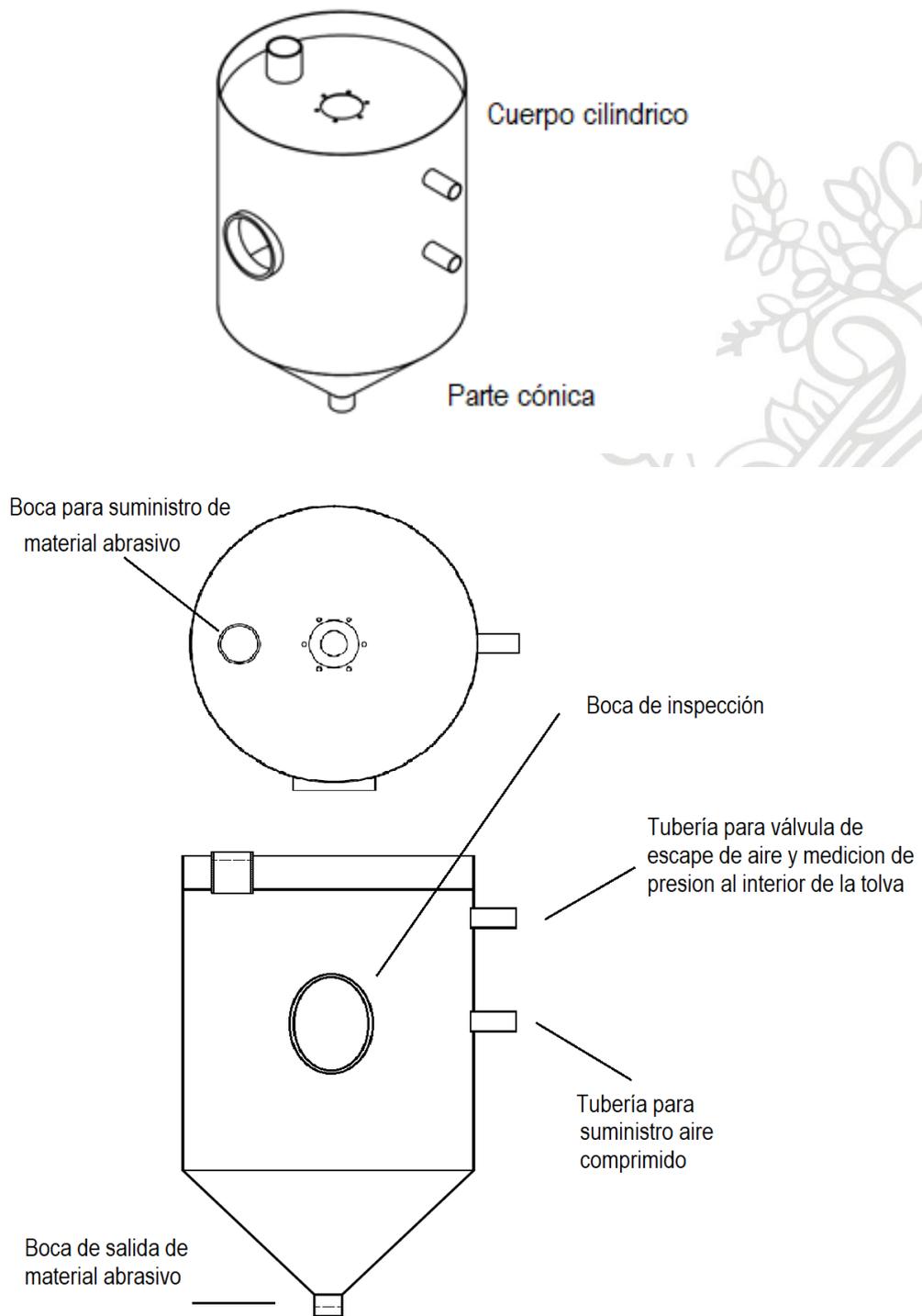


Ilustración 5. Cuerpo de la tolva.

Su capacidad volumétrica será de 0.3 m³ equivalente a 8.83 pies³ que le permitirá albergar 153 kg de material abrasivo (336,6 lbs), con capacidad de soportar una presión estática mayor a 100 psi necesaria para el proceso de blasting.

En su fabricación se utilizará una lámina de acero de calibre 3,0 mm, de 201 cm de largo y 76 cm de ancho. Para la sección cónica se utilizará el mismo tipo de lámina, con altura de cono de 29 cm y diámetro de base 35 cm para la sección cilíndrica. La carga del material abrasivo será manual y se realizará por la parte superior a través de una abertura circular de 10 cm de diámetro con tapa roscada que garantizará un buen sellado en el momento de presurizar el interior de la tolva.

La presurización de la tolva se hará por la pared de la sección cilíndrica de la tolva mediante una manguera que estará conectada a un compresor. El material abrasivo presurizado en el interior de la tolva saldrá por la parte inferior, sección cónica, empujado también por el aire suministrado por el compresor a través de una manguera que llevará el material abrasivo a la boquilla de salida final

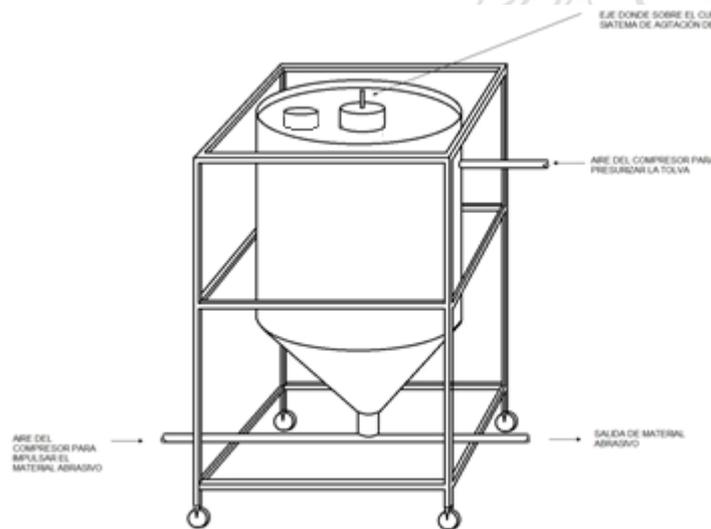


Ilustración 6. Cuerpo de la tolva.

6.2.1.1.1 Soporte para la tolva

El soporte será fabricado con tubería de acero estructural cuadrada de 50mm espesor 2mm y tubería de acero estructural cuadrada de 40 mm y 2 mm de espesor. Para facilidad de desplazamiento y ubicación en el sitio de trabajo requerido, la tolva en conjunto contara con ruedas que permitirán su movilidad con facilidad.

En la parte superior se implementará una base para el montaje del sistema manual que transmitirá movimiento rotacional y potencia al sistema que agitará el material abrasivo para permitir un flujo uniforme y constante en la boquilla de salida.

6.2.2 Mecanismo de agitación del material dentro de la tolva

El mecanismo consiste en un eje vertical conectado a tornillo transportador sin fin helicoidal. En la parte media del eje total, eje y sinfín helicoidal, se acoplarán dos cadenas para ayudar a la agitación del material dentro de la tolva con el propósito de evitar grumos o aglomeraciones de gran tamaño que no permiten un flujo uniforme de material al momento de salir por la parte inferior de la tolva

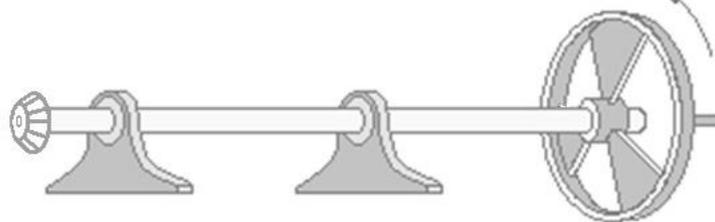


Ilustración 7. Mecanismo manual de agitación.

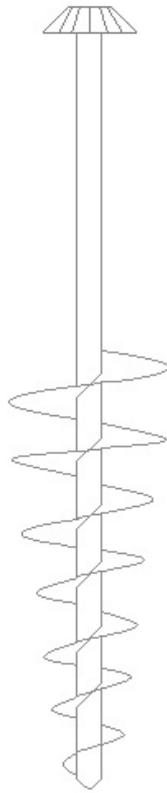


Ilustración 8. Tornillo Sinfín Helicoidal de Diámetro Variable.

6.3 DISEÑO DE DETALLE

Dadas las variables y requerimientos de funcionamiento de la tolva para blasting con el abrasivo ecológico, pasamos al diseño detallado.

6.3.1 Compresor de aire

Compresor de aire de embolo o de tornillo:

Presión: 150 psi.

Caudal: 250 cfm (pies cúbicos por minuto).

Caudal: 7,1 m³/min.

Según la experiencia de la empresa SIANCO S.A.S.

6.3.2 Mangueras:

6.3.2.1 Para suministro de aire.

La alimentación de aire para el proceso de blasteo con el abrasivo ecológico sintética de debe contar con una tubería estándar de 50 mm (2 pulg).⁶ Según la experiencia de la empresa SIANCO S.A.S. y como lo indica el Manual del Usuario de FeedUnit de Sponge Jet.

6.3.2.2 Para chorreado

Se recomienda usar longitudes como:

Longitudes de hasta 30 m (100 pies) deben tener un diámetro interno mínimo de 32 mm (1,25 pulg).

Si trata de longitudes mayores a 30 m se debe tener un diámetro interno mínimo de 38 mm (1,5 pulg). los diámetros mayores disminuyen la pérdida de presión.⁷

6.3.3 Boquillas

Para la presión de operación indicada y diámetros de mangueras de 32 mm a 38 mm, se usará una boquilla N° 6 con diámetro de orificio de chorreado de 9,5 mm (3/8 pulg).⁸

6.3.4 Tolva

La geometría del depósito a presurizar o tolva será compuesta por una parte cilíndrica u una cónica.

6.3.4.1 Material:

Acero al Carbono SA - 283 Grado C, (ASTM A 283 GR C)⁹

Según Norma ASME Code for Pressure Vessels, sección VIII, división 1.

Según recomendación por experiencia de la Empresa Sianco S.A.S.

Calibre de lámina; 3,0 mm.

⁶ Sponge Jet. *Sponge Blasting System. (5 de Diciembre de 2011) .Manual del Usuario de FeedUnit de Sponge Jet: Requisitos del suministro de aire. Pag 8.*

⁷ Sponge Jet. *Sponge Blasting System. (5 de Diciembre de 2011) .Manual del Usuario de FeedUnit de Sponge Jet: Requisitos del suministro de aire. Pag 9.*

⁸ Sponge Jet. *Sponge Blasting System. (5 de Diciembre de 2011) .Manual del Usuario de FeedUnit de Sponge Jet: Requisitos del suministro de aire. Pag 9.*

⁹ Lámina Calidad Estructural. FT 10 – 002 ASTM 283 GR C.

Recuperado <http://www.ferrocortes.com.co/category/lineas/laminas/astm-a283/>

6.3.4.2 Soldadura:

Electrodos recomendados:

EXX15, EXX16, EXX18, equivalentes WEST ARCO WIZ 18, WIZ 718 A1, WIZ 18G.¹⁰

Tipo de junta:

Junta a tope con doble cordón de soldadura depósito por el interior y el exterior¹¹.

6.3.5 Tornillo sin fin helicoidal – Para agitación del material al interior de la tolva.

Su función es agitar el material abrasivo al interior de la tolva en intervalos de tiempo requeridos para que no tienda a suspenderse y por el contrario se dirija a la parte inferior de la tolva y salga con facilidad y en la cantidad requerida.

Características:

- Tipo de tornillo transportador sin fin:
Helicoidal de diámetro variable.
- Sentido de giro:
Sentido derecho
- La velocidad de giro¹²:
Esta debe estar entre 120 a 320 rpm.
- Clasificación del tipo de material a transportar:
La espoja abrasiva es considerada un material liviano con un peso específico de 0.75 kg/m³. Por lo que se clasifica como material Clase III¹³.
- Material del tornillo helicoidal sin fin¹⁴:
La hélice se construirá de lámina de Acero Hot Rolled ASTM A36, calibre 16

Para el eje se recomienda utilizar tubería galvanizada con el propósito de disminuir peso y el requerimiento de menor potencia.

- Diámetro del eje¹⁵: Dimensiones comerciales: 21,3 mm.
Tubo DIN – 2440, st 33.2
- Paso, diámetro exterior mayor y diámetro exterior menor de la hélice:
Diámetro exterior mayor de la hélice: 6.0 cm.
- Diámetro exterior menor de la hélice: 4,0 cm.

¹⁰WEST ARCO. *Manual de soldadura*. Tabla 5 -1. Pag 120.

¹¹Megyesy, E. *Manual de recipientes a presión*. Mexico: Editorial Limusa. 1992. Pag 142

¹²Ingemeccánica: Tutorial N° 143: Cálculo de Transportadores de Tornillo Sin: Velocidad de giro del tornillo.
Recuperado de <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn143.html>.

¹³Ingemeccánica: Tutorial N° 143: Cálculo de Transportadores de Tornillo Sin: Velocidad de giro del tornillo.
Recuperado de <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn143.html>.

¹⁴Avances Técnicos CENICAFE: Transporte de la pulpa de café a los procesadores mediante tornillo sin fin. pag. 5. Recuperado de <https://www.cenicafe.org/es/publications/avt0226.pdf>.

¹⁵Avances Técnicos CENICAFE: Transporte de la pulpa de café a los procesadores mediante tornillo sin fin. Tabla 2 Potencia y diámetros de eje en tubería galvanizada. Recuperado de <https://www.cenicafe.org/es/publications/avt0226.pdf>.

Debido a que el tamaño de los granos del abrasivo ecológico oscila entre 3,2 mm a 6.5 mm con un diámetro medio de 4.85 mm se tomara un diámetro mayor de la hélice de 12 veces el diámetro medio¹⁶.

- Diámetro exterior mayor de la hélice: 58,2 mm, se aproxima a 60 mm (6,0 cm) para efectos de fabricación y ensamble.
- Longitud Total del tornillo sinfín¹⁷: 1120 mm.
Longitud Efectiva del tornillo sinfín: 470 mm.
Paso de la hélice recomendado: igual al diámetro exterior mayor de la hélice: 60 mm (6,0 cm).

6.3.6 Sistema de transmisión de Potencia – Para agitación del material al interior de la tolva.

La transmisión del movimiento y de potencia se hará por medio de un Engranaje Cónico Helicoidal de relación 1 a 1.
Esto debido a que no se requiere alta potencia ni alta velocidad de rotación, según lo requerido por la empresa.

6.3.6.1 Cálculo de piñones

Determinación de Potencia y Geometría

6.3.6.1.1 Ciclo de operación

El material del abrasivo ecológico será agitada al interior de la tolva por un tiempo de 3 minutos con velocidad de rotación constante, cuando el flujo de chorreado se vea interrumpido o no constante lo que indica que el material abrasivo está suspendida en interior de la tolva o se encuentra aglomerado y se hace necesario empujarlo hacia la parte inferior de la tolva.

6.3.6.1.2 Potencia

La potencia requerida será de 0,5 a 0,75 hp., como mínimo por las características de longitud efectiva del sin fin y rango de capacidad en kg/min.¹⁸

¹⁶Ingemeccánica: Tutorial N° 143: Cálculo de Transportadores de Tornillo Sin: Velocidad de giro del tornillo.
Recuperado de <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn143.html>.

¹⁷Ingemeccánica: Tutorial N° 143: Cálculo de Transportadores de Tornillo Sin: Paso y diámetro del tornillo.
Recuperado de <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn143.html>.

¹⁸Avances Técnicos CENICAFE: Transporte de la pulpa de café a los procesadores mediante tornillo sin fin.
Recuperado de <https://www.cenicafe.org/es/publications/avt0226.pdf>.

- Cálculo del torque

$$Tp = \frac{63.000hp}{n_m} \quad \text{Para el Sistema Inglés.}$$

$$Tp = \frac{9950 Kw}{n_m} \quad \text{Para el Sistema Métrico.}$$

n_m = número de revoluciones del Motorreductor.

Tomando una potencia 0.75 hp y 120 rpm.

$$Tp = \frac{63.000 \times 0,75}{120} = 393,75 \text{ lb.pulg}$$

$$Tp = \frac{9950 \times 0,75}{120} = 46,43 \text{ N.m}$$

6.3.6.1.3 Características y Geometría

- Relación de transmisión de sistema de engranaje.

Dado que la velocidad requerida para el sin fin helicoidal es de 120 rpm, la relación de transmisión de velocidad m_v , será de 1 a 1.

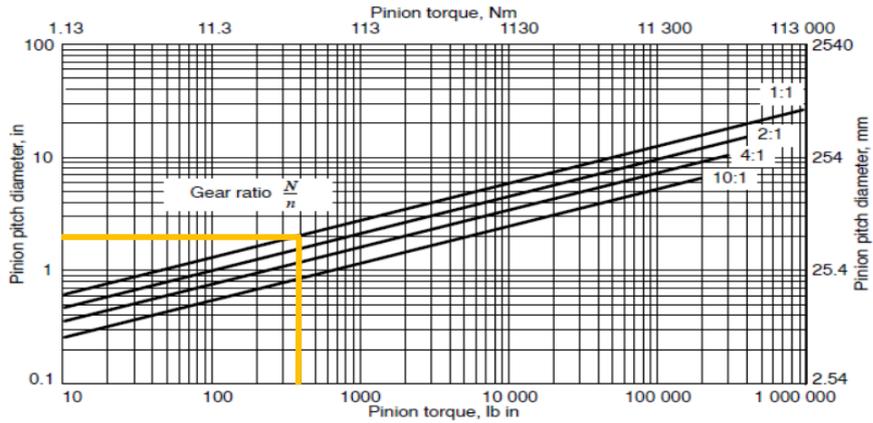
$$m_v = \frac{n_g}{n_p}$$

Donde n_g es el número de revoluciones del engranaje y n_p el número de revoluciones del piñón.

- **Diámetro de paso.**

Con la relación de transmisión y el torque puede determinarse el diámetro mínimo recomendado de paso del piñón y engrane.

De la gráfica 1, en relación al pitting, con el valor del torque y la relación de transmisión, se obtiene que el diámetro mínimo de paso es 2 pulgadas.

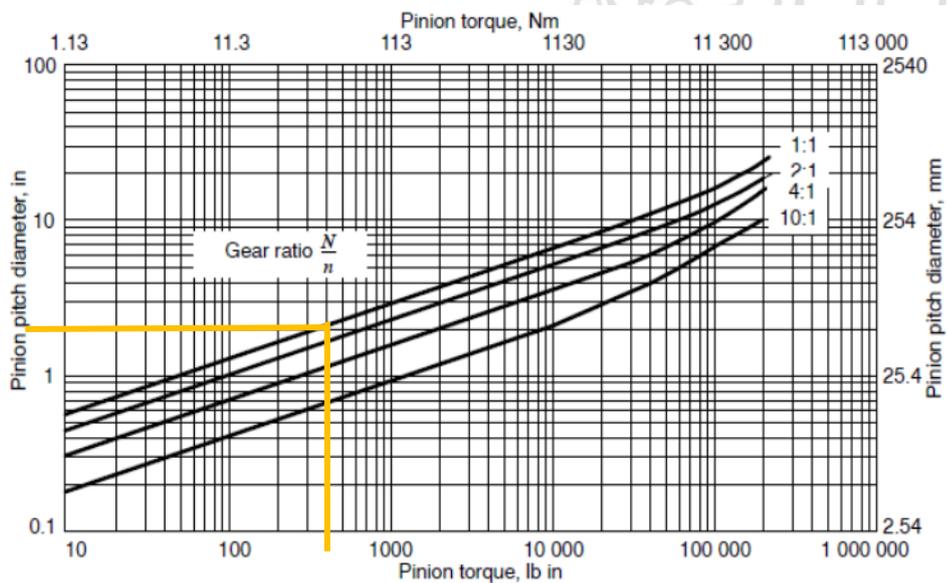


(AGMA, 2005)

Gráfica 1. Diámetro del piñón vs torque del piñón (Pitting).

Fuente: Galindo López Sebastián (2009). Diseño y análisis de resistencia de materiales de los engranajes conicos espirales e hipoidales(Tesis de pregrado)Universidad EAFIT, Medellín, Colombia. Pag.45.

De la gráfica 2, con relación a la flexión, con el valor del torque y la relación de transmisión, se obtiene que el diámetro mínimo de paso es 2 pulgadas.



(AGMA, 2005)

Gráfica 2. Diámetro del piñón vs torque del piñón (Resistencia a la flexión).

Fuente: Galindo López Sebastián (2009). Diseño y análisis de resistencia de materiales de los engranajes conicos espirales e hipoidales(Tesis de pregrado)Universidad EAFIT, Medellín, Colombia. Pag. 46.

No obstante, se recomienda un diámetro de paso modificado de 2.5 pulgadas para dar mayor robustez en relación al diámetro del eje del sin fin helicoidal.

- **Número de dientes de piñón y engrane.**

Con la relación de transmisión y el diámetro de paso puede determinarse el número mínimo de dientes recomendado del piñón y engrane.

De la tabla número 2 y la gráfica 3, se puede tener una aproximación del número mínimo de dientes del piñón.

Número mínimo de dientes del piñón

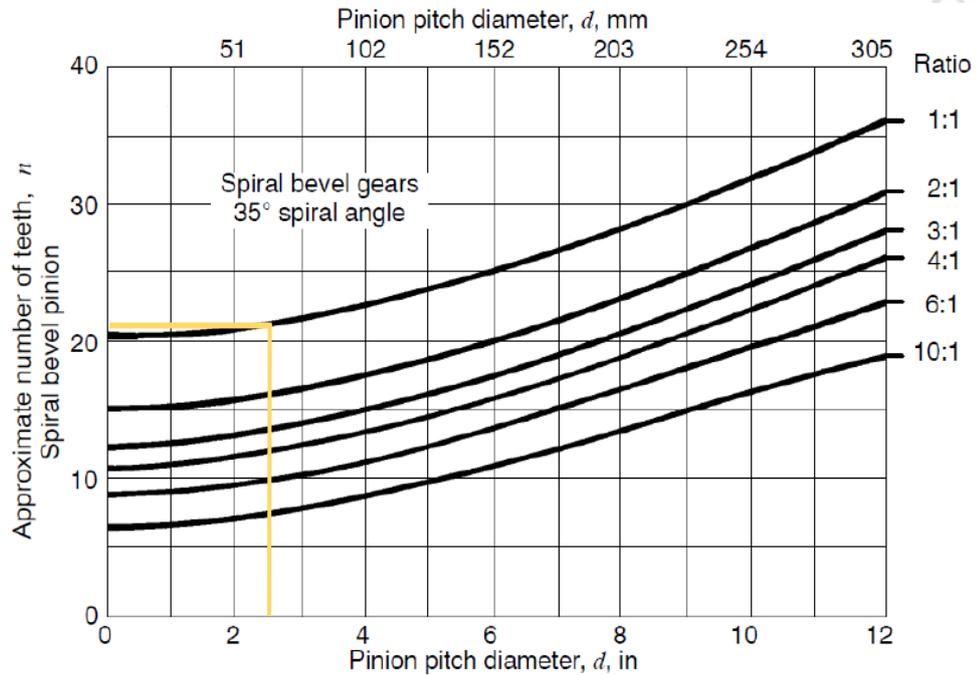
Relación de transmisión aproximada	Número mínimo de dientes
1.00 – 1.50	13
1.50 – 1.75	12
1.75 – 2.00	11
2.00 – 2.50	10
2.50 – 3.00	9
3.00 – 3.50	9
3.50 – 4.00	9
4.00 – 4.50	8
4.50 – 5.00	7
5.00 – 6.00	6
6.00 – 7.50	5
7.50 – 10.0	5

(AGMA, 2005)

Tabla 2. Número mínimo de dientes del piñón.

Galindo López Sebastián (2009). Diseño y análisis de resistencia de materiales de los engranajes cónicos espirales e hipoidales (Tesis de pregrado) Universidad EAFIT, Medellín, Colombia. Pag. 48.

De igual manera se puede tener como apoyo adicional la Ilustración 11.



(AGMA, 2005)

Gráfica 3. Número de dientes sugerido en el piñón para engranajes cónicos espirales e hipoidales.

Fuente: Galindo López Sebastián (2009). Diseño y análisis de resistencia de materiales de los engranajes cónicos espirales e hipoidales (Tesis de pregrado) Universidad EAFIT, Medellín, Colombia. Pag. 49.

Se tomará entonces un número de dientes del piñón igual a 21. Igual que el número de dientes del engrane.

- Datos de la Geometría

Para el engrane y piñón

- Número de dientes del engrane N_G : 21
- Número de dientes del piñón N_p : 21
- Diámetro primitivo del engrane d_{pG} : 2,5 pulg.
- Diámetro primitivo del piñón d_{pP} : 2,5 pulg.
- Relación de engranaje m_G :

$$m_G = \frac{N_G}{N_P} = \frac{26}{26} = 1$$

- Módulo m:

$$m = \frac{d_{pG}}{N_G} = \frac{2,5}{21} = 0,119 \frac{\text{pulg}}{\text{diente}}$$

- Ancho de Cara F:

El valor de F se determinará mediante dos métodos de cálculo y se recomienda el menor valor de los dos:

Ancho de cara F_1

$$F_1 = \frac{10}{pd} ; \text{pd paso diametral}$$

$$pd = \frac{N_G}{dp} ; \text{NG Número de dientes del engrane}$$

dp diámetro de paso

$$pd = \frac{26}{2,5} = 10,4 \text{Dientes por pulgada}$$

Por tanto $F_1 = \frac{10}{10,4} = 0,9615 \text{pulgadas}$

Ancho de cara F_2

Se puede determinar cómo el 30% de la longitud del cono externo.

Tomando el ángulo de paso del engrane γ :

$$\tan \gamma = \frac{N_G}{N_P} = \frac{26}{26} = 1$$

Por tanto el ángulo de paso del engrane y piñón es $\gamma = 45^\circ$

Longitud del cono externo A_0 .

Generatriz del cono primitivo

$$A_0 = \frac{dp/2}{\text{Sen}\gamma}$$

$$A_0 = \frac{2,5/2}{\text{Sen}45^\circ}$$

$$A_0 = \frac{1,25}{\text{Sen}45^\circ}$$

$$A_0 = 1,768 \text{ pulg}$$

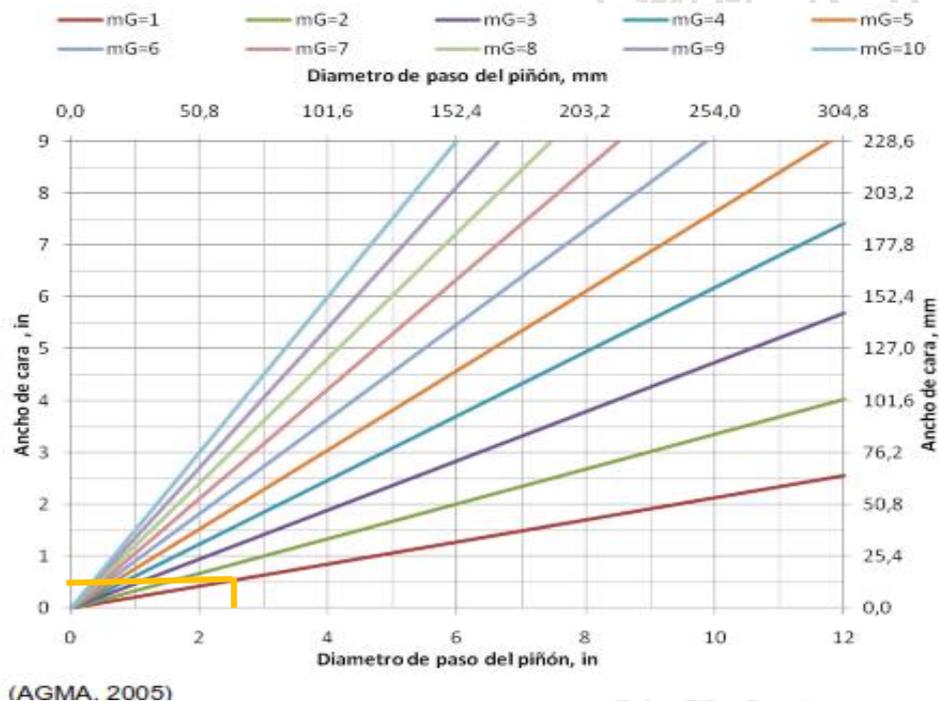
Por tanto $F_2 = 30\%$ de A_0

$$F_2 = 0.3 * 1,768$$

$$F_2 = 0,5304 \text{ pulg}$$

Se recomienda el menor de los dos, es decir F_2 de 0,5304 pulg.

En la gráfica 4, puede determinarse el ancho de cara usando el diámetro de paso del piñón y la relación de transmisión m_G . Lo cual aporta a la selección del ancho de cara.



Gráfica 4. Ancho de cara vs Diámetro de paso del piñón.

Fuente: Galindo López Sebastián (2009). Diseño y análisis de resistencia de materiales de los enganches cónicos espirales e hipoidales (Tesis de pregrado) Universidad EAFIT, Medellín, Colombia. Pag. 51.

- Ángulo de presión¹⁹: 20°
- Ángulo de espiral²⁰: 35°
- Distancia media del cono A_m

$$A_m = A_0 - 0,5F$$

$$A_m = 1,7680 - 0,5(0,5304)$$

$$A_m = 1,5023 \text{ pulg}$$

- Profundidad media de trabajo h

$$h = \left(\frac{2,0}{p_d}\right) \cdot \left(\frac{A_m}{A_0}\right)$$

$$h = \left(\frac{2,0}{10,4}\right) \cdot \left(\frac{1,5023}{1,7680}\right)$$

$$h = 0,1660 \text{ pulg}$$

- Paso circular medio P_m :

$$P_m = \left(\frac{\pi}{p_d}\right) \cdot \left(\frac{A_m}{A_0}\right)$$

$$P_m = \left(\frac{\pi}{10,4}\right) \cdot \left(\frac{1,5023}{1,7680}\right)$$

$$P_m = 0,2567 \text{ pulg}$$

- Holgura c :

$$c = 0,125h$$

$$c = 0,125(0,1660)$$

$$c = 0,0207 \text{ pulg}$$

- Profundidad media total h_m

$$h_m = h + c$$

¹⁹UdeA. Diseño de Elementos Mecánicos .Engranajes Helicoidales, Cónicos y de Tornillo Sin Fin. Pag. 714.

²⁰UdeA. Diseño de Elementos Mecánicos .Engranajes Helicoidales, Cónicos y de Tornillo Sin Fin. Pag. 714.

$$h_m = 0,1660 + 0,02$$

$$h_m = 0,1867 \text{ pulg}$$

- Factor medio de adendum c_1

$$c_1 = 0,210 + 0,290/(m_G)^2$$

$$c_1 = 0,210 + 0,290/(1)^2$$

$$c_1 = 0,50$$

- Adendum medio del engrane a_G

$$a_G = c_1 \cdot h$$

$$a_G = 0,50 * 0,1660$$

$$a_G = 0,0830 \text{ pulg}$$

- Adendum medio del peñón a_p

$$a_p = h - a_G$$

$$a_p = 0,1660 - 0,0830$$

$$a_p = 0,0830 \text{ pulg}$$

- Dedendum medio del engrane b_G

$$b_G = h_m - a_G$$

$$b_G = 0,1867 - 0,0830$$

$$b_G = 0,1037 \text{ pulg}$$

- Dedendum medio del piñón b_p

$$b_p = h_m - a_p$$

$$b_p = 0,1867 - 0,0830$$

$$b_p = 0,1037 \text{ pulg}$$

- Ángulo de dedendum del engrane δ_G

$$\delta_G = \tan^{-1} \left(\frac{b_G}{A_m} \right)$$

$$\delta_G = \tan^{-1} \left(\frac{0,1037}{1,5023} \right)$$

$$\delta_G = 3,95^\circ$$

- Ángulo de dedendum del piñón δ_p

$$\delta_p = \tan^{-1}\left(\frac{b_p}{A_m}\right)$$

$$\delta_p = \tan^{-1}\left(\frac{0,1037}{1,5023}\right)$$

$$\delta_p = 3,95^\circ$$

- Ángulo de adendum del engrane ∂_g

$$\partial_G = \tan^{-1}\left(\frac{a_G}{A_m}\right)$$

$$\partial_G = \tan^{-1}\left(\frac{0,0830}{1,5023}\right)$$

$$\partial_G = 3.2^\circ$$

- Ángulo de adendum del piñón ∂_p

$$\partial_p = \tan^{-1}\left(\frac{a_p}{A_m}\right)$$

$$\partial_p = \tan^{-1}\left(\frac{0,1037}{1,5023}\right)$$

$$\partial_p = 3.2^\circ$$

- Adendum exterior del engrane a_{oG}

$$a_{oG} = a_g + 0,5F \cdot \tan\delta$$

$$a_{oG} = 0,0830 + 0,5(0,5304) \cdot \tan 3,95^\circ$$

$$a_{oG} = 0,1013 \text{ pulg}$$

- Adendum exterior del piñón a_{op}

$$a_{op} = a_p + 0,5F \cdot \tan\delta$$

$$a_{op} = 0,0830 + 0,5(0,5304) \cdot \tan 3,95^\circ$$

$$a_{op} = 0,1013 \text{ pulg}$$

- Diámetro exterior del engrane d_{OG}

$$D_{OG} = d_{PG} + 2a_{OG}\text{Cos}\gamma$$

$$D_{OG} = 2,5 + 2(0,1013)\text{Cos}45^\circ$$

$$D_{OG} = 2,6433 \text{ pulg}$$

- Diámetro exterior piñón d_{op}

$$d_{op} = 2,5 + 2(0,1013)\text{Cos}45^\circ$$

$$d_{op} = 2,6433 \text{ pulg}$$

Geometría del Piñón y Engrane

- Número de dientes del engrane N_G : 21
- Número de dientes del piñón N_p : 21
- Diámetro primitivo del piñón d_{pP} : 2,5 pulg.
- Diámetro primitivo del engrane d_{pG} : 2,5 pulg.
- Relación de engranaje m_G : 1
- Módulo m : 0,119
- Ancho de Cara F : 0,5304 pulg
- Angulo de paso: 45°
- Ángulo de presión²¹: 20°
- Ángulo de espiral²²: 35°
- Diámetro exterior piñón d_{op} : 2,6433 pulg
- Diámetro exterior del engrane d_{OG} : 2,6433 pulg

²¹UdeA. *Diseño de Elementos Mecánicos .Engranajes Helicoidales, Cónicos y de Tornillo Sin Fin.* Pag. 714.

²²UdeA. *Diseño de Elementos Mecánicos .Engranajes Helicoidales, Cónicos y de Tornillo Sin Fin.* Pag. 714.

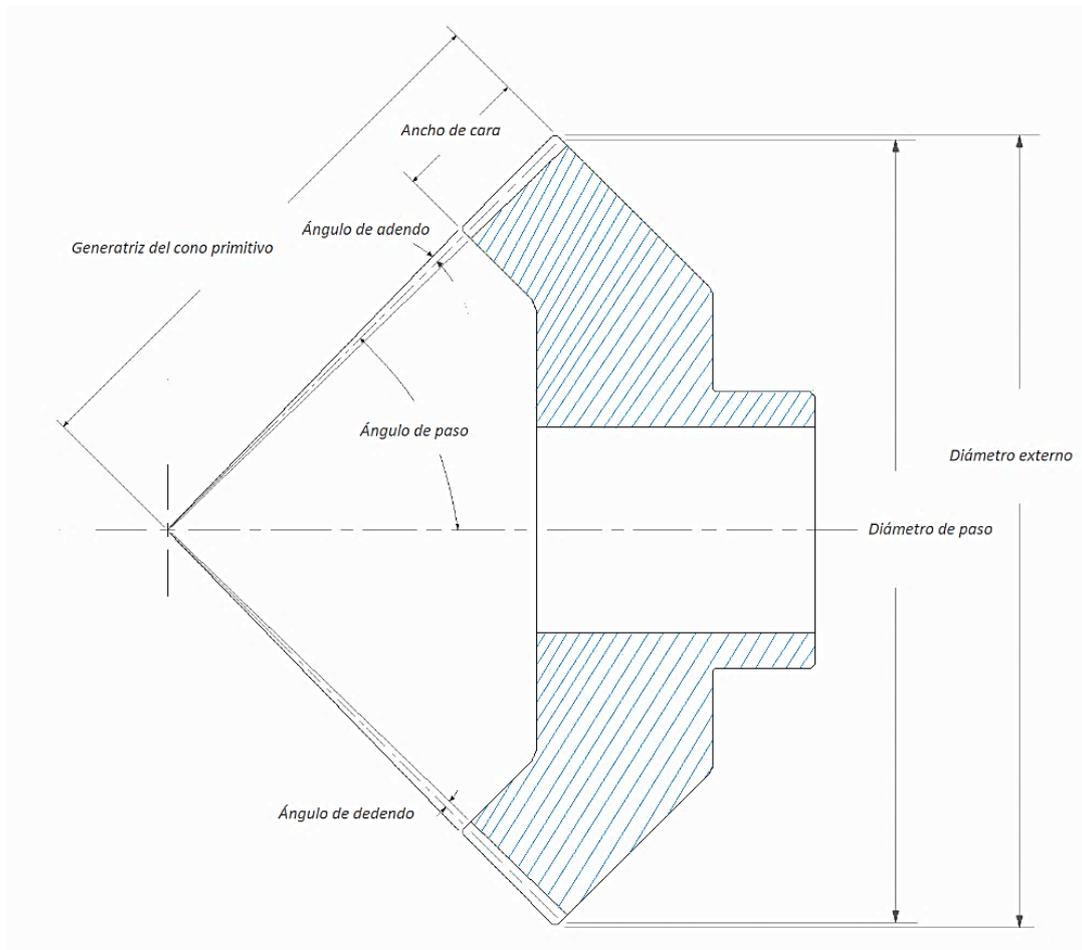


Ilustración 9. Geometría del piñón y engrane. Las dimensiones aplican para piñón y engrane.

6.3.7 Diseño del eje del sistema de agitación manual del eje del sin fin helicoidal

Para este fin, se definen las siguientes variables y valores:

- Velocidad de giro: 300 rpm.
- Potencia máxima a transmitir: 0,25 a 0,5 hp
- Componentes que permitirán la transmisión de potencia:
- Piñón cónico espiral en el extremo de engranaje.
- Volante de accionamiento manual en extremo opuesto.
- Dos rodamientos distribuidos a lo largo del eje.

- El eje tendrá escalonamientos donde se ubicarán los rodamientos para el control de las fuerzas axiales.

La potencia entrará al eje por el punto D, a través de la volante de accionamiento manual y saldrá por el piñón cónico espiral por el punto A.

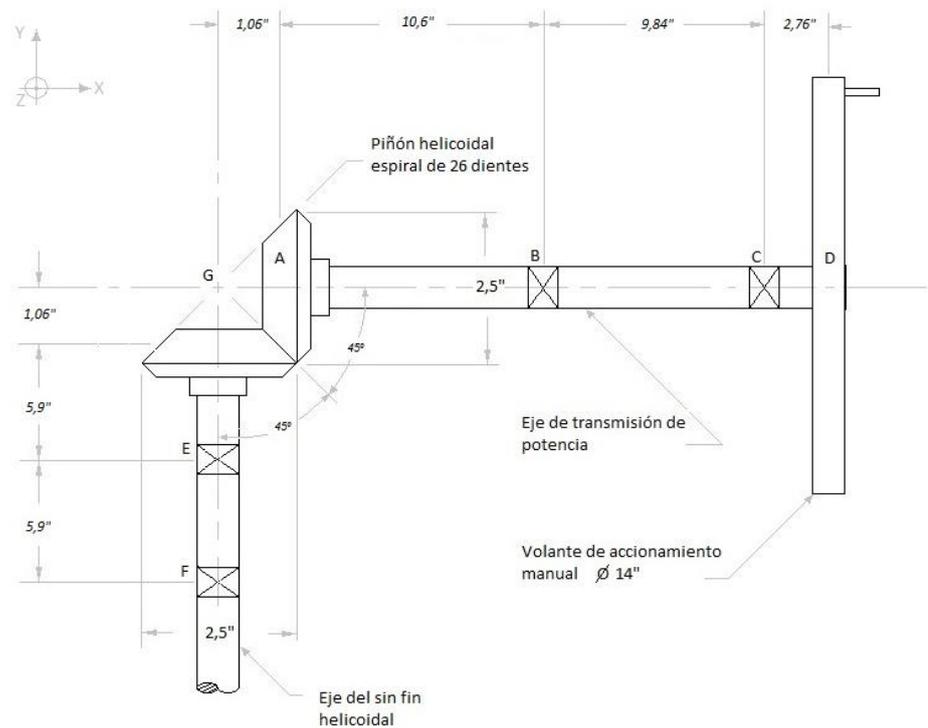


Ilustración 10. Sistema de transmisión de potencial sin fin helicoidal.

El piñón transmitirá la potencia y el movimiento al engrane quien estará acoplado al eje del sin fin mediante una unión roscada.

6.3.7.1 Material a usar en la fabricación de los ejes, del piñón y del engrane:

Se usará Acero AISI SAE 1020, cuyas propiedades mecánicas son las siguientes:

- Dureza: 111 HB
- Esfuerzo a fluencia: 29,7 Ksi
- Elongación: 25%
- Reducción de área: 50%
- Módulo de elasticidad: 44,082 Ksi
- Maquinabilidad: 72%

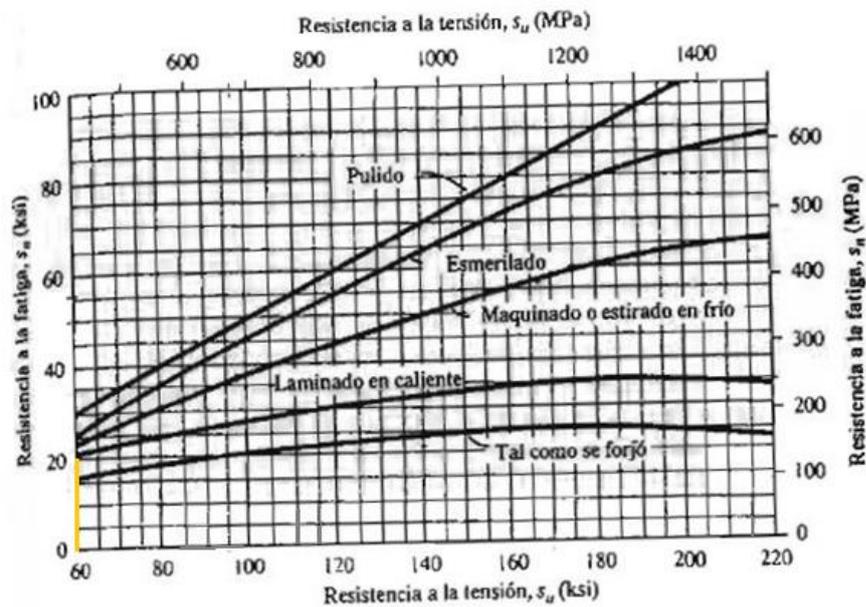
Cálculo de la resistencia a la fatiga: S_n'

- $S_n' = S_n \cdot C_m \cdot C_{st} \cdot C_r \cdot C_s$
- $S_n =$ Resistencia a la fatiga
- $C_m =$ Factor del material
- $C_{st} =$ Factor de tipo de esfuerzo
- $C_r =$ Factor de confiabilidad
- $C_s:$ Factor de tamaño

S_n se determinará del esfuerzo máximo y el tipo de acabado superficial. Para este fin se recomienda un acabado laminado en caliente²³.

$S_n = 152$ Mpa equivalente a 22,0Ksi

$S_u = 56,88$ Ksi.



Gráfica 5. Resistencia a la tensión.

Fuente: Fuente: Mott, R. Diseño de elementos de máquinas. México: PEARSON. Educación. 2006. Pag 175

Los demás factores se determinan así ²⁴:

- $C_m:$ factor del material
 $C_m = 1$
- $C_{st}:$ factor de tipo de esfuerzo $C_{st} = 1$
- $C_r:$ factor de confiabilidad $C_r = 0,81$, para una confiabilidad del 99%
- $C_s:$ factor de tamaño

²³Mott, R. Diseño de elementos de máquinas. México: PEARSON. Educación. 2006, p175

²⁴Mott Robert. Diseño de elementos de máquinas. México: PEARSON Educación. 2006. Pag 174, 175

Se supondrá un diámetro máximo D de 2,0 pulgada. Por tanto

$$0,30'' < D \leq 2,0''$$

$$C_s = \left(\frac{D}{0,3}\right)^{-0,11}$$

$$C_s = \left(\frac{2,0}{0,3}\right)^{-0,11}$$

$$C_s = 0,81$$

Entonces:

$$S'_n = (22,0Ksi) \cdot (1) \cdot (1) \cdot (0,81) \cdot (0,81)$$

$$S'_n = 14,4342 Ksi$$

6.3.7.2 Cálculo del diámetro de cada sección de cada eje

Para determinar cada diámetro se usará además de los factores anteriormente expuestos, un factor de seguridad N igual a 2.

Se evaluará además la siguiente ecuación²⁵ para el diámetro de cada sección.

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t \cdot M}{S'_n}\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

En donde K_t , corresponde al Factor de concentración de esfuerzos. S_y el esfuerzo a la fluencia, M y T son respectivamente el momento y el torque al cual estará sometido el eje.

Determinación de las fuerzas que actúan en el piñón y engrane

Siendo el ángulo de presión de 20° y el ángulo de paso de 45° ; las fuerzas que actúan sobre el piñón y engrane son las siguientes:

²⁵Arenas Enoc, León José. Ejes y Arboles, Manual de diseño. Escuela de Ingeniería mecánica. UIS. 2012, pag. 54.

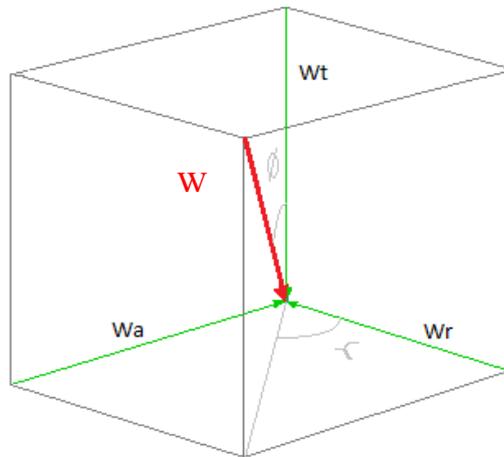


Ilustración 11. Fuerzas que actúan en el piñón y engrane.

La fuerza W_t se determinará a partir de la velocidad tangencial o lineal

$$V_t = \frac{2\pi \cdot r_p \cdot n_p}{12}$$

Teniendo:

$$r_p = 1,25 \text{ pulgadas}$$

$$n_p = 300 \text{ rpm}$$

$$V_t = \frac{2\pi \cdot 1,25 \cdot 300}{12}$$

$$V_t = 196,35 \text{ pies/min}$$

Hora se calcula W_t

$$W_t = \frac{33000 \cdot h_p}{V_t}$$

$$W_t = \frac{33000 \cdot 0,5}{196,35}$$

$$W_t = 84,03 \text{ lbs}$$

Ahora se calcula el valor del torque T:

$$T = r_{medio} \cdot W_t$$

En donde r_{medio} es radio del cono de paso del piñón.

$$T = 1.06 \text{ pulg} \cdot 84,03 \text{ lbs}$$

$$T = 89,04 \text{ lbs. pulg}$$

Como siguiente se calculan W_a y W_r :

$$W_a = W_t \cdot \tan\phi \cdot \text{sen}\gamma$$

$$W_a = 84,03 \cdot \tan 20^\circ \cdot \text{sen} 45^\circ$$

$$W_a = 21,62 \text{ lbs}$$

$$W_r = W_t \cdot \tan\phi \cdot \text{sen}\gamma$$

$$W_r = 84,03 \cdot \tan 20^\circ \cdot \text{sen} 45^\circ$$

$$W_r = 21,62 \text{ lbs}$$

DIAGRAMA DE FUERZAS EJE DEL PIÑÓN

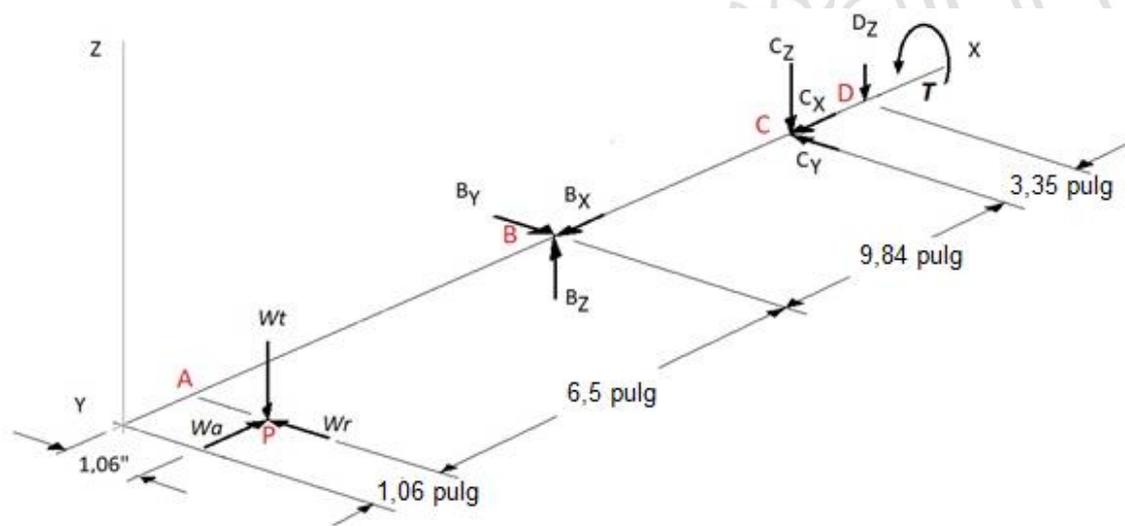


Ilustración 12. Diagrama de Fuerzas eje del engrane.

Cálculo de las fuerzas en los puntos de apoyo del eje del piñón

Aplicando momentos con respecto al punto B, se tiene:

Sobre el eje X;

$$\begin{aligned}\sum M_{XB}: \quad & 1,06 \cdot W_t - T = 0 \\ & T = 1,06 \cdot 84,00 \\ & T = 89,04 \text{Lbs. pulg}\end{aligned}$$

Sobre el eje Z;

$$\begin{aligned}\sum M_{BZ}: \quad & 1,06W_r + 9,84C_y - 6,5W_a = 0 \\ C_y &= \frac{140,53 - 22,92}{9,84} \\ C_y &= \frac{117,61}{9,84} \\ C_y &= 11,95 \text{ Lbs}\end{aligned}$$

Suma de fuerzas sobre el eje Y:

$$\begin{aligned}\sum F_Y: \quad & W_a + C_y - B_y = 0 \\ B_y &= W_a + C_y \\ B_y &= 21,62 + 11,95 \\ B_y &= 33,57 \text{ Lbs}\end{aligned}$$

Sobre el eje Y;

$$\begin{aligned}\sum M_{BY}: \quad & 9,84C_z + 13,19D_z - 6,5W_t = 0 \\ 9,84C_z + 13,19 \cdot 2,5 - 6,5 \cdot 84 &= 0 \\ C_z &= \frac{6,5 \cdot 84 - 13,19 \cdot 2,5}{9,84} \\ C_z &= 52,14 \text{ Lbs}\end{aligned}$$

Suma de fuerzas sobre el eje Z:

$$\begin{aligned}\sum F_Z: \quad & B_z - W_t - C_z - D_z = 0 \\ B_z &= W_t + C_z + D_z \\ B_z &= 84 + 52,14 + 2,5 \\ B_z &= 138,64 \text{Lbs}\end{aligned}$$

Suma de fuerzas sobre el eje X:

$$\sum F_X: \quad W_r - B_x - C_x = 0$$

$$B_x + C_x = W_r$$

$$B_x + C_x = Lbs$$

Se asume $C_x = 0$, por tanto

$$B_x = 21,62 lbs$$

Para efectos de selección de rodamientos se tomará cada una de las fuerzas B_x y C_x como 21,62 Lbs.

DIAGRAMA DE FUERZAS EJE DEL ENGRANE

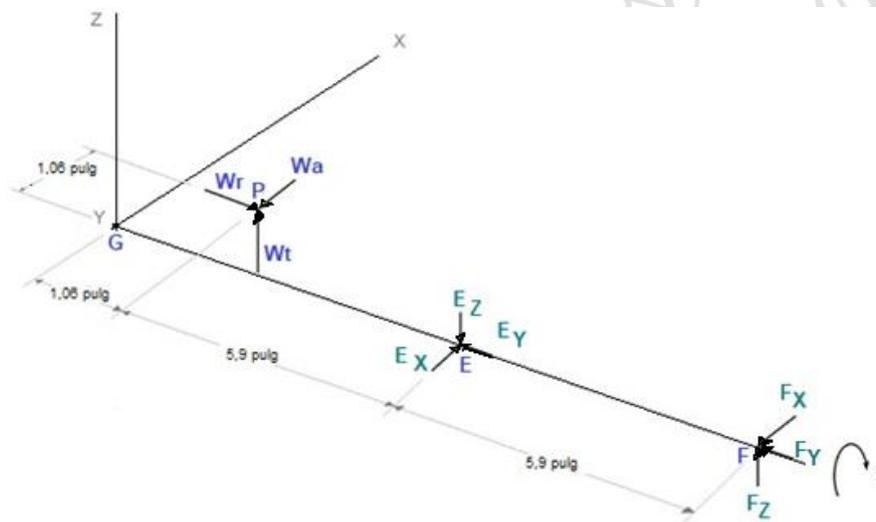


Ilustración 13. Diagrama de Fuerzas eje del engrane.

Cálculo de las fuerzas en los puntos de apoyo del eje del engrane.

Aplicando momentos con respecto al punto F, se tiene:

Sobre el eje Z;

$$\sum M_{ZF}: 11,8Wa - 1,06Wr - 5,9E_x = 0$$

$$E_x = \frac{11,8Wa - 1,06Wr}{5,9}$$

$$E_x = \frac{11,8 \cdot 21,62 - 1,06 \cdot 21,62}{5,9}$$

$$E_x = 39,36lbs$$

Sumatoria de fuerzas sobre el eje X;

$$\begin{aligned}\sum F_X: \quad E_X - W_a - F_X &= 0 \\ F_X &= E_X - W_a \\ F_X &= 39,36 - 21,62 \\ F_X &= 17,74 \text{ lbs}\end{aligned}$$

Calculo de fuerzas Ez y Fz;

$$\begin{aligned}\sum M_{XE}: \quad 5,9W_t - 5,9F_z &= 0 \\ F_z &= W_t \\ F_z &= 84,03 \text{ lbs}\end{aligned}$$

Sumatoria de fuerzas sobre el eje Z;

$$\begin{aligned}\sum F_Z: \quad W_t + F_z - E_z &= 0 \\ E_z &= W_t + F_z \\ E_z &= 84,03 + 84,03 \\ E_z &= 168,06 \text{ lbs}\end{aligned}$$

Sumatoria de fuerzas sobre el eje Y;

$$\sum F_Y: \quad E_y + F_y - W_r - \text{Peso del eje} = 0$$

Tomando el peso aproximado del eje del sin fin como 8,0 Lbs, teniendo en cuenta la densidad del Acero SAE 1020.

$$\begin{aligned}\sum F_Y: \quad E_y + F_y - W_r - \text{Peso del eje} &= 0 \\ E_y + F_y &= 21,62 + 8 \\ E_y + F_y &= 29,62 \text{ bs} \\ \text{Se asume } F_y &= 0, \text{ por tanto} \\ E_y &= 29,62 \text{ lbs}\end{aligned}$$

Para efectos de selección de rodamientos se tomará cada una de las fuerzas E_y y F_y como 29,62 Lbs.

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE – EJE DEL PIÑÓN
Plano X - Y

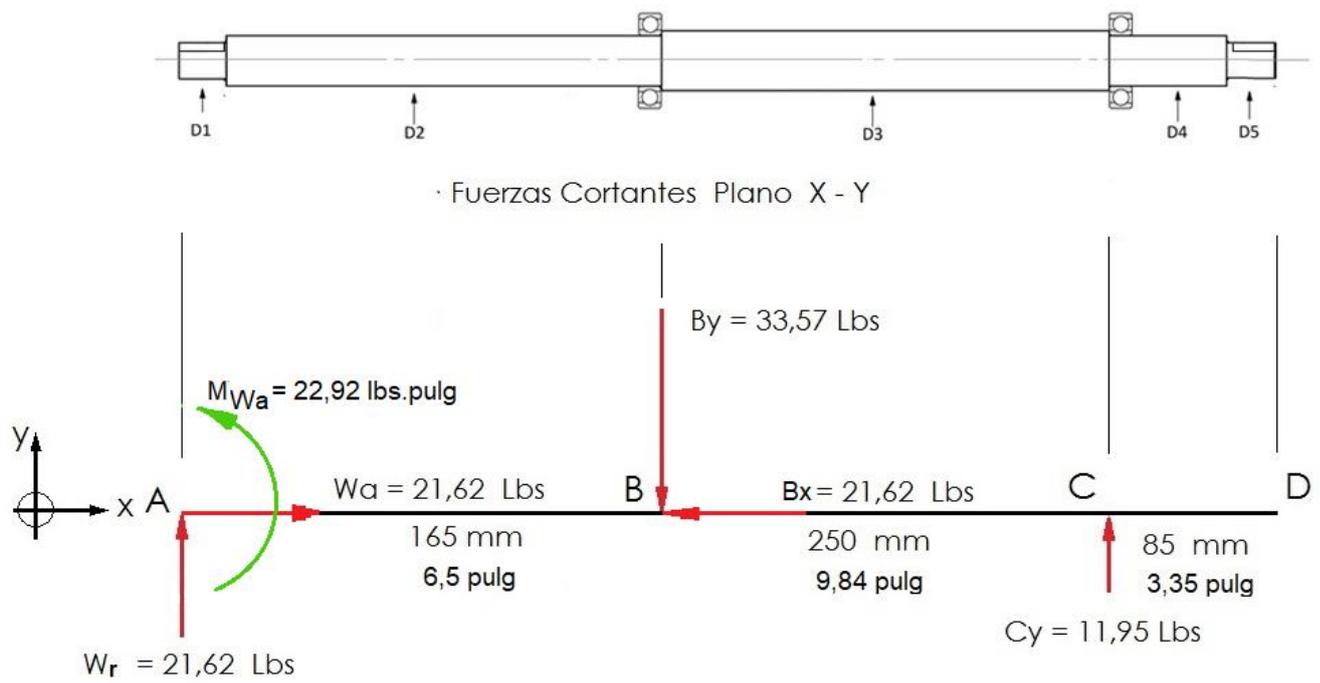


Ilustración 14. Diagrama de cuerpo libre - Eje del piñón - Plano x - y.

DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES - EJE DEL PIÑÓN
Plano X - Y



Ilustración 15. Fuerzas cortantes - Eje del piñón - Plano x - y.

DIAGRAMA MOMENTOS FLECTORES - EJE DEL PIÑÓN
Plano X - Y

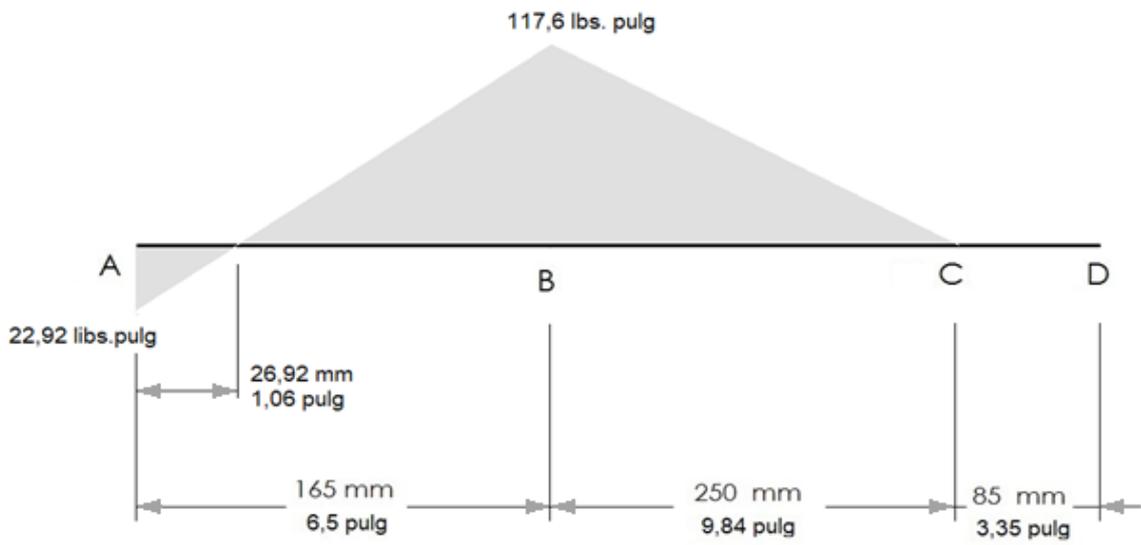


Ilustración 16. Momentos Flectores - Eje del piñón - Plano x - y.

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE – EJE DEL PIÑÓN
Plano X - Z

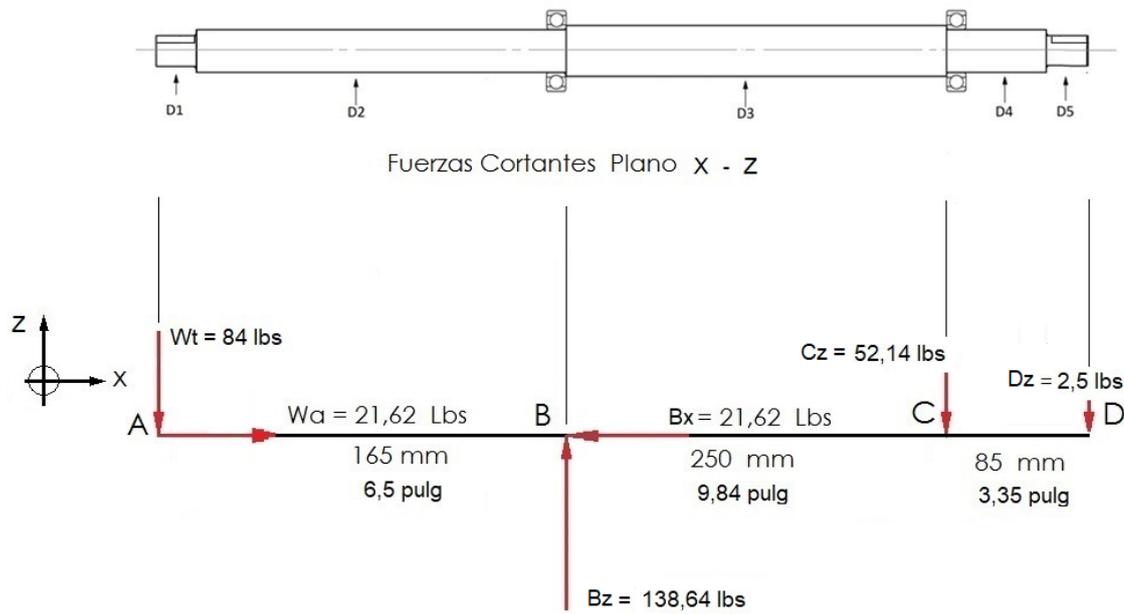


Ilustración 17. Diagrama de cuerpo libre - Eje del piñón - Plano x - z.

DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES - EJE DEL PIÑÓN
Plano X - Z

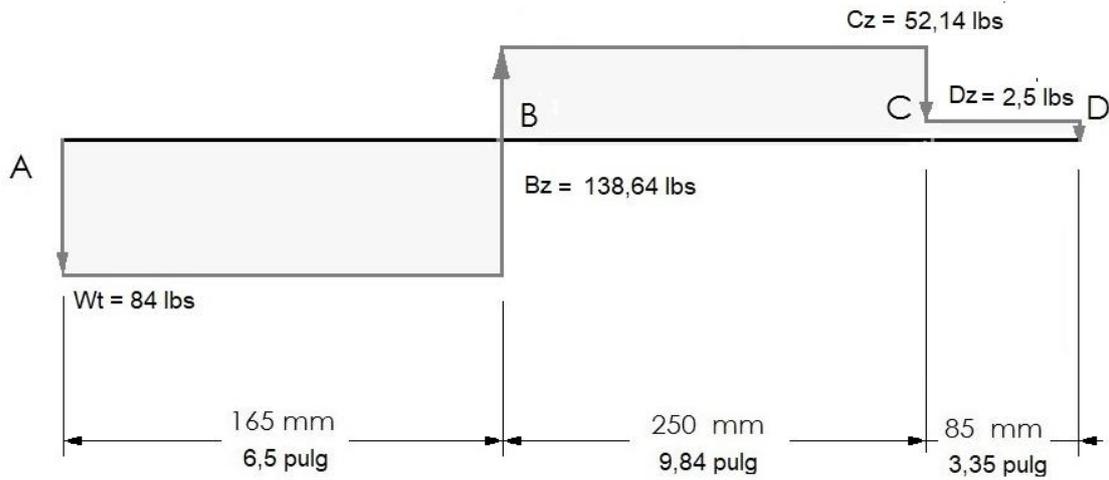


Ilustración 18. Fuerzas cortantes - Eje del piñón - Plano x - z.

DIAGRAMA MOMENTOS FLECTORES - EJE DEL PIÑÓN
Plano X - Z

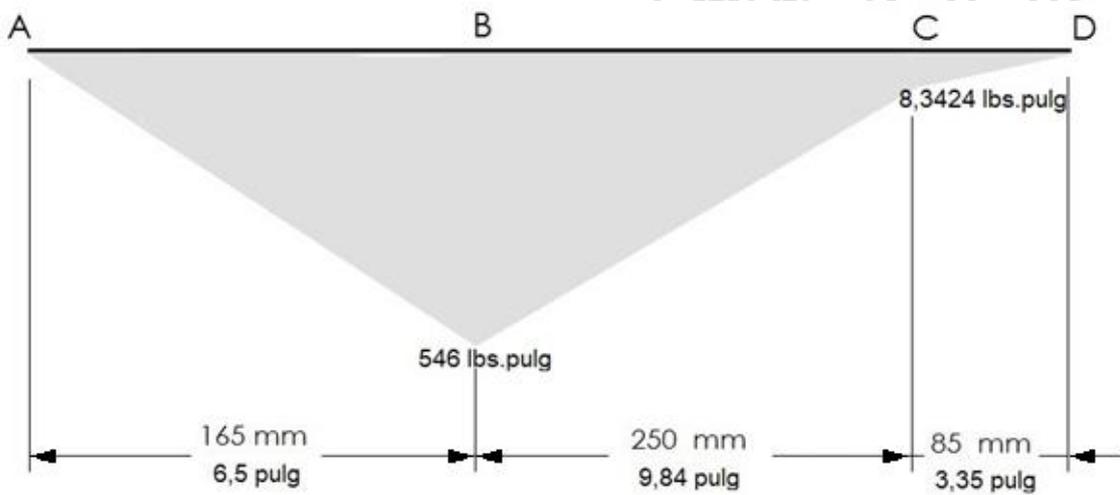


Ilustración 19. Momentos Flectores - Eje del piñón - Plano x - z.

Momentos Resultantes – Eje del Piñón

Punto A:

$$M_{RA} = \sqrt{(-22,92)^2 + (0)^2}$$

$$M_{RA} = 22,92 \text{ lbs.pulg}$$

Punto B:

$$M_{RB} = \sqrt{(117,6)^2 + (546)^2}$$

$$M_{RB} = 558,521 \text{ lbs. pulg}$$

Punto C:

$$M_{RC} = \sqrt{(0)^2 + (8,3424)^2}$$

$$M_{RC} = 8,3424 \text{ Lbs. pulg}$$

Punto D:

$$M_{RD} = 0$$

Diámetros del eje del piñón

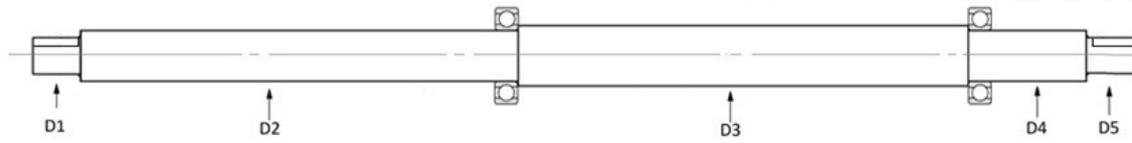


Ilustración 20. Eje del sistema agitación manual – Eje del piñón.

Diámetro D1:

En esta sección del eje no se usará ningún tipo de rodamiento y la sujeción del piñón al eje se hará mediante una chaveta rectangular deslizante. Se realizará un redondeo en el entalle del escalonamiento para el apoyo del rodamiento con un radio mínimo de 1,0 mm. Para este caso el factor de concentración de esfuerzos K_t ²⁶ tendrá un valor de 1,5. N, el factor de seguridad²⁷, tendrá un valor de 2. Reemplazando el momento

$$D_1 = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t \cdot M}{S' \cdot n} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{T}{S_y} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_1 = \left[\frac{32 \cdot N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1,5 \cdot 22,92}{14,434,2} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{89,04}{44,082} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_1 = 0,396 \text{ pulgs}$$

²⁶Bavaresco Guillermo. GABP Ingeniería. Procedimiento para el diseño de ejes. Recuperado de https://gabpingeneria.weebly.com/uploads/2/0/1/6/20162823/diseo_de_ejes.pdf. Pag 7

²⁷ Diseño de ejes de transmisión. Rodillos de arrastre. Recuperado de <https://repository.usta.edu.co>, Pag 1

Diámetro D2:

En esta sección se colocará un rodamiento como se indica en la Ilustración anterior. Se realizará un redondeo en el entalle del escalonamiento para el apoyo del rodamiento con un radio mínimo de 1,0 mm. Para este caso el factor de concentración de esfuerzos K_t^{28} tendrá un valor de 1,5. N, el factor de seguridad²⁹, tendrá un valor de 2. Reemplazando el momento $M_{RB} = 2.286,08$ Lbs.pulg., se tiene:

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t \cdot M}{S'n}\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$
$$D_2 = \left[\frac{32 \cdot 2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1,5 \cdot 558,521}{14.434,2}\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{89,04}{44.082}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$
$$D_2 = 1,0576 \text{ pulgs}$$

Diámetro D3:

El diámetro de esta sección, punto B, depende de la elección del rodamiento.

Diámetro D4:

En esta sección se instalará el segundo rodamiento. Se requiere entonces de un escalonamiento. En el entalle del escalonamiento para el apoyo del rodamiento se practicará un redondeo con un radio mínimo de 1,0 mm.

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t \cdot M}{S'n}\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$
$$D_4 = \left[\frac{32 \cdot 2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1,5 \cdot 8,3424}{14.434,2}\right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{227,71}{44.082}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$
$$D_4 = 0,3413 \text{ pulgs}$$

²⁸Bavaresco Guillermo. GABP Ingeniería. Procedimiento para el diseño de ejes. Recuperado de https://gabpingeneria.weebly.com/uploads/2/0/1/6/20162823/diseo_de_ejes.pdf. Pag 7

²⁹ Diseño de ejes de transmisión. Rodillos de arrastre. Recuperado de <https://repository.usta.edu.co>, Pag 1

Diámetro D5:

En esta sección no se colocarán rodamientos. Se ubicará la volante de accionamiento manual. Se utiliza un tornillo prisionero y una chaveta cuadrada deslizante para la fijación de la volante al eje.

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \cdot \left(\frac{T}{S_y} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_5 = \left[\frac{32 \cdot 2}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \cdot \left(\frac{89,04}{44.082} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_5 = 0,32907 \text{ pulgadas}$$

Selección de chaveta o cuña para el Diámetro D1.

Para el cálculo de la longitud de la chaveta o cuña se utilizara el método propuesto en el libro de Diseño de elementos de Máquinas de Robert L. Mott., el cual propone el calculo de la logitud por el momento torsor y la longitud por compresión.

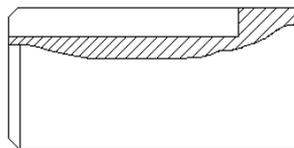


Ilustración 21. Asiento para chaveta rectangular deslizante – D1

Longitud necesaria por esfuerzo cortante:

$$L_{\tau} = \frac{2 \cdot T}{\tau_d \cdot D \cdot w}$$

L: Longitud necesaria de la cuña o chaveta.

T: Par torsional.

τ_d : Esfuerzo cortante máximo.

σ_d : Esfuerzo máximo a la compresión.

D: Diámetro del eje. D1

W: Ancho de la cuña.

Los valores respectivos son:

T= 89,04 lbs.pulg.

$$\tau_d = \frac{0,5 \cdot S_y}{N}$$
$$\sigma_d = \frac{S_y}{N}$$

N= 2

$S_y = 44.082 \text{ psi}$

$D_1 = 1 \text{ pulg.}$

$W = 8 \text{ mm, (0,315 pulg.)}$, según las dimensiones normalizadas de las Chavetas Paralelas DIN 6885B³⁰.

$H = 7 \text{ mm, (0,276 pulg.)}$.

$$\tau_d = \frac{0,5 \cdot 44082}{2}$$

$$\tau_d = 11.020,5 \text{ psi}$$

$$L = \frac{2 \cdot 89,04}{11.020,5 \cdot 1 \cdot 0.315}$$

$$L = 0,05 \text{ pulgadas}$$

Lo cual nos permite una longitud mayor como la del cubo del piñón que es de 0,5 pulgadas aproximadamente.

Se calcula ahora la longitud por compresión:

$$L = \frac{4 \cdot T}{\sigma_d \cdot D \cdot H}$$

³⁰Opac. Elementos Normalizados. Chavetas Acero Inoxidable, Acero al Carbono. Recuperado <http://www.tosuga.com/pdf/pespeciales/Chavetas.pdf>

Se calcula σ_d :

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N}$$

$$\sigma_d = \frac{44082}{2}$$

$$\sigma_d = 22.041 \text{ psi}$$

El valor de L será:

$$L = \frac{4 \cdot 89,04}{22.041 \cdot 1 \cdot 0,276}$$

$$L = 0,059 \text{ pulg.}$$

Lo cual nos permite una longitud mayor como la del cubo del piñón que es de 0,5 pulgadas aproximadamente.

Este cálculo se aplica de igual forma para la chaveta que se utilizará en la sujeción de la volante, dado que la longitud del cubo de la volante es de 20 mm (0,79 pulg). Adicionalmente se colocará un tornillo prisionero en el sentido contrario a la chaveta para evitar el movimiento axial de la volante. El tornillo será de un diámetro de 8 mm.

$$L_\tau = \frac{2 \cdot T}{\tau_d \cdot D \cdot w}$$

Los valores respectivos son:

$$T = 89,04 \text{ lbs.pulg.}$$

$$\tau_d = \frac{0,5 \cdot S_y}{N}$$
$$\sigma_d = \frac{S_y}{N}$$

$$N = 2$$

$$S_y = 44.082 \text{ psi}$$

$$D_1 = 20 \text{ mm (0,79 pulg).}$$

W= 8 mm,(0,315 pulg.), según las dimensiones normalizadas de las Chavetas Paralelas DIN 6885B³¹.

H = 7 mm, (0,276 pulg.).

$$\tau_d = \frac{0,5 \cdot 44082}{2}$$

$$\tau_d = 11.020,5 \text{ psi}$$

$$L = \frac{2 \cdot 89,04}{11.020,5 \cdot 0,79 \cdot 0,315}$$

$$L = 0,065 \text{ pulg.}$$

Lo cual nos permite una longitud mayor como la del cubo de la volante que es de 1,0 pulgadas aproximadamente.

Se calcula ahora la longitud por compresión:

$$L = \frac{4 \cdot T}{\sigma_d \cdot D \cdot H}$$

Se calcula σ_d :

$$\sigma_d = \frac{S_Y}{N}$$

$$\sigma_d = \frac{44082}{2}$$

$$\sigma_d = 22.041 \text{ psi}$$

El valor de L será:

$$L = \frac{4 \cdot 89,04}{22.041 \cdot 0,79 \cdot 0,276}$$

³¹Opac. Elementos Normalizados. Chavetas Acero Inoxidable, Acero al Carbono. Recuperado <http://www.tosuga.com/pdf/pespeciales/Chavetas.pdf>

$$L = 0,074 \text{ pulg.}$$

Lo cual nos permite una longitud mayor como la del cubo de la volante que es de 1,0 pulg. Aproximadamente.

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE – EJE DEL ENGRANE

POSICION DE OPERACIÓN

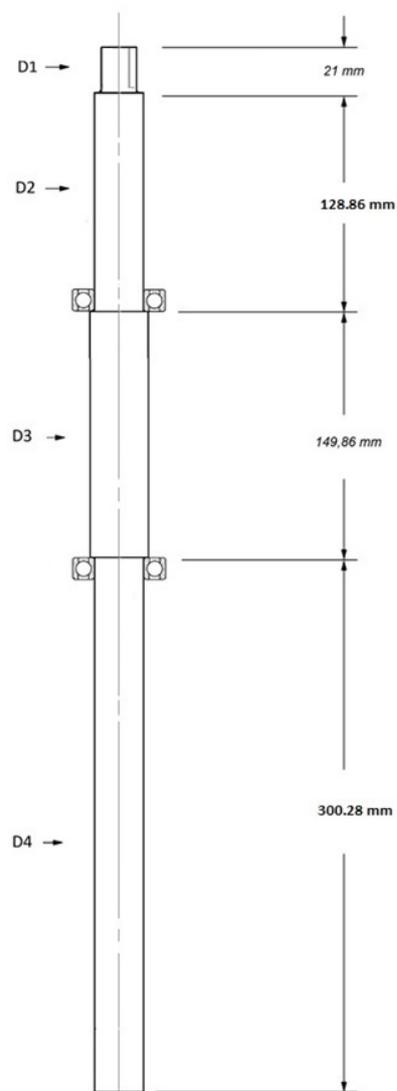


Ilustración 22. Diagrama Eje del Engrane.

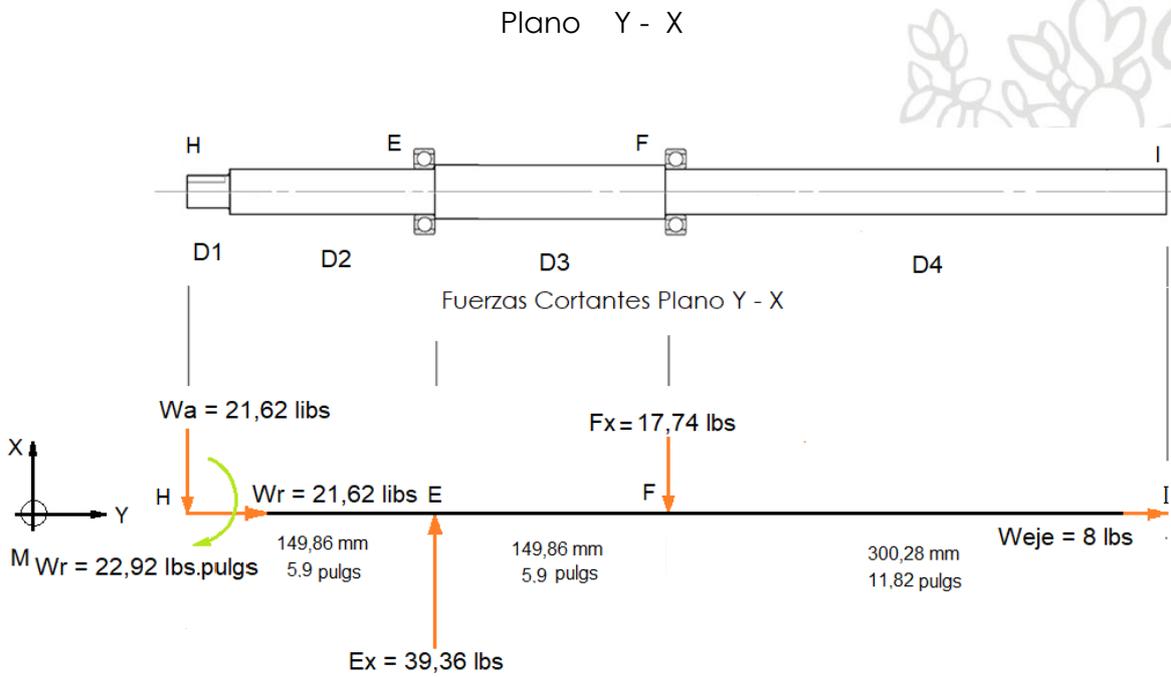


Ilustración 23. Diagrama de cuerpo libre - Eje del Engrane.

DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES – EJE DEL ENGRANE
Plano X - Y

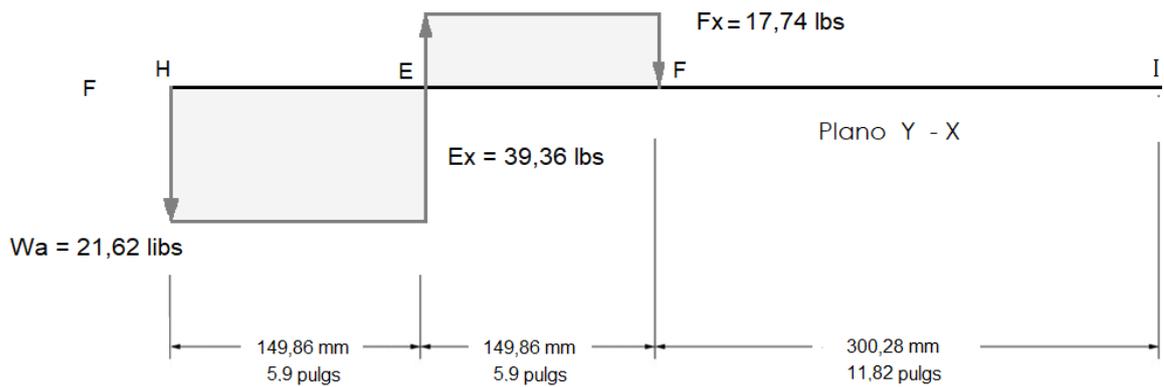


Ilustración 24. Diagrama de fuerzas cortantes - Eje del piñón - Plano x - y.

DIAGRAMA DE MONETOS FLECTORES – EJE DEL ENGRANE

PLANO Y - X

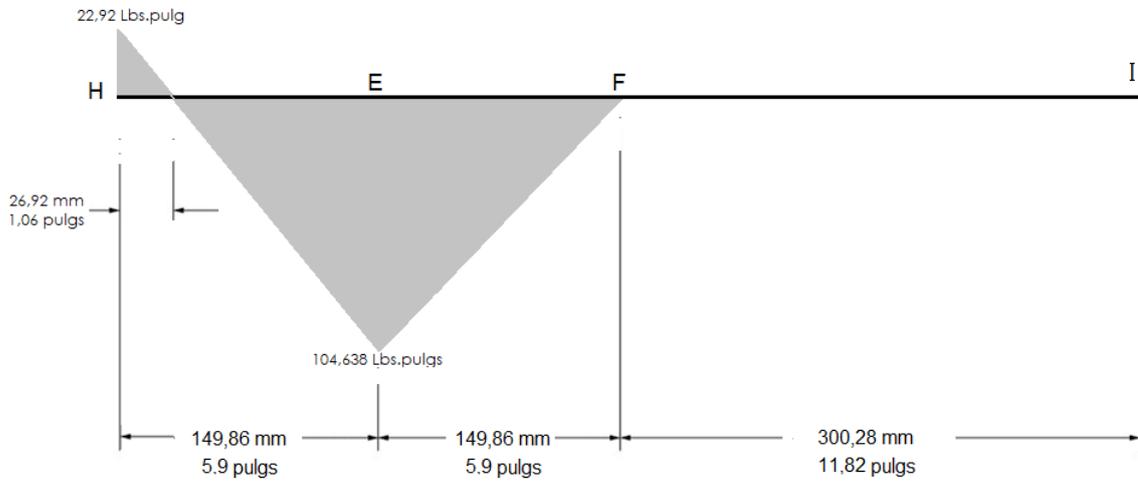


Ilustración 25. Diagrama de Momentos Flectores - Eje del piñón - Plano x - y.

DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE –EJE DEL ENGRANE

Plano Y - Z

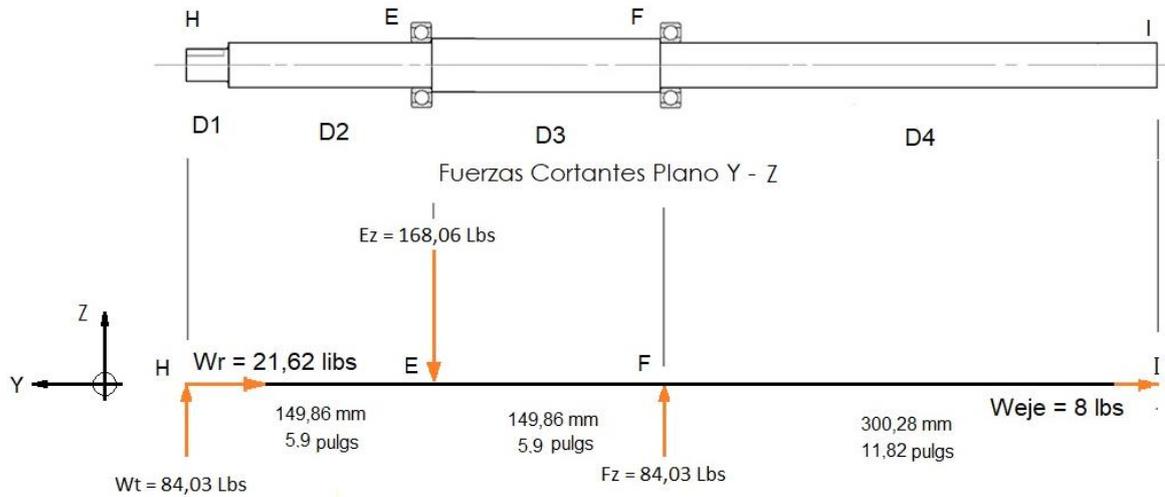


Ilustración 25. Diagrama de cuerpo libre - Eje del engrane - Plano y - z

DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES - EJE DEL ENGRANE
Plano Y - Z

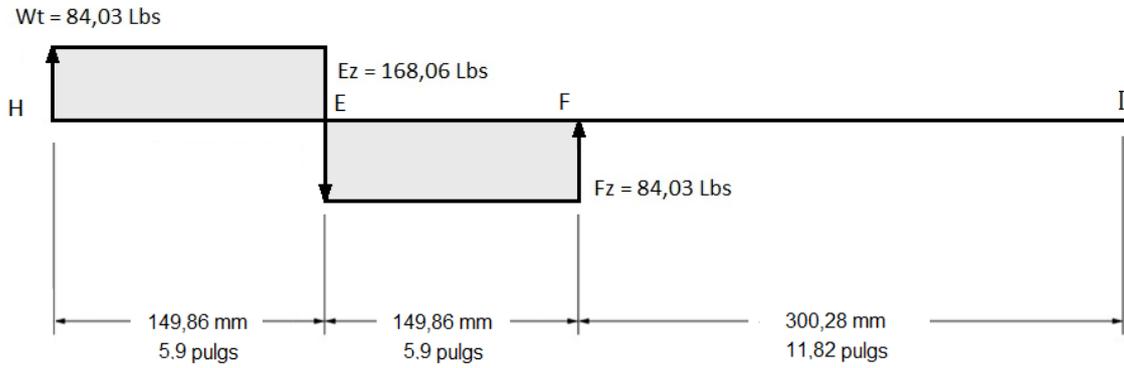


Ilustración 26. Diagrama de fuerzas cortantes - Eje del engrane - Plano y - z

DIAGRAMA MOMENTOS FLECTORES - EJE DEL ENGRANE
Plano Y - Z

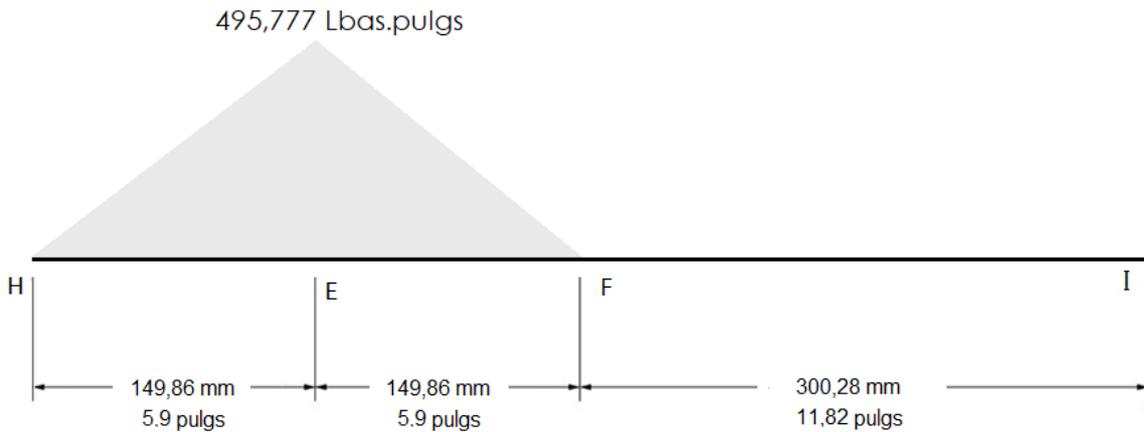


Ilustración 26. Diagrama de Momentos Flectores - Eje del engrane - Plano y - z.

Momentos Resultantes - Eje del Engrane

Punto H:

$$M_{RH} = \sqrt{(22,92)^2 + (0)^2}$$

$$M_{RH} = 22.92 \text{ Lbs.pulg}$$

Punto E:

$$M_{RE} = \sqrt{(495,777)^2 + (104,638)^2}$$

$$M_{RE} = \sqrt{256.743,9866}$$

$$M_{RE} = 506,699 \text{ pulg.}$$

Punto F:

$$M_{RF} = 0$$

Diámetros del eje del engrane

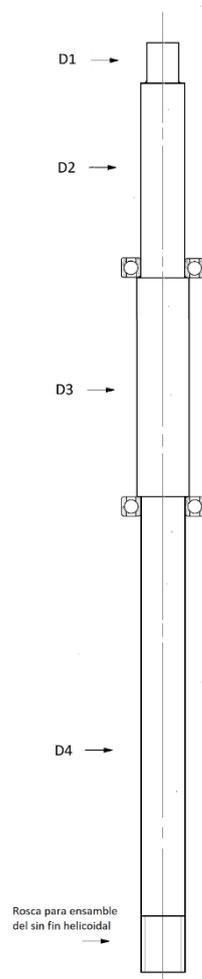


Ilustración 27. Parte superior del eje del sin fin helicoidal – Eje del engrane.

Se determinará cada diámetro siguiendo el procedimiento anteriormente aplicado usando la ecuación:

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{Kt \cdot M^2}{S'n} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{T}{Sy} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

DIAMETRO D1:

En esta sección del eje no se tiene rodamientos y hay presencia de momento flector. El engrane se sujetará a al eje mediante una chaveta DIN

$$D_1 = \left[\frac{32 \cdot 2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{1.5 \cdot 22,92}{14.434,2} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{89,04}{44.082} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_1 = 0,392 \text{ pulgadas}$$

DIÁMETRO D2:

En esta sección se colocará un rodamiento como se indica en la Ilustración anterior. Se realizara un redondeo en el entalle del escalonamiento para el apoyo del rodamiento con un radio mínimo de 1,0 mm. Para este caso el factor de concentración de esfuerzos K_t tendrá un valor de 1,5. N tendrá un valor de 2. Reemplazando el momento $M_{RE} = 506,699$ Lbs. Pulg., se tiene:

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{Kt \cdot M^2}{S'n} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left(\frac{T}{Sy} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_2 = \left[\frac{32 \cdot 2}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{1.5 \cdot 506,699}{14.434,2} \right)^2 + 0,75 \left(\frac{89,04}{44.080} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_2 = 1,0239 \text{ pulgadas}$$

Diámetro D3:

El diámetro de esta sección, sección F, depende de la elección del rodamiento.

Diámetro D4:

En esta sección se instalará el segundo rodamiento. Se requiere entonces de un escalonamiento. En el entalle del escalonamiento para el apoyo del rodamiento se practicará un redondeo con un radio mínimo de 1,0 mm. No hay presencia de momento flector, esto hará que el diámetro se ajuste a las características del rodamiento.

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \cdot \left(\frac{T}{Sy} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_4 = \left[\frac{32 \cdot 2}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \cdot \left(\frac{89,04}{44.082} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$D_4 = 0,329 \text{ pulgadas}$$

Diámetros Ajustados

Diámetros eje del piñón:

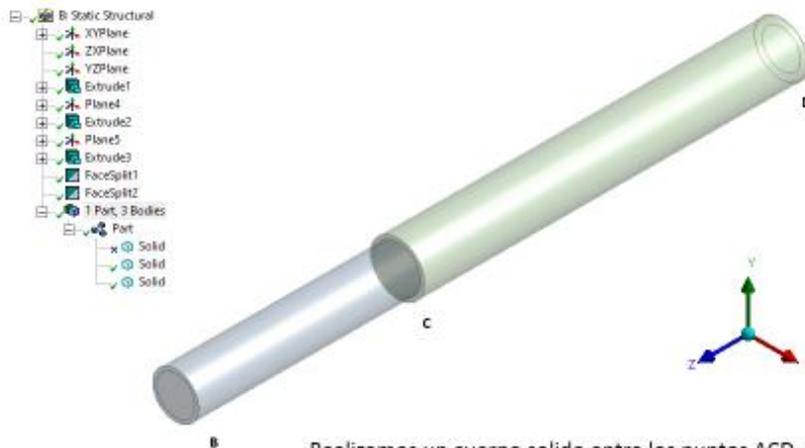
Los diámetros serán ajustados a valores comerciales, siempre por encima de las dimensiones calculadas para garantizar el cumplimiento de las características requeridas.

- Diámetro D1: De 10,06 mm (0,396 pulg) a 25 mm.
- Diámetro D2: De 26,86 mm (1,056 pulg) a 30 mm.
- Diámetro D3: Depende de las dimensiones del rodamiento.
- Diámetro D4: De 8,67 mm (0,3413 pulg) a 25 mm.
- Diámetro D5: De 8,36 mm (0,32907 pulg) a 20 mm.

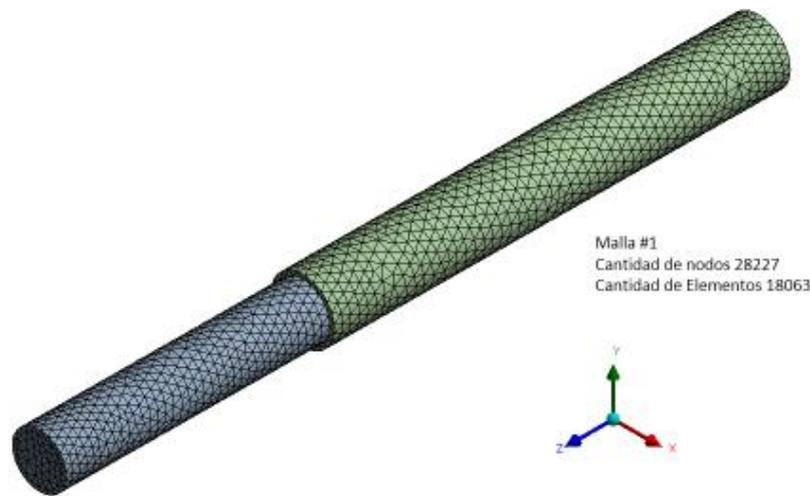
Diámetros eje del engrane:

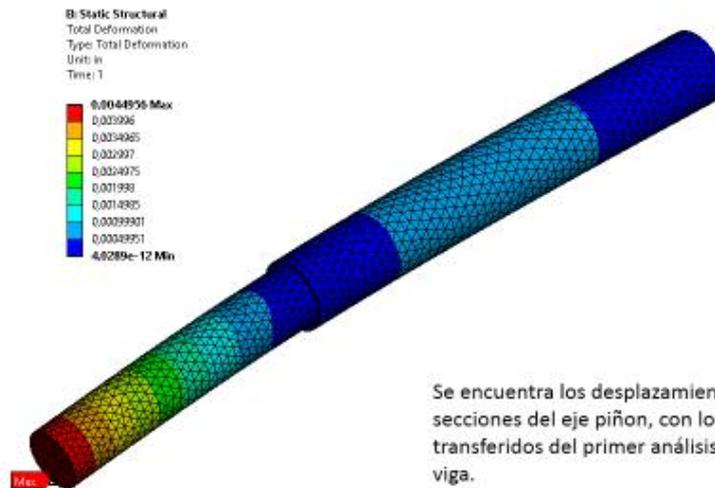
- Diámetro D1: De 9,93 mm (0,392 pulg) a 20 mm.
- Diámetro D2: De 26,00 mm (1,0239 pulg) a 30 mm.
- Diámetro D3: Depende de las dimensiones del rodamiento.
- Diámetro D4: De 8,36 mm (0,329 pulg) a 25 mm.

6.3.8 Análisis de Simulación para el eje del piñón



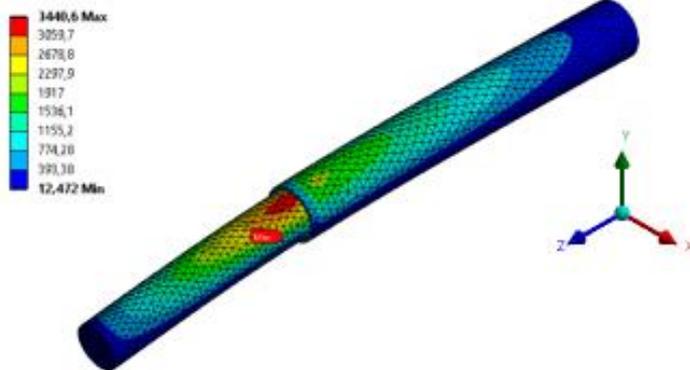
Realizamos un cuerpo sólido entre los puntos ACD, donde se presenta el máximo momento de flexión. A este cuerpo se le transferirá los datos obtenidos en el primer análisis, con elemento viga, para reconocer cuales son los puntos mas criticos en el eje con elementos solidos.





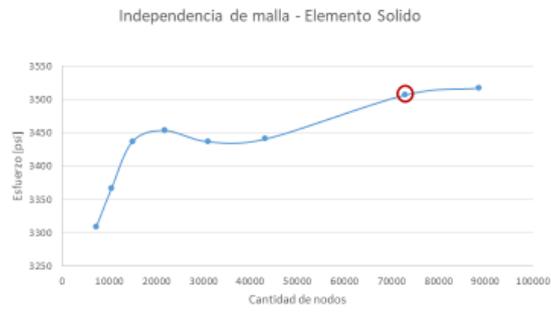
Se encuentra los desplazamientos en las dos secciones del eje piñon, con los datos transferidos del primer análisis, con elementos viga.

B: Static Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: psi
Time: 1

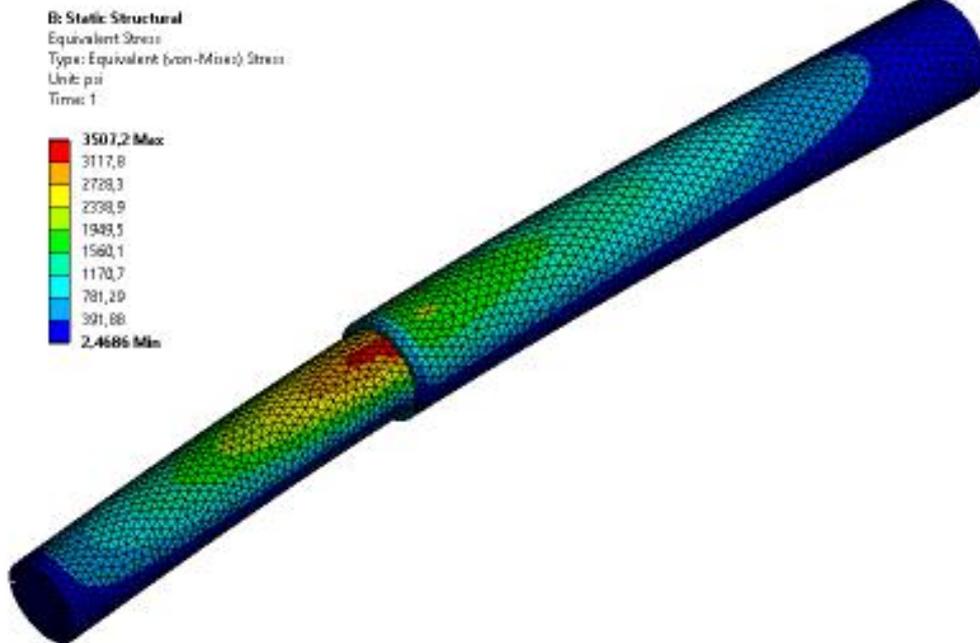


Con este tipo de elemento solido se puede apreciar el eje neutro, para el análisis de flexión

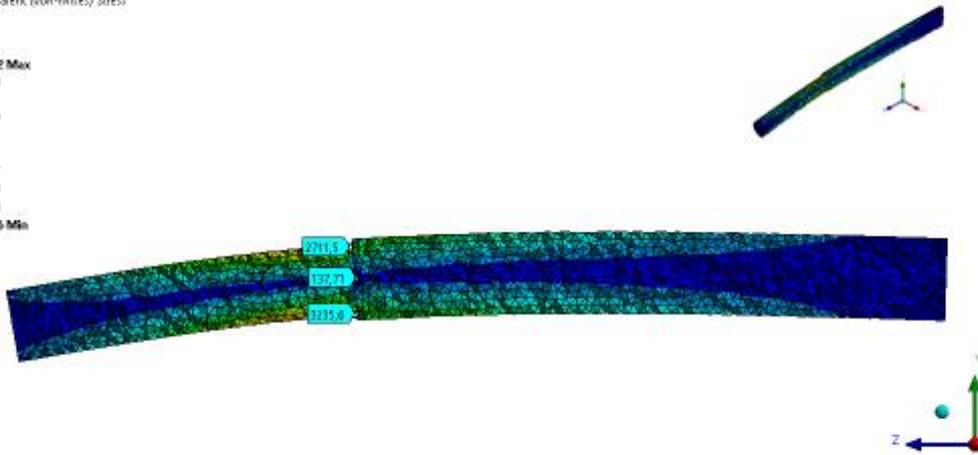
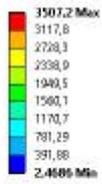




Grafica de independencia de malla para el análisis de con elementos tipo solidos. Para un analisis con mas 70mil nodos, los resultados de esfuerzos obtenidos son aproximadamente los mismo.



B1 Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: psi
 Time: 1



Length[in]	Tatal shear force [lbf]	Total bending moment [lbf.in]	Tatal desplazamiento [in]
0	86,738	6,52E-12	5,27E-03
0,3937	86,738	34,149	4,86E-03
0,3937	86,738	34,149	4,86E-03
0,7874	86,738	68,297	4,46E-03
0,7874	86,738	68,297	4,46E-03
1,3563	86,738	117,64	3,88E-03
1,3563	86,738	117,64	3,88E-03
1,9252	86,738	166,99	3,32E-03
1,9252	86,738	166,99	3,32E-03
2,4941	86,738	216,33	2,77E-03
2,4941	86,738	216,33	2,77E-03
3,063	86,738	265,68	2,25E-03
3,063	86,738	265,68	2,25E-03
3,6319	86,738	315,02	1,77E-03
3,6319	86,738	315,02	1,77E-03
4,2008	86,738	364,37	1,32E-03
4,2008	86,738	364,37	1,32E-03
4,7697	86,738	413,71	9,09E-04
4,7697	86,738	413,71	9,09E-04
5,3386	86,738	463,06	5,50E-04
5,3386	86,738	463,06	5,50E-04
5,9075	86,738	512,4	2,45E-04
5,9075	86,738	512,4	2,45E-04
6,4764	86,738	561,75	0
6,4764	56,26	561,75	0
7,0553	56,26	529,17	1,92E-04

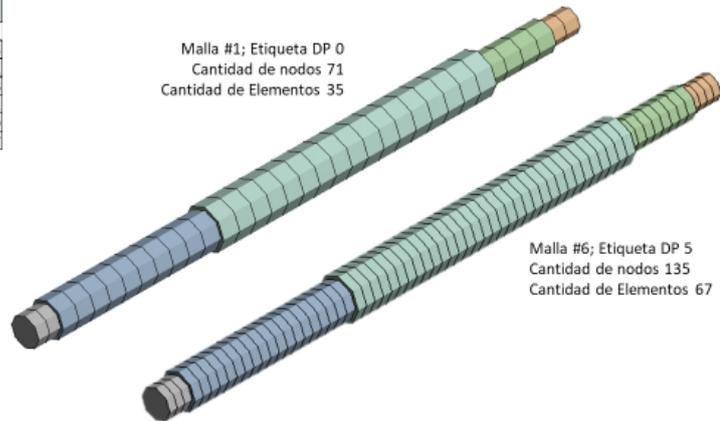
7,0553	56,26	529,17	1,92E-04
7,6343	56,26	496,6	3,49E-04
7,6343	56,26	496,6	3,49E-04
8,2133	56,26	464,03	4,74E-04
8,2133	56,26	464,03	4,74E-04
8,7923	56,26	431,45	5,68E-04
8,7923	56,26	431,45	5,68E-04
9,3712	56,26	398,88	6,34E-04
9,3712	56,26	398,88	6,34E-04
9,9502	56,26	366,31	6,74E-04
9,9502	56,26	366,31	6,74E-04
10,529	56,26	333,74	6,90E-04
10,529	56,26	333,74	6,90E-04
11,108	56,26	301,16	6,84E-04
11,108	56,26	301,16	6,84E-04
11,687	56,26	268,59	6,58E-04
11,687	56,26	268,59	6,58E-04
12,266	56,26	236,02	6,15E-04
12,266	56,26	236,02	6,15E-04
12,845	56,26	203,45	5,57E-04
12,845	56,26	203,45	5,57E-04
13,424	56,26	170,88	4,85E-04
13,424	56,26	170,88	4,85E-04
14,003	56,26	138,31	4,02E-04
14,003	56,26	138,31	4,02E-04
14,582	56,26	105,74	3,09E-04
14,582	56,26	105,74	3,09E-04
15,161	56,26	73,175	2,10E-04
15,161	56,26	73,175	2,10E-04
15,74	56,26	40,626	1,07E-04
15,74	56,26	40,626	1,07E-04
16,319	56,26	8,2677	0
16,319	2,5	8,2677	0
16,905	2,5	6,8036	1,07E-04
16,905	2,5	6,8036	1,07E-04
17,49	2,5	5,3396	2,16E-04
17,49	2,5	5,3396	2,16E-04
18,076	2,5	3,8755	3,26E-04
18,076	2,5	3,8755	3,26E-04
18,661	2,5	2,4114	4,38E-04
18,661	2,5	2,4114	4,38E-04
19,144	2,5	1,2057	5,30E-04
19,144	2,5	1,2057	5,30E-04
19,626	2,5	8,33E-12	6,23E-04

Se observa que bajo las fuerzas y momentos a los cuales se sometió el eje, obedeciendo a los cálculos de diseño, que el esfuerzo máximo y el desplazamiento máximo, deformación máxima, es de 0.00527 pul. Por tanto, se consideran admisibles.

	P2 - Edge Sizing Element Size	P1 - Total Deformation 2 Maximum	P3 - Mesh Nodes	P4 - Mesh Elements
Units	[in]	[in]		
DP 0	0,591	0,005274308	71	35
DP 1	0,500	0,005274308	83	41
DP 2	0,450	0,005274308	93	46
DP 3	0,400	0,005274308	103	51
DP 4	0,350	0,005274308	119	59
DP 5 (Current)	0,300	0,005274308	135	67

Análisis de independencia de malla para elementos tipo viga

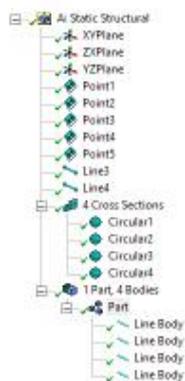
Malla #1; Etiqueta DP 0
Cantidad de nodos 71
Cantidad de Elementos 35



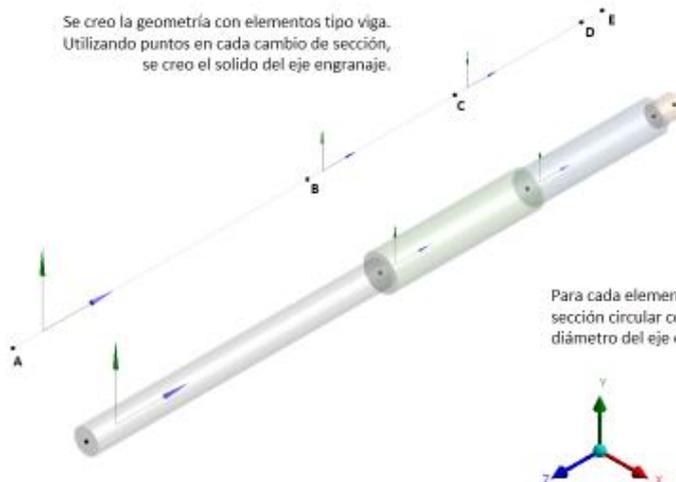
Malla #6; Etiqueta DP 5
Cantidad de nodos 135
Cantidad de Elementos 67

El análisis de independencia de malla para el eje piñon, con elementos tipo viga, muestra que el variar la cantidad de nodos o elementos en la viga, la deformación máxima en el punto A no cambia de valor numérico, 0,005274308 [in].

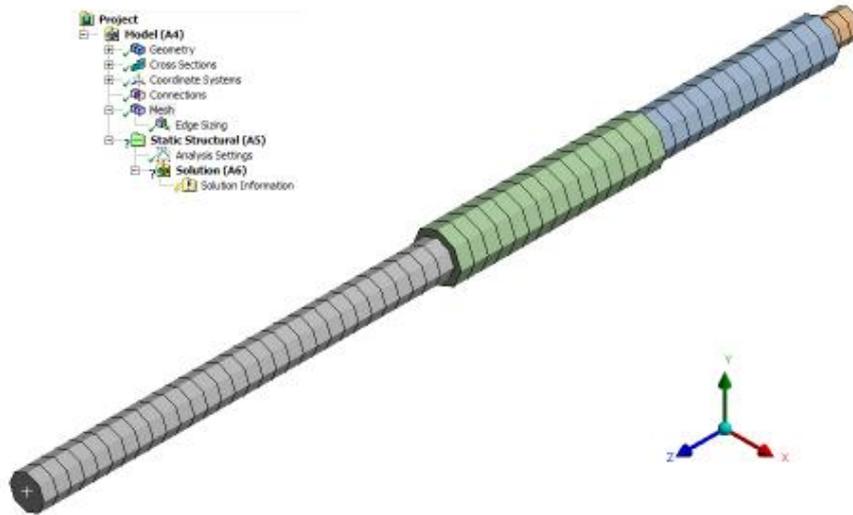
6.3.9 Análisis de simulación eje del engrane



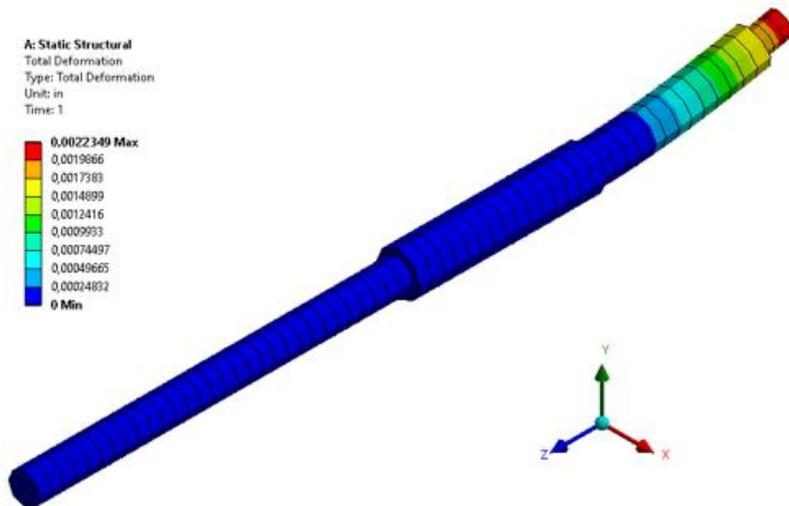
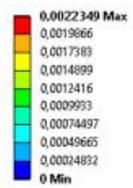
Se creo la geometría con elementos tipo viga. Utilizando puntos en cada cambio de sección, se creo el solido del eje engranaje.

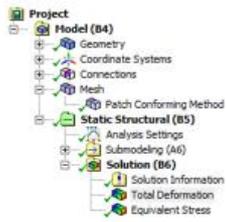


Para cada elemento tipo viga se adiciono una sección circular constante, que representa el diámetro del eje engranaje en esa sección.

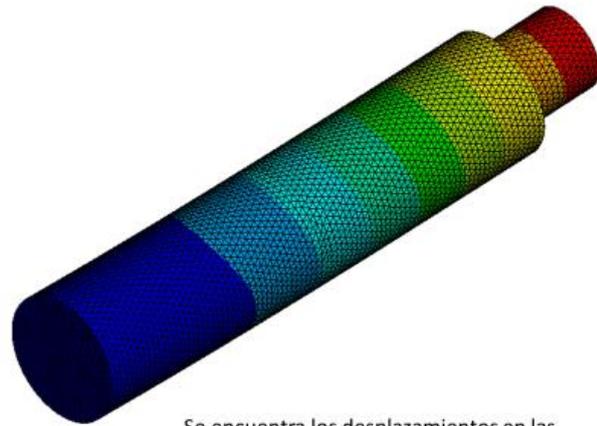
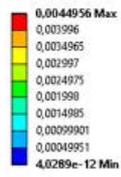


A: Static Structural
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: in
 Time: 1



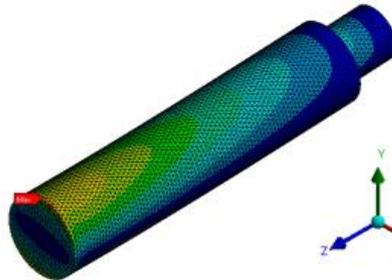
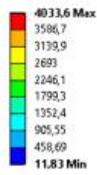


B: Static Structural
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: in
 Time: 1

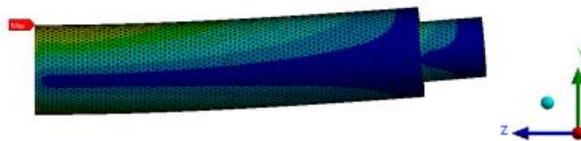


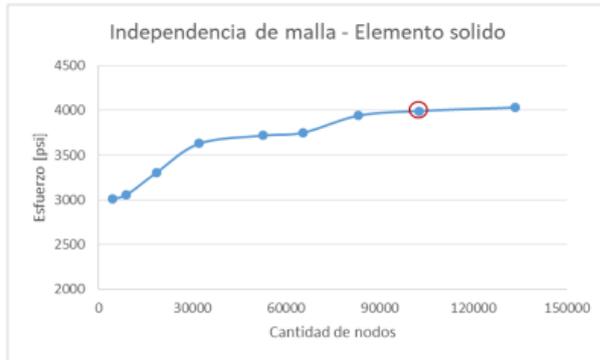
Se encuentra los desplazamientos en las secciones del eje engranaje, con los datos transferidos del primer análisis, con elementos viga.

B: Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: psi
 Time: 1



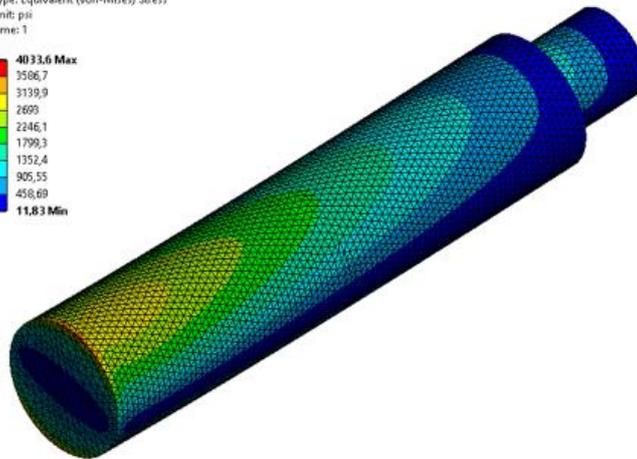
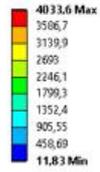
Con este tipo de elemento solido se puede apreciar el eje neutro, para el análisis de flexión



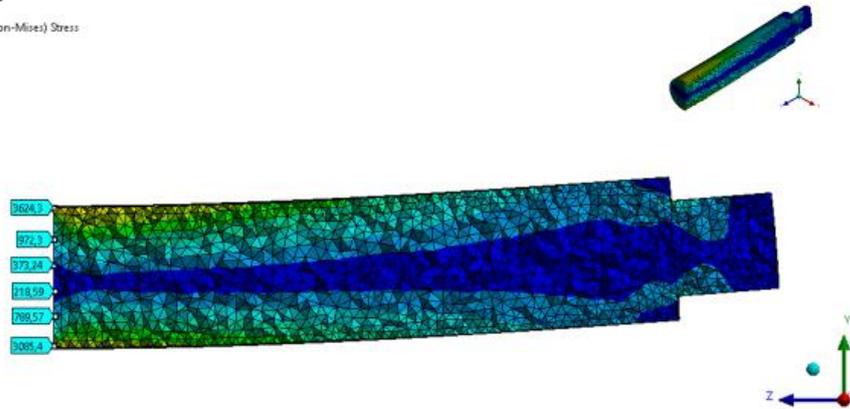
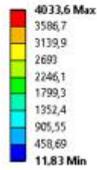


Grafica de independencia de malla para el análisis de con elementos tipo solidos. Para un análisis con mas 102mil nodos, los resultados de esfuerzos obtenidos son aproximadamente los mismo.

B: Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: psi
 Time: 1



B: Static Structural
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: psi
 Time: 1



ength[in]	Total shear force [lbf]	Total bending moment [lbf.in]	Tatal desplazamiento [in]
23,622	86,738	1,72E-10	2,23E-03
23,346	86,738	23,904	2,07E-03
23,346	86,738	23,904	2,07E-03
23,071	86,738	47,808	1,90E-03
23,071	86,738	47,808	1,90E-03
22,795	86,738	71,712	1,75E-03
22,795	86,738	71,712	1,75E-03
22,405	86,738	105,6	1,54E-03
22,405	86,738	105,6	1,54E-03
22,014	86,738	139,48	1,33E-03
22,014	86,738	139,48	1,33E-03
21,623	86,738	173,37	1,13E-03
21,623	86,738	173,37	1,13E-03
21,233	86,738	207,26	9,47E-04
21,233	86,738	207,26	9,47E-04
20,842	86,738	241,14	7,71E-04
20,842	86,738	241,14	7,71E-04
20,451	86,738	275,03	6,08E-04
20,451	86,738	275,03	6,08E-04
20,061	86,738	308,91	4,61E-04
20,061	86,738	308,91	4,61E-04
19,67	86,738	342,8	3,31E-04
19,67	86,738	342,8	3,31E-04
19,279	86,738	376,69	2,19E-04
19,279	86,738	376,69	2,19E-04

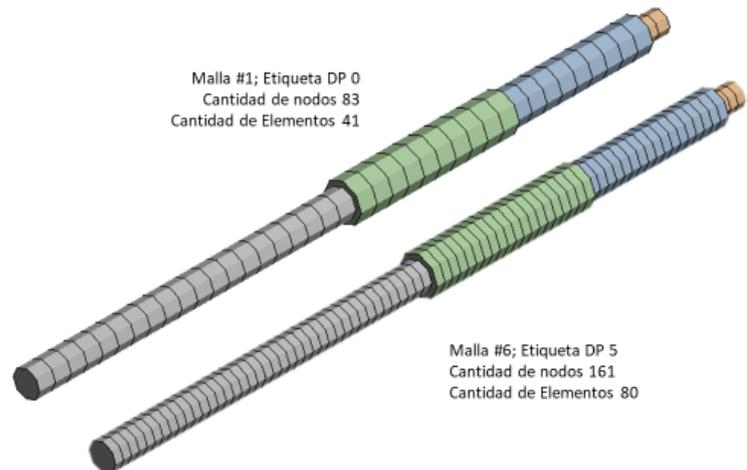
18,889	86,738	410,57	1,29E-04
18,889	86,738	410,57	1,29E-04
18,498	86,738	444,46	6,05E-05
18,498	86,738	444,46	6,05E-05
18,107	86,738	478,34	1,71E-05
18,107	86,738	478,34	1,71E-05
0	0	0	0
0,3937	0	0	0
0,3937	0	0	0
0,7874	0	0	0
0,7874	0	0	0
1,1811	0	0	0
1,1811	0	0	0
1,5748	0	0	0
1,5748	0	0	0
1,9685	0	0	0
1,9685	0	0	0
2,3622	0	0	0
2,3622	0	0	0
2,7559	0	0	0
2,7559	0	0	0
3,1496	0	0	0
3,1496	0	0	0
3,5433	0	0	0
3,5433	0	0	0
3,937	0	0	0
3,937	0	0	0
4,3307	0	0	0
4,3307	0	0	0
4,7244	0	0	0
4,7244	0	0	0
5,1181	0	0	0
5,1181	0	0	0
5,5118	0	0	0
5,5118	0	0	0
5,9055	0	0	0
5,9055	0	0	0
6,2992	0	0	0
6,2992	0	0	0
6,6929	0	0	0
6,6929	0	0	0
7,0866	0	0	0
7,0866	0	0	0
7,4803	0	0	0

7,4803	0	0	0
7,874	0	0	0
7,874	0	0	0
8,2677	0	0	0
8,2677	0	0	0
8,6614	0	0	0
8,6614	0	0	0
9,0551	0	0	0
9,0551	0	0	0
9,4488	0	0	0
9,4488	0	0	0
9,8425	0	0	0
9,8425	0	0	0
10,236	0	0	0
10,236	0	0	0
10,63	0	0	0
10,63	0	0	0
11,024	0	0	0
11,024	0	0	0
11,417	0	0	0
11,417	0	0	0
11,811	0	0	0
11,811	0	0	0
12,205	0	0	0
12,205	0	0	0
12,598	0	0	0
12,598	0	0	0
12,992	0	0	0
12,992	0	0	0
13,386	0	0	0
13,386	0	0	0
13,78	0	0	0
13,78	0	0	0
14,173	0	0	0
14,173	0	0	0
14,567	0	0	0
14,567	0	0	0
14,961	0	0	0
14,961	0	0	0
15,354	0	0	0
15,354	0	0	0
15,748	0	0	0
15,748	0	0	0
16,142	0	0	0

16,142	0	0	0
16,535	0	0	0
16,535	0	0	0
16,929	0	0	0
16,929	0	0	0
17,323	0	0	0
17,323	0	0	0
17,717	0	0	0
17,717	86,738	512,23	0

	P2 - Edge Sizing Element Size	P1 - Total Deformation 2 Maximum	P3 - Mesh Nodes	P4 - Mesh Elements
Units	[in]	[in]		
DP 0	0,591	0,0022349	83	41
DP 1	0,500	0,0022349	99	49
DP 2	0,450	0,0022349	111	55
DP 3	0,400	0,0022349	123	61
DP 4	0,350	0,0022349	139	69
DP 5 (Current)	0,300	0,0022349	161	80

Análisis de independencia de malla para elementos tipo viga



El análisis de independencia de malla para el eje engranaje, con elementos tipo viga, muestra que el variar la cantidad de nodos o elementos en la viga, la deformación máxima en todo el eje no cambia de valor numérico, 0,0022349 [in].

Con los datos obtenidos en esfuerzos máximos y deformaciones máximos de 0,002349 pulg., ante la aplicación de fuerzas y momentos calculados, se determina la aceptación de los cálculos como admisibles.

6.3.8 Selección de Rodamientos

6.3.8.1 Eje del Sistema de Accionamiento Manual- eje del Piñón

En este eje se instalarán dos rodamientos con soporte tipo pedestal, ubicados en los diámetros D2 y D4, puntos B y C.

Para el punto B - D2, se tiene:

- $D_2 = 30$ mm. Equivalente a 1,18 pulgadas.
Un diámetro de 30 mm, corresponde a un diámetro comercial.
- Revoluciones por minuto para el eje serán: Rpm = 300
- Carga radial F_{rB} :

$$F_{rB} = \sqrt{B_Y^2 + B_Z^2}$$
$$F_{rB} = \sqrt{(33,57)^2 + (138,64)^2}$$
$$F_{rB} = 142,646 \text{ Lbs}$$
$$F_{rB} = 0,63905408 \text{ kN}$$

- Carga axial F_{aB} :
Equivalente a la fuerza $W_r = 21,62$ Lbs

$$F_{aB} = 21,62 \text{ Lbs}$$
$$F_{aB} = 0,0968576 \text{ kN}$$

- Cargas equivalentes:
- Carga Estática Equivalente P_o :

$$P_o = 0,6F_{rB} + 0,5F_{aB}$$
$$P_o = 0,6 \cdot 0,63905408 + 0,5 \cdot 0,0968576$$
$$P_o = 0,431861248 \text{ kN}$$
$$P_o < F_{rB}$$

$$\text{Por tanto } F_{rB} = P_o = 0,63905408 \text{ kN}$$

- Carga Dinámica Equivalente P:

Determinación de la relación³² F_{aB}/F_{rB}

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{0,0968576}{0,63905408} = 0,151564012$$

Factores para el cálculo de los rodamientos rígidos de una hilera de bolas
Rodamientos individuales y parejas de rodamientos en tandem

F_a/C_d	Juego normal			Juego C3		
	e	x	y	e	x	y
0.025	0.22	0.56	2	0.31	0.46	1.75
0.04	0.24	0.56	1.8	0.33	0.46	1.62
0.07	0.27	0.56	1.6	0.36	0.46	1.46
0.13	0.31	0.56	1.4	0.41	0.46	1.3
0.25	0.37	0.56	1.2	0.46	0.46	1.14
0.5	0.44	0.56	1	0.54	0.46	1

Tabla 3. Valores de e .

Fuente: Jordan Omar M. Diseño de Elementos de Máquinas II. Tema No. 2 Rodamientos. Universidad Nacional. Experimental del Táchira 2004, TABLA 2-3. Pag.43.

Como $\frac{F_{aB}}{F_{rB}} \leq e$, para ajuste normal; el valor de la fuerza³³ P será

$$P = F_{rB}$$

$$P = 0,63905408 \text{ kN}$$

- Determinación de la Capacidad de Carga Estática C_o

³²Jordan Omar M. Diseño de Elementos de Máquinas II. Tema No. 2 Rodamientos. Universidad Nacional. Experimental del Táchira 2004, p 54.

³³Jordan Omar M. Diseño de Elementos de Máquinas II. Tema No. 2 Rodamientos. Universidad Nacional. Experimental del Táchira 2004, p 19.

Para un funcionamiento normal, el valor para el factor de seguridad estático³⁴ So es 1, por tanto:

Tipo de Funcionamiento	Rodamientos giratorios						Rodamientos estacionarios	
	Requerimientos relativos al funcionamiento silencioso							
	No importante		Normal		Alto			
	Rod. de bolas	Rod. de rodillos	Rod. de bolas	Rod. de rodillos	Rod. de bolas	Rod. de rodillos	Rod. de bolas	Rod. de rodillos
Suave sin vibraciones	0.5	1	1	1.5	2	3	0.4	0.8
Normal	0.5	1	1	1.5	2	3.5	0.5	1
Cargas de choque notable	≥ 1.5	≥ 2.5	≥ 1.5	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Tabla 4. Valores para el Factor de Seguridad estático so.

Fuente: Jordan Omar M. Diseño de Elementos de Máquinas II. Tema No. 2 Rodamientos. Universidad Nacional. Experimental del Táchira 2004, Pag. 54.

$$C_0 = 1 \cdot P_0$$

$$C_0 = 0,63905408 \text{ kN}$$

³⁴Jordan Omar M. Diseño de Elementos de Máquinas II. Tema No. 2 Rodamientos. Universidad Nacional. Experimental del Táchira 2004, Pag. 54.

Determinación de la relación³⁵ F_a/C_o

$$\frac{F_{aB}}{C_o} = \frac{0,0968576}{0,63905408} = 0,151564012$$

$$\frac{F_{aB}}{C_o} < 0,5 \text{ , con } C_o \text{ calculado.}$$

Determinación del C_o de la tabla de rodamientos.

Para el rodamiento rígido de una hilera de bolas de 30 mm de diámetro interior de designación SKF 61806, cuyas características son:

$d = 30 \text{ mm.}$

$D = 42 \text{ mm.}$

$B = 7 \text{ mm.}$

C : Capacidad de carga básica dinámica = 4.49 kN

C_o : Capacidad de carga básica estática = 2,9 kN

$P_u = 0,47 \text{ kN}$

$d_1 = 33,7 \text{ mm.}$

$d_{a \text{ mínimo}} = 32 \text{ mm.}$

Ahora:

$$\frac{F_{aB}}{C_o(\text{tabla})} = \frac{0,0968576 \text{ kN}}{2,9 \text{ kN}} = 0,033399172 < 0,5$$

Por consecuencia, este rodamiento cumple con la verificación por capacidad de carga estática. Se verificará ahora por carga dinámica.

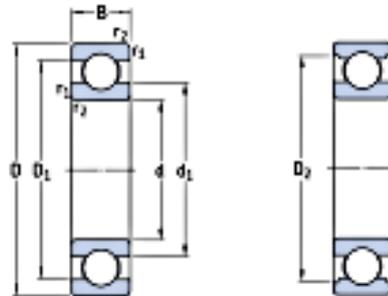
Verificación por capacidad de carga dinámica:

- η_c : Factor de ajuste para la contaminación: 0,5
- L_{aah} : Horas de duración: 7.200 horas.
- n : Velocidad angular: 300 rpm
- R : Probabilidad de falla: 1%

³⁵Jordan Omar M. Diseño de Elementos de Máquinas II. Tema No. 2 Rodamientos. Cargas equivalentes en rodamientos rígidos de bolas. Universidad Nacional. Experimental del Táchira 2004, Pag 20.



Rodamientos rígidos de una hilera de bolas
d 25 - 35 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades	Velocidad	Masa	Designación
d	D	B	C	C ₀	P ₀	Velocidad de referencia	límite	kg	-
mm			kN		kN	rpm			
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	24 000	0,022	6305
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	22 000	0,045	6305
	47	8	8,06	4,75	0,212	32 000	20 000	0,060	* 16005
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	20 000	0,080	* 6005
	52	9	10,6	6,55	0,28	28 000	18 000	0,078	98206
	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	18 000	0,13	* 6205
28	52	15	17,8	9,8	0,40	28 000	18 000	0,12	6205 ETN9
	62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	16 000	0,23	* 6305
	62	17	26	13,4	0,57	24 000	16 000	0,23	6305 ETN9
	80	21	35,8	19,3	0,82	20 000	13 000	0,53	6405
28	58	16	16,8	9,5	0,405	26 000	16 000	0,18	62/28
	68	18	25,1	13,7	0,585	22 000	14 000	0,29	63/28
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32 000	20 000	0,027	6306
	47	9	7,28	4,55	0,212	30 000	19 000	0,051	63906
	55	9	11,9	7,35	0,31	28 000	17 000	0,085	* 16006
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	17 000	0,12	* 6006
	62	10	15,9	10,2	0,44	22 000	14 000	0,12	98206
	62	16	20,3	11,2	0,48	24 000	15 000	0,20	* 6206
	62	16	23,4	12,9	0,54	24 000	15 000	0,19	6206 ETN9
	72	19	29,6	16	0,67	20 000	13 000	0,35	* 6306
	72	19	32,5	17,3	0,74	22 000	14 000	0,33	6306 ETN9
	90	23	43,6	23,6	1,00	18 000	11 000	0,74	6406
35	47	7	4,75	3,2	0,17	28 000	18 000	0,030	6307
	55	10	9,56	6,8	0,29	26 000	16 000	0,080	63907
	62	9	13	8,15	0,38	24 000	15 000	0,11	* 16007
	62	14	16,8	10,2	0,44	24 000	15 000	0,16	* 6007
	72	17	27	15,3	0,66	20 000	13 000	0,29	* 6207
	72	17	31,2	17,6	0,75	20 000	13 000	0,27	6207 ETN9
	80	21	35,1	19	0,82	19 000	12 000	0,46	* 6307
	100	25	55,3	31	1,29	16 000	10 000	0,95	6407

* Rodamiento SKF Explorer

Tabla 5. Catálogo selección de rodamientos SKF.

Fuente: www.rodavigo.net.

Para $r= 99\%$, $a_1 = 0,21$

Cálculo de a_{SKF} :

$$a_{SKF} \left(\frac{C}{P}\right)^p = \frac{6nLaah}{a_1 \cdot 10^5} = \frac{6 \cdot 300 \cdot 7200}{0,21 \cdot 1 \times 10^5} = 617,1428571$$

Ahora:

$$\eta_c \left(\frac{P_U}{P}\right) = 0,5 \left(\frac{0,146}{0,63905408}\right) = 0,114231334$$

Diámetro medio d_m :

$$d_m = \frac{30 \text{ mm} + 42 \text{ mm}}{2} = 36 \text{ mm}$$

Con $d_m = 36 \text{ mm}$ y $n= 300 \text{ rpm}$, se obtienen del diagrama³⁶ la viscosidad y con ello el valor de k .

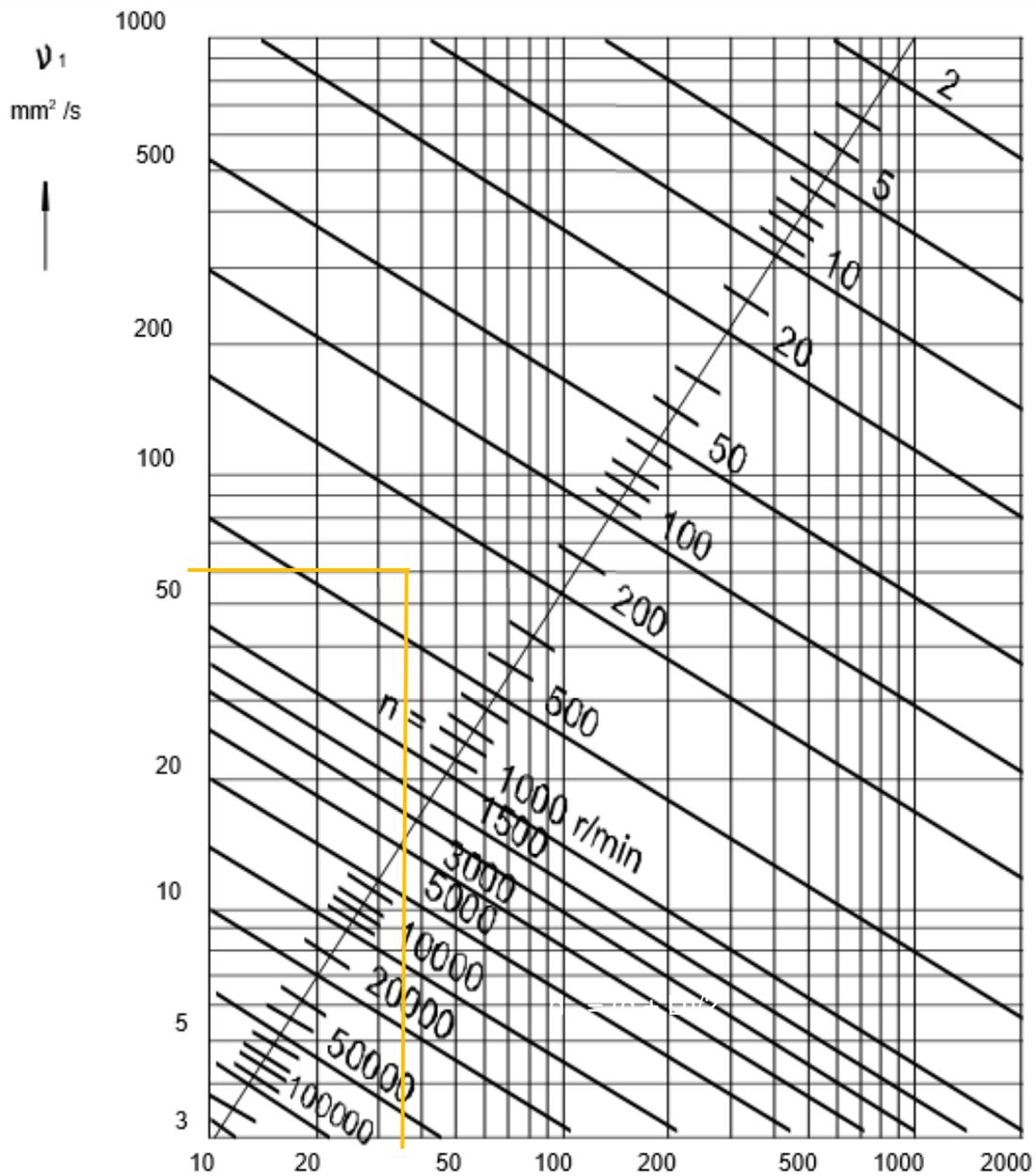
Del gráfico³⁷, Ilustración 34, y con $\nu= 60 \text{ mm}^2/\text{seg.}$ y el valor de k , se obtendrá el valor de a_{SKF}

La viscosidad recomendada $\nu=114 \text{ mm}^2/\text{s}$ se encuentran en el lubricante Molykote BR 2 plus. High Performance Grease.

$$k = \frac{114}{60} = 1,9$$

³⁶Jordan Omar M. Diseño de Elementos de Máquinas II. Tema No. 2 Rodamientos. Cargas equivalentes en rodamientos rígidos de bolas. Universidad Nacional. Experimental del Táchira 2004. Pag 45.

³⁷Jordan Omar M. Diseño de Elementos de Máquinas II. Tema No. 2 Rodamientos. Cargas equivalentes en rodamientos rígidos de bolas. Universidad Nacional. Experimental del Táchira 2004. Pag. 48.



Gráfica 6. Determinación de la viscosidad.

Fuente: Jordan Omar M. Diseño de Elementos de Máquinas II. Tema No. 2 Rodamientos. Cargas equivalentes en rodamientos rígidos de bolas. Universidad Nacional. Experimental del Táchira 2004, p 45

Product Information Specialty Lubricants

DOW CORNING

Molykote® BR 2 plus High Performance Grease

FEATURES & BENEFITS

- High load carrying capacity
- Suitable for long-term lubrication
- Good oxidation resistance
- Emergency running properties, i.e. in the case of mixed friction providing of wear protection by solid lubricants and EP additives
- Good protection against scarring (false Brinelling)
- Good water washout resistance
- Good corrosion protection
- Good protection against fretting corrosion

COMPOSITION

- Mineral oil
- Lithium soap
- Solid lubricants
- EP additive
- Corrosion inhibitor

Molykote® BR-2 Plus High Performance Grease is a high performance grease with solid lubricants for metal/metal combinations involving slow to fast movements, particularly with medium to high loads

APPLICATIONS

- Used successfully on roller bearings, plain bearings, sliding guides, roller guides, ball-and-socket joints, splined shafts and threaded spindles.

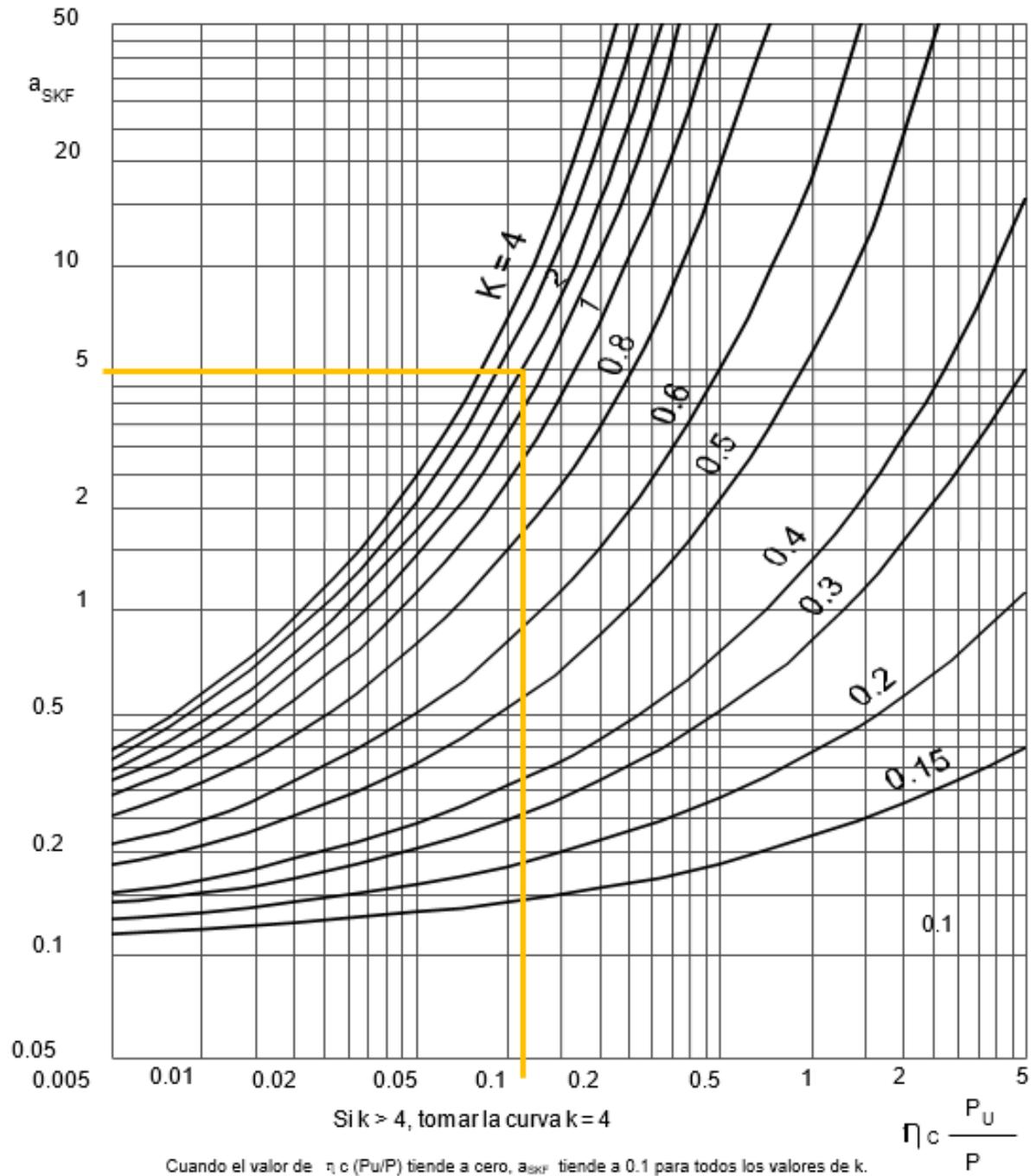
TYPICAL PROPERTIES

Specification Writers: These values are not intended for use in preparing specifications. Please contact your local Dow Corning sales office or your Global Dow Corning Connection before writing specifications on this product.

Test	Property	Unit	Result
	Color		Black
	Consistency, density, viscosity		
DIN 51 818	NLGI consistency class		2
ISO 2137	Worked penetration	mm/10	265-295
ISO 2811	Density at 20°C	g/ml	0.89
DIN 51 562	Base oil viscosity at 40°C ¹	mm ² /s	114
	Temperature		
	Service temperature	°C	-30 to +130, +150 for short periods >=175
ISO 2176	Drop point	°C	>=175
ASTM-D- 1478-80	Low temperature torque test at -20°C		
	Initial break-away torque	Nm	151x10 ⁻³
	Torque after 20 minutes running time	Nm	59 x10 ⁻³
	Load-carrying capacity, wear protection, service life		
	Four-ball tester (VKA)		
DIN 51 350 pt.4	Weld Load	N	3600
DIN 51 350 pt.5	Wear scar under 800N load Almen-Wieland machine	mm	0.8
	OK load	N	15,500
	Frictional force with OK load	N	3150
DIN 51821-02-B	FAG rolling element bearing tester equipment, FE 9, 1500/6000/ 140°C, F ₅₀	h	195
	Speed		
	DN value ²	mm/min	450,000
	Resistance		
DIN 51 808	Oxidation resistance, pressure drop 100h, 99°C	bar	0.1

Tabla 6. Selección del lubricante.

Fuente: http://web.mit.edu/8.13/www/shopSDSs/dowcorning_BR-2-Plus_tds.pdf



Gráfica 7. Determinación del valor de a_{SKF} .

Fuente: Jordan Omar M. Diseño de Elementos de Máquinas II. Tema No. 2 Rodamientos. Cargas equivalentes en rodamientos rígidos de bolas. Universidad Nacional. Experimental del Táchira 2004. Pag. 50-48.

Con $k=1,9$ y $\eta_c \left(\frac{P_u}{p}\right) = 0,1178$, se encuentra el valor de $a_{SKF} = 5$ y de la ecuación

$a_{SKF} \left(\frac{C}{p}\right)^p = 617,1428571$; Con $p = 3$ (valor de p en la ecuación para la vida de rodamientos³⁸)

$$5 \cdot \left(\frac{C}{0,63905408}\right)^3 = 617,1428571$$

$$C^3 = (0,63905408)^3 \cdot \frac{617,1428571}{5}$$

$$C = 3,18182419 \text{ kN}$$

Como $C_{\text{calculado}} = 3,18182419 \text{ kN}$, es menor que $C = 4,49 \text{ kN}$ de la tabla de rodamientos, el rodamiento cumple con los requerimientos.

Para el punto C – D4, se tiene:

Se usará un diámetro métrico comercial de 25 mm.
RPM=300

- La carga radial F_{rC} será:

$$F_{rC} = \sqrt{C_Y^2 + C_Z^2}$$

$$F_{rC} = \sqrt{(11,95)^2 + (52,14)^2}$$

$$F_{rC} = 53,49188817 \text{ Lbs}$$

$$F_{rC} = 0,239643659 \text{ kN}$$

- La carga axial F_{aC} será:

Se asumirá el mismo valor de la fuerza aplicada en el punto B

$$W_R = 21,62 \text{ Lbs}$$

$$F_{aC} = 21,62 \text{ Lbs}$$

³⁸Jordan Omar M. Diseño de Elementos de Máquinas II. Tema No. 2 Rodamientos. Cargas equivalentes en rodamientos rígidos de bolas. Universidad Nacional. Experimental del Táchira 2004. pag 9.

$$F_{ac} = 0,0968576 \text{ kN}$$

- Cargas Equivalentes
- Carga Estática Equivalente P_o :

$$\begin{aligned} P_o &= 0,6F_{rc} + 0,5F_{ac} \\ P_o &= 0,6 \cdot 0,239643659 + 0,5 \cdot 0,0968576 \\ P_o &= 0,192214995 \text{ kN} \\ P_o &< F_{rc} \end{aligned}$$

$$\text{Por tanto } F_{rc} = P_o = 0,239643659 \text{ kN}$$

- Carga Dinámica Equivalente P:

Determinación de la relación³⁹ F_{ac}/F_{rc}

$$\frac{F_{ac}}{F_{rc}} = \frac{0,0968576}{0,239643659} = 0,404173548$$

$\frac{F_{ac}}{F_{rc}} > e$, de la tabla Ilustración 34, para ajuste normal.

Esto indica que se hace necesario encontrar los coeficientes x y y en la ecuación,

$$P = xF_{rc} + yF_{ac}$$

De la tabla se tiene que $x = 0,56$, e interpolando para y encontramos que y es igual 1,11, por tanto la ecuación queda:

$$P = 0,56 \cdot 0,239643659 + 1,11 \cdot 0,0968576$$

$$P = 0,241712346 \text{ kN}$$

³⁹Jordan Omar M. Diseño de Elementos de Máquinas II. Tema No. 2 Rodamientos. Universidad Nacional. Experimental del Táchira 2004, p 54.

- Determinación de la Capacidad de Carga Estática C_0

Para un funcionamiento normal, el valor para el factor de seguridad estático⁴⁰ S_0 es 1, Ilustración 33, por tanto:

$$C_0 = 1 \cdot P_0$$

$$C_0 = 0,239643659 \text{ kN}$$

Determinación de la relación⁴¹ F_a/C_0

$$\frac{F_{ac}}{C_0} = \frac{0,0968576}{0,239643659} = 0,404173548$$

$$\frac{F_{ac}}{C_0} < 0,5 \text{ , con } C_0 \text{ calculado.}$$

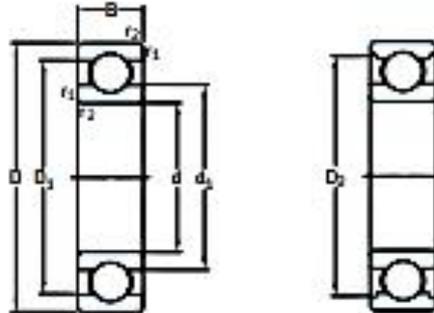
Determinación del C_0 de la tabla de rodamientos.

⁴⁰Jordan Omar M. Diseño de Elementos de Máquinas II. Tema No. 2 Rodamientos. Universidad Nacional. Experimental del Táchira 2004, Pag. 54.

⁴¹Jordan Omar M. Diseño de Elementos de Máquinas II. Tema No. 2 Rodamientos. Cargas equivalentes en rodamientos rígidos de bolas. Universidad Nacional. Experimental del Táchira 2004, Pag 20.



Rodamientos rígidos de una hilera de bolas
d 25 – 35 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm	kg	-	
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	24 000	0,022	61805
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	22 000	0,045	61905
	47	8	8,06	4,75	0,212	32 000	20 000	0,060	*16005
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	20 000	0,080	*6005
	52	9	10,6	6,55	0,28	28 000	18 000	0,078	98205
	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	18 000	0,13	*6205
	52	15	17,8	9,8	0,40	28 000	18 000	0,12	6205 ETM9
	62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	16 000	0,23	*6305
	62	17	26	13,4	0,57	24 000	16 000	0,21	6305 ETM9
	80	21	35,8	19,3	0,82	20 000	13 000	0,53	6405
28	58	16	16,8	9,5	0,405	26 000	16 000	0,18	62/28
	68	18	25,1	13,7	0,585	22 000	14 000	0,29	63/28
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32 000	20 000	0,027	61806
	47	9	7,28	4,55	0,212	30 000	19 000	0,051	61906
	55	9	11,9	7,35	0,31	28 000	17 000	0,085	*16006
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	17 000	0,12	*6006
	62	10	15,9	10,2	0,44	22 000	14 000	0,12	98206
35	62	16	20,3	11,2	0,48	24 000	15 000	0,20	*6206
	62	16	23,4	12,9	0,54	24 000	15 000	0,19	6206 ETM9
	72	19	29,6	16	0,67	20 000	13 000	0,35	*6306
	72	19	32,5	17,3	0,74	22 000	14 000	0,33	6306 ETM9
	90	23	43,6	23,6	1,00	18 000	11 000	0,74	6406
	47	7	4,75	3,2	0,17	28 000	18 000	0,030	61807
	55	10	9,56	6,8	0,29	26 000	16 000	0,080	61907
62	9	13	8,15	0,38	24 000	15 000	0,11	*16007	
35	62	14	16,8	10,2	0,44	24 000	15 000	0,16	*6007
	72	17	27	15,3	0,66	20 000	13 000	0,29	*6207
	72	17	31,2	17,6	0,75	20 000	13 000	0,27	6207 ETM9
	80	21	36,1	19	0,82	19 000	13 000	0,46	*6307
	100	25	55,3	31	1,29	16 000	10 000	0,95	6407

* Rodamiento SKF Explorer

Tabla 7. Catálogo selección de rodamientos SKF.

Fuente: www.rodavigo.net.

Para el rodamiento rígido de una hilera de bolas de 25 mm de diámetro interior de designación SKF 61805, cuyas características son:

$d = 25 \text{ mm.}$

$D = 37 \text{ mm.}$

$B = 7 \text{ mm.}$

C : Capacidad de carga básica dinámica = 4.36 kN

C_0 : Capacidad de carga básica estática = 2,6 kN

$P_U = 0,125 \text{ kN}$

$d_i = 28,5 \text{ mm.}$

$d_{a \text{ mínimo}} = 27 \text{ mm.}$

$D_{a \text{ max}} = 35 \text{ mm}$

Ahora:

$$\frac{F_{ac}}{C_0(\text{tabla})} = \frac{0,0968576}{2,6 \text{ kN}} = 0,037252923 < 0,5$$

Por consecuencia, este rodamiento cumple con la verificación por capacidad de carga estática. Se verificará ahora por carga dinámica.

- Verificación por capacidad de carga dinámica:

η_c : Factor de ajuste para la contaminación: 0,5

$Laah$: Horas de duración: 7.200 horas.

n : Velocidad angular: 300 rpm

R : Probabilidad de falla: 1%

Para $r = 99\%$, $a_1 = 0,21$

Cálculo de a_{SKF} :

$$a_{SKF} \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{6nLaah}{a_1 \cdot 10^5} = \frac{6 \cdot 300 \cdot 7200}{0,21 \cdot 1 \times 10^5} = 617,1428571$$

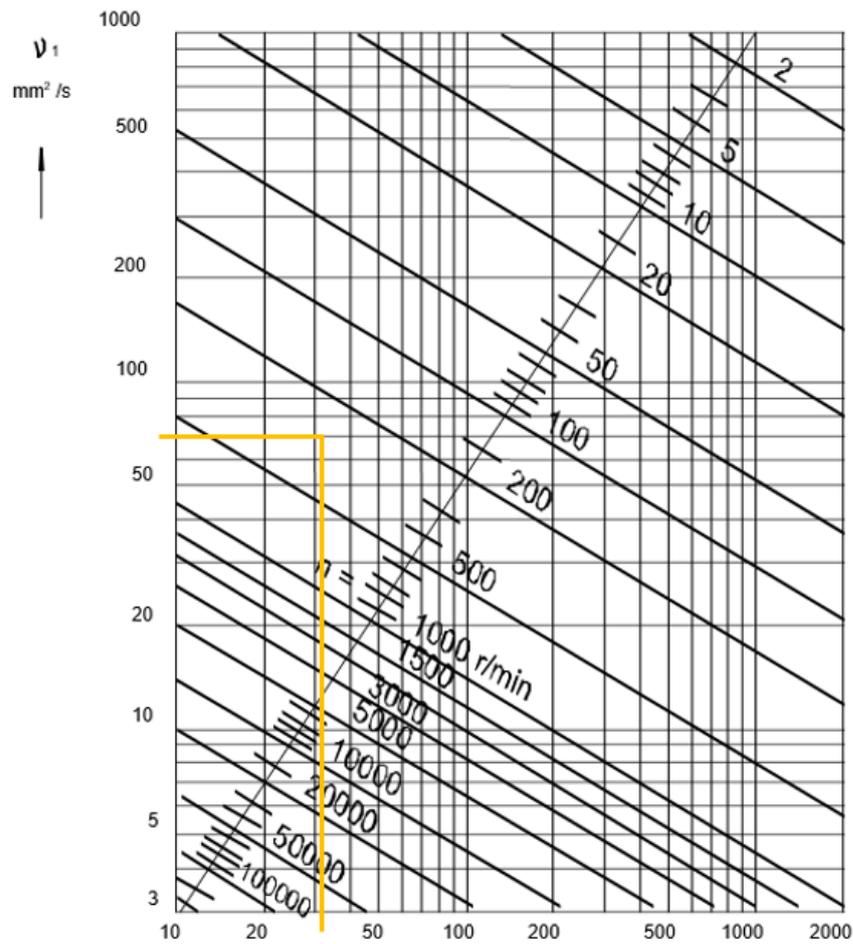
Ahora:

$$\eta_c \left(\frac{P_U}{P} \right) = 0,5 \left(\frac{0,125}{0,239643659} \right) = 0,260803896$$

Diámetro medio d_m :

$$d_m = \frac{25 \text{ mm} + 37 \text{ mm}}{2} = 31 \text{ mm}$$

Con $d_m = 31 \text{ mm}$ y $n = 300 \text{ rpm}$, se obtienen del diagrama⁴² la viscosidad y con ello el valor de k .



Gráfica 8. Determinación de la viscosidad.

De la gráfica, Ilustración 36, se obtiene la viscosidad $\nu = 70 \text{ mm}^2/\text{seg}$.

La viscosidad recomendada $\nu = 114 \text{ mm}^2/\text{s}$ se encuentran en el lubricante Molykote BR 2 plus. High Performance Grease.

Por tanto;

$$k = \frac{114}{70} = 1,628571429$$

Con $k = 1,628571429$ y $\eta_c \left(\frac{P_u}{p} \right) = 0,260803896$, de la gráfica de la Ilustración 37, se encuentra el valor de $a_{SKF} = 20$ y de la ecuación

⁴²Jordan Omar M. Diseño de Elementos de Máquinas II. Tema No. 2 Rodamientos. Cargas equivalentes en rodamientos rígidos de bolas. Universidad Nacional. Experimental del Táchira 2004. Pag 45.

$a_{SKF} \left(\frac{C}{P}\right)^p = 617,1428571$; Con $p = 3$ (valor de p en la ecuación para la vida de rodamientos⁴³)

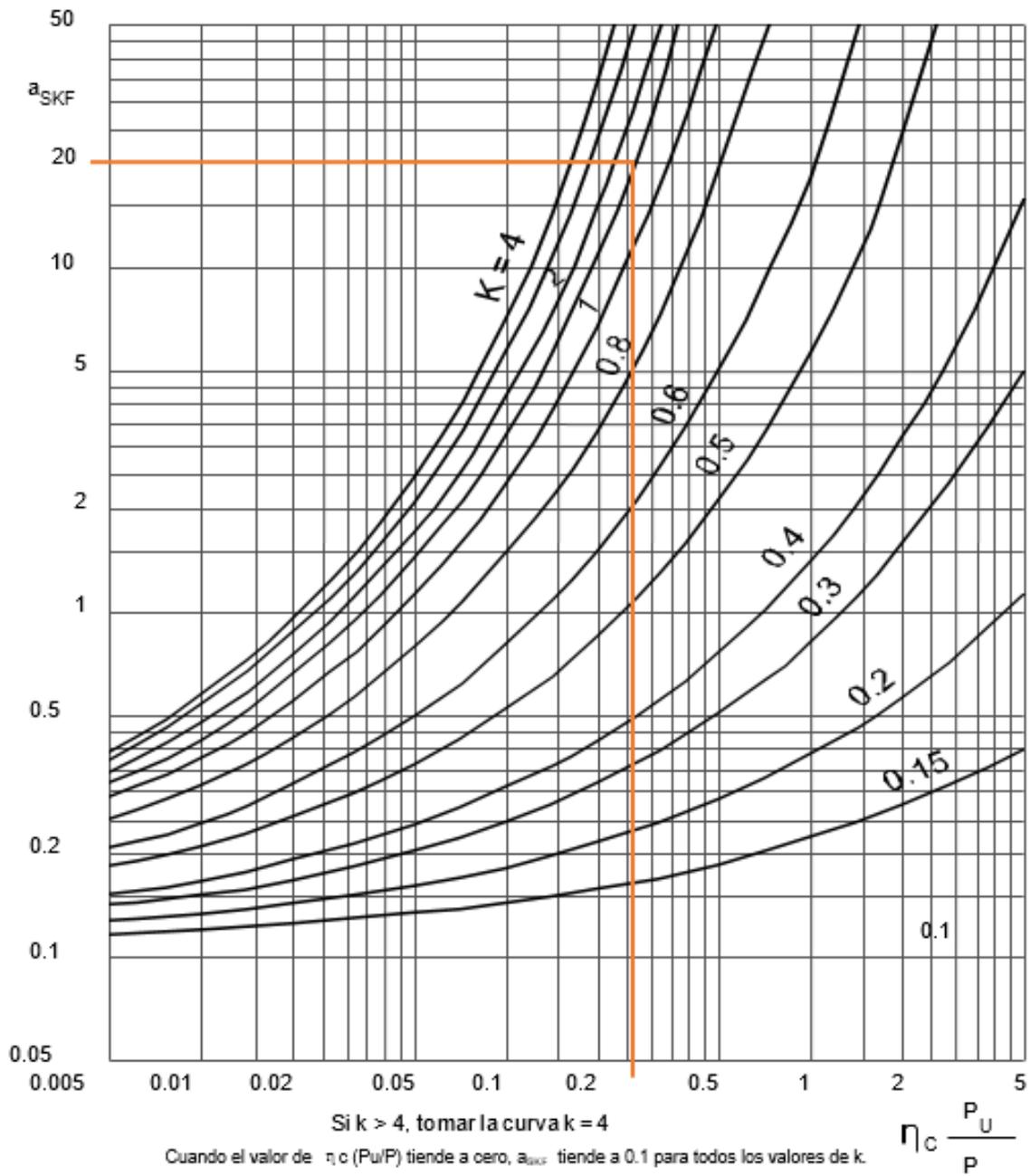
$$20 \cdot \left(\frac{C}{0,239643659}\right)^3 = 617,1428571$$

$$C^3 = (0,239643659)^3 \cdot \frac{617,1428571}{20}$$

$$C = 0,75165378 \text{ kN}$$

Como $C_{\text{calculado}} = 0,75165378 \text{ kN}$, es menor que $C = 4,36 \text{ kN}$ de la tabla de rodamientos. El rodamiento cumple con los requerimientos.

⁴³Jordan Omar M. Diseño de Elementos de Máquinas II. Tema No. 2 Rodamientos. Cargas equivalentes en rodamientos rígidos de bolas. Universidad Nacional. Experimental del Táchira 2004. pag 9.



Gráfica 9. Determinación del valor de a_{SKF} .

6.3.8.2 Eje del Engrane y Tornillo Sin Fin

En este eje se instalarán dos rodamientos, uno en el punto E y otro en el punto F. Diámetros D2 y D4.

Para el punto E - D2, se tiene:

- Diámetro D2 = 1,0239 pulg. Equivalente 26 mm.
Se ajustará a un rodamiento de diámetro comercial cercano a este con un valor superior.

D2 = 30 mm.

Revoluciones por minuto máximas para el eje. rpm = 300

- Carga Radial: F_{rE}

$$F_{rE} = \sqrt{E_X^2 + E_Z^2}$$

$$F_{rE} = \sqrt{(39,36)^2 + (168,06)^2}$$

$$F_{rE} = 172,6075699 \text{ Lbs}$$

$$F_{rE} = 0,7732819 \text{ kN}$$

- Carga axial: F_{aE}

Actúan axilmente:

Peso del eje W_{eje} y la fuerza W_r .

Con las dimensiones del eje y la densidad del material, en este caso Acero AISI/SAE 1020, Densidad 0,284Lbs/in³, el peso aproximado del eje será 8 kg Lbs.

$$F_{aE} = W_r + W_{eje}$$

$$F_{aE} = 21,62 + 8 \text{ kg}$$

$$F_{aE} = 29,62 \text{ Lbs}$$

$$F_{aE} = 0,1326976 \text{ kN}$$

- Cargas Equivalentes:
- Carga Estática Equivalente: P_o

$$P_o = 0,6F_{rE} + 0,5F_{aE}$$

$$P_o = 0,6 \cdot 0,7732819 + 0,5 \cdot 0,1326976$$

$$P_o = 0,530317948 \text{ kN}$$

$$P_o < F_{rE}$$

Por tanto $F_{rE} = P_o = 0,7732819 \text{ kN}$

- Carga Dinámica Equivalente P:

Determinación de la relación F_{aE}/F_{rE}

$$\frac{F_{aE}}{F_{rE}} = \frac{0,1326976}{0,7732819} = 0,171603134$$

Como la relación F_{aE}/F_{rE}
 $\frac{F_{aE}}{F_{rE}} \leq e$ de la tabla Ilustración 34, para ajuste normal.

$$P = F_{rE}$$

$$P = 0,7732819 \text{ kN}$$

- Determinación de la Capacidad de Carga Estática C_o :

Para un funcionamiento normal, el valor para el factor de seguridad estático S_o es 1, por tanto:

$$C_o = 1 \cdot P_o$$
$$C_o = 0,7732819 \text{ kN}$$

Determinación de la relación⁴⁴ F_{aE}/C_o

$$\frac{F_{aE}}{C_o} = \frac{0,1326976 \text{ kN}}{0,7732819 \text{ kN}} = 0,171603134$$

$$\frac{F_{aE}}{C_{o\text{calculado}}} < 0,5$$

Para C_o de la tabla de rodamientos, se selecciona el rodamiento rígido de una hilera de bolas de 30 mm de diámetro interior, de designación SKF 61806, cuyas características son:

$d = 30 \text{ mm}$.

$D = 42 \text{ mm}$.

$B = 7 \text{ mm}$.

C : Capacidad de carga básica dinámica = 4.49 kN

C_o : Capacidad de carga básica estática = 2,9 kN

$P_u = 0,47 \text{ kN}$

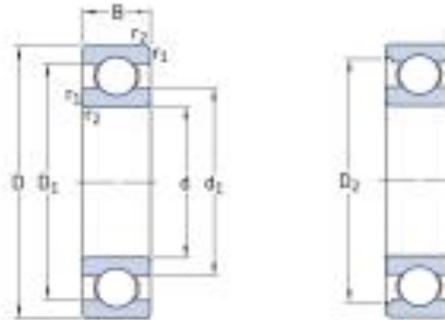
$d_i = 33,7 \text{ mm}$.

$d_{a\text{mínimo}} = 32 \text{ mm}$.

⁴⁴Jordan Omar M. Diseño de Elementos de Máquinas II. Tema No. 2 Rodamientos. Cargas equivalentes en rodamientos rígidos de bolas. Universidad Nacional. Experimental del Táchira 2004. Pag. 20.



Rodamientos rígidos de una hilera de bolas
d 25 – 35 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_e	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm	kg	-	
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	24 000	0,022	61805
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	22 000	0,045	61905
	47	8	8,06	4,75	0,212	32 000	20 000	0,060	* 16005
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	20 000	0,080	* 6005
	52	9	10,6	6,55	0,28	28 000	18 000	0,078	98205
	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	18 000	0,13	* 6205
	52	15	17,8	9,8	0,40	28 000	18 000	0,12	6205 ETN9
	62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	16 000	0,23	* 6305
	62	17	26	13,4	0,57	24 000	16 000	0,25	6305 ETN9
	80	21	35,8	19,3	0,82	20 000	13 000	0,53	6405
28	58	16	16,8	9,5	0,405	26 000	16 000	0,18	62/28
	68	18	25,1	13,7	0,585	22 000	14 000	0,29	63/28
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32 000	20 000	0,027	61806
	47	9	7,28	4,55	0,212	30 000	19 000	0,051	61906
	55	9	11,9	7,35	0,31	28 000	17 000	0,085	* 16006
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	17 000	0,12	* 6006
	62	10	15,9	10,2	0,44	22 000	14 000	0,12	98206
	62	16	20,3	11,2	0,48	24 000	15 000	0,20	* 6206
	62	16	23,4	12,9	0,54	24 000	15 000	0,19	6206 ETN9
	72	19	29,6	16	0,67	20 000	13 000	0,35	* 6306
	72	19	32,5	17,3	0,74	22 000	14 000	0,33	6306 ETN9
	90	23	43,6	23,6	1,00	18 000	11 000	0,74	6406
35	47	7	4,75	3,2	0,17	28 000	18 000	0,030	61807
	55	10	9,56	6,8	0,29	26 000	16 000	0,080	61907
	62	9	13	8,15	0,38	24 000	15 000	0,11	* 16007
	62	14	16,8	10,2	0,44	24 000	15 000	0,16	* 6007
	72	17	27	15,3	0,66	20 000	13 000	0,29	* 6207
	72	17	31,2	17,6	0,75	20 000	13 000	0,27	6207 ETN9
	80	21	35,1	19	0,82	19 000	12 000	0,46	* 6307
	100	25	55,3	31	1,29	16 000	10 000	0,95	6407

* Rodamiento SKF Explorer

Tabla 8. Catálogo selección de rodamientos SKF.

Fuente: www.rodavigo.net.

Ahora:

$$\frac{F_{aE}}{C_0} = \frac{0,1326976}{2,9} = 0,045757793$$

$$\frac{F_{aE}}{C_0} < 0,5$$

El rodamiento cumple con la verificación para Capacidad de Carga Estática C_0 .

- Verificación por Capacidad de Carga Dinámica C:

η_c : Factor de ajuste para la contaminación: 0,5

Laah: Horas de duración: 7.200 horas.

n: Velocidad angular: 120 rpm

R: Probabilidad de falla: 1%

Para r= 99%, $\alpha_1 = 0,21$

$$a_{SKF} \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{6nLaah}{\alpha_1 \cdot 10^5} = \frac{6 \cdot 300 \cdot 7200}{0,21 \cdot 1 \times 10^5} = 617,1428571$$

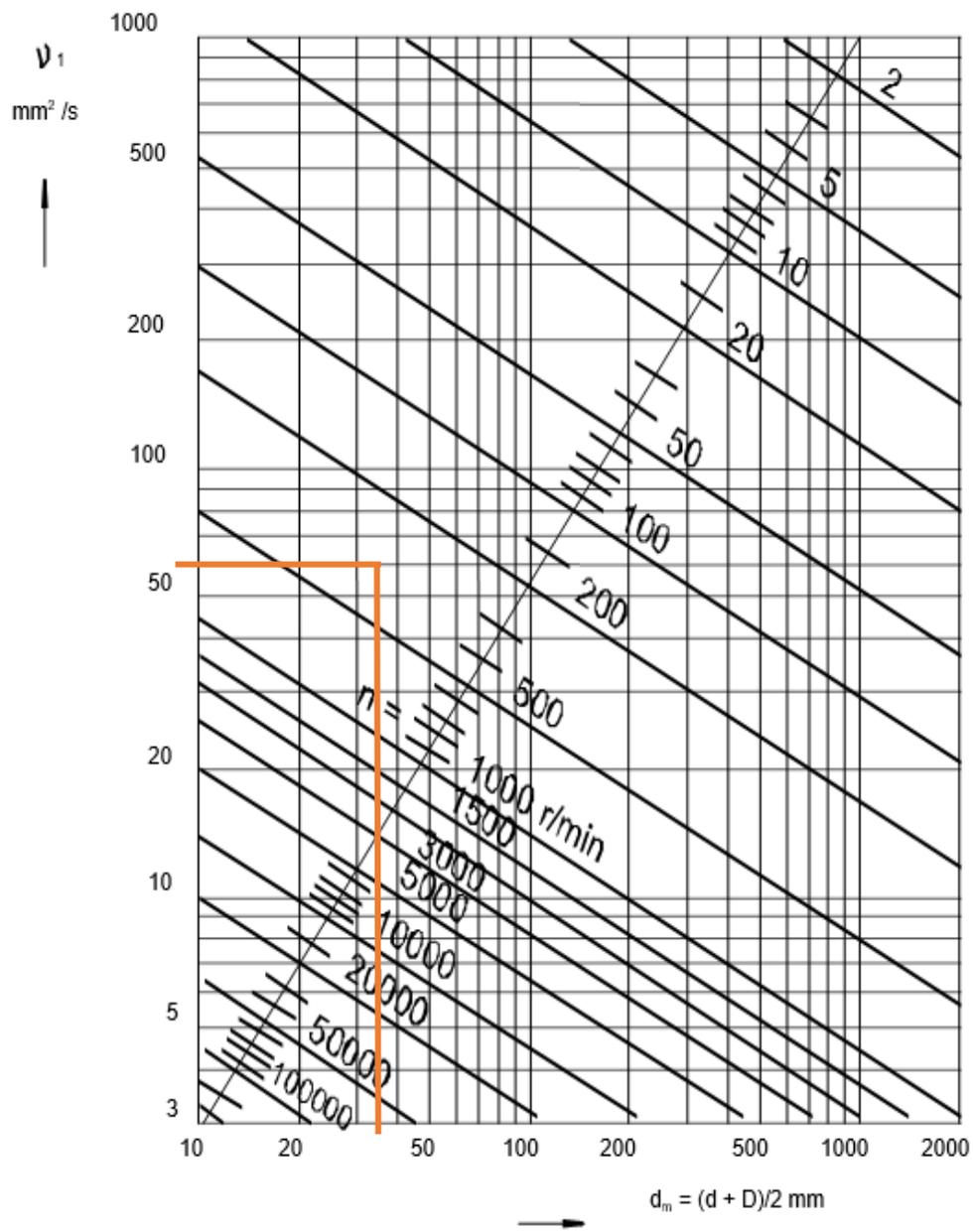
Ahora:

$$\eta_c \left(\frac{P_U}{P} \right) = 0,5 \left(\frac{0,146}{0,7732819} \right) = 0,188805657$$

Diámetro medio d_m :

$$d_m = \frac{30 + 42}{2} = 36 \text{ mm}$$

Con $d_m = 36$ y $n = 300$ rpm, se obtiene el valor de la viscosidad y con ella el valor de k.



Gráfica 10. Determinación de la viscosidad.

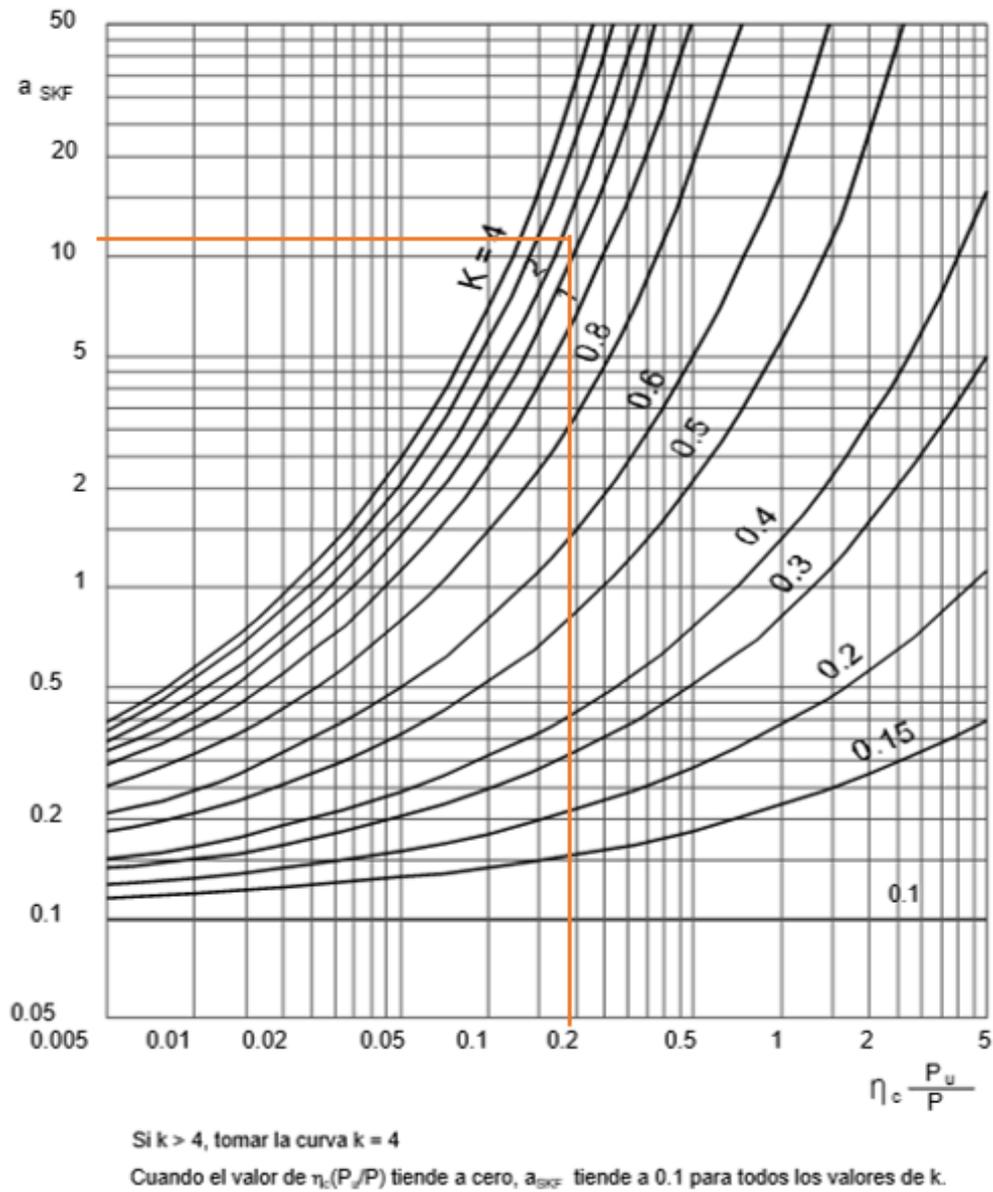
Del gráfico $v = 60 \text{ mm}^2/\text{seg}$.

La viscosidad recomendada $v = 114 \text{ mm}^2/\text{s}$ se encuentran en el lubricante Molykote BR 2 plus. High Performance Grease.

Por tanto;

$$k = \frac{114}{60} = 1,9$$

De la Ilustración 40. Con $k=1,9$ y $\eta_c = \frac{P_u}{P} = 0,188805657$, se encuentra el valor de a_{SKF}
 $= 11$



Gráfica 11. Determinación del valor de a_{SKF} .

Y de la ecuación

$$a_{SKF} \left(\frac{C}{P}\right)^p = 617,1428571; \text{ Con } p = 3$$

$$11 \cdot \left(\frac{C}{0,773289121}\right)^3 = 617,1428571$$

$$C = 0,773289121 \left(\frac{617,1428571}{11}\right)^{1/3}$$

$$C = 2,96kN$$

Que es menor que a $C = 4,49$ kN, de la tabla de rodamientos. El rodamiento cumple entonces con la capacidad de carga dinámica.

Para el punto F – D4, se tiene:

- Diámetro D4 = 0,329 pulg. Equivalente 8,37 mm.
Se ajustará el diámetro del eje a un diámetro comercial con un valor superior a este según el diámetro del rodamiento más acorde. Se propone entonces un diámetro de 25 mm.

D4 = 25 mm.

Revoluciones por minuto máximas para el eje: rpm = 300

- La carga radial F_r será:

$$F_{rF} = \sqrt{F_X^2 + F_Z^2}$$

$$F_{rF} = \sqrt{(17,74)^2 + (84,03)^2}$$

$$F_{rF} = 85,88217801 \text{ Lbs}$$

$$F_{rF} = 0,384752157 \text{ kN}$$

- La carga axial F_{aF} será:

Asumiendo que actúan axialmente:

El peso del eje W_{eje} y la fuerza W_r .

$$F_{aF} = 0,1326976 \text{ kN}$$

- Cargas Equivalentes:
- Carga Estática Equivalente: P_o

$$\begin{aligned} P_o &= 0,6F_{rF} + 0,5F_{aF} \\ P_o &= 0,6 \cdot 0,3847522 + 0,5 \cdot 0,1326976 \\ P_o &= 0,297 \text{ kN} \\ P_o &< F_{rF} \end{aligned}$$

$$\text{Por tanto } F_{rF} = P_o = 0,384752157 \text{ kN}$$

- Carga Dinámica Equivalente P:
Determinación de la relación F_{aF}/F_{rF}

$$\frac{F_{aE}}{F_{rE}} = \frac{0,1326976}{0,3847522} = 0,344891114 \approx 0,35$$

Como la relación $\frac{F_{aF}}{F_{rF}} > e$, se hace necesario encontrar los valores de x y y para la ecuación:

$$P = xF_{rF} + yF_{aF}$$

de la tabla Ilustración 34, para ajuste normal, e interpolando,

$$P = 0,56 \cdot F_{rF} + 1,27 \cdot F_{aF}$$

$$P = 0,56 \cdot 0,384752157 + 1,27 \cdot 0,1326976$$

$$P = 0,38398716 \text{ kN}$$

- Determinación de la Capacidad de Carga Estática C_0 :

Para un funcionamiento normal, el valor para el factor de seguridad estático S_0 es 1, por tanto:

$$C_0 = 1 \cdot P_0$$

$$C_0 = 0,384752157 \text{ kN}$$

Determinación de la relación⁴⁵ F_{aF}/C_0

$$\frac{F_{aF}}{C_{0\text{Calculado}}} = \frac{0,1326976}{0,384752157} = 0,344891114$$

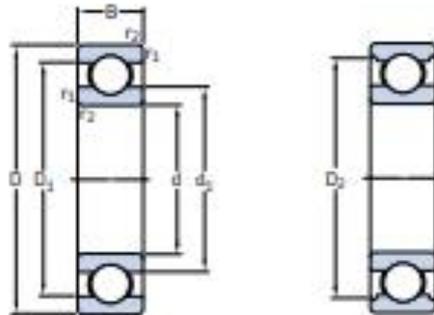
$$\frac{F_{aF}}{C_{0\text{calculado}}} < 0,5$$

Para C_0 de la tabla de rodamientos, se selecciona el rodamiento rígido de una hilera de bolas de 25 mm de diámetro interior, de designación SKF 61805, cuyas características son:

⁴⁵Jordan Omar M. Diseño de Elementos de Máquinas II. Tema No. 2 Rodamientos. Cargas equivalentes en rodamientos rígidos de bolas. Universidad Nacional. Experimental del Táchira 2004. Pag. 20.



Rodamientos rígidos de una hilera de bolas
d 25 – 35 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _L	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	-
mm			kN		kN	rpm			
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	24 000	0,022	61805
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	22 000	0,045	61905
	47	8	8,06	4,75	0,212	32 000	20 000	0,060	+16005
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	20 000	0,080	+6005
	52	9	10,6	6,55	0,28	28 000	18 000	0,078	98205
	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	18 000	0,13	+6205
	52	15	17,8	9,8	0,40	28 000	18 000	0,12	6205 ETN9
	62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	16 000	0,23	+6305
	62	17	26	13,4	0,57	24 000	16 000	0,21	6305 ETN9
	80	21	35,8	19,3	0,82	20 000	13 000	0,53	6405
28	58	16	16,8	9,5	0,405	26 000	16 000	0,18	62/28
	68	18	25,1	13,7	0,585	22 000	14 000	0,29	63/28
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32 000	20 000	0,027	61806
	47	9	7,28	4,55	0,212	30 000	19 000	0,051	61906
	55	9	11,9	7,35	0,31	28 000	17 000	0,085	+16006
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	17 000	0,12	+6006
	62	10	15,9	10,2	0,44	22 000	14 000	0,12	98206
	62	16	20,3	11,2	0,48	24 000	15 000	0,20	+6206
	62	16	23,4	12,9	0,54	24 000	15 000	0,19	6206 ETN9
	72	19	29,6	16	0,67	20 000	13 000	0,35	+6306
72	19	32,5	17,3	0,74	22 000	14 000	0,33	6306 ETN9	
90	23	43,6	23,6	1,00	18 000	11 000	0,74	6406	
35	47	7	4,75	3,2	0,17	28 000	18 000	0,030	61807
	55	10	9,56	6,8	0,29	26 000	16 000	0,080	61907
	62	9	13	8,15	0,38	24 000	15 000	0,11	+16007
	62	14	16,8	10,2	0,44	24 000	15 000	0,16	+6007
	72	17	27	15,3	0,66	20 000	13 000	0,29	+6207
	72	17	31,2	17,6	0,75	20 000	13 000	0,27	6207 ETN9
	80	21	36,1	19	0,82	19 000	12 000	0,44	+6307
	100	25	55,3	31	1,29	16 000	10 000	0,95	6407

* Rodamiento SKF Explorer

Tabla 9. Catálogo selección de rodamientos SKF.

Fuente: www.rodavigo.net.

d = 25 mm.

D = 37 mm.

B = 7 mm.

C: Capacidad de carga básica dinámica = 4.36 kN

C₀: Capacidad de carga básica estática = 2,6 kN

P_U = 0,125 kN

d₁ = 28,5 mm.

d_{a mínimo} = 27 mm.

D_{a max} = 35 mm

Ahora:

$$\frac{F_{aF}}{C_0(\text{tabla})} = \frac{0,132697676 \text{ kN}}{2,6 \text{ kN}} = 0,051037538 < 0,5$$

Por consecuencia, este rodamiento cumple con la verificación por capacidad de carga estática. Se verificará ahora por carga dinámica.

- Verificación por capacidad de carga dinámica:

η_c: Factor de ajuste para la contaminación: 0,5

Laah: Horas de duración: 7.200 horas.

n: Velocidad angular: 300 rpm

R: Probabilidad de falla: 1%

Para r = 99%, a₁ = 0,21

Cálculo de a_{SKF}:

$$a_{SKF} \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{6nLaah}{a_1 \cdot 10^5} = \frac{6 \cdot 300 \cdot 7200}{0,21 \cdot 1 \times 10^5} = 617,1428571$$

Ahora:

$$\eta_c = \left(\frac{P_U}{P} \right) = 0,5 \left(\frac{0,125}{0,38398716} \right) = 0,162765859$$

Diámetro medio d_m :

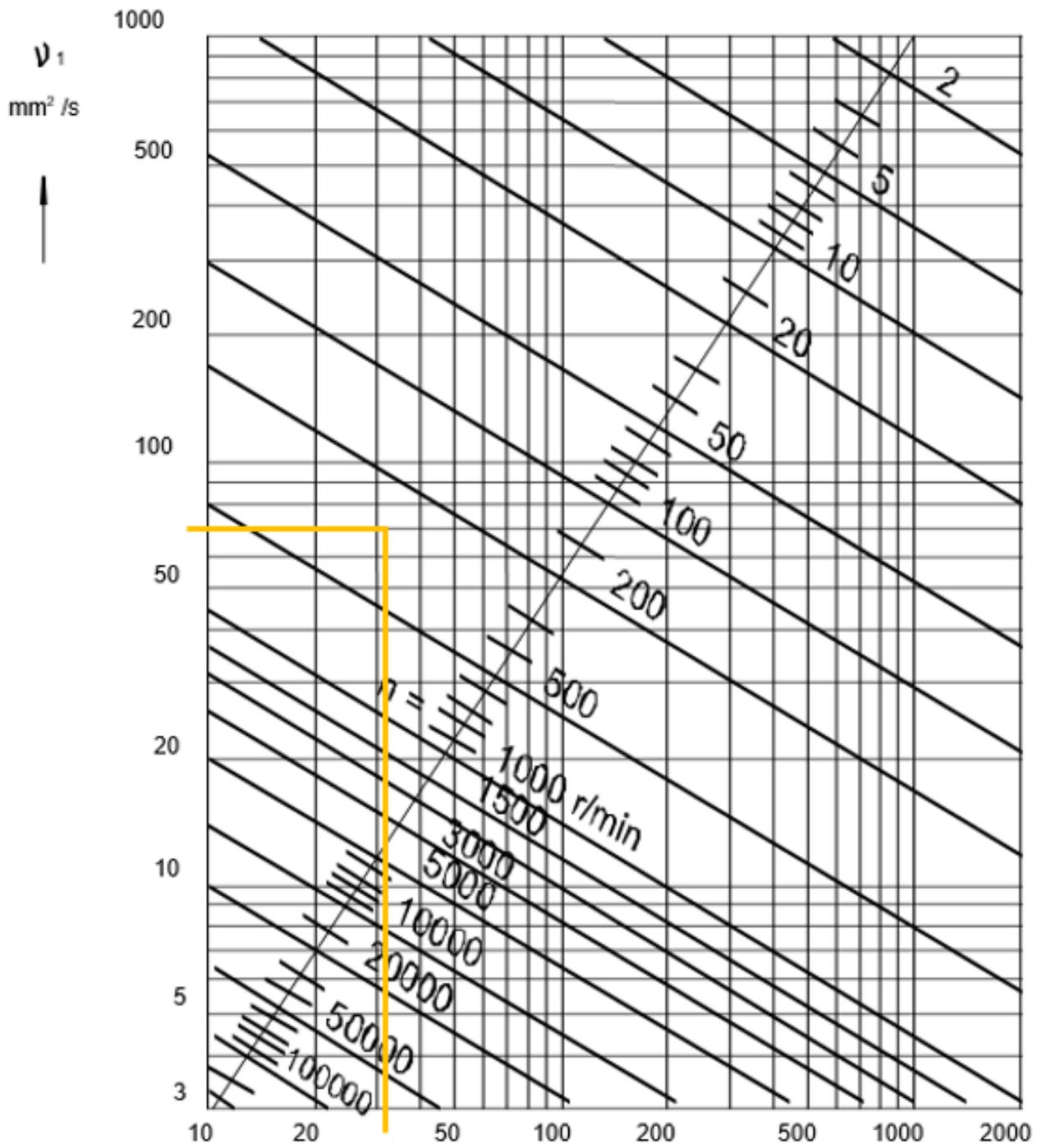
$$d_m = \frac{25 \text{ mm} + 37 \text{ mm}}{2} = 31 \text{ mm}$$

Con $d_m = 31 \text{ mm}$ y $n = 300 \text{ rpm}$, se obtienen del diagrama⁴⁶ la viscosidad y con ello el valor de k .

De la gráfica, Ilustración 41, se obtiene la viscosidad $\nu = 70 \text{ mm}^2/\text{seg}$. La viscosidad recomendada $\nu = 114 \text{ mm}^2/\text{s}$ se encuentran en el lubricante Molykote BR 2 plus. High Performance Grease.



⁴⁶Jordan Omar M. *Diseño de Elementos de Máquinas II. Tema No. 2 Rodamientos. Cargas equivalentes en rodamientos rígidos de bolas. Universidad Nacional. Experimental del Táchira 2004. Pag 45.*



Gráfica 12. Determinación de la viscosidad.

Por tanto;

$$k = \frac{114}{70} = 1,628571429$$

Con $k=1,628571429$ y $\eta_c\left(\frac{P_u}{p}\right) = 0,162765859$, de la gráfica de la Ilustración 42, se encuentra el valor de $a_{SKF} = 10$ y de la ecuación

$a_{SKF}\left(\frac{C}{p}\right)^p = 617,1428571$; Con $p = 3$ (valor de p en la ecuación para la vida de rodamientos⁴⁷)

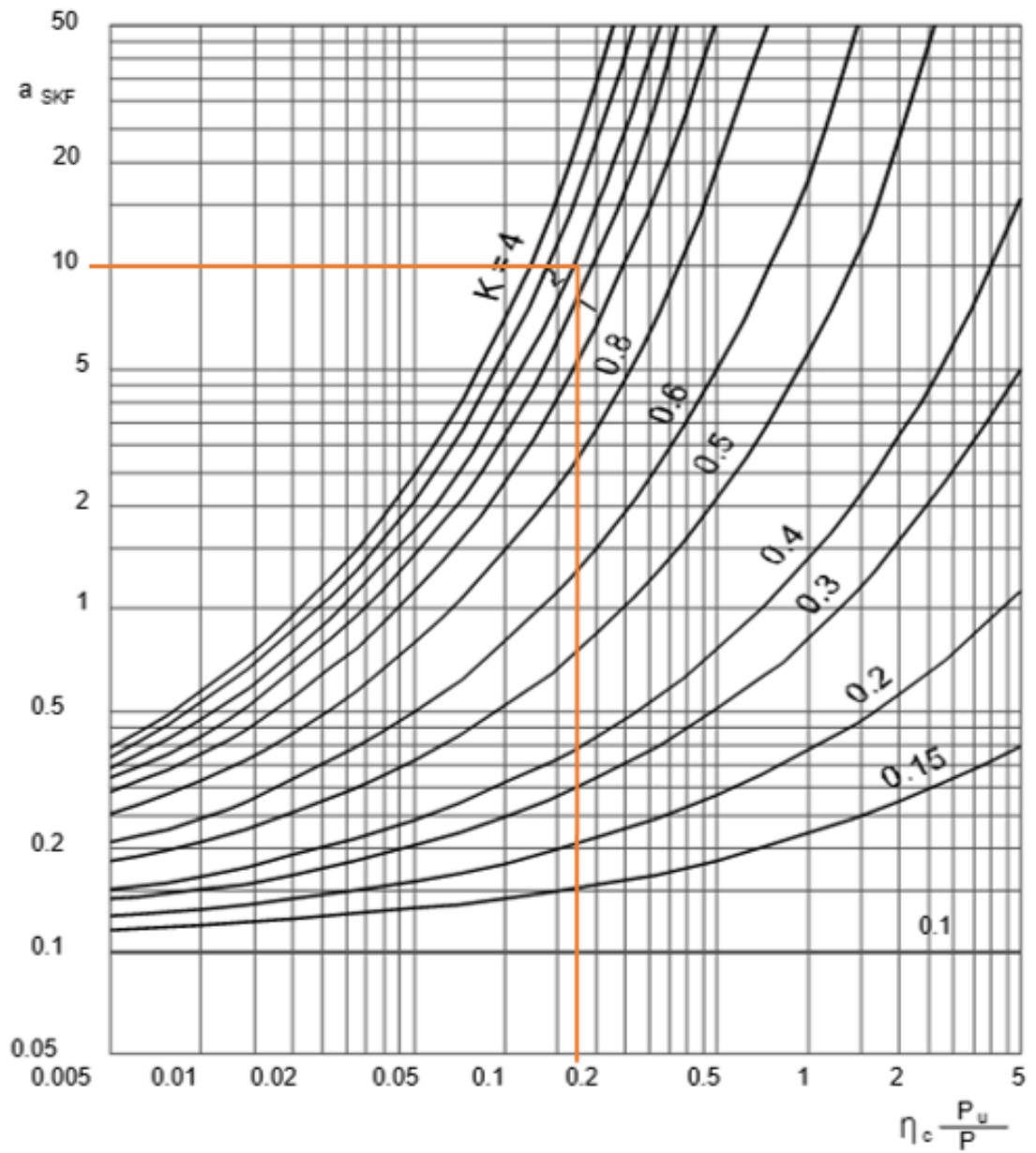
$$10 \cdot \left(\frac{C}{0,38398716}\right)^3 = 617,1428571$$

$$C^3 = (0,38398716)^3 \cdot \frac{617,1428571}{10}$$

$$C = 1,517441433 \text{ kN}$$

Como $C_{\text{calculado}} = 1,517441433 \text{ kN}$, es menor que $C = 4,36 \text{ kN}$ de la tabla de rodamientos, el rodamiento cumple con los requerimientos.

⁴⁷Jordan Omar M. Diseño de Elementos de Máquinas II. Tema No. 2 Rodamientos. Cargas equivalentes en rodamientos rígidos de bolas. Universidad Nacional. Experimental del Táchira 2004. pag 9.



Si $k > 4$, tomar la curva $k = 4$

Cuando el valor de $\eta_c(P_u/P)$ tiende a cero, a_{SKF} tiende a 0.1 para todos los valores de k .

Gráfica 13. Determinación del valor de a_{SKF} .

6.3.9 Diámetros Finales y Rodamientos Seleccionados - Eje del Piñón y del Engrane

Diámetros eje del piñón:

Los diámetros serán ajustados a valores comerciales y siempre ajustados a las tablas de rodamientos.

- Diámetro D1: 25 mm
 - Diámetro D2: 30 mm
 - Diámetro D3: 35 mm
 - Diámetro D4: 25 mm
 - Diámetro D5: 20 mm
 -

Rodamientos:

- Para el diámetro D2 = 30 mm. Rodamiento rígido de una hilera de bolas de 30 mm de diámetro interior de designación SKF 61806.
- Para el diámetro D4 = 25 mm. Rodamiento rígido de una hilera de bolas de 25 mm de diámetro interior de designación SKF 61805.

Diámetros eje del engrane:

- Diámetro D1: 20 mm
- Diámetro D2: 30 mm
- Diámetro D3: 35 mm)
- Diámetro D4: 25 mm

Rodamientos:

- Para el diámetro D2 = 30 mm. Rodamiento rígido de una hilera de bolas de 30 mm de diámetro interior de designación SKF 61806.
- Para el diámetro D4 = 25 mm. Rodamiento rígido de una hilera de bolas de 25 mm de diámetro interior de designación SKF 61805.

6.3.10 Sistema de Agitación mediante un Motorreductor Eléctrico y Motor Neumático

Este sistema costa de un Motorreductor eléctrico acoplado a través de su eje aun piñón conductor con similares características a las del sistema de accionamiento manual.

Características del Motorreductor:

Motorreductor eléctrico monofásico.

Voltaje: 110 voltios,
Velocidad: 300 rpm
Potencia Máxima: 0,5 hp

El Motorreductor será instalado mediante pernos en una base que sirve para dos propósitos, como base del sistema manual de agitación y del sistema de agitación con Motorreductor eléctrico. Uno a la vez dependiendo de la necesidad.

Al eje del Motorreductor se acoplará un piñón conductor con características similares al piñón del sistema de agitación manual.

Para el piñón

- Número de dientes del piñón N_p : 21
- Diámetro primitivo del piñón d_{pP} : 2,5 pulg.
- Relación de engranaje m_G : 1
- Módulo m : 0,119
- Ancho de Cara F : 0,5304 pulg
- Ángulo de presión⁴⁸: 20°
- Ángulo de espiral⁴⁹: 35°
- Diámetro exterior piñón d_{op} : 2,6433 pulg

Los cálculos realizados para el sistema de agitación manual son en su totalidad aplicables para el caso del uso del Motorreductor eléctrico o Motor Neumático

Es de anotar que se han realizado todos los cálculos para una potencia de 0,5 hp, lo cual no es estrictamente necesario dado que el sistema de agitación al interior de la tolva podrá funcionar correctamente con una potencia de 0,25 hp. Los cálculos para una potencia de 0,5 hp se realizaron a petición de la Empresa SIANCO SAS.

⁴⁸ Diseño de Elementos Mecánicos .Engranajes Helicoidales, Cónicos y de Tornillo Sin Fin. Pag. 714.

⁴⁹ Diseño de Elementos Mecánicos .Engranajes Helicoidales, Cónicos y de Tornillo Sin Fin. Pag. 714.

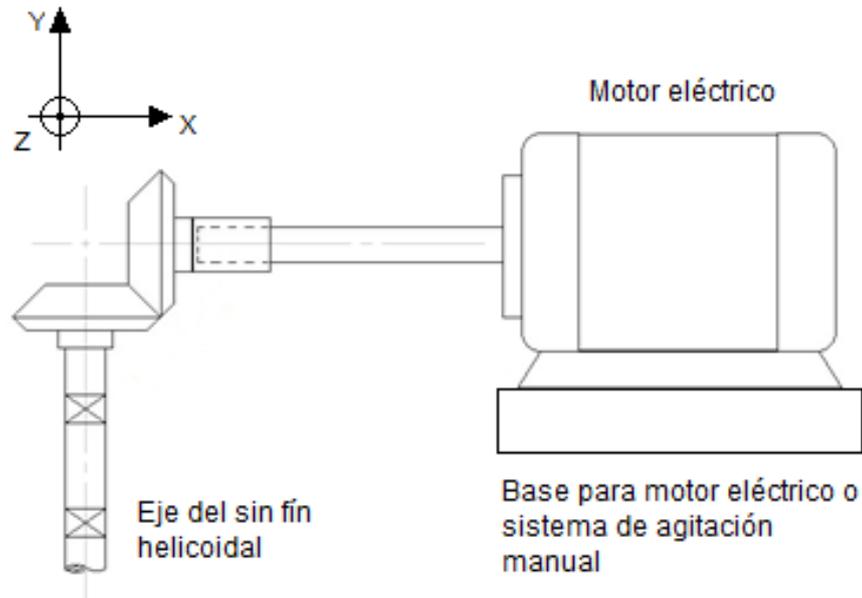


Ilustración 28. Montaje Sistema de agitación con Motorreductor eléctrico.

7 CONCLUSIONES

- El diseño de la tolva se sale un poco del diseño convencional de una tolva para san blasting, blasteo con arena sílica, pero el principio es el mismo, siendo importante aclarar que, con el debido cierre o sellamiento transitorio del espacio en la parte superior de la tolva, por donde se instala el eje vertical y el sin fin helicoidal, ésta podrá ser usada para blasteo con arena.
- Los materiales usados, así como los rodamientos, permitirán un uso no menor de 6 años sin requerir de un mantenimiento correctivo. Esto debido a que la operación diaria de la maquina será máximo 4 horas, seis días a la semana.
- La versatilidad de la máquina y su versatilidad permitirá la operación en casi todo momento y entorno de trabajo, ciudad, zona selvática o desierto, ambientes en los que se desempeña SIANCO S.A.S, cuan se ha requerido de sus servicios.
- Al entrar en operación la máquina y evidenciar un excelente desempeño se evidente que SIANCO S.A.S participara competitivamente en el mercado.

8 RECOMENDACIONES

- Aunque los cálculos se realizaron con una potencia de 0,5 hp, No se requiere de este valor, una potencia de $\frac{1}{4}$ hp (1,25 hp), es suficiente.
- Una vez la máquina entre en operación de forma oficial y demuestre su óptimo desempeño, SIANCO S.A.S., podrá producir y comercializar esta máquina con la esponja abrasiva que ella fabrica, ampliando su portafolio de productos.
- Pensar siempre en la evaluación del funcionamiento de la máquina con el propósito de optimizarla y hacerla mas competitiva.

9 BIBLIOGRAFÍA

SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial Mc Graw Hill, Sexta Edición; México; 2002.

Mott, R. Diseño de elementos de máquinas. México: PEARSON. Educación. 2006

Diseño de Elementos Mecánicos. Engranajes Helicoidales, Cónicos y deTornillo Sin Fin.

Jordan Omar M. Diseño de Elementos de Máquinas II. Tema No. 2 Rodamientos. Cargas equivalentes en rodamientos rígidos de bolas. Universidad Nacional. Experimental del Táchira 2004.

Opac. Elementos Normalizados. Chavetas Acero Inoxidable, Acero al Carbono. <http://www.tosuga.com/pdf/pespeciales/Chavetas.pdf>.

Bavaresco Guillermo. GABP Ingeniería. Procedimiento para el diseño de ejes.
https://gabpingeneria.weebly.com/uploads/2/0/1/6/20162823/diseo_de_ejes.pdf

Diseño de ejes de transmisión. Rodillos de arrastre. Recuperado de <https://repository.usta.edu.co>,

Ingemecánica: Tutorial N° 143: Cálculo de Transportadores de Tornillo Sin: Velocidad de giro del tornillo.
<http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn143.html>.

Sponge Jet. Sponge Blasting System. (5 de Diciembre de 2011) .Manual del Usuario de FeedUnit de Sponge Jet: Requisitos del suministro de aire.

JAIMES, José del Carmen, ROCHA, Ingrid Daniela, GÓMEZ, Edna Margarita, SEVRICHE, Carlos Alberto. Salud y riesgos laborales por el manejo de sílice en el proceso de sand blasting. En: Ciencia y Salud Virtual. 28 de Julio de 2015. ISSN: 2145-5333.

Avances Técnicos CENICAFE: Transporte de la pulpa de café a los procesadores mediante tornillo sin fin.

Ingemecánica: Tutorial N° 143: Cálculo de Transportadores de Tornillo Sin: Velocidad de giro del tornillo.

<http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn143.html>.

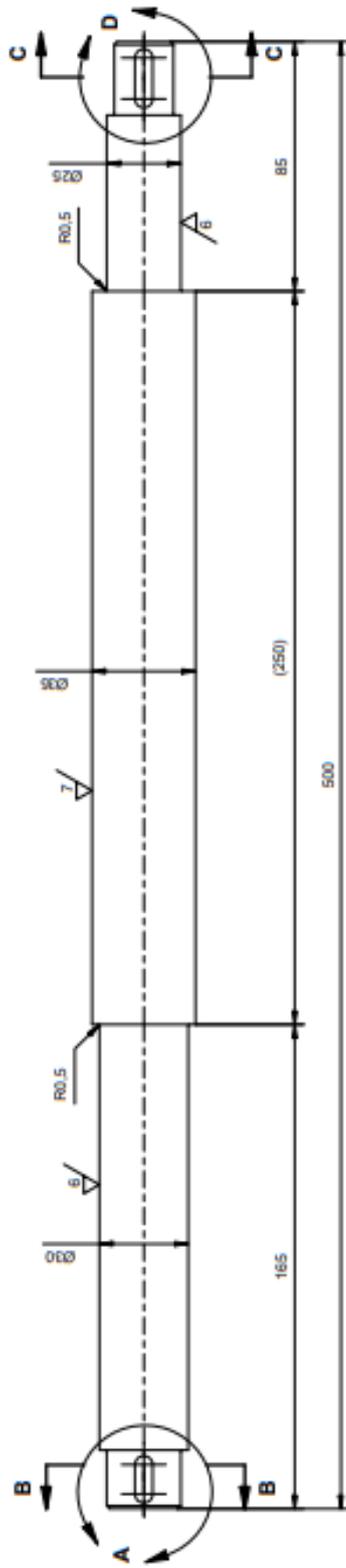
Arenas Enoc, León José. Ejes y Arboles, Manual de diseño. Escuela de Ingeniería mecánica. UIS. 2012.

Bavaresco Guillermo. GABP Ingeniería. Procedimiento para el diseño de ejes.

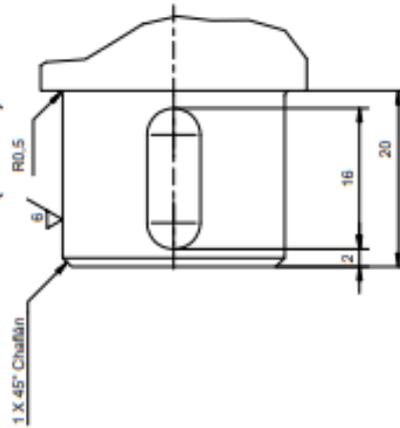
https://gabpingeneria.weebly.com/uploads/2/0/1/6/20162823/diseo_de_ejes.pdf.

Galindo López Sebastián. Diseño y análisis de resistencia de materiales de los engranajes conicos espirales e hipoidales(Tesis de pregrado)Universidad EAFIT, Medellín, Colombia. 2009.

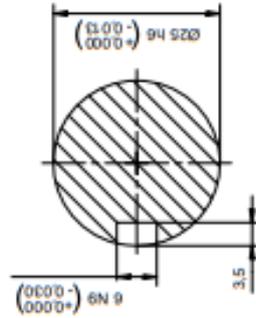
EP



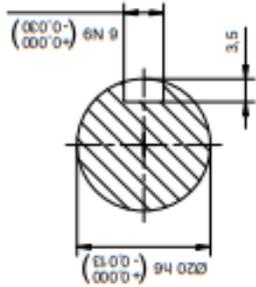
A (2:1)



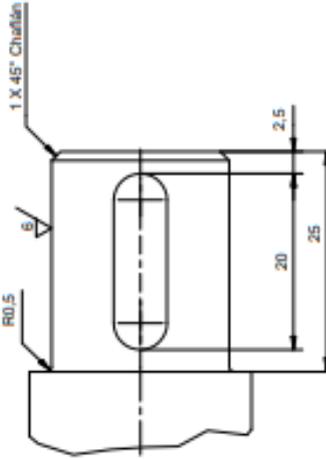
B-B (1,5:1)



C-C (1,5:1)



D (2:1)

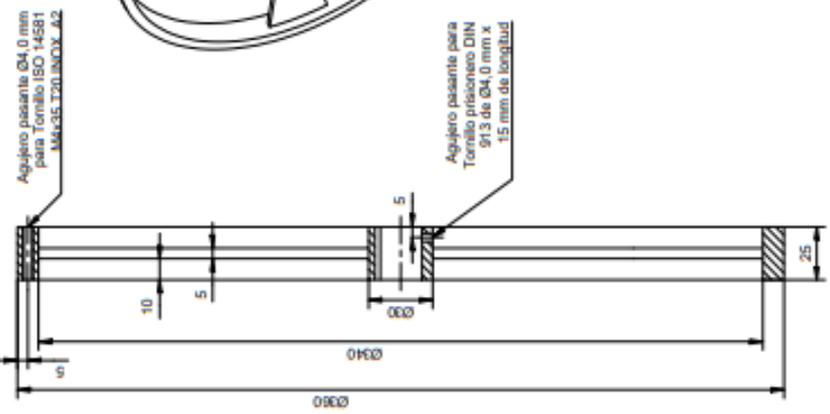


NOTA: Todas las medidas en mm.
Rugosidad indicada en cada sección del eje.
Redondeos 0,5mm.

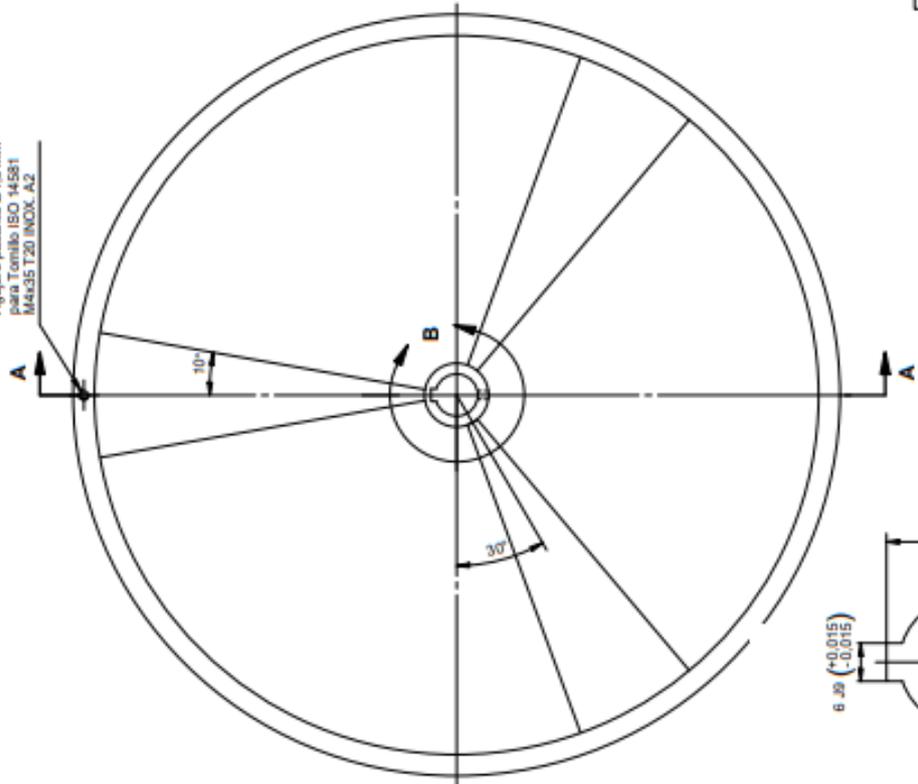
1	EJE PIÑÓN	1	A3-02	ACERO AISI SAE 1020	Ø36xØ4 mm	TORNADO
Ref.	Descripción	Cantidad	Plano Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
UNIVERSIDAD DE ANTIOQUIA						
FACULTAD DE INGENIERÍA						
INGENIERÍA MECÁNICA						
IA			EJE PIÑÓN		ARCHIVO:	ESC: 1-15
DISEÑADOR: ROBERT CARDONA			DIB: MARIA VALLEJO		ARCHIVO:	FCH: 22/08/2020
APRBE			REV:		ARCHIVO:	O.T.: N.A.
					ARCHIVO:	MOD: N.A.
					ARCHIVO:	PL.Nº: A3-02

M1

SECCIÓN A-A

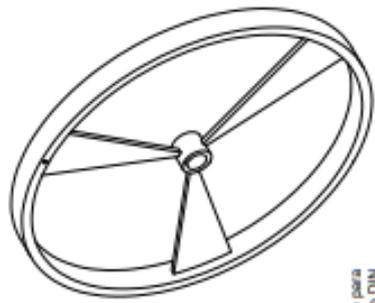


Agujero pasante Ø4.0 mm para Tornillo ISO 14581 M4x35 T20 INOX A2



DETALLE B (1.5 : 1)

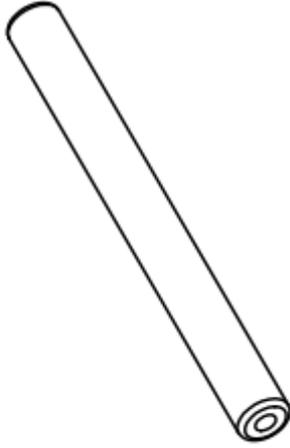
NOTA: Unidades en mm.



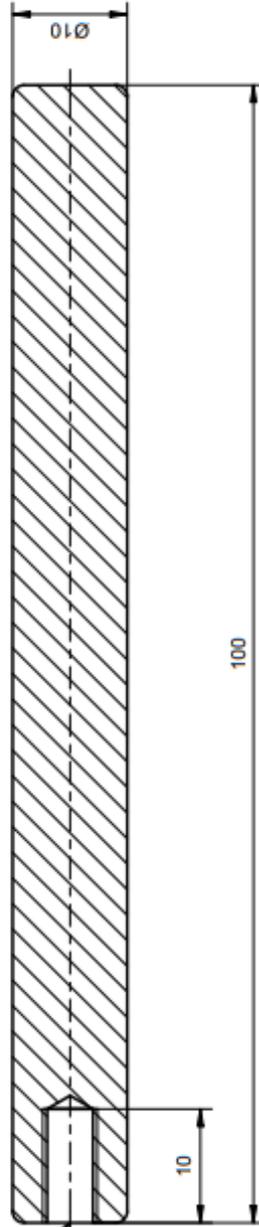
1	MANIVELA	1	ALUMINIO	Ø25x400 mm	FUNDIRIO, MECANIZ
Ref.	Descripción	Cantidad	Material	Especificaciones	Observaciones
UNIVERSIDAD DE ANTIOQUIA					
FACULTAD DE INGENIERIA					
INGENIERIA MECANICA					
MANIVELA			ARCHIVO:	ECC: 1 - 2	
			N.A.	FCH: 2009/02/09	
			SIB: MARIA VALLEJO	O.T.: N.A.	
			REV:	MOD: N.A.	
			APRB:	PL. No: A3-01	



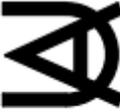
EM



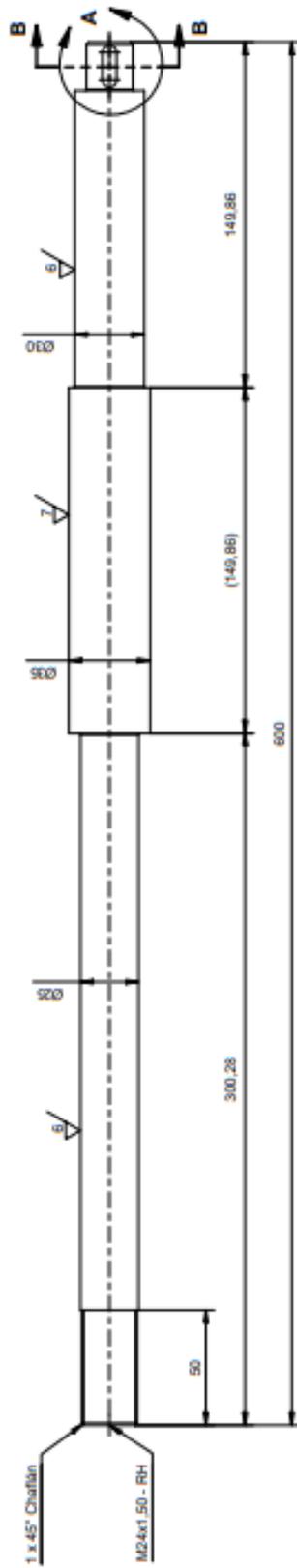
Agujero Ø4,0 mm para
Tornillo ISO 14581
M4x35.T20.INOX_A2



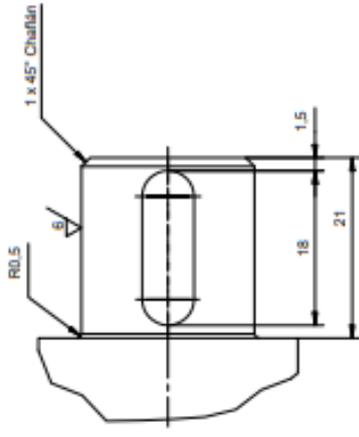
NOTA: Unidades en mm.
Redondeos no especificados
de 1mm

1	EMPUÑADURA MANIVELA	1	A4-01	ALUMINIO	Ø12x104	TORNEADO
Ref.	Descripción	Cantidad	Plano Ref.	MATERIAL	Especificaciones	Observaciones
UNIVERSIDAD DE ANTIOQUIA						
FACULTAD DE INGENIERÍA						
INGENIERÍA MECÁNICA						
						
				ARCHIVO:		ESC:
				N.A		FCH: 22/08/2020
				DIB: MARIA VALLEJO		O.T.: N.A
				REV:		MOD: N.A
						PL_Nr: A4-01

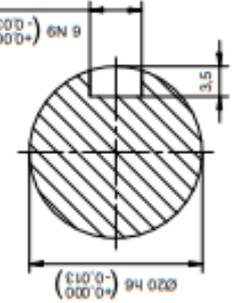
EE



A (2 : 1)



B-B (2 : 1)

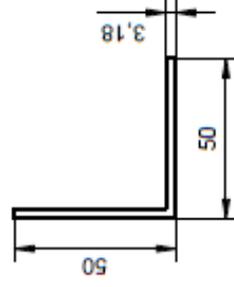
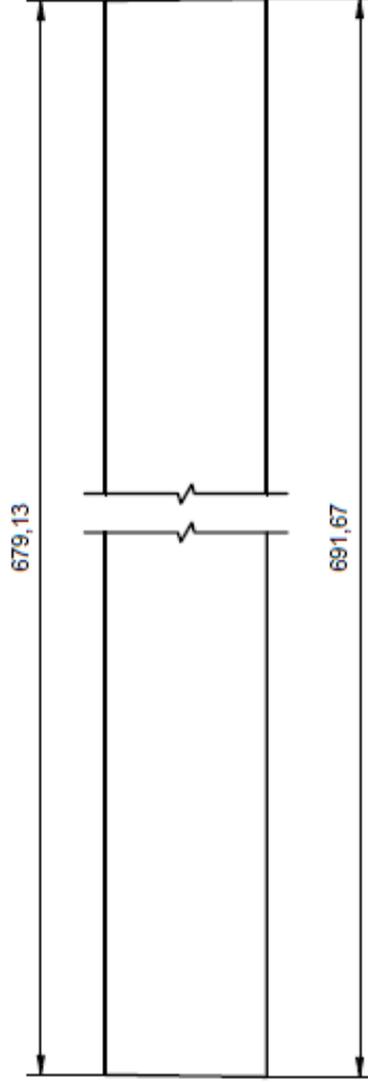
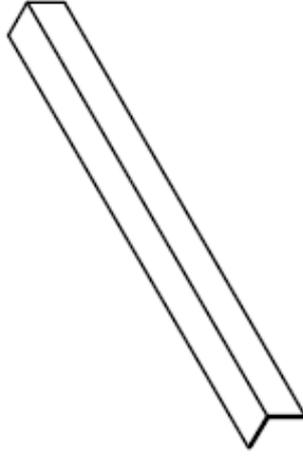


NOTAS

- Todas las medidas en mm.
- Rugosidad indicada en cada sección del eje.
- Redondeos de 0,5 mm en los cambios de sección.
- Pulir aristas vivas.

1	EJE ENGRANAJE	1	A3-03	ACERO AISI SAE 1020	Ø36x64 mm	TORNADO
Ref.	Descripción	Cantidad	Plano Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
UNIVERSIDAD DE ANTIOQUIA FACULTAD DE INGENIERÍA INGENIERÍA MECÁNICA						
				ARCHIVO: N.A.		
DIB: ROBERT CARDONA APRB				DIB: JORGE SANCHEZ REV:		
				ESC: 1:1-B FCH: 20090208 O.T.: N.A. MOD: N.A. PL. No: A3-03		

SI



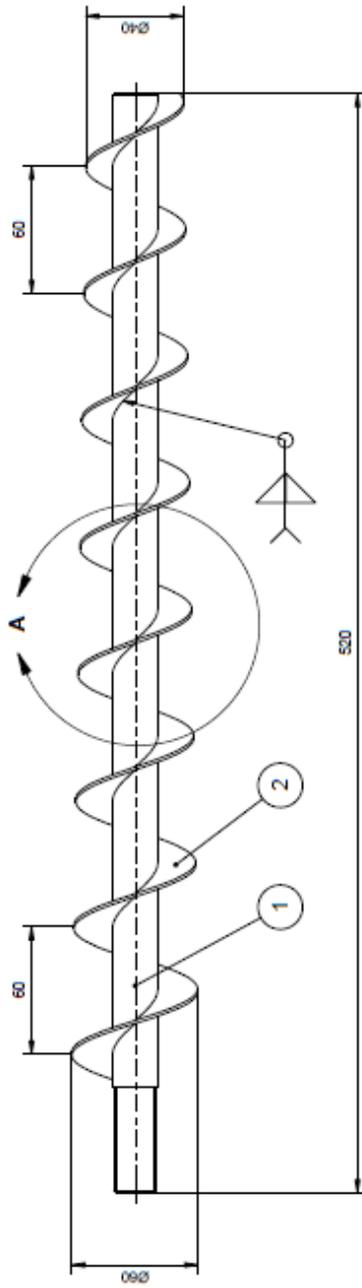
NOTAS

- Todas las medidas en mm.
- Pulir aristas vivas.

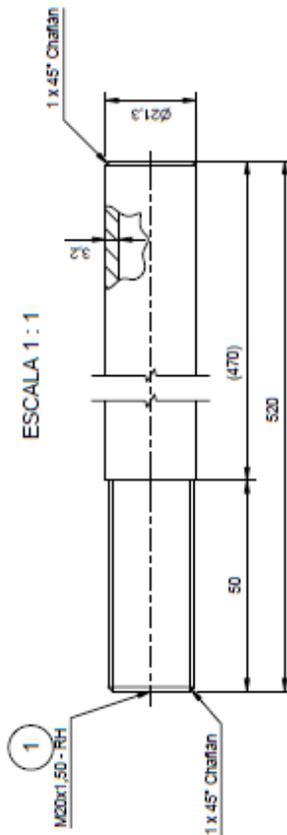
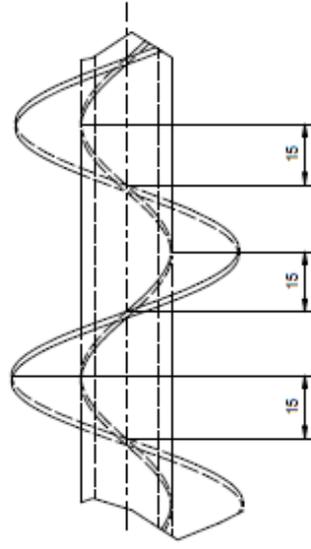
1	SOPORTE RODAMIENTO INTERNO	1	A4-08	ACERO ASTM A36	892x50x50	CORTADO
Ref.	Descripción	Cantidad	Plano Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
UNIVERSIDAD DE ANTIOQUIA						
FACULTAD DE INGENIERÍA INGENIERÍA MECÁNICA						
			ARCHIVO: N.A			
			ESC: 1:2			
SOPORTE RODAMIENTO INTERNO			FCH: 12/10/2020			
DIS: ROBERT CARDONA			O.T.: N.A			
APRB:			MOD: N.A			
REV:			PL No: A4-08			



SF



A (1:1)



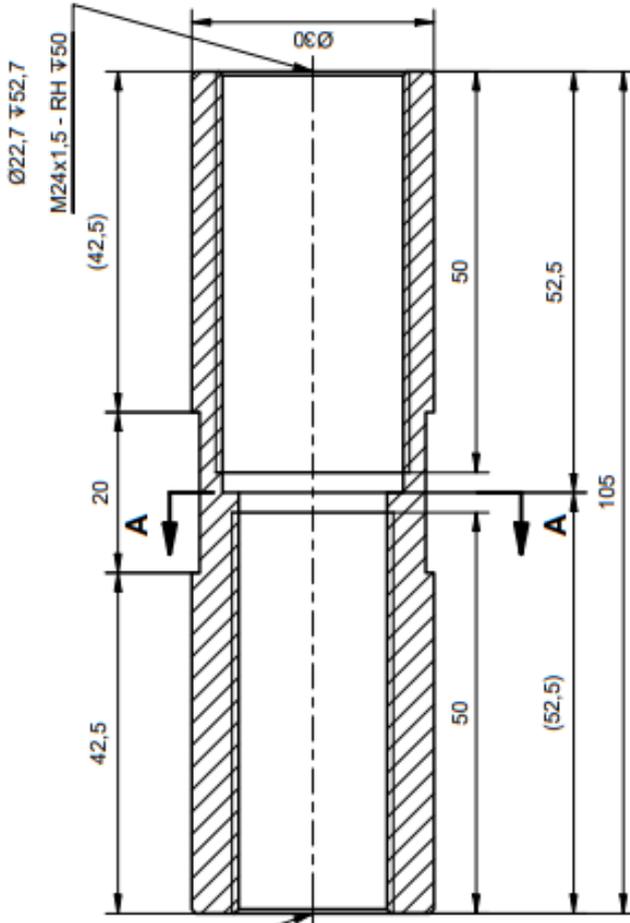
2	HELICE HELICOIDAL	1	A3-54	ACERO HR ASTM A38	Ø90x470 - CALIBRE 18	CORTADO
1	TUBO DIN 2441	1	A3-54	ST. 30.2 - DN. 10"	Ø90x500	TORNADO
	SIN FIN HELICOIDAL	1	A3-54	SEGUN PLANO	Ø90x500	SOLDADO
Ref.	Descripción	Cantidad	Plano Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
UNIVERSIDAD DE ANTIOQUIA						
FACULTAD DE INGENIERÍA						
INGENIERÍA MECÁNICA						
IAJ			SIN FIN HELICOIDAL		ARCHIVO:	ESC. 1: 1, 2
					DIS. ROBERT CARDONA	FCH. 05/10/2020
					DIB. JORGE SANCHEZ	Q.T. N.A
					REV.	MOD. N.A
					APR	PL. No. A3-04

NOTAS

- Todas las medidas en mm.
- Pulir aristas vivas.
- Puntear antes de soldar completamente para garantizar el paso y la adecuada de la hélice.
- Soldar la hélice en la sección lisa del tubo.
- El roscado se debe realizar antes de soldar la hélice.

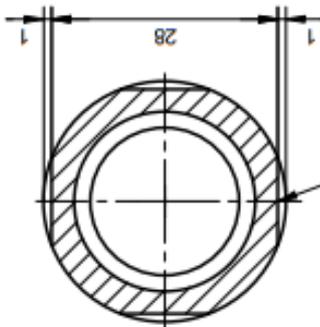


AC

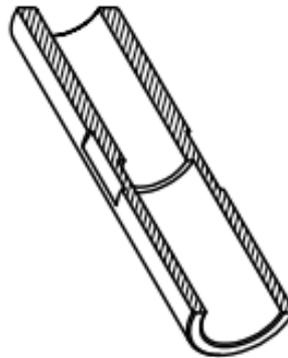


A-A (1.3 : 1)

Ø18,7 ± 0,052,5
M20x1,5 - RH ± 0,050



4 Asientos igualmente espaciados sobre la circunferencia

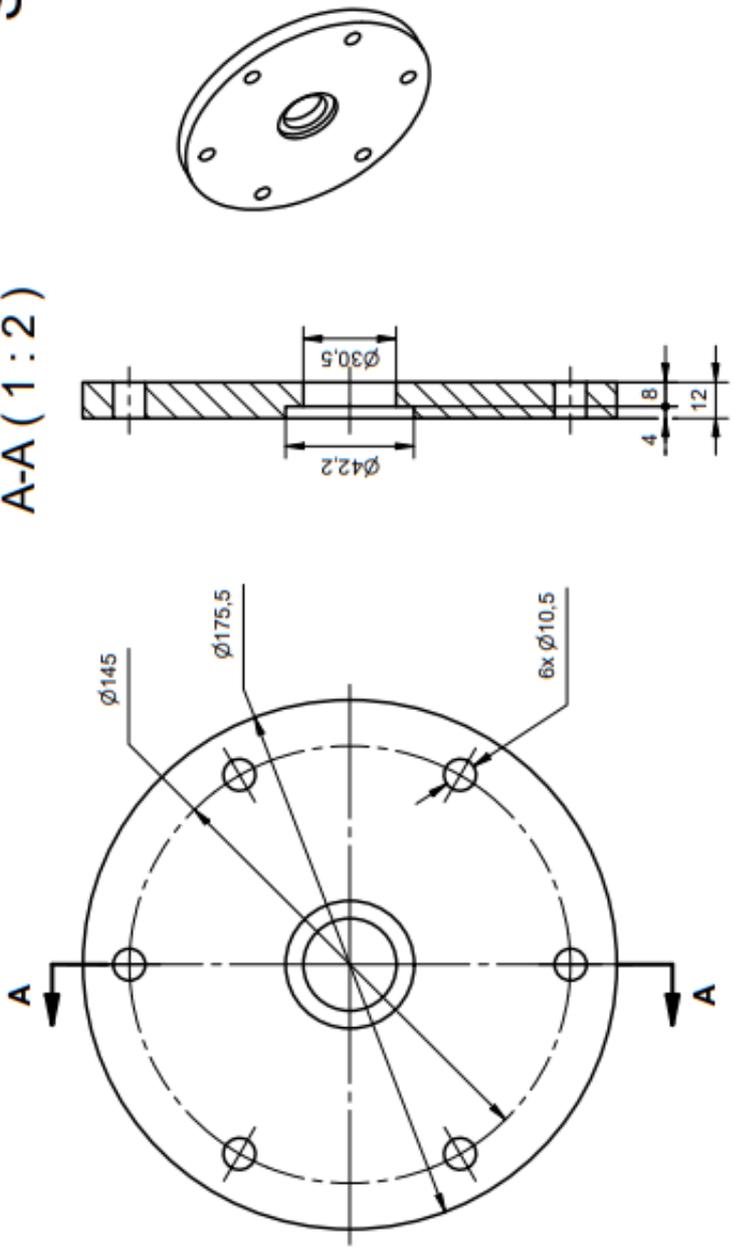


NOTAS
 - Todas las medidas en mm.
 - Chafilanes de 0,5x45° en las aristas.

1	ACOPLE EJE - SIN FIN	1	A4-05	ACERO AISI SAE 1020	Ø33x108	TORNEADO
Ref.	Descripción	Cantidad	Plano Ref.	Materia	Especificaciones	Observaciones
UNIVERSIDAD DE ANTIOQUIA FACULTAD DE INGENIERÍA INGENIERÍA MECÁNICA						
			ARCHIVO: N.A			
DIS: ROBERT CARDONA APRB:			DIB: JORGE SANCHEZ REV:			
			ESC: 1.5 : 1 FCH: 08/10/2020 O.T.: N.A MOD: N.A PL.No: A4-05			

SR

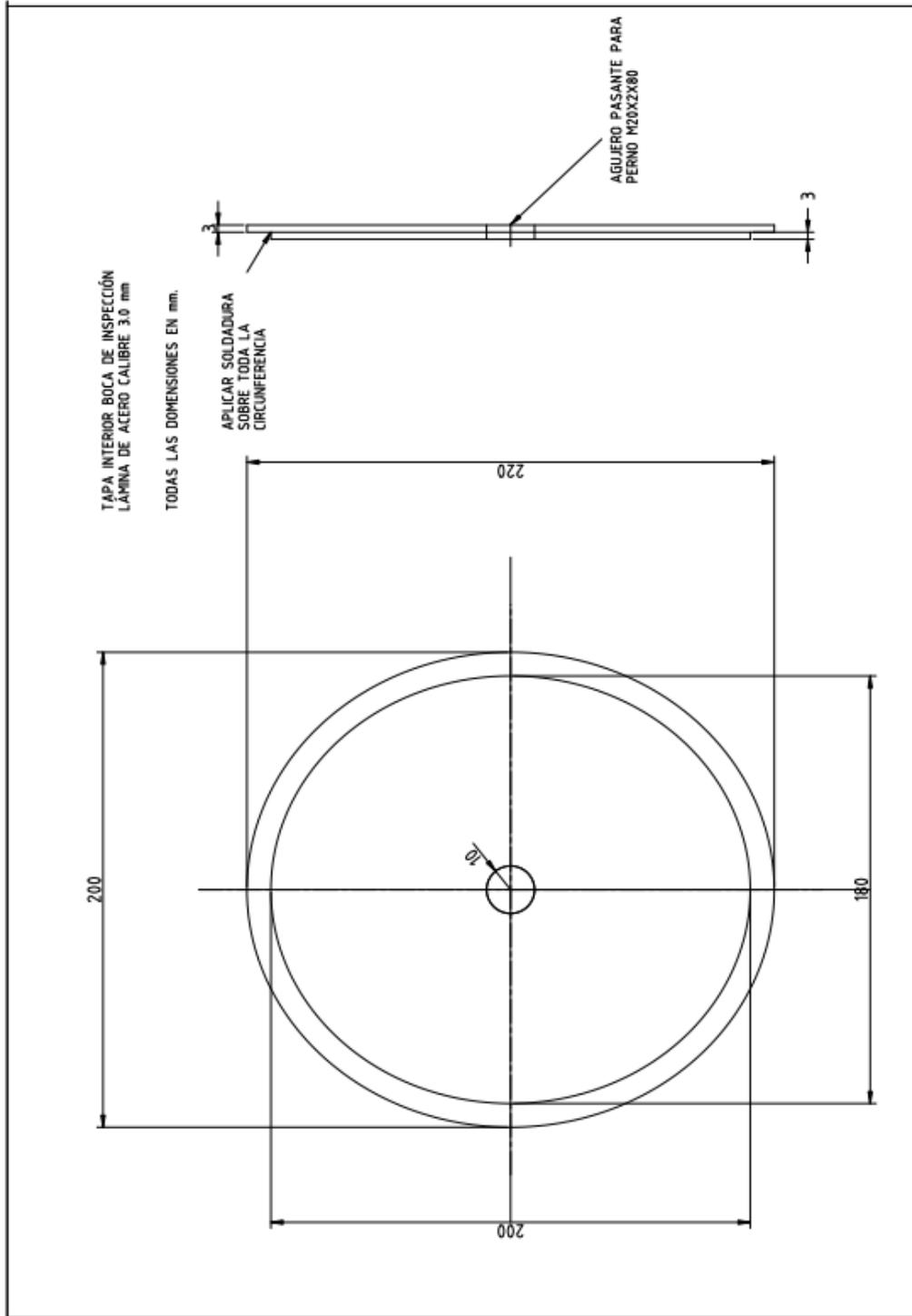
A-A (1:2)

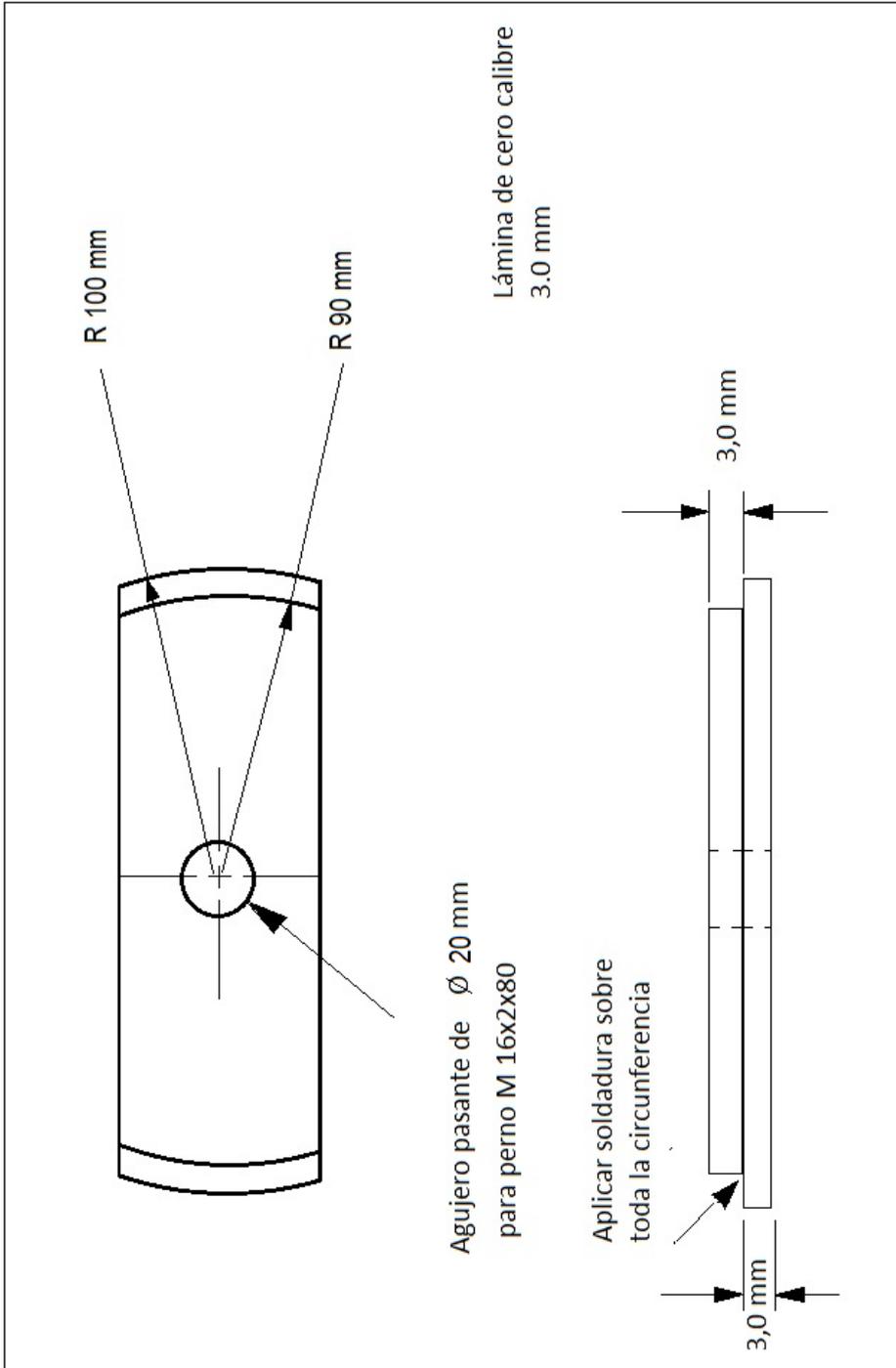


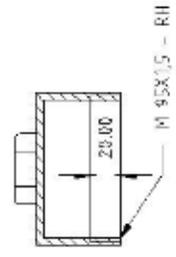
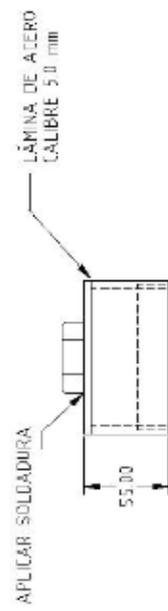
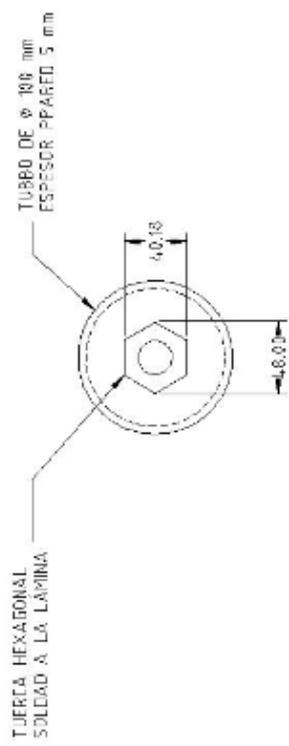
NOTAS
- Todas las medidas en mm.

1	SOPORTE RODAMIENTO SUPERIOR	1	A4-07	FUNDICION GRIS	Ø175,5x12	FUNDIDO
Ref.	Descripción	Cantidad	Plano Ref.	Material	Especificaciones	Observaciones
UNIVERSIDAD DE ANTIOQUIA FACULTAD DE INGENIERIA INGENIERIA MECANICA						
				ESC: 1 : 2 FCH: 12/10/2020 O.T.: N.A MOD: N.A PL.No: A4-07		
SOPORTE RODAMIENTO SUPERIOR				ARCHIVO: N.A		
DIS: ROBERT CARDONA			DIB: JORGE SANCHEZ			
APRB:			REV:			









NOTA:
TODAS LAS MEDIDAS EN mm
EL TAPON SERVIRÁ PARA REALIZAR EL
CORRECTO SELLAMIENTO DE LA BOCA DE
ALIMENTACIÓN
DEL MATERIAL ABRASIVO.



BASE PARA EJE DEL PIÑÓN EN PERFIL
ANGULAR DE 50x50 mm.
ESPESOR 5.0 mm

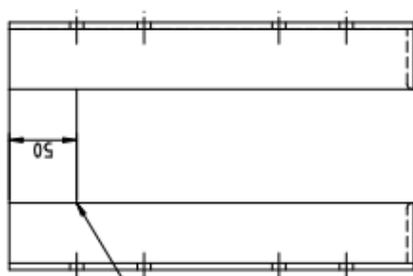
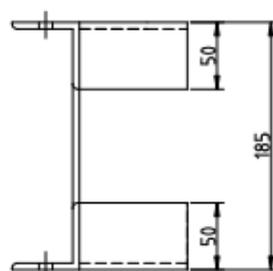
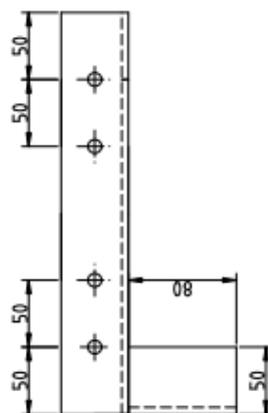
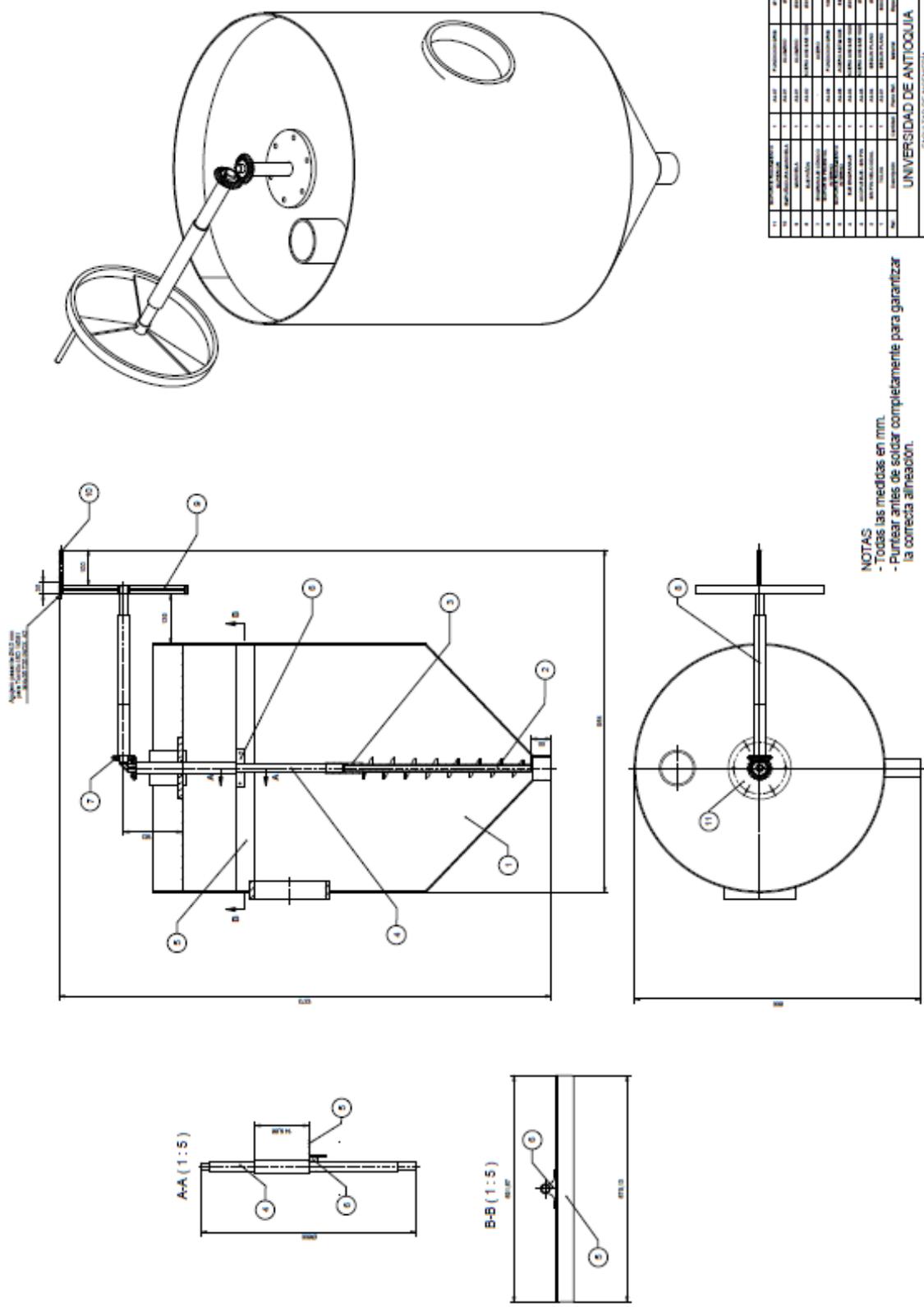


LÁMINA DE ACERO
ESPESOR 5,0 mm
APLICAR
SOLDADURA



EF



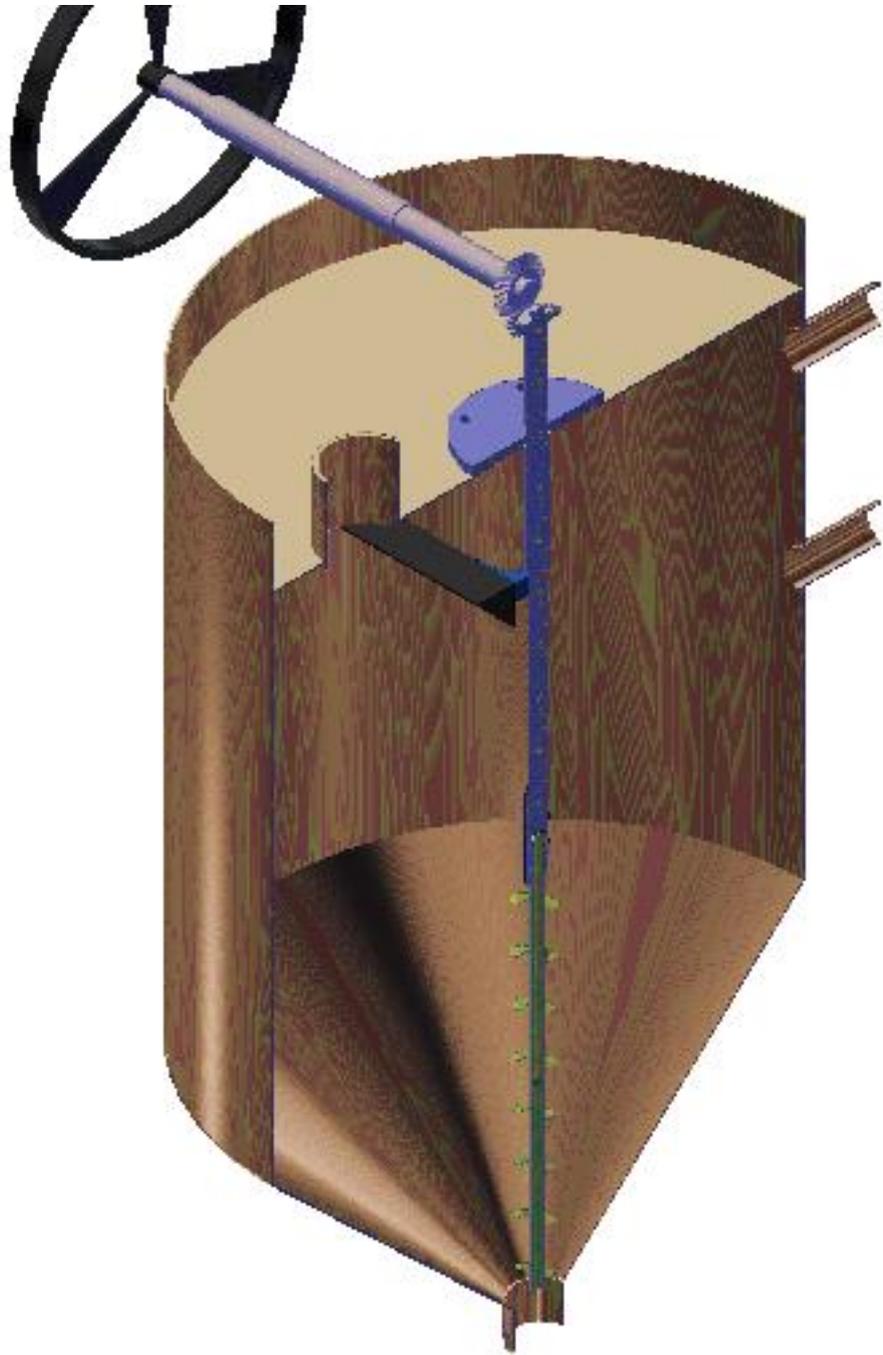
NOTAS
 - Todas las medidas en mm.
 - Puntilar antes de soldar completamente para garantizar la correcta alineación.

NO.	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UNIDAD	NOTAS
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15

UNIVERSIDAD DE ANTIOQUIA
 FACULTAD DE INGENIERÍA
 INGENIERÍA MECÁNICA

IAI
 ENSAMBLE
 ING. J. A. GONZÁLEZ
 ING. J. A. GONZÁLEZ
 ING. J. A. GONZÁLEZ
 ING. J. A. GONZÁLEZ







10.2 MANUAL DE OPERACIONES

MANUAL DE OPERACIÓN DE EQUIPO PARA BLASTING CON ESPONJA ABRASIVA

1. INTRODUCCIÓN

El equipo se compone de tres partes o secciones principales.

1.1 Generación y suministro de aire comprimido.

Esta sección se compone a su vez de un compresor y dispositivos requeridos para el suministro de aire comprimido.

- **Requisitos y características de la unidad de compresión de aire.**

Compresor de aire de embolo o de tornillo:

Presión: 150 psi.

Caudal: 250 cfm (pies cúbicos por minuto).

Caudal: 7,1 m³/min.

- **Requisitos y Características de los suministros de aire comprimido**

Tanto la tolva como los diferentes dispositivos que requieren conexión con las mangueras cuentan con tubería estándar de 50 mm (2 pulgadas). Se recomienda un acople universal de 50 mm (2 pulgadas), de cuatro orejas.

Para las mangueras de suministros de longitudes de hasta 50 m, se recomienda un diámetro interno no menor al diámetro interno de la línea de aire. Para longitudes entre 50 y 90 m. se debe utilizar como mínimo el diámetro mayor indicado a continuación. Importante destacar que las mangueras de mayor tamaño propician una disminución en la pérdida de presión.

Diámetro mínimo para mangueras de longitudes
entre 50 y 90 m.

NÚMERO DE INYECTOR/ORIFICIO DEL COMPRESOR	DIÁMETRO INTERIOR MÍNIMO PARA LA LÍNEA DE AIRE
Nº 6 / 9,5 mm (3/8 pulg)	38 mm (1½ pulg)
Nº 7 / 11 mm (7/16 pulg)	50 mm (2 pulg)
Nº 8 / 12,5 mm (1/2 pulg)	50 mm (2 pulg)
Nº 10 / 16 mm (5/8 pulg)	64 mm (2½ pulg)
Nº 12 / 19 mm (3/4 pulg)	76 mm (3 pulg)

*Para el propósito para el cual fue diseñada la tolva, la salida del compresor de aire no debe ser menor a los valores de los inyectores de la tabla.

1.2 Depósito de material abrasivo presurizado.

La tolva debe contar con el correcto sellado de la boca superior de suministro del material abrasivo, así como de la boca lateral de inspección.

Las conexiones de aire de presurización y de manguera de chorreado deben contar con el debido acople y sujeción.

1.3 Chorreado de material abrasivo.

Para el proceso de chorreado se recomiendan mangueras con longitudes recomienda de hasta 30 m (100 pies) con un diámetro interno mínimo de 32 mm (1,25 pulg).

Para longitudes mayores a 30 m, el diámetro interno mínimo debe ser 38 mm (1,5 pulg). Teniendo en cuenta que los diámetros mayores disminuyen la pérdida de presión.

1.3 Boquillas

Para las condiciones de presión de operación indicada (120 a 150 psi) y diámetros de mangueras de 32 mm a 38 mm, se usará una boquilla Nº 6, con un diámetro de orificio de chorreado de 9,5 mm (3/8 pulg).

2. OPERACIÓN

Antes de comenzar a operar.

Como se trata de un equipo presurización que requiere de un importante cuidado en todo lo que se indica a continuación:

- Asegúrese que la capacidad de la válvula de alivio por sobrepresión equivalga o exceda a la del suministro de aire comprimido.
- Como todo equipo de blasting, este está equipado con un sistema de parada de emergencia. Identifique en que parte de todo el sistema está su ubicación y comprenda su uso antes de operar.
- La presión de entrada nunca deberá superar los 150 psi (10.34 bares).
- La temperatura del entorno a la cual debe operar la máquina de ser superior a los 0° Celsius (32 °F).
- En caso de requerir operar en temperaturas bajo cero, se recomienda la utilización de aceite grado invernal y controle la humedad del aires de suministro.
- Antes de la presurizar y operar la unidad de alimentación verifique que la unidad esté segura y estable.
- Inspeccione todas las líneas neumáticas en busca de orificios y desgastes que causen caídas de presión y posibles accidentes.
- La tapa de la boca de inspección debe estar fijada y asegurada antes y durante la operación.
- La tapa de la boca de alimentación del material abrasivo debe estar fijada y asegurada antes y durante la operación.
- La Esponja Abrasiva producida por SIANCO S.A.S, es reutilizable hasta tres veces, mínimo en condiciones normales de uso, por tanto se recomienda utilizar un medio de contención y recolección del materia utilizado.
- Si se requiere realizar cualquier actividad diferente a la operación normal de la máquina, se debe estar seguro del que el sistema completo se encuentra despresurizado.
- En ningún momento realice mantenimiento o reparaciones cuando el sistema esté presurizada.

- Si se desea realizar alguna modificación al diseño de la tolva asegúrese de no incurrir en detrimento del funcionamiento de la misma.
- El personal a cargo de la operación del equipo debe ser idóneo y conocer los riesgos de operar un equipo presurizado.
- La máquina requiere de dos personas para su correcta operación. Uno a cargo del chorreado y otro a cargo del suministro de aire y de la manipulación del sistema de agitación.
- El personal a cargo de la operación de la máquina y quienes requieran estar cerca de la aplicación del chorro abrasivo deben contar con los elementos de protección auditiva, ocular y respiración y vestuario apropiado.
- Por ningún motivo oriente el inyector hacia usted o hacia otras personas.

3. Mantenimiento

Como condición necesaria se requiere que la máquina se encuentre apagada y despresurizada antes de iniciar una inspección o cualquier tipo de mantenimiento.

Adicionalmente, de forma rutinaria

- Revise las conexiones neumáticas en todo el sistema.
- Una vez termine la operación revise la tapa de la boca de alimentación de material abrasivo y de la boca de inspección de la tolva.
- Revise dentro del mantenimiento rutinario las condiciones de lubricación de los rodamientos, en especial el del eje del engrane que está expuesto al material abrasivo al interior de la tolva y retire el exceso de material abrasivo.
- Debido a la relativa alta presión a la cual se encuentra sometida la tolva, inspeccione las uniones soldadas de la misma.
- Debido a la rotación a la cual se ve sometido el sinfín helicoidal, incluya en el mantenimiento rutinario la inspección de las hélices de este, así como su correcta ubicación centrada de la boca de salida de la tolva.
- Debido a que la tolva cuenta con muy pocos componentes móviles, las posibles fallas mecánicas se presentarán la manivela, engranajes, ejes o el sinfín helicoidal.