



Universidad
Nacional
de Loja

Universidad Nacional de Loja

Facultad de la Energía, las Industrias y los Recursos

Naturales no Renovables.

Carrera de Ingeniería Electromecánica

Diseño de un sistema hidráulico para el accionamiento de vibradores

Trabajo de Titulación previo, a la obtención del título de Ingeniera Electromecánica.

AUTORA:

Leidy Janeth Granda Flores

DIRECTOR:

Ing. Marco Vinicio Rojas Moncayo

Loja – Ecuador

2023

Certificación

Loja, 23 de marzo de 2022

Ing. Marco Vinicio Rojas Moncayo

DIRECTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

CERTIFICO:

Que he revisado y orientado todo el proceso de elaboración del Trabajo de Titulación denominado: **Diseño de un sistema hidráulico para accionamiento de vibro-aponadores**, previo a la obtención del título de **Ingeniera Electromecánico**, de la autoría de la señora **Leidy Janeth Granda Flores** con **cédula de identidad Nro. 1105044273**, una vez que el trabajo cumple con todos los requisitos exigidos por la Universidad Nacional de Loja, para el efecto, autorizo la presentación del mismo para su respectiva sustentación y defensa.

Ing. Marco Vinicio Rojas Moncayo Mg. Sc

DIRECTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Autoría

Yo, **Leidy Janeth Granda Flores**, declaro ser autora del presente Trabajo de Titulación y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos, de posibles reclamos y acciones legales, por el contenido del mismo. Adicionalmente acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja, la publicación del Trabajo de Titulación en el Repositorio Institucional – Biblioteca Virtual.

Firma:



Cédula de identidad: 1105044273

Fecha: 07/11/2023

Correo electrónico: leidy.granda@unl.edu.ec

Teléfono: 0979622434

Carta de autorización por parte de la autora para la consulta de reproducción parcial o total, y/o publicación electrónica del texto completo, Trabajo de Titulación.

Yo, **Leidy Janeth Granda Flores**, declaro ser autora del Trabajo de Titulación denominado: **Diseño de un sistema hidráulico para accionamiento de vibro-apisonadores**, como requisito para optar al grado de **Ingeniera Electromecánica**, autorizo al Sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que, con fines académicos, muestre al mundo la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el Repositorio Institucional.

Los usuarios pueden consultar el contenido de este trabajo en el Repositorio Institucional, en las redes de información del país y del exterior, con las cuales tenga convenio la Universidad.

La Universidad Nacional de Loja, no se responsabiliza por el plagio o copia del trabajo de titulación que realice un tercero.

Para constancia de esta autorización, suscribo, en la ciudad de Loja, a los siete días del mes de noviembre del dos mil veintitrés.

Firma:



Autor: Leidy Janeth Granda Flores.

Cédula: 1105044273

Dirección: Loja, Época, calle Suecia

Correo electrónico: leidy.granda@unl.edu.ec

Teléfono: 0979622434

DATOS COMPLEMENTARIOS:

Director del Trabajo de Titulación: Ing. Marco Vinicio Rojas Moncayo Mg.

Dedicatoria

El presente Trabajo de Titulación lo dedico a:

DIOS Por estar conmigo en todo momento, darme sabiduría, guiarme, protegerme y permitirme lograr este triunfo.

Ing. Byron Solorzano, por ser el mentor de este tema de investigación.

Mi madre Elizabeth Flores, me ha dado su apoyo incondicional a lo largo de mi vida; por el amor, esfuerzo, entrega y dedicación incondicional.

Mi padre Nixon Granda (+) quien a pesar de no estar conmigo físicamente, siempre he recibido su apoyo incondicional. Todos mis esfuerzos son para ti, demostrarte que dejaste en esta tierra un ser que luchará por sus sueños al igual que tú.

Mis hermanos Kevin y Katherine, por su apoyo y cariño.

A Javier Ramon, gracias por todo tu apoyo, comprensión, paciencia y cariño. Te amo.

Mis amigos Lucas, Edison y Jimmy (+) por haber estado conmigo hasta el final de nuestra carrera, dándome su apoyo.

Y en especial le dedico este trabajo a mi querida hija Mabel, quiero que sepas que todos mis esfuerzos son para ti.

Leidy Janeth Granda Flores

Agradecimiento

Agradezco profundamente a DIOS por darme la bendición de la vida y por darme la oportunidad y capacidad de culminar mi carrera, la ejerceré en su sagrado nombre.

Mis padres Por su amor y sacrificios para brindarme siempre lo mejor. Que este logro sea una recompensa a todos sus esfuerzos.

Mi familia Por el entusiasmo que siempre me han contagiado, su colaboración y ayuda. Fam. Granda Flores

Ing. Marco Rojas, por la asesoría brindada para la realización del presente trabajo.

Ing. Byron Solórzano, por su gran apoyo en la revisión de este trabajo; a quien admiro y considero un gran profesional.

Ing. Javier Ramón que a pesar de todos los retos que nos ha puesto la vida siempre ha estado presente dándome su amor.

Leidy Janeth Granda Flores

Índice de contenido

Portada	i
Certificación	ii
Autoría	iii
Carta de autorización	iv
Dedicatoria	v
Agradecimiento	vi
Índice de contenido	vii
Índice de figuras.....	x
Índice de tablas	xiii
Índice de anexos.....	xiv
1. Título	1
2. Resumen	2
Abstract.	2
3. Introducción	4
4. Marco teórico	6
4.1 Capítulo I: Fundamentos de vibro apisonadores.....	6
4.1.1 Partes de vibro apisonadores	6
4.1.2 Compactación de suelos	7
4.1.3 Análisis de funcionamiento	7
4.1.4 Análisis de modos de fallo, efectos y criticidad del vibro apisonador.	8
4.2 Capítulo II: Hidráulica	9
4.2.1 Componentes y accionamiento de un sistema hidráulico	9
4.2.2 Simbología.....	10
4.2.3 Fluido Hidráulico.....	12
4.2.3.1 Propiedades de los fluidos.....	13
4.2.4 Depósito hidráulico	15
4.2.5 Filtros.....	15
4.2.6 Bomba Hidráulica	15

4.2.6.1	Potencia requerida	16
4.2.6.2	Cilindrada	16
4.2.6.3	Caudal teórico.....	16
4.2.6.4	Rendimiento volumétrico.....	16
4.2.6.5	Clasificación de máquinas hidráulicas	17
4.2.7	Actuador.....	20
4.2.7.1	Principio de desplazamiento.....	20
4.2.7.2	Cálculo del caudal teórico.....	20
4.2.7.3	Potencia suministrada a motores de fluido	21
4.2.8	Tuberías.....	21
4.2.9	Válvulas	22
4.2.9.1	Válvulas de seguridad.....	23
4.2.9.2	Válvulas direccionales.....	23
4.2.9.3	Válvula para el control de caudal	24
4.2.10	Principios básicos	25
4.2.10.1	Principio de Bernoulli.....	25
4.2.10.2	La ecuación de continuidad	26
4.2.10.3	Régimen de flujo.....	27
4.2.10.4	Pérdida por fricción en flujo laminar.....	27
4.2.10.5	Pérdida por fricción en flujo turbulento.....	27
4.2.10.6	Coefficiente de resistencia	28
4.2.10.7	Pérdida de entrada	28
4.2.10.8	Pérdida de salida	29
4.2.10.9	Coefficiente de resistencia para válvulas y accesorios.....	29
4.3	Capítulo III: Fundamentos de diseño	30
4.3.1	Fundamentos de diseño mecánico	30
4.3.1.1	Potencia.	30
4.3.1.2	Eficiencia mecánica	31
4.3.1.3	Factor de seguridad	31
4.3.1.4	Coefficiente de seguridad estático.....	31
4.3.1.5	Esfuerzo y resistencia de materiales.....	33
4.3.2	Fundamentos de diseño estático y cinético.....	34
4.3.2.1	Fundamentos de estática.....	34

4.3.2.2	Fundamentos de dinámica	34
4.3.3	Diseño de elementos de máquinas.....	35
4.3.3.1	Transmisión por correas trapezoidales tipo normal.....	35
4.3.3.2	Transmisión por cadena de rodillos.....	35
4.3.3.3	Transmisión por engranajes.....	35
4.3.3.4	Relación de transmisión	37
4.3.3.5	Geometría en los dientes de los engranajes.....	38
4.3.3.6	Relaciones principales de dimensiones en dientes helicoidales.....	40
4.3.3.7	Ángulos de presión y fuerzas en engranajes helicoidales.....	40
4.3.3.8	Diseño basado en la resistencia.....	44
4.3.3.9	Esfuerzos de flexión.....	45
4.3.3.10	Materiales para los engranajes.....	46
4.3.4	Análisis por falla a la fatiga.....	48
4.3.4.1	Esfuerzos cíclicos	49
4.3.4.2	Criterios de análisis a la falla por fatiga.....	56
4.3.5	Eje	57
4.3.5.1	Diámetro mínimo de un eje según la teoría del esfuerzo cortante máximo (MSST).....	58
4.3.5.2	Diámetro mínimo de eje según la teoría de la energía de distorsión (DET).....	58
4.3.5.3	Modelo matemático altura del hombro r.....	59
4.3.6	Dimensionamiento de chavetas.....	59
4.3.7	Sujetadores	59
4.3.7.1	Materiales para pernos y su resistencia.....	60
4.4	Capitulo IV: Software de simulación.....	60
4.4.1	Software Mathcad	60
4.4.1.1	Características de PTC Mathcad	60
4.4.2	Software MDSolids	61
4.4.3	Software AutoCAD	62
4.4.4	Software SolidWorks	63
4.4.5	Software FluidSIM	64
5.	Metodología	65
5.1	Metodología general.....	65

5.2 Materiales.....	65
5.3 Procedimiento.....	67
5.3.1 Primer objetivo específico.....	67
5.3.2 Segundo objetivo específico.....	68
6. Resultados.....	75
6.1 Descripción de vibro-apisonadores.....	75
6.2 Selección del motor hidráulico.....	76
6.3 Acople del motor a la máquina.....	78
6.4 Transmisión de engranajes helicoidales.....	81
6.5 Simulación y modelado 3D.....	89
6.6 Cálculo del sistema hidráulico.....	90
6.7 Accionamiento de la bomba.....	95
6.8 Simulación y modelado del sistema hidráulico.....	96
6.9 Diseño de carreta de soporte y traslado.....	98
7. Discusión.....	100
8. Conclusiones.....	102
9. Recomendaciones.....	103
10. Bibliografía.....	104
11. Anexos.....	108

Índice de Figuras:

Figura 1. Partes de un vibro apisonador.....	7
Figura 2. Diagrama de componentes y caja de engranes.....	8
Figura 3. Diagrama de accionamiento de un sistema hidráulico.....	10
Figura 4. Posiciones de ángulo bomba de pistones axial.....	19
Figura 5. Bomba de pistones radiales.....	20
Figura 6. Manguera flexible para aplicaciones hidráulicas.....	22

Figura 7. Válvula direccional (llave de bola): cuatro vías y tres posiciones.	24
Figura 8. Coeficientes de resistencia de entrada.	29
Figura 9. Flexión positiva y negativa de una viga.	33
Figura 10. Engranajes rectos.	36
Figura 11. Engranajes helicoidales.	36
Figura 12. Engranajes cónicos de dientes rectos.	37
Figura 13 . Piñón, corona, cremallera y sinfín.	38
Figura 14. Elementos de engranaje.	39
Figura 15. Especificaciones de la AGMA.	39
Figura 16. Geometría y fuerzas en los engranes Helicoidales.	41
Figura 17. Esfuerzos cíclicos presentes en maquinaria rotatoria.	49
Figura 18. Diagrama S-N: Resultados de ensayos a la fatiga.	50
Figura 19. Perno y tornillo hexagonal.	60
Figura 20. Ventana de inicio de MDSolids	61
Figura 21. Mapa de procesos del primer objetivo	67
Figura 22. Organizador de procesos	68
Figura 23. Organizador de diseño de sistema hidráulico	72
Figura 24. Transmisión de engranajes y leva de vibro-aponadores.	75
Figura 25. Tambor de alojamiento.	76
Figura 26. Embrague centrifugo	76
Figura 27. Datos técnicos motor hidráulico MAH 6.3.	78
Figura 28. Forma de alojamiento del motor y tambor de embrague.	79
Figura 29. Junta base acople de cada apisonador.	81
Figura 30. Transmisión de engranajes de motor hacia apisonador.	82
Figura 31. Disposición de fuerzas en engrane helicoidal.	83
Figura 32. Eje y elementos de alojamiento	85

Figura 33. Momento flector.....	86
Figura 34. Momento torsor.....	87
Figura 35 . Resultados de los esfuerzos de Von Mises en el engranaje.....	90
Figura 36. Diagrama de un sistema de fluidos.	90
Figura 37. Norma SAE 100 R1 AT de dimensión de tuberías.	92
Figura 38. Curva de pérdida de carga Y76 – 3/4 ``	93
Figura 39 . Curva Caudal-presión bomba axial VPPL-016.....	94
Figura 40 . Curva eficiencia-presión bomba axial VPPL-016.....	95
Figura 41. Fragmento de tabla para selección de acople Oldham lovejoy.....	96
Figura 42. Simulación del circuito Hidráulico de FLuidSim	97
Figura 43. Prototipo de carreta	98
Figura 44. Diagrama de fuerzas de equipos.	99

Índice de Tablas:

Tabla 1. Partes de un Vibro Apisonador	6
Tabla 2. FMECA realizado con falla funcional total	8
Tabla 3. Simbología Hidráulica.	12
Tabla 4. Grados de viscosidad ISO	15
Tabla 5. Velocidad de fluido para determinar el diámetro de tubería.	22
Tabla 6. Resistencia en válvulas y accesorios expresada como longitud equivalente.	30
Tabla 7. Valores de factor de seguridad en condiciones A, B, C, D y E.....	32
Tabla 8. Relaciones de dimensiones diente helicoidal.....	40
Tabla 9. Número mínimo de dientes del piñón para eliminar interferencia a 20°	43
Tabla 10. Ángulos de hélice y eficiencia.....	43
Tabla 11. Factor de forma de Lewis para un ángulo normal de 20°	45
Tabla 12. Factor de sobrecarga	47
Tabla 13. Factor de confiabilidad.	48
Tabla 14. Factores a y b para el tipo de acabado superficial	52
Tabla 15. Factores de confiabilidad k_e , correspondiente a desviaciones estándar del límite de resistencia a la fatiga.	53
Tabla 16. Constante de Neuber para aceros.....	56
Tabla 17. Coeficientes de fluctuación para varios tipos de equipos	58
Tabla 18. Resumen de curvas de operación.....	77
Tabla 19. Matriz ponderada para transmisión mecánica de potencia.	82
Tabla 20. Características Típicas de aceite ISO VG 22.	91

Índice de Anexos:

Anexo 1. Factor teórico de concentración k_t de eje redondo, con filete en hombro en flexión.	108
Anexo 2. Factores geométricos de concentración por cambio de sección, según la sollicitación mecánica.	108
Anexo 3. Valores k_f para chaveteros.....	109
Anexo 4. Propiedades mecánicas mínimas estimadas del acero AISI 4140.	109
Anexo 5. Factor de confiabilidad.....	109
Anexo 6. Valores k_f para chaveteros.....	110
Anexo 7. Características de operación del motor Robin Subaru EH12-2D	110
Anexo 8. Datos técnicos de operación del motor Wacker WM 80	111
Anexo 9. Curva de operatividad del motor Honda GX12.....	112
Anexo 10. Dimensiones MAH 6.3	112
Anexo 11. Informe de simulación para piñón con material AISI 4340	114
Anexo 12. Certificación de la traducción del resumen.	122
Anexo 13: Planos.....	121

1. Título

Diseño de un sistema hidráulico para accionamiento de vibro apisonadores

2. Resumen

La presente tesis tiene como objetivo principal el diseño hidráulico de accionamiento para vibro-apisonadores que consolide una idea tecnológica al cambio que pueden optar estas máquinas. Se realiza una descripción de los tipos de vibro-apisonadores utilizados en la localidad, se describen características operacionales de cada uno de ellos y se proporciona recomendaciones para seleccionar el tipo de motor hidráulico adecuado a los requisitos del proyecto.

Dentro del diseño se realiza una propuesta de reemplazo del sistema motriz. Se evalúan alternativas de reemplazo después de considerar factores como la disponibilidad de piezas de repuesto, resistencia a vibraciones y el tiempo de vida útil. Se consideran aspectos como la potencia requerida, la presión hidráulica necesaria, el control de velocidad y la fuerza aplicada durante el proceso de compactación. Se define y optimiza los componentes hidráulicos que van a conformar el nuevo sistema para garantizar mediante simulación un rendimiento confiable en los equipos.

En conclusión, esta tesis ofrece un enfoque integral para el diseño hidráulico de accionamiento, con una propuesta de reemplazo de componentes del sistema motriz y una breve descripción de los compactadores de pie que se adecuan al sistema. Los resultados y recomendaciones presentados en la investigación pueden ser de utilidad para mejorar la eficiencia y tiempo de vida útil de los equipos de compactación en la industria de la construcción.

Palabras clave: diseño hidráulico, vibro-apisonadores, sistema motriz, simulación.

Abstract.

The main objective of this thesis is the hydraulic drive design for vibro-rammers that consolidates a technological idea to the change which these machines can choose. A description of the types of vibro-rammers used in the locality is made, operational characteristics of each of them are described and recommendations are provided to select the type of hydraulic motor appropriate to the project requirements.

Within the design a proposal of replacement of the driveline is made. Replacement alternatives are evaluated after considering factors such as spare parts availability, vibration resistance, and lifetime. Aspects such as the required power, the required hydraulic pressure, speed control and the applied force during the compaction process are considered. The hydraulic components that will make up the new system are defined and optimized to ensure reliable performance in the equipment through simulation.

In conclusion, this thesis offers an essential approach to the hydraulic drive design, with a proposal to replace driveline components and a brief description of the foot compactors that are fit in the system. The results and recommendations presented in the research can be useful to improve the efficiency and lifetime of compaction equipment in the construction industry.

Keywords: hydraulic design, vibro-rammers, drive system, simulation.

3. Introducción

Los vibro-apisonadores son equipos ampliamente utilizados en la industria de la construcción para la compactación de suelos. Su función principal es aplicar vibraciones y fuerzas de impacto al suelo, mejorando su densidad y capacidad de soporte. Son máquinas sometidas a largas horas de trabajo y en lugares de difícil acceso a una fuente alterna de energía y su prematuro deterioro en la vida útil se evidencia por daños en el motor, embragues, carburadores, por mencionar algunos.

En el presente trabajo se realiza un diseño de accionamiento por medio de un sistema hidráulico centralizado que acciona un motor con mejor prestación ante el trabajo vibratorio, lo que reducirá los mantenimientos correctivos (Dr Majewski & Ing Bravo, 2008).

En este trabajo, el diseño hidráulico implica varios aspectos; pasando de la determinación de la capacidad de carga requerida para el equipo en función de las características motrices actuales en el compactador, hasta el diseño y selección, según corresponda, de los componentes principales del sistema, como bombas, motores, válvulas y conductos.

Por otro lado, se justifica el diseño mecánico de los componentes de transmisión de potencia, necesarios para el acople correcto del nuevo motor y se valida algunos de sus componentes mediante simulaciones estáticas de elementos finitos.

El resultado es el diseño de un modelo equipado con un sistema hidráulico de bomba de pistones axiales, accionado por un motor de combustión a diésel de 10hp, que a su vez acciona por medio de un motor hidráulico de pistón al vibro-apisonador, objeto de estudio, en las condiciones adecuadas.

El objetivo general propuesto es: Diseñar un sistema hidráulico de potencia para los vibro-apisonadores. Y los objetivos específicos son:

- Definir los requerimientos de potencia del sistema de vibro-apisonadores.
- Diseñar el sistema hidráulico de accionamiento de los compactadores de pie.
- Evaluar, mediante simulación, el sistema propuesto con el existente en el mercado local.

Dentro del contenido de este documento, el marco teórico abarca una recopilación de información relevante acerca de las máquinas apisonadoras incluyendo sus componentes constructivos, funcionamiento y consideraciones pertinentes. Esta base teórica ha sido fundamental para proponer el diseño del proyecto, además explora literatura en el campo de la hidráulica, enfocándose en los componentes y accionamiento de un sistema hidráulico, su funcionamiento y los actuadores que transforman el movimiento del fluido en movimiento

rotacional. También se abordan los fundamentos de diseño en áreas como estática, dinámica, mecánica y diseño de elementos de máquinas.

En el apartado de materiales y métodos se exponen los componentes hidráulicos necesarios, además, se describen las consideraciones para el montaje e integración del sistema hidráulico en los compactadores de pie existentes.

Se presentarán los resultados obtenidos de la implementación del diseño hidráulico en los compactadores de pie. Estos resultados incluirán la velocidad de operación, el torque requerido, el diseño de transmisión de potencia y el montaje del sistema de accionamiento a la máquina. También se evaluará la resistencia del diseño bajo condiciones de trabajo reales.

En la sección de discusión se analizan y discuten los resultados obtenidos en relación con los objetivos planteados. Se examinan las ventajas y desventajas del diseño hidráulico propuesto, y se comparan con los sistemas existentes en el mercado. Además, se abordan posibles limitaciones y áreas de mejora para futuros desarrollos.

Finalmente, se resumen las principales conclusiones derivadas de este estudio. Se destacan los logros alcanzados en relación con los objetivos establecidos y se ofrece una evaluación general del diseño hidráulico propuesto. Asimismo, se menciona las contribuciones del trabajo y su relevancia para la industria de la construcción. Seguido, se ofrecen recomendaciones para futuras investigaciones y mejoras en el diseño propuesto.

4. Marco teórico

En este apartado se proporciona información de hidráulica, principios básicos y algunos otros fundamentos para el desarrollo del presente trabajo, así como detalles básicos de los vibro apisonadores.

4.1 Capítulo I: Fundamentos de vibro apisonadores

Según Wacker Neuson (2015), los vibro apisonadores derivan su nombre del número elevado de percusiones que aplican por minuto, induciendo en el suelo una vibración de baja frecuencia; este impacto de los vibro apisonadores es del orden de 450 a 800 percusiones por minuto, dependiendo del material de construcción y fabricante.

4.1.1 Partes de vibro apisonadores

Están compuestos por un motor de 2 o 4 tiempos, operado por gasolina o diésel, conectado a un embrague centrífugo que permite el encendido y transmite la potencia al sistema de percusión por medio de un conjunto de engranajes de transmisión. El sistema de percusión consiste en un juego de resortes que, almacenan la energía desarrollada por el motor transmitiéndola a la zapata durante su movimiento descendiente, sirven como amortiguadores entre las demás componentes mecánicas: motor, sistema de embrague y engranajes (Wacker Neuson, 2015).

En la Figura 1, se aprecian en numeración las partes constitutivas de un vibro apisonador y, en la Tabla 1 se indica el nombre de cada punto de numeración:

Tabla 1

Partes de un Vibro Apisonador.

Partes de un vibro apisonador			
1	Tanque de combustible y tapa	2	Palanca del acelerador
3	Varilla de nivel de aceite del motor	4	Filtro de aceite
5	Tapón del baño de aceite	6	Mirilla del nivel de aceite
7	Válvula de drenaje	8	Zapata
9	Silenciador	10	Filtro del aire del motor
11	Palanca de descompresión	12	Filtro de combustible
13	Manila de arranque por retroceso	14	Manillar
15	Fuelle.		

Fuente: (De máquinas y herramientas, s.f.)

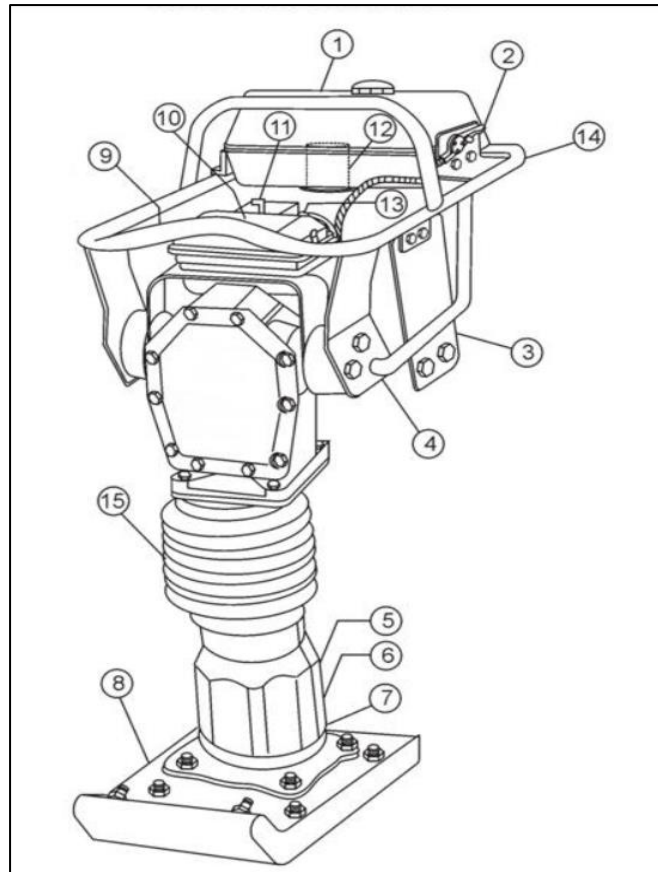


Figura 1. Partes de un vibrador compactador.

Fuente: (De máquinas y herramientas, s.f.)

4.1.2 Compactación de suelos

Los factores que inciden en la compactación de suelos en el campo son los mismos que influyen sobre la compactación en el laboratorio, siendo: contenido de humedad, energía de compactación y tipo de suelo y distribución. La energía de compactación cambia de acuerdo con el equipo empleado (González, 1981).

4.1.3 Análisis de funcionamiento

Los ensambles principales del sistema de compactación de un vibrador compactador son: el motor y pata. El primero consta de un motor, manubrio y caja de transmisión; los elementos que destacan en la pata son: cilindro guía, cilindro del resorte, tope superior, placa divisora, resortes múltiples 2x2 y zapata. Dr Majewski & Ing Bravo (2008) afirman que:

La caja de transmisión está unida al motor. Está formada por piñón y engrane, sobre el engrane se coloca una biela excéntricamente. La rotación del piñón genera movimiento del engrane por esta acción la biela se desplaza en forma ascendente y descendente. La biela transmite movimiento a la pata del compactador. El movimiento continuo de la

biela provoca el desplazamiento del tope superior comprimiendo el par de resortes múltiples de 2x2 que se encuentra separados por la placa divisora. (pg. 3)

En la Figura 2, se observa que esta disposición de engranes, provoca el incremento de la frecuencia de vibración de la zapata. La vibración del compactador está en función de la frecuencia de giro (rpm) del motor. La rigidez del suelo es otro factor que influye en la compactación debido a que ejerce una fuerza normal y esta incrementa con la compactación. La rigidez del análisis se determina experimentalmente.

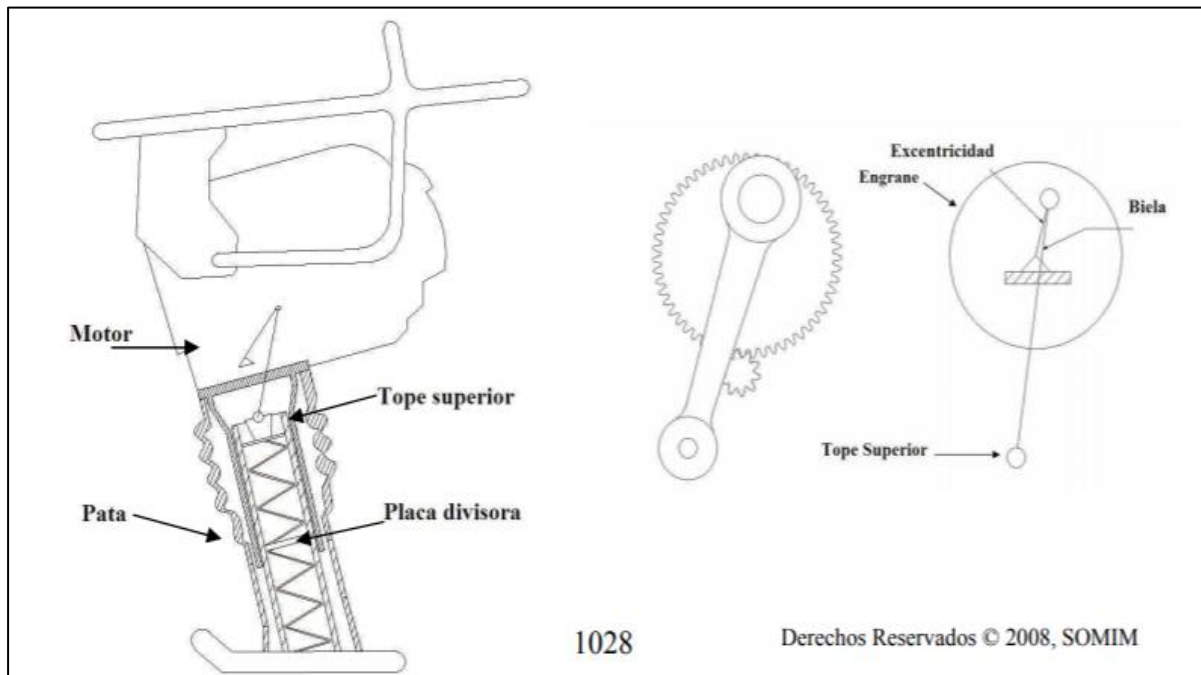


Figura 2. Diagrama de componentes y caja de engranes.

Fuente: (Majewski & Zambrano, 2008)

4.1.4 Análisis de modos de fallo, efectos y criticidad del vibro apisonador.

En general, la información brindada por los talleres que realizan mantenimiento a esta maquinaria, mencionan algunos componentes que presentan fallas con mayor frecuencia como el motor de combustión interna de 4 tiempos y el conjunto de suspensión que se acopla a dicha unidad mediante un embrague centrífugo; esta información se ve corroborada por las fallas más comunes presentadas en la

Tabla 2 son la desalineación, desbalance, problemas en rodamientos, excentricidad, holguras, problemas estructurales entre otros ocasionados por las vibraciones (Guevara & Landa, 2019), (Lebel & López, 2017).

Tabla 2

FMECA realizado con falla funcional total

Función	Falla funcional	Modos de falla	Efectos de Falla	Consecuencia
Generar movimiento rotacional que acciona el sistema de suspensión del equipo, con una potencia de 4 HP y una velocidad de 3000-5000 RPM	Motor incapaz de arrancar	Filtro de aire saturado	Motor incapaz de levantar rpm al momento de acelerar	Mezcla pobre por lo cual no se logra realizar la combustión.
		Desgaste excesivo de los anillos del pistón.	Nivel de aceite necesario para el funcionamiento bajo.	Motor incapaz de arrancar, y en su funcionamiento presenta humos de escape visible.
		Separación de electrodos de bujía incorrecta	Chispa de baja intensidad imposibilita el funcionamiento del motor.	Chispa de baja intensidad genera una mala combustión de la mezcla dentro de la cámara de combustión.
		Llave de paso de combustible trabada	Motor incapaz de arrancar, y presenta rpm dispares en funcionamiento.	Motor imposibilitado para arrancar por falta de combustible en la cámara de combustión.
Filtro de combustible tapado	Motor presenta RPM inestables (menor caudal de combustible)			

Fuente: (Lebel & López, 2017)

4.2 Capítulo II: Hidráulica

Sohipren (2005) define la hidráulica como “la rama la ingeniería que estudia la presión y el caudal de los fluidos, así como sus aplicaciones; se puede dividir en Hidráulica de agua o de aceite (Oleo hidráulica) y Neumática cuando este fluido es un gas”.

La transmisión, control de fuerzas y movimientos mediante fluidos, que generalmente son aceites minerales a presión; se denomina Oleo hidráulica (Jiménez de Cisneros, 1975).

4.2.1 Componentes y accionamiento de un sistema hidráulico

Como se observa en la Figura 3, cada accionamiento hidráulico consta de un motor eléctrico o de combustión interna, es la principal fuente de energía, una bomba hidráulica, dispositivos distribuidores, reguladores y de control, dispositivos de seguridad, tanque, y actuador que realiza trabajo sobre la carga. Todos estos dispositivos están vinculados entre sí en un sistema o circuito hidráulico llamado hidro transmisión o sistema oleo hidráulico (Villamar, 2008).

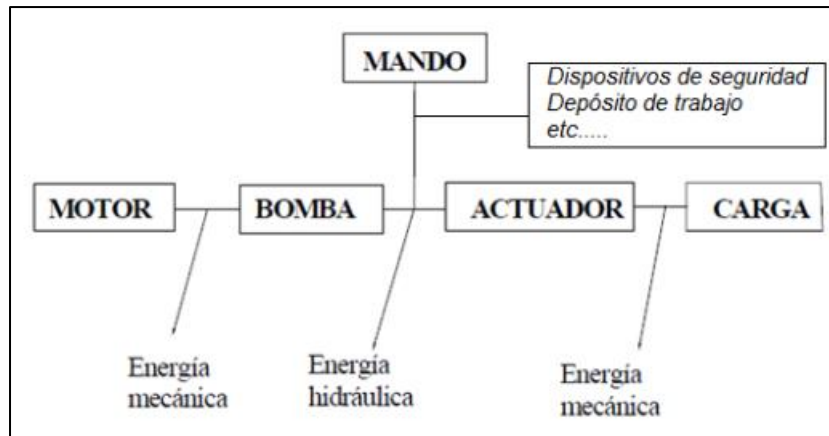


Figura 3. Diagrama de accionamiento de un sistema hidráulico.

Fuente: Autor.

En un principio, el sistema hidráulico consta de un motor que transforma la energía mecánica de la fuente en la energía hidráulica hacia la bomba, que el sistema usa para la transmisión. Seguido se convierte la energía hidráulica propia del sistema en la energía necesaria para la carga, representado por el actuador hidráulico. A más de ello, cuenta con elementos de control para los niveles de energía del sistema y la ruta de la energía dentro del mismo, en cada momento del ciclo de la carga. Los circuitos hidráulicos constan de los siguientes elementos básicos.

- Fluido de trabajo.
- Tanque de almacenamiento.
- Filtro.
- Líneas de conducción.
- Bomba (elemento principal).
- Válvula de alivio.
- Actuador.



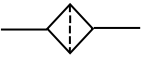



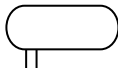





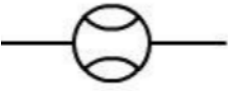
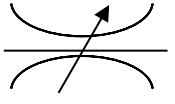

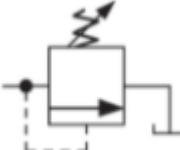



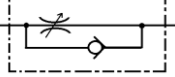
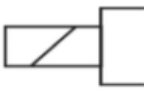

4.2.2 Simbología

En la

Tabla 3 hay algunas simbologías de la norma UNE-101 149 86.

Tabla 3

Simbología Hidráulica.

Simbología	Denominación	Simbología	Denominación
	Tubería flexible		Bombas variables
	Filtro		Motor hidráulico unidireccional
	Depósito		Motor hidráulico bidireccional
	Depósito a presión		Cilindro simple efecto
	Pedal		Cilindro doble efecto
	Bomba hidráulica		Válvula antirretorno
	Caudalímetro		Válvula reguladora de caudal
	Válvula direccional tres posiciones cuatro vías		Válvula de alivio
	Válvula direccional dos posiciones tres vías		Válvula direccional dos posiciones cuatro vías
	Botón		Válvula controladora de flujo con check integrado
	Solenoides con bobina		Palanca

Fuente: Norma UNE – 101 149 86.

4.2.3 Fluido Hidráulico

Los aceites empleados en los circuitos hidráulicos trabajan dentro de grandes límites de presiones, temperaturas y velocidades. Su cometido es asegurar en todas estas condiciones, una buena lubricación de los órganos del dispositivo hidráulico y prevenir el desgaste prematuro de los elementos que efectúan los movimientos. (Jaramillo, 1997)

Según AIU.EDU (2010) se distinguen tres categorías básicas de fluidos hidráulicos:

- a. **Líquidos de base acuosa:** Aceite mineral en agua, agua con glicerina y agua Glicol Ada.

Aceite Lubricante

Todos los aceites lubricantes se diluyen y espesan a medida que la temperatura aumenta o disminuye. Si la viscosidad del aceite lubricante es baja, las juntas y los sellos tendrán fugas, si es muy alta, el aceite tiende a “pegarse” y se necesitará mayor fuerza para bombearlo. La viscosidad del aceite lubricante se indica por un número SAE, determinado por la Society of Automotive Engineers (SAE). Los números SAE se definen como: 5W, 10W, 20W, 30W, 40W, etc.

b. *Líquidos sintéticos:* Esteres Fosfatados y Siliconas

Aceites Sintéticos. - El aceite sintético se produce para cierto tipo de operaciones realizadas a temperaturas altas y bajas.

c. *Aceites minerales y vegetales*

En algunos textos, existe una cuarta categoría de fluidos que no dañan al medio ambiente, se refiere en caso de un derrame. Se utilizan fluidos hidráulicos a base de aceite mineral tipo HH, HL o HM según la norma ISO6743-4.

H and HH: aceite mineral sin aditivos, no se utiliza en la práctica.

HL: con aditivos que aumentan la protección contra la corrosión y envejecimiento.

HM: con aditivos para aumentar la protección contra la corrosión, resistencia al envejecimiento y reducen el desgaste en la sección mixta.

HLP: además de aceites HL, otros agentes activos para reducir el desgaste y aumentar la durabilidad en el área de fricción mixta, más utilizados en la práctica.

HV y HVLP: igual que HLP, pero mejor resistencia al envejecimiento y una mejor relación viscosidad-temperatura

HLPD: como HLP, pero con aditivos para mejorar el transporte de partículas (efecto detergente) y para la capacidad de dispersión (capacidad de transporte de agua) con aditivos para aumentar la protección contra la corrosión (denominación alemana, no estandarizado)

4.2.3.1 Propiedades de los fluidos

Viscosidad. - La viscosidad dinámica y cinemática son valores que determinan el movimiento de un determinado fluido bajo determinadas condiciones (Roldán, 1989).

La norma DIN 51524 define los valores de viscosidad cinemática, en la

Tabla 4 en referencia a los grados.

Tabla 4

Grados de viscosidad ISO

ISO Grados de viscosidad	Viscosidad cinemática (mm ² /s) a 40°C	
	Mín.	Máx.
ISO VG 10	9,0	11,0
ISO VG 22	19,8	24,2
ISO VG 32	28,8	35,2
ISO VG 46	41,4	50,6
ISO VG 68	61,2	74,8
ISO VG 100	90,0	110,0

Fuente: Norma DIN 51524**4.2.4 Depósito hidráulico**

La principal función del depósito hidráulico es almacenar aceite, también debe eliminar el calor y separar el aire del aceite. Los tanques deben ser resistentes y con capacidad adecuada, y no debe permitir entrar suciedad externa. Los tanques hidráulicos suelen ser herméticos. Una de las generalidades de hidráulica es conocer el volumen del depósito, el cual depende del caudal entregado por la bomba en un minuto (Q_b) según la Ecuación 1 (Roldán, 1989).

$$v_{dep} = 3 * Q_b \quad [L] \quad \text{Ecuación 1}$$

4.2.5 Filtros

Es el encargado de retirar del aceite las partículas sólidas en suspensión. En muchos sistemas hidráulicos, el aceite es filtrado antes de que entre a la válvula de control. Para hacer esto se requiere un filtro más o menos grande que pueda soportar la presión total de la línea. Colocado el filtro en la línea de retorno tiene también sus ventajas. Unas de las mayores es su habilidad de atrapar materiales que entran al sistema desde los actuadores. El sistema impedirá que entre suciedad a la bomba. (Mataix, 2006)

4.2.6 Bomba Hidráulica

Las máquinas de fluidos son transformadores de energía; pueden clasificarse según distintos criterios.

Domínguez (2013) ha escogido los más utilizados: según el sentido de la transmisión de la energía entre el fluido y la máquina, según la compresibilidad del fluido de trabajo, y según el principio de funcionamiento.

4.2.6.1 Potencia requerida

La potencia se define como la rapidez con que se realiza el trabajo. En mecánica de fluidos se puede modificar este enunciado y considerar que la potencia es la rapidez a la que se transfiere energía.

La potencia se calcula al multiplicar la energía transferida a cada newton de fluido por la rapidez del flujo de peso. Dando como resultado la Ecuación 2.

$$P_A = h_A W \quad [W] \quad \text{Ecuación 2}$$

Siendo h_A la energía de carga transferida y W la rapidez del flujo de peso; la Ecuación 3 muestra que esta rapidez de flujo es igual a la densidad del fluido y por caudal Q :

$$W = \gamma Q \quad [N/s] \quad \text{Ecuación 3}$$

4.2.6.2 Cilindrada

Se refiere al volumen de aceite que la bomba puede entregar en cada revolución.

4.2.6.3 Caudal teórico

Es el caudal que, de acuerdo al diseño, debiera entregar la bomba (caudal ideal), mostrado en la Ecuación 4.

$$Q_T = C * N \quad \text{Ecuación 4}$$

Donde:

C: cilindrada (cm^3/rev)

N: rpm ($1/\text{rev}$)

4.2.6.4 Rendimiento volumétrico

Córdoba (2005) señala el rendimiento volumétrico; varía entre el 0,80 y el 0,99 según el tipo de bomba, su diseño y sus tolerancias internas, y según las condiciones específicas de funcionamiento: velocidad, presión, viscosidad del fluido, temperatura, etc. Si el rendimiento indicado es inferior al especificado por el fabricante de la bomba, ésta debe repararse o sustituirse, ya que aumenta el consumo de energía necesario para mantener sus condiciones de funcionamiento, implica un incremento en el costo de la energía representado en la Ecuación 5.

$$\eta_V = \frac{Q_R}{Q_T} \quad \text{Ecuación 5}$$

Donde:

Q_R : Caudal real

Q_T : Caudal teórico

Roldán (1989), proporciona un coeficiente de rendimiento total η en:

Bombas nuevas	$\eta_V = 0,8$
Bombas ordinarias	$\eta_V = 0,8$
Bombas viejas	$\eta_V = 0,75$
Bombas con deficiente funcionamiento	$\eta_V = 0,65$

4.2.6.5 Clasificación de máquinas hidráulicas.

Las máquinas hidráulicas se clasifican en:

Caudal	Constante	Cilindrada constante
	Variable	Cilindrada variable
Construcción	Engranajes	Dientes externos
		Dientes internos
	Lóbulos	
	Rotor	
	Paletas	Desequilibradas
		Equilibradas
	Pistones	Axiales
		Radiales

4.2.6.5.1 Bombas de desplazamiento positivo

Gracias al movimiento cíclico constante de su parte móvil, una bomba de desplazamiento positivo es capaz de entregar un caudal constante de líquido y soportar presiones que se requiera dentro de sus límites (Mataix, 2006).

4.2.6.5.2 Bomba de engranajes de dientes externos

Los engranajes son iguales en dimensiones y tienen la dirección de giro invertida. A medida que se mueven originan presiones negativas ya que el aceite del depósito está a presión atmosférica creando así una diferencia de presión. Por efecto del hermetismo de algunas zonas, impide que el aceite retroceda y se ve obligado a circular en el sistema (INACAP, 2002).

4.2.6.5.3 Bomba de engranajes de dientes internos

Esta bomba consta de engranajes de dientes externos, internos y una placa en forma de medialuna. INAPAC (2002) menciona que existe una zona donde los dientes engranan completamente en la cual no es posible alojar aceite entre los dientes. Al estar los engranajes

ubicados excéntricamente comienzan a separarse generando un aumento del espacio provocando una disminución de presión lo que asegura la aspiración de fluido. Logrado esto, el aceite es trasladado hacia la salida, la acción de la placa con forma de medialuna y el engrane total, impiden el retroceso del aceite.

4.2.6.5.4 Bomba de lóbulo

Esta bomba funciona cuando ambos elementos giran en sentidos opuestos, con lo que se logra aumentar el volumen y disminuir la presión y por ello conseguir la aspiración del fluido. Por la forma constructiva de los engranajes el caudal desplazado puede ser mayor. Se genera una sola zona de presión, por lo cual esta bomba constituye una del tipo desequilibrada, y al no poder variar su cilindrada, se dice entonces que la bomba es de caudal constante (Mataix, 2006).

4.2.6.5.5 Bomba de paletas desequilibradas

Al girar el rotor dentro del anillo volumétrico y ubicado en forma excéntrica a éste, se genera por lo tanto una cierta diferencia que permite en algunos casos controlar la cilindrada. Gracias a la excentricidad se genera una zona que hace las veces de cierre hermético que impide que el aceite retroceda. A partir de esta zona y producto de la fuerza centrífuga, las paletas salen de las ranuras del rotor, ajustándose a la superficie interna del anillo, así entre cada par de paletas se crean cámaras que hacen aumentar el volumen y disminuir la presión, con lo que es posible asegurar el continuo suministro de aceite. El aceite es tomado en estas cámaras y trasladado a la zona de descarga. Al tener la bomba una sola zona de alta presión se originan fuerzas que no son compensadas, lo que indica que la bomba se trata de una bomba desequilibrada (INACAP, 2002).

4.2.6.5.6 Bomba de paletas equilibradas

Según INACAP (2002); distingue en este tipo de bomba las siguientes situaciones:

- ❖ Anillo volumétrico
- ❖ El rotor y el anillo están ubicados concéntricamente
- ❖ Posee dos zonas de aspiración y dos de descarga, por lo que, la aspiración y descarga se realiza dos veces en cada revolución
- ❖ Su caudal es fijo
- ❖ Las fuerzas resultantes se anulan, por lo tanto, la bomba es equilibrada

4.2.6.5.7 Bombas de pistones

Si podemos actuar sobre la carrera del pistón podremos variar la cilindrada y como consecuencia, variar el caudal. Existen dos tipos, y su diferencia está dada por la posición de los émbolos o pistones.

Bomba de pistones axiales. En la primera parte del proceso, los pistones se retraen provocando un aumento de volumen y una disminución de la presión con lo que se genera la aspiración. En la segunda etapa, los pistones comienzan a entrar y con esto se disminuye el volumen y como consecuencia se produce la descarga (Domínguez, 2013).

Si fuera posible variar la inclinación de la placa, la bomba será de caudal variable, como se indica en la **Figura 4**.

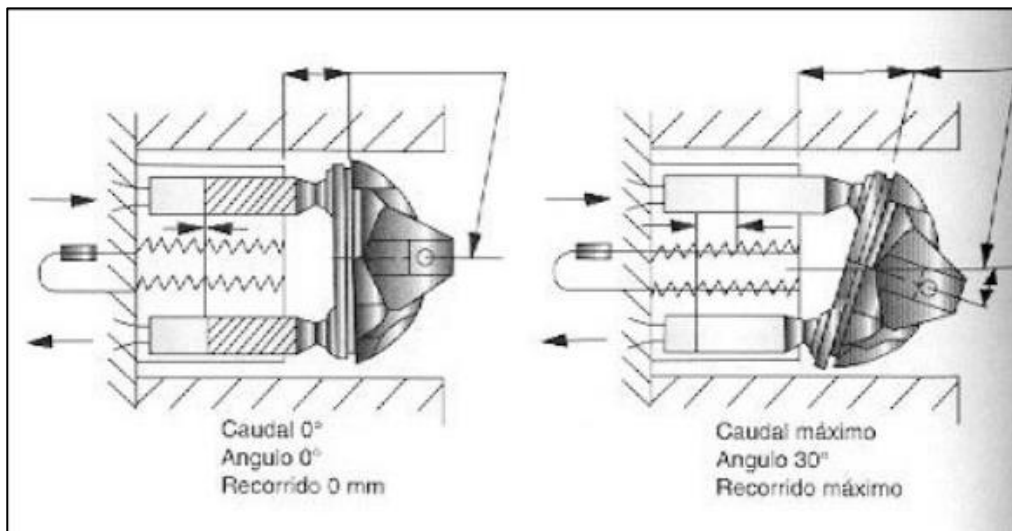


Figura 4. Posiciones de ángulo bomba de pistones axial.

Fuente: (INACAP, 2002)

Bomba de pistones radiales. Este mecanismo es muy similar al de una bomba de paletas, sólo que en vez de usar paletas deslizantes se usan pistones. El barril de cilindros mostrado en la **Figura 5**, que aloja los pistones está excéntrico al anillo. Conforme el barril de cilindros gira, se forma un volumen creciente dentro del barril durante la mitad de la revolución, en la otra mitad, se forma un volumen decreciente. El fluido entra y sale de la bomba a través de la válvula de bloqueo que está en el centro de la bomba (INACAP, 2002).

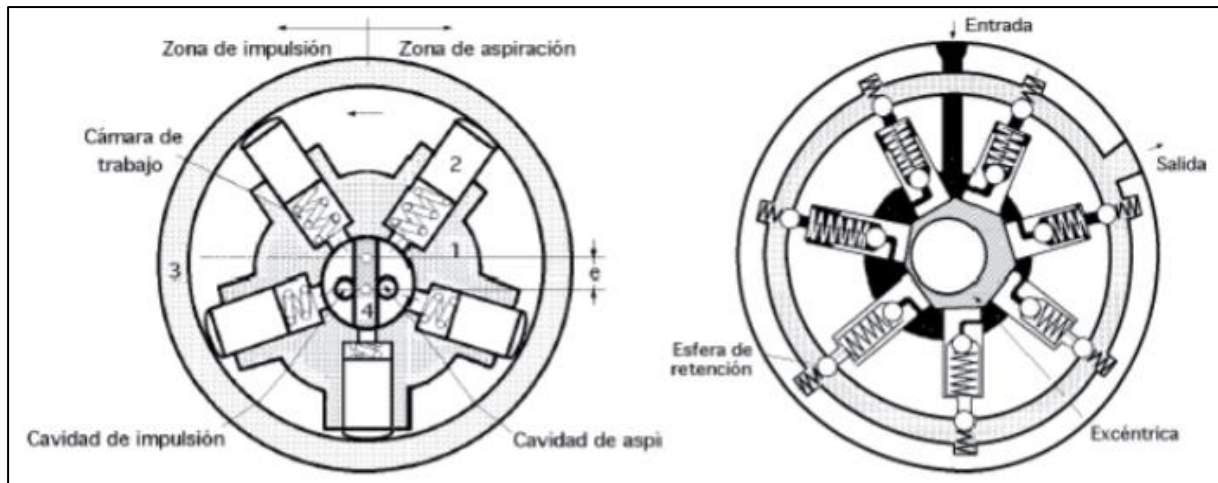


Figura 5. Bomba de pistones radiales.

Fuente: (Domínguez, 2013)

4.2.7 Actuator

Los actuadores hidráulicos, pueden ser clasificados de acuerdo con la forma de operación, y aprovechan la energía de un circuito de forma mecánica generando movimientos lineales o rotatorios. Los cilindros y motores hidráulicos proporcionan fuerzas y pares elevados con un alto nivel de control del movimiento. Los motores funcionan en forma inversa a la de las bombas. En éstos la presión y el caudal obligan al elemento impulsor a realizar un movimiento que se transforma en rotativo (Solé, 2012).

4.2.7.1 Principio de desplazamiento

El desplazamiento es la cantidad de fluido requerido para dar una revolución definido para motores hidráulicos, expresado en la Ecuación 6. Esta expresión difiere entre bombas y motores.

$$C_m = \frac{v_{ol}}{rev} \quad [m^3/rev] \quad \text{Ecuación 6}$$

4.2.7.2 Cálculo del caudal teórico

El caudal requerido para mover un motor hidráulico se expresa en la Ecuación 7 a un cierto número de revoluciones por minuto.

$$Q_m = \frac{C_m * N_m}{\eta_{vol}} \quad [m^3/s] \quad \text{Ecuación 7}$$

Donde

Q_m : Caudal requerido

C_m : Desplazamiento

rev: revolución

N_m : Revoluciones por minuto

η_{vol} : Eficiencia volumétrica

NOTA: Domínguez (2013) menciona que “el motor hidráulico puede considerarse como una bomba girando en sentido contrario; aunque existen diferencias importantes la eficiencia volumétrica del motor hidráulico se establece es la misma de las bombas hidráulicas debido a que su principio de funcionamiento es el mismo.”(pg. 183)

4.2.7.3 Potencia suministrada a motores de fluido

La energía suministrada por el fluido a un dispositivo mecánico, como un motor de fluido o una turbina, se denota en la ecuación general de la energía mediante el término h_R . Ésta es una medida de la energía suministrada por cada unidad de peso del fluido cuando pasa por el dispositivo. La potencia suministrada se encuentra al multiplicar h_R por la rapidez del flujo de peso W , denotada en la Ecuación 8.

$$P_R = h_R W = h_R \gamma Q \quad [W] \quad \text{Ecuación 8}$$

Tal como se describió para las bombas, en un motor de fluido las pérdidas de energía se producen por fricción mecánica y fricción del fluido. Por lo tanto, no toda la potencia suministrada al motor se convierte en última instancia en una salida de potencia desde el dispositivo. Entonces, la eficiencia mecánica se define en la Ecuación 9 como la potencia de salida desde el motor entre la potencia suministrada por el fluido.

$$\eta_M = \frac{P_O}{P_R} \quad \text{Ecuación 9}$$

4.2.8 Tuberías

Para conectar entre sí los distintos elementos que integran una instalación hidráulica se usan dos tipos de tubos esencialmente diferentes:

Rígidos y flexibles. Las tuberías rígidas son tubos de acero, los cuales son obtenidos por estirado y recocidos sucesivos, lo cual les confiere suficiente plasticidad para permitir su deformación. Las tuberías flexibles se usan para alimentar aquellos órganos receptores que modifican su posición respecto a los demás durante su funcionamiento, o bien cuando el uso de tuberías rígidas no resulta aconsejable por la presencia de vibraciones debidas al funcionamiento, se fabrican distintos tipos, siendo el número de mallas el que determina su capacidad, como se indica en la Figura 6; (Delnero, 2015).

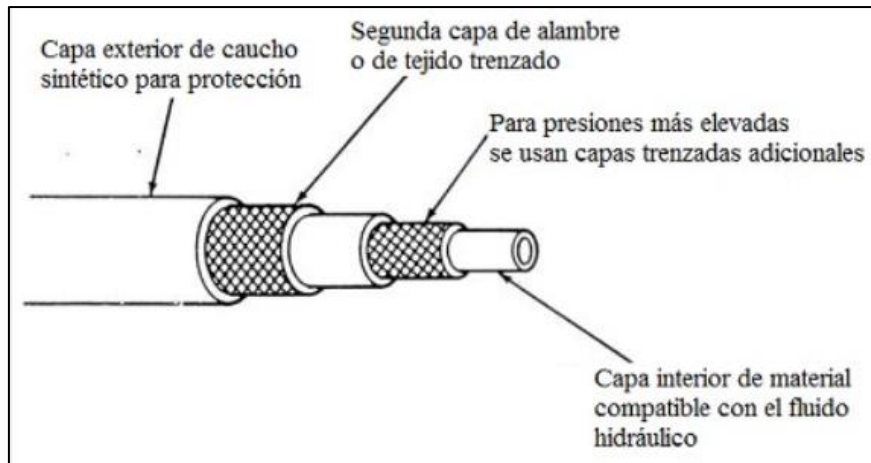


Figura 6. Manguera flexible para aplicaciones hidráulicas.

Fuente: (Delnero, 2015)

El caudal establecido, debe ser conducido a través de tuberías, las que deberán estar bien dimensionadas, considerando la velocidad normal de circulación recomendada, conforme a la Tabla 5 (Córdoba, 2005).

Tabla 5

Velocidad de fluido para determinar el diámetro de tubería.

TUBERÍA DE ASPIRACIÓN	TUBERÍA DE RETORNO	TUBERÍA DE PRESIÓN (kg/cm^2)					
		0 a 10	10 a 25	25 a 50	50 a 100	100 a 150	150 a 200
0.5 a 1.5 m/s	3 m/s	3 m/s.	3,5 m/s.	4 m/s	4,5 m/s	5 m/s	5,5 m/s

Fuente: (Córdoba, 2005). **Adaptación:** Autor.

Por lo general existen gráficas para determinar el tipo de tubería a utilizar, pero como no se posee dichas gráficas se realiza un cálculo de diámetro con relación al caudal y la velocidad en el área de la tubería.

4.2.9 Válvulas

Las válvulas, como elementos de regulación, de control y mando de la circulación del fluido hidráulico, pueden ser de diversos tipos: válvulas controladoras de presión, de caudal, válvulas direccionales o distribuidoras, válvulas de bloqueo o válvulas de cierre.

Las primeras suelen funcionar por medio de un pistón que es sensible a la presión; las direccionales, en su mayoría, se basan en el desplazamiento de un vástago dentro de un alojamiento, haciendo que, según la posición, el flujo se dirija a uno u otro orificio de salida; los reguladores de caudal se basan en la reducción de la sección de paso de fluido y pueden hacerlo por medio de pistones, estranguladores o de correderas. (Córdoba, 2005)

4.2.9.1 Válvulas de seguridad

Válvula de regulación de presión del tipo "normalmente cerrada", es decir que no permite el paso de fluido en condiciones normales. Limitan la presión máxima en el sistema, ofreciendo así la seguridad de que no se exceden los valores límites de presión máxima de los componentes, o simplemente se usan para mantener la presión máxima dentro de los parámetros para los que se ha diseñado el circuito.

Válvulas limitadoras de presión

En este tipo de válvulas entre la entrada y la salida existe una bola o un cono que se mantiene presionado contra su asiento por medio de un resorte. La fuerza que ejerce este resorte puede variarse, en las válvulas directas regulables, por medio de un sistema mecánico externo a la válvula. Cuando la presión del fluido en la entrada de la válvula es superior a la que la mantiene cerrada, venciendo la fuerza del resorte, ésta se abre, permitiendo el paso del fluido hacia la salida de la válvula (que normalmente se conecta al depósito).

En el momento en que la presión del sistema no sea suficiente para vencer la fuerza del resorte y mantener abierta la válvula, ésta se cerrará por la acción del resorte.

4.2.9.2 Válvulas direccionales

Son aquellas que abren y cierran el paso y dirigen el fluido en un sentido u otro a través de las distintas líneas de conexión. Se pueden clasificar por el número de pasos que tienen, el número de entradas y salidas que tienen y por el número de posiciones en que pueden actuar. Atendiendo a esta definición, las válvulas direccionales pueden ser unidireccionales llamadas también antirretornos. o bidireccionales.

4.2.9.2.1 Válvulas unidireccionales

Las válvulas unidireccionales son válvulas que permiten el flujo del fluido en un sólo sentido y evitan el flujo en sentido inverso. Se trata de una válvula normalmente cerrada por medio de un cono o una bola, presurizados contra su asiento mediante un resorte. Se las conoce también como válvulas Anti-Retorno.

4.2.9.2.2 Válvulas direccionales

De dos vías

Las válvulas direccionales de dos vías permiten el paso del fluido desde la entrada (llamada presión u orificio de presión) hacia las diferentes vías en que debe realizar sus funciones. Estas válvulas pueden ser normalmente abiertas o normalmente cerradas. El accionamiento de estas puede darse por distintos medios: manual, eléctrico y pilotado (hidráulico), entre otros.

De varias vías

En estas válvulas hay un orificio de entrada y según la válvula, diversos orificios que pueden ir hacia los accionadores o distintas partes del sistema, y un orificio de retorno hacia el depósito. La Figura 7 muestra una llave de bola de varias vías. Como se puede observar, al hacer girar un mando externo (no reflejado en la figura), se mueve la bola interior y hace que las diferentes vías se intercomunicen, permitiendo o cerrando el paso del fluido en las diversas direcciones.

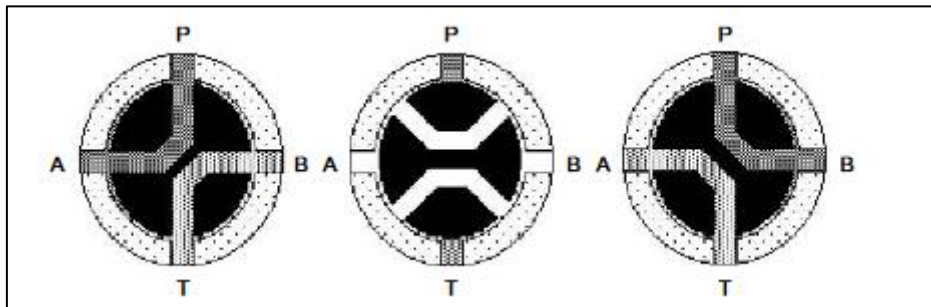


Figura 7. Válvula direccional (llave de bola): cuatro vías y tres posiciones.

Fuente: (Córdoba, 2005)

Todas las válvulas direccionales pueden ser manipuladas de tres formas distintas: válvulas de accionamiento manual, en las cuales la acción de apertura y cierre o movimiento del vástago o bola se realiza por medio de una palanca que es accionada desde el exterior; válvulas direccionales eléctricas, en las cuales esta función se realiza por medio de solenoides o electroimanes que accionan el vástago; y válvulas direccionales de accionamiento hidráulico en las cuales el desplazamiento del vástago se realiza mediante presión hidráulica. Así mismo existen combinaciones entre las manuales e hidráulicas y las eléctricas e hidráulicas.

Para válvulas de gran caudal la fuerza necesaria para desplazar el vástago puede llegar a ser muy elevada. En estos casos el accionamiento manual o por solenoide no ofrece fuerza suficiente para desplazar el vástago.

4.2.9.3 Válvula para el control de caudal

Este tipo de válvulas se clasifican en válvulas con estrangulación en función de la viscosidad y válvulas visco-estables. Estas últimas también llamadas válvulas de diafragma.

Las válvulas reguladoras de caudal son las que delimitan el volumen de líquido por unidad de tiempo que pasa a través del sistema. La más sencilla de estas válvulas es el grifo de cierre o llave de aguja. Sin embargo, este tipo tan sencillo de válvulas reguladoras de caudal no están compensadas, por lo que la retención que produce se transforma en calor. Son válvulas poco utilizadas debido a la generación de temperatura. Las válvulas reguladoras de caudal

tienen también muchas aplicaciones dentro de los sistemas hidráulicos ya que sirven para variar la velocidad de los movimientos (Vargas, 1998).

4.2.9.3.1 Válvulas reguladoras de caudal no compensadas.

El método más simple de regular el caudal es mediante la válvula de aguja. En la válvula de aguja un cono conectado al mando de regulación abre o cierra el paso según se separe más o menos de su asiento. Es decir, a medida que se va aflojando el mando se va incrementando el área de paso de fluido, permitiendo un mayor caudal. En este tipo de válvulas el caudal regulado está influenciado por la presión del circuito ya que al incrementar la presión también aumentará el caudal que pasa a través de la válvula; eso sí, con una mayor pérdida de carga y aumento de temperatura (Córdoba, 2005).

4.2.9.3.2 Válvulas reguladoras de caudal compensadas

Las válvulas de regulación compensadas mantienen el caudal constante independientemente de la diferencia de presión del fluido. Así, mientras en las válvulas no compensadas el caudal se incrementa en función de la presión, en las válvulas compensadas el caudal se mantiene constante a pesar de la variación de presión. Estas válvulas compensadas son las más utilizadas ya que mantienen las velocidades de los actuadores dentro de unos límites mucho más definidos que las válvulas no compensadas.

Cuando la presión en la línea de caudal regulado se incrementa, la corredera se desplaza hacia la izquierda incrementando el paso de caudal hacia el orificio de regulación. Dentro del grupo de válvulas reguladoras de caudal compensadas nos encontramos con las válvulas divisoras de caudal, que son válvulas con una entrada y dos salidas de caudal regulado. Estas válvulas pueden suministrar dos caudales a partir de un caudal primario, por ejemplo, cuando se trata de mover simultáneamente 2 cilindros.

4.2.10 Principios básicos

4.2.10.1 Principio de Bernoulli

Beléndez (1992) menciona que el principio de Bernoulli describe el comportamiento de un fluido moviéndose a lo largo de una línea de corriente.

La energía de un fluido en cualquier momento consta de tres componentes:

- ❖ Cinética: es la energía debida a la velocidad que posea el fluido
- ❖ Potencial gravitacional: es la energía debido a la altitud que un fluido posea.
- ❖ Energía de flujo: es la energía que un fluido contiene debido a la presión que posee.

De lo anterior se concluye mostrando la Ecuación 10.

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad \text{Ecuación 10}$$

Existen varias restricciones sobre el uso de la ecuación de Bernoulli.

1. Es válida sólo para fluidos incompresibles.
2. No puede haber dispositivos mecánicos como bombas, motores de fluidos o turbinas entre las dos secciones de interés.
3. No puede haber pérdida de energía debida a la fricción o turbulencia creada por válvulas y accesorios instalados en el sistema de flujo.
4. No puede haber calor transferido hacia o desde el fluido.

En realidad, no existe un sistema que satisfaga todas estas restricciones, por lo que ahora se desarrollará la ecuación general de la energía resaltado en la Ecuación 11, al añadir términos apropiados para manejar las pérdidas de energía de todo tipo, las ganancias de energía debidas a bombas y la eliminación de energía debida a motores de fluidos o turbinas (Mott, 2015).

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_A - h_R - h_L = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad \text{Ecuación 11}$$

Donde:

h_A = Energía añadida al fluido, denominada carga total de la bomba.

h_R = Energía removida del fluido mediante un dispositivo mecánico (motor de fluido).

h_L = Pérdidas de energía del sistema debido a fricción en tuberías o pérdidas menores debido a válvulas y accesorios.

4.2.10.2 La ecuación de continuidad

$$\rho_1 A_1 v_1 = \rho_2 A_2 v_2 \quad \text{Ecuación 12}$$

El método empleado para calcular la velocidad del flujo de un fluido en un sistema de tuberías cerrado depende del principio de continuidad. La Ecuación 12 es un enunciado matemático del principio de continuidad; si se considera un líquido incompresible, entonces los términos de densidad de la Ecuación 12 son iguales y se cancelan; por lo tanto, la ecuación aplicada a los líquidos establece que la rapidez de flujo de volumen es la misma en cualquier sección, en la Ecuación 13 se muestra la ecuación de continuidad para líquidos.

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 \quad \text{Ecuación 13}$$

De lo que se puede mencionar que la rapidez de flujo es la cantidad de fluido que fluye en un sistema por unidad de tiempo puede expresarse mediante los siguientes tres términos diferentes:

Q La rapidez del flujo de volumen es el volumen de fluido que fluye a lo largo de una sección por unidad de tiempo.

W La rapidez del flujo de peso es el peso de fluido que fluye a lo largo de una sección por unidad de tiempo.

M La rapidez del flujo de masa es la masa de fluido que fluye a lo largo de una sección por unidad de tiempo.

El más fundamental de estos tres términos es la rapidez del flujo de volumen Q, la cual se calcula a partir de la Ecuación 14:

$$Q = A * v \quad [m^3/s] \quad \text{Ecuación 14}$$

4.2.10.3 Régimen de flujo

Roldan (1989) menciona que el flujo puede circular por un conducto en régimen laminar o turbulento. El número de Reynolds (R_e) es un número adimensional que posibilita caracterizar el régimen de movimiento de un fluido. Permite además caracterizar las pérdidas en tuberías calculado mediante Ecuación 15:

$$R_e = \frac{vD}{\psi} \quad \text{Ecuación 15}$$

Donde:

v = velocidad de flujo por el interior de la tubería.

D = diámetro interior de tubería.

ψ = viscosidad cinemática del fluido.

Si $R_e < 2\,100$ el flujo es laminar

Si $R_e > 4\,000$ el flujo es turbulento

Si $2\,100 < R_e < 4\,000$ el régimen de flujo se considera de transición

4.2.10.4 Pérdida por fricción en flujo laminar

El factor de fricción es adimensional, mostrado en la Ecuación 16.

$$f = \frac{64}{R_e} \quad \text{Ecuación 16}$$

Para el flujo laminar, la pérdida de energía debida a la fricción se puede calcular a partir de la ecuación de Darcy, expresada en la Ecuación 17.

$$h_L = f * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2g} \quad \text{Ecuación 17}$$

4.2.10.5 Pérdida por fricción en flujo turbulento

Para el flujo turbulento de fluidos en tuberías circulares, se recomienda usar la ecuación de Darcy para calcular la pérdida de energía debida a la fricción. El flujo turbulento es bastante

caótico y varía en forma constante. Por estas razones, resulta necesario confiar en datos experimentales para determinar el valor de f .

Las pruebas han mostrado que el número adimensional f depende de otros dos números adimensionales, que son el número de Reynolds y la rugosidad relativa de la tubería. La rugosidad relativa es la relación que hay entre el diámetro de la tubería D y la rugosidad promedio ε de la pared de la tubería. Uno de los métodos más utilizados para evaluar el factor de fricción emplea el diagrama de Moody.

4.2.10.6 Coeficiente de resistencia

$$h_L = k * \frac{v^2}{2g} \quad \text{Ecuación 18}$$

En la Ecuación 18, h_L representa la pérdida menor, k el coeficiente de resistencia y v la velocidad de flujo promedio en la tubería. El coeficiente de resistencia no tiene dimensiones porque representa una constante de proporcionalidad entre la pérdida de energía y la carga de velocidad. La magnitud del coeficiente de resistencia depende de la geometría del dispositivo que causa la pérdida y algunas veces de la velocidad de flujo.

4.2.10.7 Pérdida de entrada

El fluido se debe acelerar desde una velocidad insignificante hasta la velocidad de flujo que haya en la tubería. La facilidad con que se lleva a cabo la aceleración determina la cantidad de pérdida de energía y, por lo tanto, el valor del coeficiente de resistencia de entrada depende de la geometría de la entrada. La Figura 8, muestra algunas configuraciones diferentes y el valor sugerido de k para cada configuración. En resumen, después de seleccionar un valor para el coeficiente de resistencia de la figura mencionada, se puede calcular la pérdida de energía en una entrada a partir de la Ecuación 18.

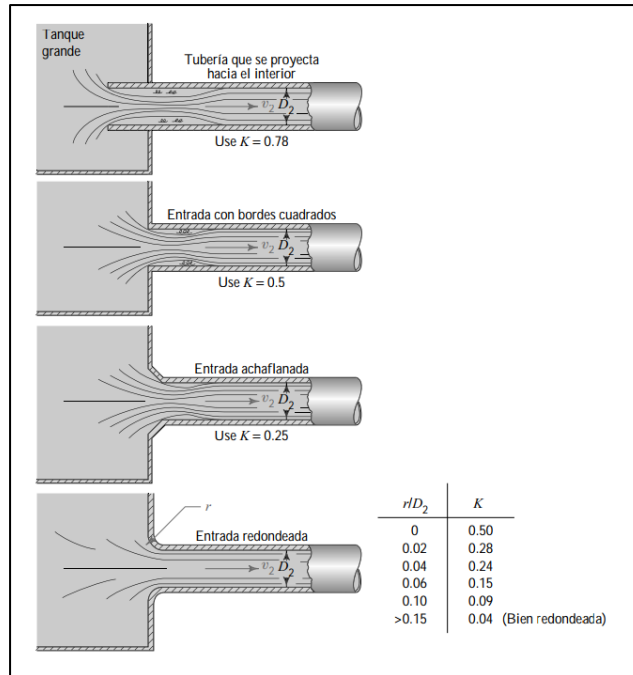


Figura 8. Coeficientes de resistencia de entrada.

Fuente: (Mott R. , Mecánica de Fluidos. Séptima edición , 2015)

4.2.10.8 Pérdida de salida

Según Mott (2015) se usa el valor de $k = 1$, independientemente de la forma de la salida donde la tubería se conecta a la pared del tanque.

4.2.10.9 Coeficiente de resistencia para válvulas y accesorios

Es importante determinar los datos de resistencia para el tipo y tamaño particulares elegidos porque la resistencia depende de la geometría de la válvula o del accesorio. Los datos aquí mostrados han sido tomados de Crane (2011) que incluye una lista más extensa. El método para determinar el coeficiente de resistencia K es diferente, se reporta en la Ecuación 19:

$$k = \left(\frac{L_e}{D}\right) f_t \quad \text{Ecuación 19}$$

Donde:

$\left(\frac{L_e}{D}\right)$: relación de longitud equivalente

D : diámetro real de tubería

f_t : factor de fricción en la zona de turbulencia completa

La Tabla 6 muestra los valores de f_t para los tamaños estándar de una tubería de acero comercial, nueva y limpia. Si la tubería es diferente en alguna forma de una tubería de acero comercial cédula 40 nueva y limpia, es necesario calcular la rugosidad relativa D/ϵ y, después,

utilizar el diagrama de Moody para determinar el factor de fricción en la zona de turbulencia completa, f_t .

Tabla 6

Resistencia en válvulas y accesorios expresada como longitud equivalente.

Tipo	Longitud equivalente en diámetros de tubería L_e/D
Válvula de globo —totalmente abierta	340
Válvula de ángulo —totalmente abierta	150
Válvula de compuerta —totalmente abierta	8
—abierta $\frac{3}{4}$	35
—abierta $\frac{1}{2}$	160
—abierta $\frac{1}{4}$	900
Válvula de retención —tipo oscilante	100
Válvula de retención —tipo bola	150
Válvula mariposa —totalmente abierta, 2-8 in	45
—10-14 in	35
—16-24 in	25
Válvula de pie —tipo disco de vástago	420
Válvula de pie —tipo disco de bisagras	75
Codo estándar de 90°	30
Codo de 90° y radio largo	20
Codo de 90° para calle	50
Codo estándar de 45°	16
Codo de 45° para calle	26
Dobleces de retorno cerrado	50
Te estándar —con flujo por la línea principal	20
—con flujo por la ramificación	60

Fuente: (Crane, 2011)

4.3 Capítulo III: Fundamentos de diseño

4.3.1 Fundamentos de diseño mecánico

4.3.1.1 Potencia.

Beer, Cornwell, & Johnstons (2010) mencionan que la potencia está dada por la cantidad de trabajo que se efectúa en un tiempo determinado, donde en términos de velocidad se tiene la Ecuación 20:

$$P = F_t * v \quad \text{Ecuación 20}$$

El análisis también se enfoca en la potencia, el par torsional y la velocidad angular, obteniendo la Ecuación 21. Las pérdidas de potencia en transmisiones con engranes rectos, helicoidales y cónicos, dependen de la acción de cada diente sobre su diente compañero.

$$P = T * \omega \quad \text{Ecuación 21}$$

Donde $T = F * d$; torque

ω : velocidad angular

4.3.1.2 Eficiencia mecánica

Es definida como la relación entre el trabajo de salida y el trabajo de entrada, siendo el trabajo de salida menor al de entrada debido a las pérdidas generadas en el sistema, en una máquina ideal la eficiencia será igual a uno debido a que no se considera las pérdidas. En una máquina real la eficiencia será menor a uno, por lo tanto, mientras más se acerque a uno la eficiencia de la máquina se acerca a la ideal (Beer, Johnstons, Mazurek, & Eisenberg, 2010).

4.3.1.3 Factor de seguridad

El diseño en ingeniería moderno realiza consideraciones razonables en lo referente a factores de seguridad posibles, por lo común se establecen límites desde 1,25 hasta 4. Vidosic (1957) realiza las siguientes consideraciones para la elección del factor de seguridad basados en la resistencia a cedencia o fluencia del material seleccionado:

- 1,25 a 1,5: Materiales confiables, bajo condiciones controladas, sometidos a cargas y esfuerzos que se determinan con certeza.
- 1,5 a 2: Materiales bien conocidos, bajo condiciones ambientales constantes, sometidos a cargas y esfuerzos que se determinan fácilmente.
- 2 a 2,5: Materiales promedio que operan en ambientes comunes y sometidos a cargas esfuerzos que pueden determinarse.
- 2,5 a 3: Materiales frágiles, bajo condiciones de cargas y esfuerzo promedio.
- 3 a 4: Debe usarse con materiales mejor conocidos, utilizados en ambientes inciertos o sometidos a esfuerzos desconocidos.

4.3.1.4 Coeficiente de seguridad estático.

En el diseño de elementos de máquinas hay que tener en cuenta un factor de seguridad que garantice que el elemento no falle de manera inmediata y permita soportar un determinado periodo en caso se aplique una carga superior a la que actuaría constantemente.

Por esa razón, el factor de seguridad relaciona la resistencia que posee el material con las cargas a las que estará sometido, si $\eta_s > 1$ el diseño es adecuado, mientras mayor sea η_s , más seguro será el diseño, si $\eta_s < 1$ el diseño es defectuoso y se necesita un rediseño, existe varios métodos que permiten determinar dicho factor (Hamrock et al. 2000), pero de acuerdo con el criterio de Pusgley se tiene:

$$\eta_s = \eta_{sx} * \eta_{sy} \quad \text{Ecuación 22}$$

Donde:

η_{sx} : Factor de seguridad que involucra aspectos de control y calidad.

η_{sy} : Factor de seguridad que involucra aspectos de seguridad y economía.

Aplicando un criterio personal mediante el método de Pugsley, el factor de seguridad "ns" se obtiene en función de la puntuación que se le asigna a cada característica, reflejado en la Tabla 7a. con estas puntuaciones se obtienen n_{sx} y n_{sy} de la Tabla 7b.

Tabla 7

a. Valores de n_x resultado de combinar las condiciones A, B y C.

Característica		B=			
		mb	b	r	p
A=mb	C=mb	1,10	1,30	1,50	1,70
	C=b	1,20	1,45		1,95
	C=r	1,30	1,60	1,90	2,20
	C=p	1,40	1,75	2,10	2,45
A=b	C=mb	1,30	1,55	1,80	2,05
	C=b	1,45	1,75	2,05	2,35
	C=r	1,60	1,95	2,30	2,65
	C=p	1,75	2,15	2,55	2,95
A=r	C=mb	1,50	1,80	2,10	2,40
	C=b	1,70	2,05	2,40	2,75
	C=r	1,90	2,30	2,70	3,10
	C=p	2,10	2,55	3,00	3,45
A=p	C=mb	1,70	2,15	2,40	2,75
	C=b	1,95	2,35	2,75	3,15
	C=r	2,20	2,65	3,10	3,55
	C=p	2,45	2,95	3,45	3,95

b. Valores de n_y resultado de combinar las condiciones D y E.

Característica	D=		
	ns	s	ms
E=ns	1,0	1,2	1,4
E=s	1,0	1,3	1,5
E=ms	1,2	1,4	1,6

Donde:

N_x : coeficiente de seguridad que involucra las características A, B y C.

A: calidad de los materiales, destreza, mantenimiento e inspección.

B: control sobre la carga aplicada a la parte.

C: exactitud del análisis del esfuerzo, información experimental.

Ny: coeficiente de seguridad, involucra las características D y E.

D: peligro para el personal.

E: impacto económico sobre las consecuencias del diseño.

Para manejar el criterio de Pugsley, es importante tener en cuenta que las características A, B y C se identifican con los símbolos: muy bien (mb), bien (b), regular (r) y pobre (p). Por su lado, las características D y E se identifican con los símbolos: muy serio (ms), serio (s) y no serio (ns).

4.3.1.5 Esfuerzo y resistencia de materiales.

La resistencia “ τ ” es una propiedad de un material o de un elemento mecánico, la resistencia depende la elección del material o el tratamiento que se le dé al mismo.

Para que los elementos mecánicos puedan cumplir su función de resistencia se debe permitir que la resistencia exceda en un margen suficiente al esfuerzo “ σ ” aplicado por las cargas, de tal forma que al ser aplicadas la falla no sea recurrente (Budynas & Nisbett, 2008).

Esfuerzos de tensión y compresión. Cuando un elemento de sección A está sometido a cargas de tensión o compresión se generan esfuerzos en cada una de estas cargas, dichos esfuerzos se pueden representar con la Ecuación 23.

$$\sigma_{ten-com} = \frac{F}{A} \quad \text{Ecuación 23}$$

Esfuerzo por flexión. Un elemento sometido a una fuerza F perpendicular al eje, generando flexión, como se observa en la Figura 9, que produce una variación en la longitud.

El valor del esfuerzo dependerá en su mayoría de la distancia desde el o los puntos de apoyo hasta donde se aplica la fuerza. La Ecuación 24 representa el momento flector donde actúan el momento flector (M), la distancia desde el eje neutro hasta la fuerza aplicada (c) y el momento rectangular de inercia (I).

$$\sigma_f = \frac{M \times c}{I} \quad \text{Ecuación 24}$$

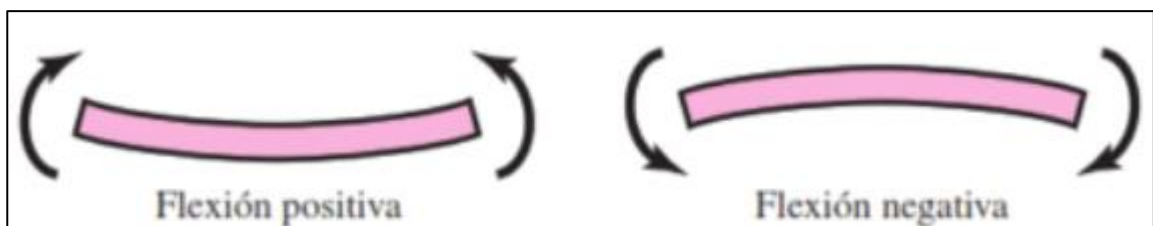


Figura 9. Flexión positiva y negativa de una viga.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Esfuerzo Cortante. En un elemento de sección A en el que actúan fuerzas iguales opuestas perpendiculares a la sección, producirán el fenómeno de cizallamiento del elemento debido a que tienden a separarse en dos, su cálculo se expresa en la Ecuación 25. (Budynas & Nisbett, 2008)

$$\sigma_c = \frac{F}{A} \quad \text{Ecuación 25}$$

Esfuerzo Torsional. Si un elemento de sección A se encuentra sometido a una fuerza tangencial a la superficie de este se genera un efecto de giro lo que produce una deformación del mismo. En la Ecuación 26, donde actúan el momento torsional T, el radio de giro r y el de inercia J.

$$\tau_{torsor} = \frac{T \times r}{J} \quad \text{Ecuación 26}$$

4.3.2 Fundamentos de diseño estático y cinético.

4.3.2.1 Fundamentos de estática

El esfuerzo es una propiedad de estado en un punto específico dentro de un cuerpo, la cual es una función de la carga, la geometría, la temperatura y el proceso de manufactura (Budynas & Nisbett, 2008).

Condiciones de equilibrio

Cuando la fuerza y el par son iguales a cero, las fuerzas externas se transforman en un sistema equivalente a cero y se dice que el cuerpo rígido se encuentra en *equilibrio* (Beer, Johnstons, Mazurek, & Eisenberg, 2010).

Únicamente aplica en la vida práctica a situaciones en las que se involucran fuerzas concurrentes, de tal forma que las Ecuación 27, Ecuación 28 y Ecuación 29 representan un cuerpo en estado de equilibrio:

$$\Sigma F = 0 \quad \Sigma M_O = \Sigma (F \times r) = 0 \quad \text{Ecuación 27}$$

$$\Sigma F_x = 0 \quad \Sigma F_y = 0 \quad \Sigma F_z = 0 \quad \text{Ecuación 28}$$

$$\Sigma M_x = 0 \quad \Sigma M_y = 0 \quad \Sigma M_z = 0 \quad \text{Ecuación 29}$$

4.3.2.2 Fundamentos de dinámica

Energía cinética de una partícula. - La energía cinética de una partícula representa la capacidad de realizar un trabajo relacionado con la velocidad de la partícula. En la Ecuación 30, T representa el trabajo realizado por la partícula, m la masa de la partícula y v la velocidad con la que la partícula se desliza (Beer, Cornwell, & Johnstons, 2010).

$$T = \frac{1}{2} m \times v^2$$

Ecuación 30

4.3.3 Diseño de elementos de máquinas.

En este capítulo se presenta la terminología de los engranajes, simbología e ilustraciones. Además, se encuentran fórmulas básicas y relaciones para obtener la geometría de ejes, engranes de forma preliminar.

4.3.3.1 Transmisión por correas trapezoidales tipo normal.

Sirven para transmitir un movimiento rotatorio y torque de un eje a otro y su implementación resulta a bajo costo, mantenimiento relativamente bajo y sobre todo facilidad en el montaje en relación con otros sistemas mecánicos de transmisión de potencia. Las bandas en V son utilizadas con frecuencia en máquinas automotrices e industriales.

Juvinall & Marshek (2013) expresa que las propiedades de resistencia y fricción en bandas trapezoidales comerciales varían tanto, que la mejor selección para una aplicación específica se hace usando los catálogos del fabricante que reflejan la información de pruebas y la experiencia de servicio. En general se recomienda que cuando sea posible se usen velocidades de la correa alrededor de 20 m/s.

4.3.3.2 Transmisión por cadena de rodillos.

Constituyen un elemento mecánico eficiente y accesible para transmitir potencia entre ejes paralelos. Las cadenas de rodillos presentan una mayor ventaja con relación a los sistemas de transmisión por banda – polea puesto que las cadenas de rodillos no presentan deslizamiento o arrastre.

4.3.3.3 Transmisión por engranajes

Los engranajes se caracterizan por su eficiencia la cual se ubica en el 98% frente a otros sistemas de transmisión de potencia, la manufactura del engrane aumenta conforme la precisión de operación: soportar cargas pesadas, combinación de altas velocidades inclusive el ruido.

Tipos de engranajes.

Budynas & Nisbett (2008) menciona 4 tipos de engranajes descritos a continuación.

Los engranes rectos, que se ilustran en la Figura 10, tienen dientes paralelos al eje de rotación y se usan para transmitir movimiento de un eje a otro eje paralelo. De todos los tipos, el engrane recto es el más simple, usado para desarrollar las relaciones cinemáticas básicas de la forma de los dientes.

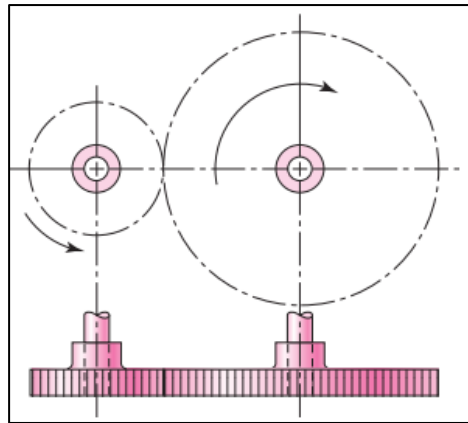


Figura 10. Engranajes rectos.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Los *engranes helicoidales*, de la Figura 11, poseen dientes inclinados con respecto al eje de rotación, y se utilizan para las mismas aplicaciones que los engranes rectos y, cuando se utilizan en esta forma, no son tan ruidosos, debido al engranado más gradual de los dientes durante el acoplamiento. Asimismo, el diente inclinado desarrolla cargas de empuje y pares de flexión que no están presentes en los engranes rectos. En ocasiones, los engranes helicoidales se usan para transmitir movimiento entre ejes no paralelos.

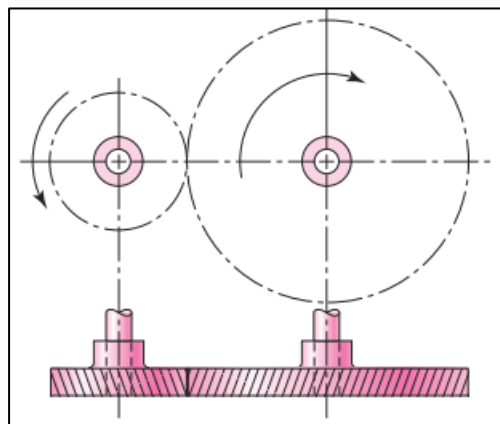


Figura 11. Engranajes helicoidales.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Los *engranes cónicos*, como los de la Figura 12, presentan dientes formados en superficies cónicas, se emplean para transmitir movimiento entre ejes que se intersecan. En la Figura 12 se pone a la vista engranes cónicos de dientes rectos. Los engranes cónicos en espiral se cortan de manera que el diente no sea recto, sino que forme un arco circular.

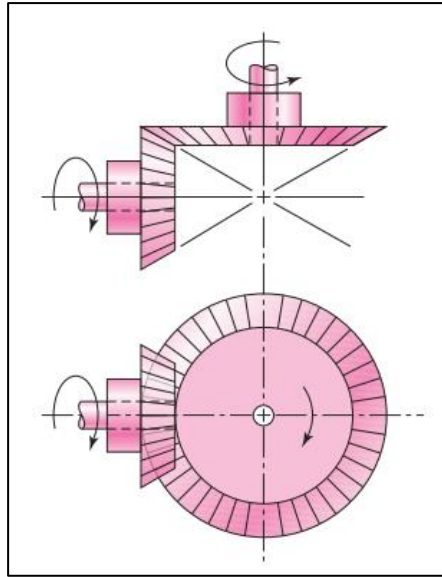


Figura 12. Engranajes cónicos de dientes rectos.

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Los *engranes hipoides* son muy similares a los engranes cónicos en espiral, excepto por el hecho de que los ejes están desplazados y no se intersecan.

El *tornillo sinfín o de gusano*, representa el cuarto tipo de engrane básico. La corona de tornillo sinfín, depende del sentido de rotación del tornillo sinfín y de que los dientes de gusano se hayan cortado a la derecha o a la izquierda. Los engranajes de tornillo sinfín funcionan de manera que los dientes de uno o de ambos elementos se envuelvan de manera parcial alrededor del otro. Dichos engranajes se llaman engranajes de envolvente simple o doble. Éstos se emplean sobre todo cuando las relaciones de velocidad de los dos ejes son muy altas, digamos, de 3 o más.

4.3.3.4 Relación de transmisión

En la Ecuación 31 se muestra la relación entre el mayor y el menor número de dientes (corona y piñón) de un par de ruedas dentadas.

$$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad \text{Ecuación 31}$$

Donde:

z_1 : número de dientes entrada

z_2 : número de dientes de salida

ω_1 : velocidad rotacional de entrada

ω_2 : velocidad rotacional a la salida

En la Figura 13 se puede observar la distinción entre los tipos de engranajes a partir de ANSI/AGMA 1012-G05

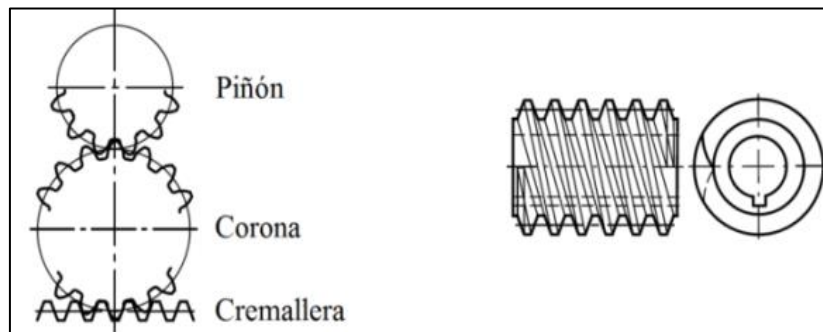


Figura 13 . Piñón, corona, cremallera y sinfín.

Fuente: (Ramírez, 2017)

4.3.3.5 Geometría en los dientes de los engranajes.

Ramírez (2017) proporciona conceptos básicos de engranajes.

Diámetro de la base, D_i : es el diámetro del círculo base de un engranaje de evolvente, también denominado diámetro interno, expresado en la Ecuación 32.

$$D_i = D_p - 2,5 * m \quad \text{Ecuación 32}$$

Donde D_p es el diámetro primitivo y m es el módulo.

Diámetro primitivo, D_p : Es el diámetro del círculo primitivo, mostrado en la Figura 14. En engranajes rectos y helicoidales, está relacionado con el número de dientes y el paso transversal, expresado en la Ecuación 33.

$$D_p = z * m \quad \text{Ecuación 33}$$

Diámetro exterior, D_e : Es el diámetro de la circunferencia del Addendum, es decir del cilindro exterior, coincide con la parte superior de los dientes. El término se utiliza sólo para ruedas dentadas exteriores, calculado mediante la Ecuación 34.

$$D_e = D_p + 2 * m \quad \text{Ecuación 34}$$

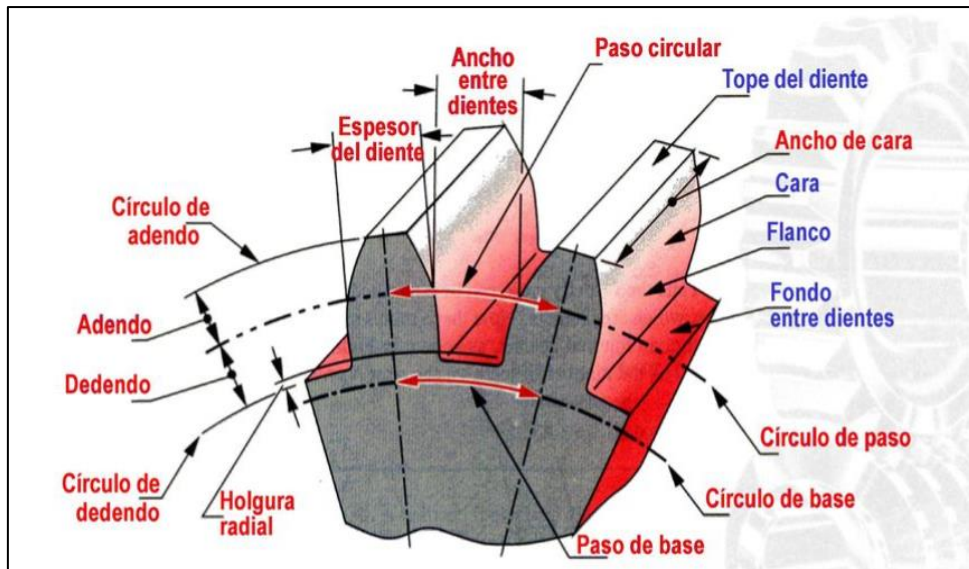


Figura 14. Elementos de engranaje.

Fuente: Universidad de los Andes

Addendum o cabeza del diente, a: Es la altura que el diente proyecta sobre el círculo primitivo o línea primitiva, como indica la Figura 14; es decir la distancia radial entre el círculo primitivo y el círculo exterior.

Dedendum o pie del diente, b: Es la profundidad del diente bajo el círculo primitivo o línea primitiva, es decir la distancia radial entre el círculo de primitivo y el de pie. Mostrado en la Figura 14.

En la Figura 15 se observa las especificaciones de la AGMA para dientes de engrane.

Especificaciones de la AGMA para dientes de engrane de profundidad total		
Parámetro	Paso grueso ($p_d < 20$)	Paso fino ($p_d \geq 20$)
Ángulo de presión ϕ	20° o 25°	20°
Adéndum a	1.000 / p_d	1.000 / p_d
Dedéndum b	1.250 / p_d	1.250 / p_d
Profundidad de trabajo	2.000 / p_d	2.000 / p_d
Profundidad total	2.250 / p_d	2.200 / p_d + 0.002 in
Espesor circular del diente	1.571 / p_d	1.571 / p_d
Radio de filete: cremallera básica	0.300 / p_d	no estandarizado
Holgura básica mínima	0.250 / p_d	0.200 / p_d + 0.002 in
Ancho mínimo del borde superior	0.250 / p_d	no estandarizado
Holgura (dientes esmerilados o pulidos)	0.350 / p_d	0.350 / p_d + 0.002 in

Figura 15. Especificaciones de la AGMA

Fuente: (Norton, 2011)

Paso circular, P_c : o paso circunferencial, es según la Ecuación 35 la distancia medida sobre la circunferencia primitiva entre puntos homólogos de dos dientes consecutivos. Se

aprecia en la Figura 14 el paso es igual a la suma del grueso del diente y el ancho entre dientes consecutivos.

$$P_c = \frac{\pi D_p}{z} \quad \text{Ecuación 35}$$

Paso diametral, (transversal) Pd: En inglés diametral pitch, es la relación presente en la Ecuación 36 entre el número de dientes y el diámetro de primitivo expresado en pulgadas.

$$P_d = \frac{z}{D_p} \quad \text{Ecuación 36}$$

Módulo transversal, m: Es la relación entre el diámetro primitivo en milímetros y el número de dientes, expresado en la Ecuación 37.

$$m = \frac{D_p}{z} \quad \text{Ecuación 37}$$

Longitud de diente, b: llamado ancho de flanco o de cara. Es el ancho del diente, medido en dirección paralela al eje del diente. Con el fin de que la cara del diente tenga siempre por lo menos un punto de contacto con la línea primitiva, la longitud mínima del diente está definido por la Ecuación 38.

$$b_{min} = \frac{P_c}{\tan\psi} \quad \text{Ecuación 38}$$

4.3.3.6 Relaciones principales de dimensiones en dientes helicoidales

La Tabla 8 resume las relaciones entre las principales dimensiones de los dientes, tomando en cuenta que en esta nomenclatura z representa número de dientes.

Tabla 8

Relaciones de dimensiones diente helicoidal

Diámetro primitivo (Dp)	$D_p = \frac{m * z}{\cos\beta}$	Ecuación 39
-------------------------	---------------------------------	-------------

Inclinación de la hélice (β)	<i>Vel. lenta:</i> β = 5° a 10°. <i>Vel. normal:</i> β = 15° a 25°. <i>Vel. elevada:</i> β = 30°.
------------------------------	---

Módulo real (m)	$m = m_a * \cos\beta$	Ecuación 40
-----------------	-----------------------	-------------

Módulo aparente (ma)	$m_a = \frac{D_p}{z}$	Ecuación 41
----------------------	-----------------------	-------------

Paso real (Pr)	$P_r = \pi * m \quad \text{ó} \quad P_r = P_a * \cos\beta$	Ecuación 42
----------------	--	-------------

Paso aparente (Pa)	$P_a = \pi * m_a \quad \text{ó} \quad P_a = \frac{\pi * D_p}{z}$	Ecuación 43
--------------------	--	-------------

4.3.3.7 Ángulos de presión y fuerzas en engranajes helicoidales.

La **Figura 16** muestra la geometría de los dientes de engranajes helicoidales.

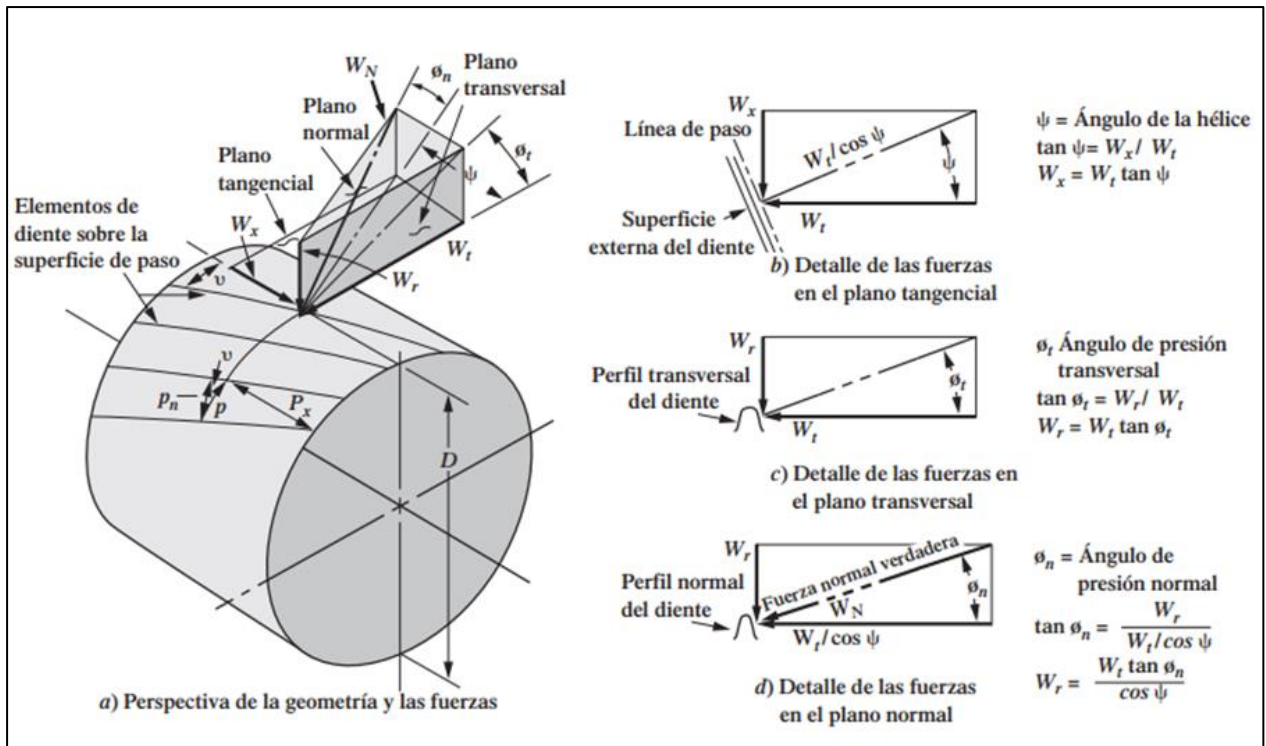


Figura 16. Geometría y fuerzas en los engranes Helicoidales.

Fuente: (Norton, 2011)

Los diseñadores deben especificar el ángulo de la hélice y uno de los dos ángulos de presión. El restante se puede calcular con la Ecuación 44:

$$\tan \phi_n = \tan \phi_t * \cos \psi \quad \text{Ecuación 44}$$

Ángulo de presión, ϕ : Es el ángulo entre la línea de presión o acción, que es normal a la superficie del diente, y el plano tangente a las superficies primitivas en un punto primitivo. Los fabricantes de engranes han estandarizado los ángulos de presión definidos por la distancia nominal entre centros del engranaje hasta el corte. Los valores estándar son 14.5° , 20° y 25° , el de 14.5° se considera obsoleto (Norton, 2011).

El número mínimo de dientes de profundidad total en el piñón se muestra en la

Tabla 9, que pueden usar contra una selección de engranes de diferentes tamaños de profundidad completa (para un ángulo de presión $\phi = 20^\circ$). Conforme el engrane acoplado se vuelve más pequeño, el piñón puede tener menos dientes y aun así evitar la interferencia.

Tabla 9

Número mínimo de dientes del piñón para eliminar interferencia a 20°

Número mínimo de dientes en el piñón.	Número máximo de dientes en el engranaje.
17	1 309
16	101
15	45
14	26
13	16

Fuente: (Norton, 2011)

Ángulo de hélice, ψ : puede ser de mano *derecha o izquierda*. Para obtener el movimiento de giro, se requiere que uno sea derecho y el otro izquierdo, con ángulos de hélice iguales. Estos elementos están inclinados respecto a una línea paralela al eje del cilindro, y el ángulo de inclinación es el ángulo de hélice. En la Tabla 10 se muestra los ángulos presentados por (Budynas & Nisbett, 2008).

Tabla 10

Ángulos de hélice y eficiencia

Ángulo de hélice, ψ , en grados	Eficiencia η , %
1,0	25,2
2,5	45,7
5,0	62,0
7,5	71,3
10,0	76,6
15,0	82,7
20,0	85,9
30,0	89,1

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

En la Figura 16, se observa fuerzas que actúan sobre el engranaje, con tres componentes ortogonales:

- ❖ La fuerza tangencial (fuerza transmitida), W_t , actúa en dirección tangencial a la superficie de paso del engrane, y perpendicular al eje que tiene el engrane (Ecuación 45). Es la fuerza que impulsa al engrane; el análisis de esfuerzos y la resistencia a las picaduras se relacionan con la magnitud de la fuerza tangencial.

$$W_t = F_N * \cos\phi_N * \cos\psi \quad \text{Ecuación 45}$$

- ❖ La fuerza radial W_r (Ecuación 46) actúa hacia el centro del engrane, a lo largo de un radio, y que tiende a separar las dos ruedas engranadas. Se parece a W_r del diseño y análisis de los engranes rectos.

$$W_r = W_t * \tan\phi = F_N * \sin\phi_N \quad \text{Ecuación 46}$$

- ❖ La fuerza axial (fuerza de empuje) W_x , actúa en el plano tangencial y es paralela al eje del engrane. Tiende a empujar al engrane a lo largo del eje, debe contrarrestarse por uno de los cojinetes que sostienen al eje, y por ello en general esta fuerza es indeseable, en la Ecuación 47. Los engranes rectos no generan esa fuerza, porque sus dientes son rectos y paralelos al eje del engrane.

$$W_x = W_t * \tan\psi = F_N * \cos\phi_N * \sin\psi \quad \text{Ecuación 47}$$

4.3.3.8 Diseño basado en la resistencia.

Hall, Holowenco, & Laughlin (1970) mencionan que el diseño de engranajes helicoidales utiliza métodos de diseño similares que en los engranajes cilíndricos de dientes rectos y mirando al diente en sentido normal a la hélice, además la carga normal F_N que se utiliza en la Ecuación 48:

$$F_N = s * \left(\frac{b}{\cos\psi}\right) \frac{\pi * y}{P_{nd}} \quad \text{Ecuación 48}$$

Considerando la fuerza tangencial, el paso diametral normal, el factor de Lewis actualizado, utilizado en el plano normal. Se obtiene una nueva Ecuación 49.

$$F = \frac{s * b * Y}{P_{nd}} = \frac{sk\pi^2 y}{P_{nd}^2 \cos\psi} \quad \text{Ecuación 49}$$

Donde:

b: longitud de diente

Y: factor de forma basado en el número de dientes (actualizado Lewis); $Y = \pi * y$

P_{nd} : Paso diametral normal, medido en el plano normal al diente.

k: b/P_c (limitado a un valor de más o menos 6)

s: esfuerzo permisible, que puede tomarse aproximadamente igual al límite de fatiga del material en carga libre, corregido por el efecto de la concentración de esfuerzos y multiplicado por un factor de velocidad, expresado en la Ecuación 50.

$$s = \sigma_{ec} * \left(\frac{78}{78 + \sqrt{v}}\right) \quad \text{Ecuación 50}$$

Donde:

k_v : factor de velocidad o factor dinámico, denotado por la expresión $\left(\frac{78}{78 + \sqrt{v}}\right)$

σ_{ec} : esfuerzo a la fatiga totalmente corregido; aproximadamente la tercera parte de la resistencia al fallar el material.

$v: \frac{\omega D}{2}$ es velocidad en la línea primitiva.

Hay dos modos de falla que afectan los dientes de los engranes: fractura por fatiga, debida a la variación de los esfuerzos de flexión en la raíz del diente, y fatiga superficial (picado) en la superficie del diente. Cuando se diseñan los engranes, se deben verificar ambos modos de falla. Se abordarán los dos modos principales de falla, mediante los procedimientos recomendados por la AGMA.

4.3.3.9 Esfuerzos de flexión

La **ecuación de Lewis** (Ecuación 51), útil para el esfuerzo de flexión en un diente de engrane fue desarrollada en 1892. Reconoció que un diente es una viga en voladizo con sección crítica en la raíz, Iniciando con la ecuación del esfuerzo de flexión en una viga en voladizo, dedujo lo que ahora se conoce como la ecuación de Lewis:

$$\sigma_b = \frac{W_t P_d}{FY} \quad \text{Ecuación 51}$$

Y es el llamado factor de Lewis, que depende exclusivamente de la geometría del diente, de la norma de dentado y del número de dientes, y cuya expresión (Ecuación 52) es la siguiente:

$$Y = \frac{s^2}{6 * m * h} = y * \pi \quad \text{Ecuación 52}$$

Por ello, es frecuente calcular el factor de Lewis (Y) a partir de expresiones más simples que proporcionen valores bastante aproximados, o mediante la Tabla 11.

Tabla 11

Factor de forma de Lewis para un ángulo normal de 20°

Número de dientes	Y	Número de dientes	Y
13	0,261	30	0,359
14	0,277	34	0,371
15	0,290	38	0,384
16	0,296	43	0,397
17	0,303	50	0,409
18	0,309	60	0,422
19	0,314	75	0,435
20	0,322	100	0,447
21	0,328	150	0,460
22	0,331	300	0,472
24	0,337	400	0,480
26	0,346	Cremallera	0,485

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008).

Factor dinámico K_v : El factor dinámico K_v trata de tomar en cuenta las cargas vibratorias internas que se generan por el impacto entre dientes y están inducidas por un engranaje desajustado de los dientes del engrane. Tales cargas vibratorias se conocen como error de transmisión y son más grandes en engranes de baja precisión. (Norton, 2011)

En ausencia de datos de prueba que definan el nivel del error de transmisión esperado en el diseño de un engrane específico, el diseñador habrá de estimar el factor dinámico. En el siglo XIX, Carl G, Barth fue el primero que expresó el factor de velocidad, que, en términos de las normas actuales AGMA, se representan mediante las Ecuación 53 y Ecuación 54.

$$K_v = \left(\frac{600 + v}{600} \right) \quad \text{Ecuación 53}$$

hierro fundido, perfil moldeado

$$K_v = \left(\frac{1\ 200 + v}{1\ 200} \right) \quad \text{Ecuación 54}$$

Perfil cortado o fresado

Que más tarde la AGMA agregó una modificación en la ecuación de dientes cortados o fresados, en unidades SI se muestran en las expresiones Ecuación 55, Ecuación 56, Ecuación 57 y Ecuación 58.

$$K_v = \left(\frac{3,05 + v}{3,05} \right) \quad \text{Ecuación 55}$$

hierro fundido, perfil moldeado

$$K_v = \left(\frac{6,1 + v}{6,1} \right) \quad \text{Ecuación 56}$$

perfil cortado o fresado

$$K_v = \left(\frac{3,56 + v}{3,56} \right) \quad \text{Ecuación 57}$$

perfil generado con fresa madre o cepillado

$$K_v = \left(\frac{5,55 + \sqrt{v}}{5,55} \right) \quad \text{Ecuación 58}$$

perfil cepillado o esmerilado

4.3.3.10 Materiales para los engranajes.

Los engranajes se fabrican en una gran variedad de materiales, tanto metálicos como no metálicos. Antes de la selección el diseñador debe decidir cuál de los criterios es más importante para la solución de su problema. Teniendo en cuenta los modos de falla se necesita información de la resistencia a la fatiga de los materiales, tanto como el esfuerzo a flexión y

contacto. Existen otros aspectos, como el peso, apariencia, resistencia a la corrosión, el ruido y, por supuesto, el costo. Los tipos de acero para engranes se representan en una gran variedad de aleados y otros con porcentaje de carbono, entre ellos:

AISI 1020	AISI 1040	AISI 1050	AISI 3140
AISI 4140	AISI 4340	AISI 4620	AISI 5120
AISI 6150	AISI 8620	AISI 8650	AISI 9310

A más de ello se realiza un análisis acerca de los factores de corrección a la fatiga para justificar las diferencias físicas entre las pruebas y el material real que se diseña en engranajes helicoidales.

Factor de **sobrecarga** k_o considera el hecho que la carga máxima real puede ser hasta dos veces mayor a la carga transmitida debido a choques en el sistema motriz o impulsado. En la Tabla 12 sugieren algunos valores para k_o . A más de ello sugiere que para engranajes helicoidales se agrega un valor de $0,01\left(\frac{n_G}{n_p}\right)^2$ a los factores de carga de la tabla antes mencionada.

Tabla 12

Factor de sobrecarga

Fuente de energía	Carga en la máquina impulsada		
	Uniforme	Choque moderado	Choque fuerte
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Choque ligero	1,25	1,50	2,00
Choque mediano	1,50	1,75	2,25

Fuente: AGMA

Factor de **modificación de tamaño** k_b : La AGMA no ha establecido estándares para los factores del tamaño, dependen de varios factores, como el tipo de engranaje helicoidal, la calidad de fabricación, el número de dientes, el módulo del engranaje y otros parámetros geométricos. Sin embargo, en general, los valores típicos del factor de tamaño para engranajes helicoidales oscilan entre 0.8 y 1.5.

Factor de **temperatura** k_d ; se considera para temperaturas del aceite o del disco del engrane hasta de 250°F (120°C), se emplea un valor de $k_d = 1$. Cuando las temperaturas son más altas, estos factores deben ser mayores que la unidad. Se pueden utilizar intercambiadores

de calor para asegurar que las temperaturas de operación sean considerablemente menores que este valor, puesto que ello es conveniente para el lubricante.

Factor de **confiabilidad** k_e ; se basan en la probabilidad estadística de 1 falla en 100 muestras, es decir, 99% de confiabilidad. Si esto es satisfactorio, $k_e = 1$. Si se desea un factor de seguridad mayor o menor, se puede hacer igual a uno de los valores de la Tabla 13.

Tabla 13.

Factor de confiabilidad

% confiabilidad	k_e
90	0.85
99	1
99,9	1,25
99,99	1,5

Fuente: (Norton, 2011)

Factor de **corrección de contacto** (Y_c): tiene en cuenta la distribución de la carga a lo largo de la línea de contacto entre los dientes. El valor de Y_c depende de la relación de longitud de contacto con el ángulo de inclinación de la hélice, varía entre 0.75 y 0.95.

Factor de **corrección de curvatura** (Y_s): Este factor tiene en cuenta el efecto de la curvatura del diente en la distribución de la carga. El valor de Y_s depende del radio de curvatura del perfil del diente, sus valores oscilan entre 0.9 y 1.

Factor de **corrección de carga** (Y_f): se utiliza en el diseño de engranajes helicoidales para tener en cuenta las condiciones de carga variables y los factores de seguridad adicionales requeridos. Este factor de corrección se aplica para ajustar la capacidad de carga nominal calculada a partir de la geometría básica del diente y considerar las condiciones reales de carga y los factores de seguridad.

Los valores del factor de corrección de carga (Y_f) para engranajes helicoidales pueden variar entre 0.8 y 1.5.

4.3.4 Análisis por falla a la fatiga.

Este análisis maneja las variaciones de carga, pueden ser torsionales, flectoras o axiales. La fatiga se aplica tanto en escalas microscópicas como macroscópicas. Esta falla consiste en grietas microscópicas hasta que alcanzan una longitud crítica (Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000).

La gran mayoría de fallas en las máquinas se dan a consecuencia de cargas que varían con el tiempo. Estas cargas que fluctúan inducen a su vez esfuerzos cíclicos. La falla por cargas cíclicas se debe primordialmente a discontinuidades que surgen a consecuencia de: los cambios bruscos de sección transversal, cuñeros, orificios en donde ocurren concentraciones del esfuerzo, la propia composición del material, luego del proceso de laminado, forjado, fundido, estirado, calentado etc (Budynas & Nisbett, 2008).

4.3.4.1 Esfuerzos cíclicos

Los esfuerzos cíclicos por lo general son axiales, de flexión y de torsión. En la Figura 17, se muestran de manera esquemática las funciones comunes de esfuerzo tiempo.

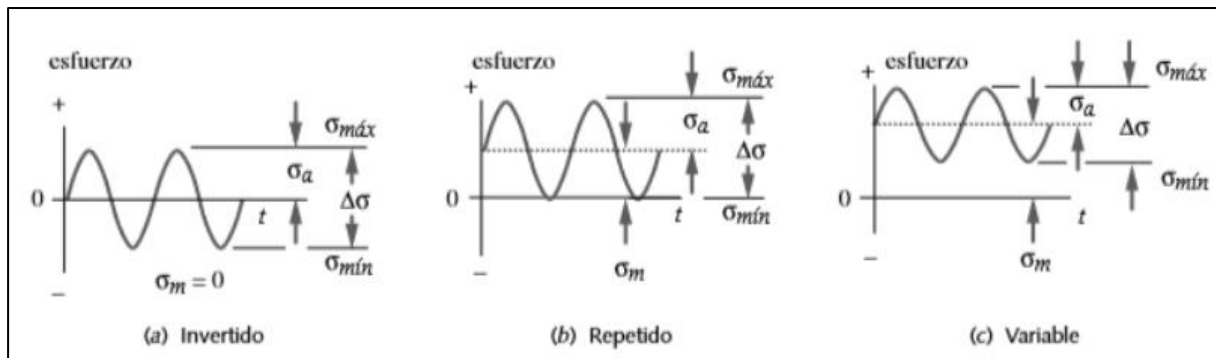


Figura 17. Esfuerzos cíclicos presentes en maquinaria rotatoria.

Fuente: (Norton, 2011)

Para conocer los parámetros del esfuerzo máximo $\sigma_{máx}$ y esfuerzo mínimo $\sigma_{mín}$ según los casos mostrados en la Figura 17, Se tiene las siguientes expresiones:

La amplitud del esfuerzo medio σ_m , definida en la Ecuación 59 es el promedio de esfuerzos máximo y mínimo en el ciclo.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{máx} + \sigma_{mín}}{2} \quad \text{Ecuación 59}$$

Al aplicar estas cargas y hacer el análisis en la Ecuación 60, se obtiene también un esfuerzo alternante que se define como:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{máx} - \sigma_{mín}}{2} \quad \text{Ecuación 60}$$

4.3.4.1.1 Resistencia a la fatiga

La comprensión de la resistencia a la fatiga, en lo que respecta al comportamiento de los materiales bajo cargas, se ha basado principalmente en la experimentación, ya que resulta difícil lograr un enfoque analítico exhaustivo a partir de principios fundamentales. Los

resultados de estos experimentos se representan de manera gráfica en la

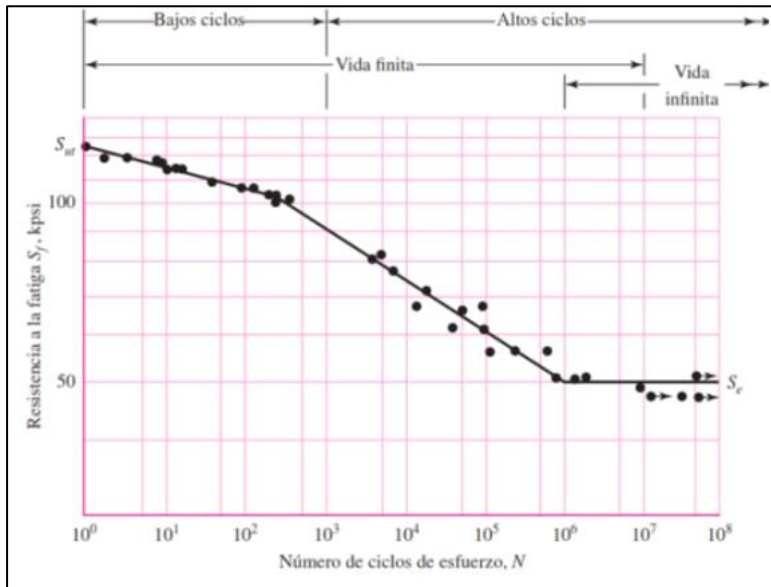


Figura 18 con el conocido diagrama S-N o diagrama de Wöhler, que ilustra la relación entre el número de ciclos de carga (S) y la resistencia a la fatiga (N) de los materiales. En esta representación gráfica, se pueden identificar claramente los límites de fatiga para diversos materiales. Es esencial destacar que, sin importar cuántas veces se aplique la carga, un componente no experimentará una falla por fatiga si no alcanza el nivel de esfuerzo a la fatiga σ'_e correspondiente, tal como se describe en el trabajo de Hamrock, Jacobson y Schmid (2000).

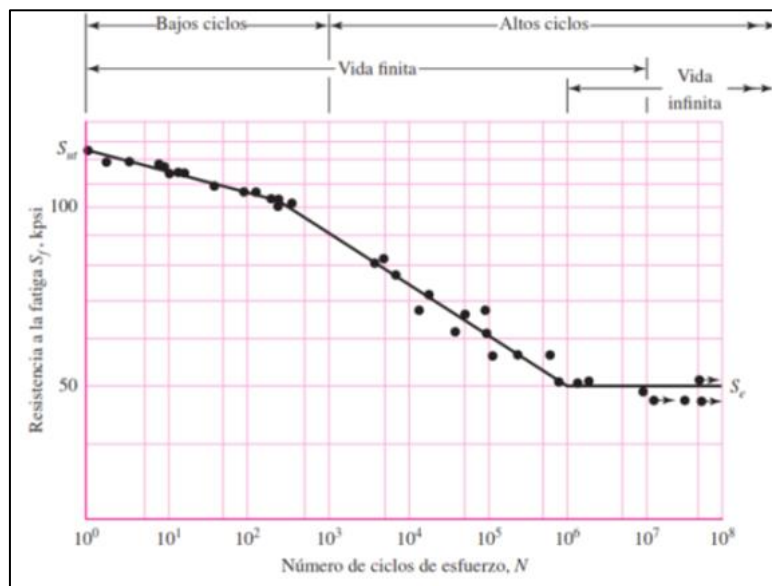


Figura 18. Diagrama S-N: Resultados de ensayos a la fatiga

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

La relación de Manson-Coffin es una herramienta fundamental en el estudio de la fatiga de materiales, ya que establece una conexión intrínseca entre la vida útil en condiciones de

fatiga y la resistencia a la fractura del material en un solo ciclo de carga. En el caso de numerosos tipos de acero, esta perspectiva se refleja claramente en el límite de fatiga, como se expresa en la Ecuación 61. Este límite de fatiga varía dentro de un rango que abarca entre el 35% y el 60% de la resistencia última a la tracción del material.

Este concepto es de gran importancia, ya que nos permite comprender cómo las fluctuaciones repetidas de carga afectan la integridad estructural de los materiales, y cómo esas fluctuaciones están directamente relacionadas con la resistencia a la fractura del material en un ciclo de carga individual. Por lo tanto, al considerar el límite de fatiga en el diseño y análisis de componentes, podemos tomar decisiones informadas para garantizar la durabilidad y la seguridad de las estructuras y productos fabricados con estos materiales.

En las líneas siguientes, se detallan los límites de fatiga de esfuerzo para el acero en tres categorías de carga distintas. Estos valores pueden ser calculados de la siguiente manera:

$$\begin{array}{ll} \sigma'_e = 0,5\sigma_{ut} & \text{Flexión} \\ \sigma'_e = 0,45\sigma_{ut} & \text{Axial} \\ \sigma'_e = 0,5\sigma_{ut} & \text{Torsión} \end{array} \quad \text{Ecuación 61}$$

Donde σ_{ut} es la resistencia última a la tracción del material y σ'_e es el límite de resistencia a la fatiga.

4.3.4.1.2 Factores de modificación del límite a la fatiga.

Los límites de resistencia a la fatiga de los materiales se obtienen de muestras estándar con base a pruebas estáticas, las cuales se deben modificar para justificar las diferencias físicas entre la muestra de prueba y la parte real que se diseña. En ello influyen las condiciones ambientales reales, los diversos tipos de cargas, además de otros factores que se integran a un gran cúmulo que reducen de cierta manera la resistencia del material, que luego se multiplican por un valor teórico estimado, para finalmente obtener un límite de resistencia a la fatiga corregido expuesto en la Ecuación 62.

$$\sigma_e = k_a k_b k_c k_d k_e \sigma'_e \quad \text{Ecuación 62}$$

Donde

k_a : Factor de modificación de la condición superficial del material.

k_b : Factor de modificación del tamaño.

k_c : Factor de modificación de la carga.

k_d : Factor de modificación de temperatura.

k_e : Factor de confiabilidad.

σ'_e : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

σ_e : Límite de resistencia a la fatiga totalmente corregido, bajo condiciones de uso.

A continuación, se explica el procedimiento para determinar los diferentes factores señalados en la Ecuación 62.

❖ Factor de modificación de la condición superficial k_a

Incorpora el acabado de la superficie del material seleccionado, entre los más comunes se tienen: esmerilado, laminado en frío, laminado en caliente y forjado. Con ayuda de la Ecuación 63, es posible determinar el factor k_a

$$k_a = a \sigma_{ut}^b \quad \text{Ecuación 63}$$

Donde σ_{ut} representa la resistencia última a la tracción.

En la Tabla 14, se indican los factores a (factor a de la condición superficial de Marín) y b (factor b de la condición superficial de Marín) que corresponden a la Ecuación 63, esto según el tipo de acabado superficial y en función de la resistencia última de tracción del material.

Tabla 14

Factores a y b para el tipo de acabado superficial.

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , Mpa	
Pulido	1	-	-
Esmerilado	1,34	1,58	-0,085
Maquinado o laminado en frío	2,70	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Forjado	39,9	272	-0,995

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

❖ Factor de modificación de tamaño k_b

Hamrock, Jacobson, & Schmid (2000) establecen que “el factor de modificación de tamaño para una barra redonda se ve afectada por el método de carga”. Para realizar el cálculo de dicho factor k_b en flexión o torsión, se utiliza la Ecuación 64 y Ecuación 65 según corresponde:

flexión $k_b = \frac{d^{-0,107}}{0,765} = 1,24d^{-0,107} \quad 2,79 \leq d \leq 51\text{mm} \quad \text{Ecuación 64}$

torsión $k_b = \frac{d^{-0,107}}{0,3} = 1,51d^{-0,107} \quad 51 \leq d \leq 254\text{mm} \quad \text{Ecuación 65}$

Mientras que cuando existe una carga axial no hay efecto de tamaño, por lo cual se considera:

$$k_b = 1$$

❖ Factor de modificación de carga k_c

Según Hamrock, Jacobson, & Schmid (2000) el factor de modificación de carga presenta los siguientes valores de acuerdo a la carga:

flexión	$k_c = 1$
axial	$k_c = 0,85$
torsión	$k_c = 0,59$

❖ Factor de modificación de temperatura k_d

La temperatura de operación a la cual se somete un material sea dúctil o frágil, puede estar tanto por debajo como por encima de las condiciones de temperatura ambientales (15°C–25°C), lo que puede dar lugar a la posibilidad de fractura plástica.

Algunos autores han propuesto un valor de factor de modificación a la temperatura igual a la unidad para temperaturas por debajo de 160°F.

❖ Factor de confiabilidad k_e

Referente a los porcentajes de probabilidad de supervivencia del material para la vida indicada, los datos presentados en Budynas & Nisbett, (2018) de Haugen y Wirching muestran desviaciones de menos del 8% del valor de la resistencia. Interpretando la Ecuación 66, en conjunto con la Tabla 15 en la que se muestra el porcentaje de confiabilidad y el factor de confiabilidad k_e , según (Budynas & Nisbett, 2008).

$$k_e = 1 - 0,08Z_a \quad \text{Ecuación 66}$$

Tabla 15

Factores de confiabilidad k_e , correspondiente a desviaciones estándar del límite de resistencia a la fatiga.

Confiabilidad, %	Variación de transformación, Z_a	Factor de confiabilidad, k_e
50	0	1
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008).

4.3.4.1.3 Factor teórico o geométrico de la concentración de esfuerzos.

Relaciona el esfuerzo máximo real en la discontinuidad con el esfuerzo nominal. De tal forma que al relacionar el diámetro mayor “D” y el menor “d” se puede obtener un valor que

se usa para obtener los coeficientes “A” y “b” descritos en el anexo 1, para finalmente obtener k_t de acuerdo con la Ecuación 67:

$$k_t = A \left(\frac{r}{d} \right)^b \quad \text{Ecuación 67}$$

Y como se presenta en el Anexo 1 los valores de los elementos se muestran en una gráfica de dos dimensiones que permite obtener directamente el valor de k_t .

Y en el Anexo 3 se dan algunos valores respecto a factores de concentración efectivos que corresponden a chaveteros.

4.3.4.1.4 *Factor concentrador de esfuerzo.*

Este factor se usa con el esfuerzo nominal, para obtener el esfuerzo máximo resultante debido a la irregularidad o defecto; expresado en la Ecuación 68 y Ecuación 69 (Budynas & Nisbett, 2008).

$$\sigma_{m\acute{a}x} = k_f \times \sigma_0 \quad \text{Ecuación 68}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = k_{fS} \times \tau_0 \quad \text{Ecuación 69}$$

Donde k_f coeficiente de concentración de esfuerzo por fatiga y σ_0 es el esfuerzo nominal.

Existen elementos como ranuras, cambios de sección, perforaciones o roscas que afectan directamente en la resistencia del eje lo cual es necesario considerar distintos factores que ayudan a corregir el diámetro nominal del eje, expresado en Ecuación 70 y Ecuación 71.

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad \text{Ecuación 70}$$

$$k_{fS} = 1 + q(k_{tS} - 1) \quad \text{Ecuación 71}$$

Nótese que, para criterios de diseño de elementos de máquina es recomendable trabajar, la sensibilidad a la muesca a flexión q a partir de la Ecuación 72, la expresión en mención fue formulada por Kunh & Hardrath (1952), en términos de la constante de Neuber (1946), que es una constante propia del material y radio de la muesca r .

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad \text{Ecuación 72}$$

Siendo k_f el factor de concentración de esfuerzo; k_t , el factor de esfuerzo teórico geométrico; q , la sensibilidad de la muesca; $\frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}$, en la

Tabla 16 se presentan a detalle la contante de Neuber para aceros tanto a flexión y torsión.

Tabla 16

Constante de Neuber para aceros.

Constante de Neuber para aceros por carga a flexión.				Constante de Neuber para aceros por carga a torsión.			
S_{ut} (Kpsi)	\sqrt{a} (in ^{0,5})	S_{ut} (MPa)	\sqrt{a} (mm ^{0,5})	S_{ut} (Kpsi)	\sqrt{a} (in ^{0,5})	S_{ut} (MPa)	\sqrt{a} (mm ^{0,5})
50	0,130	345	0,66	50	0,093	345	0,47
55	0,118	380	0,59	55	0,87	380	0,44
60	0,108	415	0,54	60	0,08	415	0,40
70	0,093	485	0,47	70	0,07	485	0,35
80	0,080	550	0,40	80	0,062	550	0,31
90	0,070	620	0,35	90	0,055	620	0,28
100	0,062	690	0,31	100	0,049	690	0,25
110	0,055	760	0,28	110	0,044	760	0,22
120	0,049	825	0,25	120	0,039	825	0,20
130	0,044	895	0,22	130	0,035	895	0,18
140	0,039	965	0,20	140	0,031	965	0,16
160	0,031	1 100	0,16	160	0,024	1 100	0,12
180	0,024	1 240	0,12	180	0,018	1 240	0,09
200	0,018	1 380	0,09	200	0,013	1 380	0,07
220	0,013	1 515	0,07	220	0,009	1 515	0,05
240	0,009	1 655	0,05	240	-	1 655	-

Fuente: (Norton, 2011).

4.3.4.1.5 Modelos matemáticos para coeficientes efectivos promedio

Al considerar efectos de concentración de esfuerzos en cambio de sección y existencia de chaveteros, se plantea la Ecuación 73 y Ecuación 74 que engloban los concentradores de esfuerzo mencionados.

$$k_{fm} = \frac{k_f + k_{fch}}{2} \tag{Ecuación 73}$$

$$k_{fms} = \frac{k_{fs} + k_{fSCH}}{2} \tag{Ecuación 74}$$

4.3.4.2 Criterios de análisis a la falla por fatiga

Se considera cual si fuera una viga y se identifica los puntos de apoyo y elementos que ejercen una reacción en el mismo, se puede hacer un diagrama de esfuerzo cortante y momento flector para identificar los puntos críticos en el eje. Los esfuerzos axiales son en la mayoría de los casos despreciables en comparación al momento flector, aunque no es seguro despreciar esta carga sin antes verificar los valores de las cargas (Budynas & Nisbett, 2008).

Los esfuerzos de flexión, torsión o axiales se pueden representar como esfuerzos medios o alternantes, considerando que se trata de un eje redondo, giratorio y sólido, mediante las expresiones siguientes:

$$\sigma_a = k_f \times \frac{32 \times M_a}{\pi \times d^3}$$

$$\sigma_m = k_f \times \frac{32 \times M_n}{\pi \times d^3}$$

$$\tau_a = k_f \times \frac{32 \times T_a}{\pi \times d^3}$$

$$\tau_m = k_f \times \frac{32 \times T_m}{\pi \times d^3}$$

Donde M_m y M_a son los momentos flexionantes medio y alternante, T_m y T_a son los pares de torsión medio y alternante, y K_f y K_s son los factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión, respectivamente (Budynas & Nisbett, 2008).

Rivera (2020) manifiesta que las siguientes expresiones; representan la base principal para determinar el torque fluctuante bajo la siguiente consideración:

$$T_{\min} = T_{eje} \quad \text{Ecuación 75}$$

$$T_{\max} = T_{eje}(1 + C_f) \quad \text{Ecuación 76}$$

$$T_a = \frac{T_{\max} - T_{\min}}{2} \quad \text{Ecuación 77}$$

$$T_m = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2} \quad \text{Ecuación 78}$$

Los esfuerzos alternantes y medios se pueden evaluar usando cualquier criterio de falla a la fatiga. Para propósito de diseño se despeja el diámetro para ser calculado, resultando la ecuación del criterio de Goodman, en la Ecuación 79.

$$\phi_{eje} = \sqrt[3]{\frac{16 \times n_s}{\pi} \sqrt{\frac{1}{\sigma_e} (4k_f \times M_a)^2 + (3k_f \times T_a)^2} + \sqrt{\frac{1}{S_{ut}} (4k_f \times M_m)^2 + (3k_{fs} \times T_m)^2}}$$

$$\text{Ecuación 79}$$

Donde: n_s es el factor de seguridad; K_f es el concentrador de esfuerzos; M_a y T_a es el momento y torsión alternante; M_m y T_m es el momento y torsión medio; σ_e es el límite de resistencia a la fatiga; σ_y es el límite de fluencia del material.

4.3.5 Eje

Budynas & Nisbett (2008) define una flecha o eje es un elemento rotatorio, por lo general de sección transversal circular, que se emplea para transmitir par torsional y movimiento. Un eje también es un elemento no giratorio que no transmite par de torsión que se utiliza para soportar ruedas, poleas o elementos parecidos.

Para diseñar ejes se establece un diámetro mínimo de la sección para soportar las cargas que actúan sobre él y se añade el factor de seguridad correspondiente.

4.3.5.1 Diámetro mínimo de un eje según la teoría del esfuerzo cortante máximo (MSST)

Usando esta teoría se puede predecir el diámetro mínimo que debe tener el eje con carga estática (Ecuación 80), esta teoría hace un análisis del esfuerzo en un plano biaxial, donde M_f es el momento flector máximo; M_T , es el momento torsor máximo; N_s el factor de seguridad y σ_{ut} es la resistencia última a la tracción. (Rivera, 2020)

$$\phi_{eje} = \sqrt[3]{\frac{32 \times n_s}{\pi \times \sigma_y} \sqrt{(M_T)^2 + (M_f)^2}} \quad \text{Ecuación 80}$$

4.3.5.2 Diámetro mínimo de eje según la teoría de la energía de distorsión (DET)

Para propósito de diseño, se da conocer la expresión matemática para determinar el diámetro mínimo del eje según el criterio de falla por fatiga. La Ecuación 81 que demuestra el diámetro mínimo del eje según el criterio de Soderberg, que se presenta a continuación se toma de (Peterson, 1974).

$$\phi_{eje} = \sqrt[3]{\frac{32 \times n_s}{\pi \sigma_y} \sqrt{\left(M_m + \frac{\sigma_y}{\sigma_e} k_{fm} M_a\right)^2 + \frac{3}{4} \left(T_m + \frac{\sigma_y}{\sigma_e} k_{fms} M_a\right)^2}} \quad \text{Ecuación 81}$$

Ahora bien, en lo referente al torque presente en el elemento de análisis (eje), se establecerá un torque fluctuante o variable, para ello se tomará en cuenta la Tabla 17 para los factores de modificación o corrección del torque C_f según el tipo de maquinaria de accionamiento, y los cuales proporciona (Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000).

Tabla 17

Coeficientes de fluctuación para varios tipos de equipos.

Tipo de equipo	Coeficiente de fluctuación C_f
Maquinaria de trituración	0,200
Maquinaria eléctrica	0,003
Maquinaria eléctrica, accionada directamente	0,002
Maquinaria de molinos para harina	0,020
Maquinaria de martillado	0,200
Máquinas herramientas	0,030
Maquinaria de fabricación de papel	0,025
Maquinaria de bombeo	0,040
Maquinaria de corte	0,040
Maquinaria giratoria	0,015
Maquinaria textil	0,025

Fuente: (Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000)

4.3.5.3 Modelo matemático altura del hombro r.

El modelo matemático de la Ecuación 82, describe la altura del hombro en ejes escalonados:

$$r = \left(\frac{D - d}{2} \right) \quad \text{Ecuación 82}$$

4.3.6 Dimensionamiento de chavetas.

La norma DIN 6885 presenta configuraciones de chavetas para su dimensionamiento dependiendo de la necesidad. El catálogo de chavetas de Umgebung (2016) ofrece varios materiales de los que están compuestas las chavetas así mismo una tabla de la relación entre el diámetro del eje y la configuración mínima que debe tener la chaveta.

Usando el criterio de Tresca se tiene la Ecuación 83 para calcular la fuerza que soporta la chaveta, donde los valores P_{eje} es la potencia motriz del eje; V_L es la velocidad lineal de trabajo; D_p es el diámetro del engrane donde se encuentra la chaveta.

$$F_{ch} = \frac{\frac{P_{eje}}{V_L} \times D_p}{D_{eje}} \quad [\text{N}] \quad \text{Ecuación 83}$$

El cálculo de la longitud de la chaveta se hace en relación con la fuerza que se ejerce en la misma, reemplazando valores se obtiene la Ecuación 84. Las chavetas son elementos que actúan como fusibles mecánicos en caso de sobrecargas para evitar el daño a otros componentes, por lo que no se le suelen dar coeficientes de seguridad altos.

$$L_{min-ch} = \frac{F_{ch} \times \eta_{sch}}{\sigma_c \times b} \quad [\text{m}] \quad \text{Ecuación 84}$$

Donde η_{sch} es el coeficiente de seguridad de la chaveta, F_{ch} la fuerza sobre la chaveta, σ_c el esfuerzo cortante del material y b base de la chaveta.

La longitud de la chaveta se puede dimensionar también bajo rango normalizado que indica que la longitud mínima de la chaveta debe ser 1,5 veces el diámetro del eje.

4.3.7 Sujetadores

Un *perno* es un sujetador con rosca, diseñado para pasar por orificios en los miembros unidos, y asegurarse al apretar una tuerca desde el extremo opuesto a la cabeza del perno. Vea la Figura 19 (a), donde se ve un *perno hexagonal*.

Un *tornillo* es un sujetador con rosca, diseñado para introducirse en un orificio de uno de los elementos que se van a unir, y también en un orificio con rosca en el elemento acoplado. Vea la Figura 19 (b). El orificio roscado puede haber estado ya hecho, por ejemplo, con un machuelo, o puede formarse con la rosca misma, al forzarla en el material.

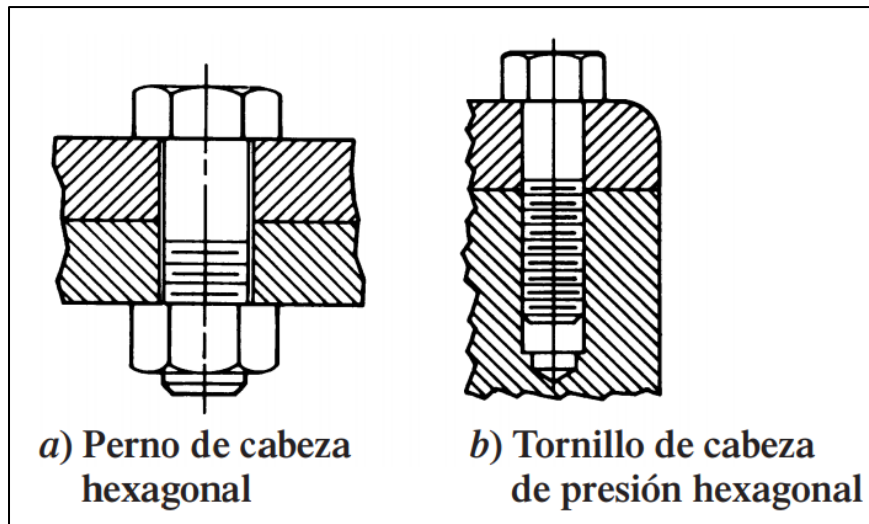


Figura 19. Perno y tornillo hexagonal

Fuente: (Deutschman, Michels, & Wilson, 1975)

4.3.7.1 Materiales para pernos y su resistencia

La resistencia de los aceros para tornillos y pernos se usa para determinar su *grado*, de acuerdo con una de varias normas. La SAE y ASTM normalizan materiales entre ellos figuran AISI 1013, 1018, 1038, 1041, 1054, 1340, 4037, 4140, 4150, 50B40, 8635, 8735, 4340. Estas normas presentan diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino; y, diámetros y áreas de roscas unificadas de tornillo UNC y UNF; para más especificaciones se referencia a (Budynas & Nisbett, 2008, págs. 426-429).

También se menciona el cálculo del área de la parte sin roscar Ecuación 85.

$$A_p = \frac{\pi * \phi_{ip}^2}{4} \quad \text{Ecuación 85}$$

4.4 Capítulo IV: Software de simulación

4.4.1 Software Mathcad

PTC Mathcad es una aplicación para resolver, analizar y compartir cálculos de ingeniería. Presentadas en una interfaz fácil de usar, la notación matemática de actualización instantánea, la información de unidades y las potentes prestaciones de cálculo permiten a los ingenieros y los equipos de diseño capturar y comunicar los conocimientos cruciales de diseño e ingeniería.

4.4.1.1 Características de PTC Mathcad

- ✓ Gestión de unidades: Asegura la integridad y precisión de los resultados incluyendo unidades explícitas en todos los cálculos. Muestra los resultados en las unidades elegidas.

- ✓ Componente Excel: Utiliza con facilidad los datos de hojas de cálculo existentes. Te permitirá simplificar tus tareas.
- ✓ Notación numérica avanzada: Las nuevas funciones, que son hasta 100 veces más rápidas, ofrecen mayor capacidad y devuelven el resultado en un formato más sencillo con el que trabajar.
- ✓ Programación: Escribe e integra tus propias funciones, y personaliza el entorno para adaptarlo a tus necesidades. Capacidad ilimitada de definir funciones propias. Entre otras funciones.

4.4.2 Software MDSolids

MDSolids es un software diseñado para ayudar al estudio de la mecánica de los materiales, esta materia se enseña a menudo bajo el título de resistencia de materiales, o mecánica de sólidos. Su ventana de inicio se muestra en la Figura 20.

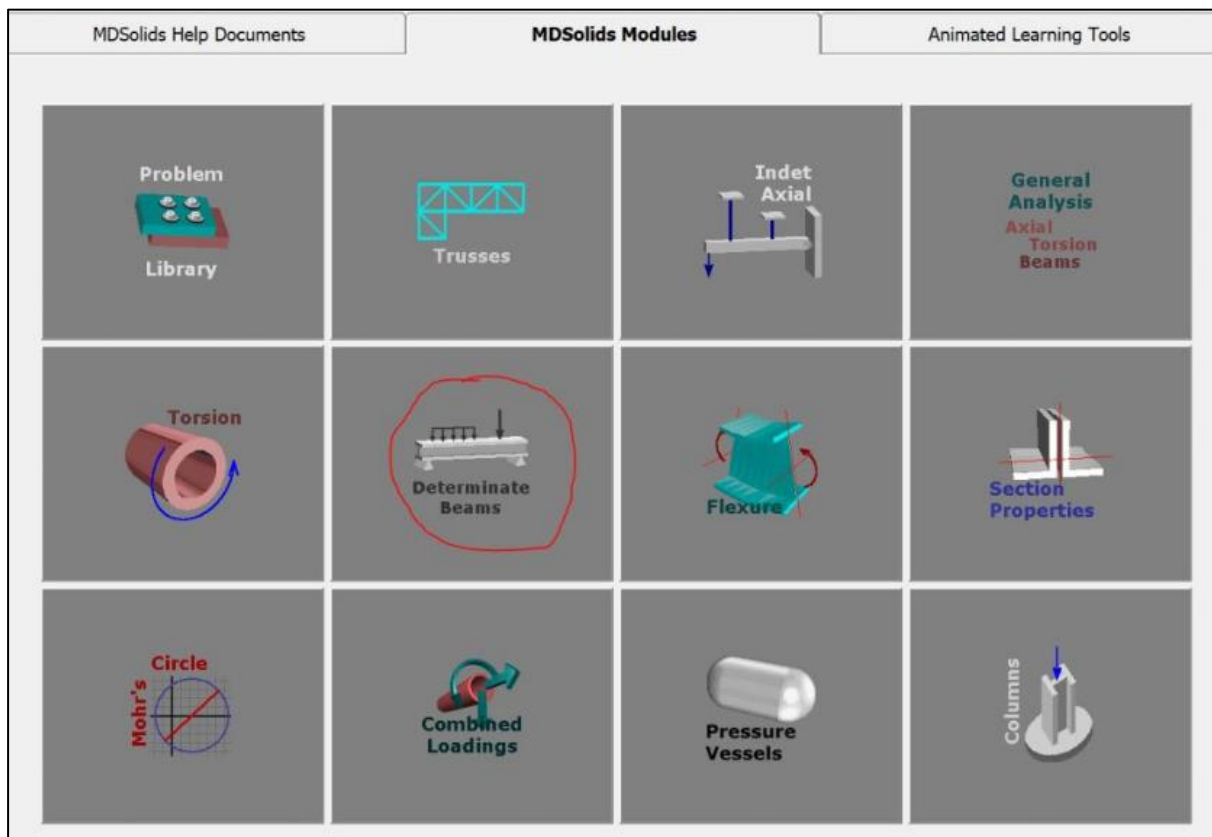


Figura 20. Ventana de inicio de MDSolids

Fuente: Autora

La misión de MDSolids es crear en el estudiante las habilidades de resolución de problemas técnicos, trabajando una gran variedad de problemas de la mecánica de los materiales, proporcionando al estudiante una visualización de la naturaleza de los esfuerzos

internos y deformaciones. En detalles de diagrama, la fuerza cortante y momento de flexión puede ser calculado en cualquier posición específica a lo largo de la viga.

La ubicación puede especificarse de distintas formas: mediante la introducción de las coordenadas x,y directamente en el cuadro de texto o haciendo clic en cualquier punto de la viga. Después de especificar la ubicación calcula la fuerza cortante y momento. Las características del software son:

- ✓ Graficar momento flector.
- ✓ Graficar fuerza cortante.
- ✓ Calcula las fuerzas internas.
- ✓ Halla las reacciones.
- ✓ Muestra pasos de la resolución.
- ✓ Exportar como imagen.

4.4.3 Software AutoCAD

El software de diseño AutoCAD permite la creación y edición profesional de geometría 2D y modelos 3D con sólidos, superficies y objetos. El nombre de AutoCAD hace referencia a la empresa (Autodesk) y CAD al diseño asistido por computadora, de las siglas en inglés Computer Aided Design. En su inicio no se pensó como un software de diseño 3D, sino que únicamente se dedicaba al modelado en dos dimensiones. Tras el desarrollo de las funciones 3D, veamos cuáles son las características de AutoCAD.

Las características generales del software son:

- Permite crear diseños bidimensionales y tridimensionales que permiten visualizar desde todos los ángulos.
- Admite la elaboración de piezas elaboradas con la estrategia de dibujo técnico complejo.
- Cuenta con una galería de objetos predeterminados con los cuales se puede trabajar en el diseño de cualquier tipo de pieza o estructura.
- Cuenta con una interfaz accesible y de funciones específica para que el profesional se familiarice rápidamente y entienda cómo usar el software.
- Se puede crear todo tipo de diseño de planos, bocetos, dibujos, estructuras y piezas de carácter parametrizado.
- AutoCAD permite trabajar en proyectos de carácter urbanístico, civil, mecánico, industrial, entre muchos más.

4.4.4 *Software SolidWorks*

Dentro de este capítulo se hace mención general del software, la dinámica que ofrece para el análisis estático y la simulación de ensamblaje de piezas.

A través de la Ingeniería Asistida por Computadora (CAE), se puede modelar casi cualquier pieza o sistema con una precisión prácticamente real. Ayudándose del Análisis por Elementos Finitos, se puede no solo visualizar el modelo sino prever su comportamiento bajo unas condiciones reales de trabajo, sin necesidad de fabricar prototipos.

Esto, tiene varias ventajas:

- ✓ Se reduce el coste de las pruebas de campo ya que se puede simular previamente el comportamiento del modelo.
- ✓ Permite adelantar la comercialización del producto, puesto que se reduce el número de ciclos de desarrollo de este.
- ✓ Da la opción de mejorar el producto rápidamente mediante el rediseño del modelado de las piezas de forma virtual antes de su fabricación.

Estas herramientas, nos permiten evaluar el comportamiento del modelo bajo una gran variedad de condiciones como pueden ser:

1. Cargas Estáticas.
2. Cargas Térmicas.
3. Fatiga.
4. Dinámica.
5. Etc.

Las características generales de los Análisis Estáticos.

Mediante los análisis estáticos de piezas o modelos compuestos, se puede simular los desplazamientos, las fuerzas de reacción, las tensiones y las deformaciones unitarias que se producen en su modelo tridimensional bajo unas condiciones de contorno previamente definidas. Además, podemos evaluar el Factor de Seguridad de un modelo simulado, pudiendo rediseñar la pieza.

Los análisis estáticos, se realizan bajo dos condiciones:

Suposición Estática. Esto implica que las cargas se aplican lenta y gradualmente hasta que alcanzan sus magnitudes completas. A partir de este punto, las cargas permanecerán constantes. Debido a esto, se puede ignorar por ejemplo las fuerzas inerciales y de amortiguamiento, ya que las aceleraciones y velocidades son pequeñas.

Linealidad. Es decir, la relación entre cargas y la respuesta del material es lineal. Cuando se duplica la carga, también lo harán las deformaciones unitarias, desplazamientos o las tensiones. La suposición de linealidad supone:

- ❖ Se cumple la ley de Hooke en los materiales a estudiar. Esto implica que la tensión es directamente proporcional a la deformación unitaria.
- ❖ Los desplazamientos provocados son lo suficientemente pequeños para que no se tenga en cuenta la rigidez que es causada por la carga.
- ❖ Las condiciones de contorno no variarán durante el proceso de carga del sistema. Estas cargas deben ser constantes en magnitud, dirección y distribución, y por tanto no cambiar durante la deformación del modelo.

Existe una gran variedad de aplicaciones para estos estudios, como pueden ser piezas o sistemas que tienen que soportar una carga aplicada de forma secuencial sin impacto, como pueden ser estanterías o cualquier soporte. En definitiva, los análisis estáticos, teniendo en cuenta las suposiciones que los caracterizan, ayudan a identificar si el modelo cumplirá con los requisitos para la fabricación.

4.4.5 Software FluidSIM

Este programa es una herramienta de simulación para la obtención de los conocimientos básicos de la hidráulica y neumática. FluidSIM permite, por una parte, un esquema DIN justo de diagramas de circuitos fluidos; por otra parte, posibilita la ejecución sobre la base de descripciones de componentes físicos de una simulación plenamente explicativa. Con esto se establece una división entre la elaboración de un esquema y la simulación de un dispositivo práctico.

La función CAD de FluidSIM está especialmente ideada para el campo de la técnica de fluidos. Puede, por ejemplo, comprobar mientras se diseña, si ciertas conexiones entre componentes son realmente posibles. Otra característica importante de FluidSIM es su completo concepto didáctico: FluidSIM ayuda a enseñar, aprender y visualizar la hidráulica.

Los componentes hidráulicos son explicados por medio de breves descripciones, imágenes y presentaciones de principios de accionamiento; los ejercicios y vídeos didácticos ayudan a conocer las conexiones más importantes para el uso de componentes hidráulicos.

En el desarrollo del programa se ha dado especial importancia al empleo intuitivo y de ágil aprendizaje de FluidSIM. Esta concepción de empleo le ofrece la posibilidad de, tras un breve período de toma de contacto, diseñar y simular circuitos de fluidos.

5. Metodología

5.1 Metodología general

Localización y características

El área de prestación del diseño es en la provincia de Loja, el taller Electromecánico “El científico” con coordenadas específicas -3,977832, -79,227124,

Método de estudio

El método de estudio del presente trabajo de titulación es hipotético-deductivo, consiste en una forma lógica de pensamiento que se basa en suposiciones generales sobre un fenómeno determinado, a partir de las cuales se llega a una conclusión. Y el método analítico reside en descomposición de un todo en sus partes o elementos para observar las causas, naturaleza y los efectos.

Enfoque de investigación

El enfoque de la investigación es cuantitativo.

Tipo de investigación

El tipo de investigación es correlacional y explicativa.

Diseño de investigación

El diseño de la investigación es longitudinal.

Población

La población corresponde a un vibro apisonador marca Wacker Neuson modelo BS60.

Muestra

No aplica

5.2 Materiales

El proyecto de investigación tiene como objetivo proponer un diseño hidráulico para el accionamiento de un vibro apisonador, a continuación, se describen los materiales que se utilizaron para este propósito.

Recursos Materiales

- ❖ Computador
- ❖ Materiales de oficina

Recursos Humanos

- ❖ Ing. Marco Rojas (Director de Tesis)

Recursos Bibliográficos

- ❖ Fuentes de investigación primarias (libros, tesis) y secundarias (entrevistas y comentarios, artículos, revistas, sitios web)
- ❖ Catálogos de máquinas apisonadoras
- ❖ Catálogos de motores a combustión interna
- ❖ Catálogos de curvas de funcionamiento
- ❖ Catálogos de motores hidráulicos
- ❖ Catálogos de bombas hidráulicas

Software de Ingeniería

- ❖ Software AutoCAD
- ❖ Software SolidWorks
- ❖ Software Mathcad
- ❖ Software MDSolid
- ❖ Software FluidSIM

5.3 Procedimiento

5.3.1 Primer objetivo específico

El desarrollo del *primer objetivo* inició con la búsqueda de información para conocer los parámetros de funcionamiento de una máquina vibro apisonadora, esta recopilación fue tabulada con los requerimientos de accionamiento y comparada con algunas características de importancia dentro del mercado local. Mediante una entrevista al ingeniero encargado de un taller de máquinas apisonadoras, se recolectó datos de mantenimiento correctivo, accionamiento y tiempo de operación de esta máquina; datos requeridos para el proyecto. En la Figura 21 se muestra un mapa de procesos del primer objetivo.

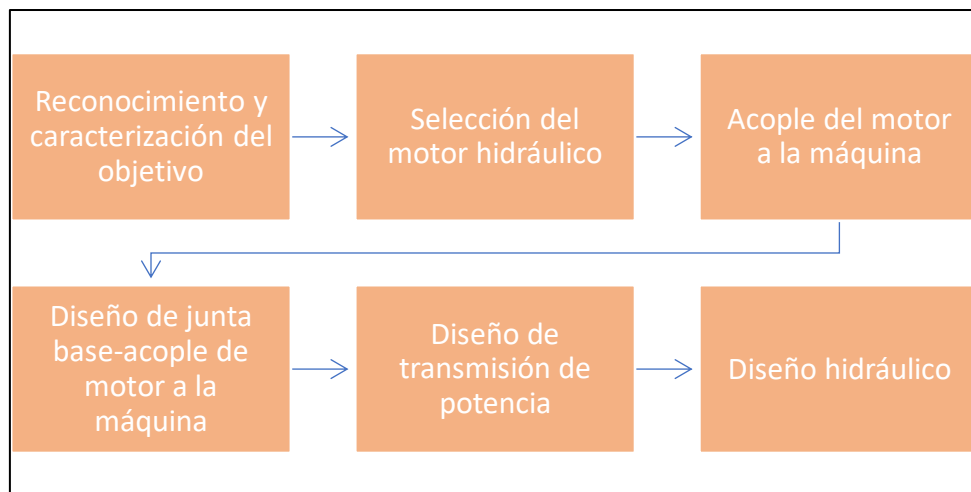


Figura 21. Mapa de procesos del primer objetivo

- **Sistema motriz**

Descripción de vibro-apisonadores

Se realizó la investigación de los apisonadores comerciales y sus respectivos motores dentro de la localidad. Se procedió a analizar el funcionamiento, mantenimientos y parámetros de operación a los que estos equipos están sujetos dentro de su funcionamiento motriz.

Selección del motor hidráulico

Para identificar la marca de los motores utilizados en cada apisonador, se consultó catálogos y se realizó una consulta con ingenieros de mantenimiento de apisonadores. Además, se evaluó las especificaciones de potencia, torque y frecuencia de revoluciones de los motores, revisando curvas de operación de cada marca de motor. Con base a estos requerimientos se seleccionó un motor que proporcione un buen equilibrio entre los datos obtenidos y la nueva fuente motriz, para integrarlo de manera adecuada al sistema.

Acople del motor a la máquina

Para definir el diseño de la junta entre la base y el acople, se consideraron varios factores: el tamaño del motor hidráulico, la transmisión de potencia y la estructura de montaje. Es importante mencionar que la estructura de montaje previamente alojaba un motor de combustión interna.

Para abordar estas variables, se implementó un modelo específico para cada apisonador, ya que, dependiendo de la marca, existen diferencias en el alojamiento y la distancia de empotramiento del tambor de embrague en la estructura de montaje.

Al considerar la adaptación de la junta, se llevó a cabo un análisis de esfuerzo en pernos de sujeción utilizados para la unión de la junta con la estructura de montaje. Este análisis se centró en la capacidad de los pernos para resistir los esfuerzos aplicados, específicamente el análisis de esfuerzo cortante, con el objetivo de garantizar la seguridad de la junta y, por ende, del apisonador en su conjunto.

5.3.2 Segundo objetivo específico

El procedimiento para determinar los parámetros de diseño del *segundo objetivo* se detallan en el organizador de procesos de la Figura 22:

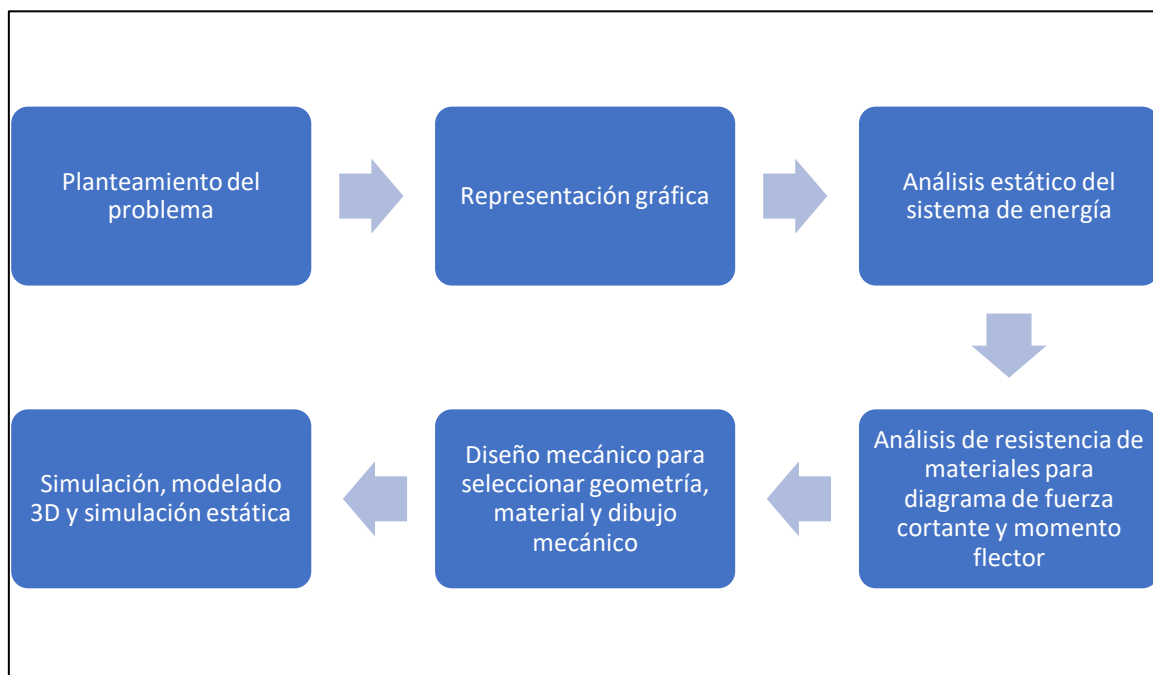


Figura 22. Organizador de procesos

- **Cálculo de la transmisión de engranajes helicoidales**

El diseño inicia con el planteamiento del sistema de transmisión, datos y unidades (sistema internacional).

Se desarrolla una matriz ponderada la cual evalúa criterios de transmisión idónea de acuerdo con el tipo de necesidades como:

- ✓ Fiabilidad
- ✓ Rangos de velocidad
- ✓ Menor ruido
- ✓ Adaptación en espacios reducidos
- ✓ Deterioro

Se debe conocer la geometría de los elementos.

Los ángulos y fuerzas que permiten el movimiento del par de engranajes requiere un diagrama de cuerpo libre donde se muestran las fuerzas que actúan sobre el elemento (Figura 16). El cálculo de la relación de transmisión de engranajes utiliza la Ecuación 31 donde los datos requeridos como las revoluciones por minuto se obtienen del apisonador y del motor hidráulico respectivamente. El número de dientes para piñón y engranaje resulta después de obtener la relación de transmisión despejando la misma ecuación.

Se emplea el catálogo comercial de Bohman (2018) para materiales de transmisión. Este catálogo proporciona información sobre las características de aceros macizos de sección circular, incluyendo una recopilación de aceros bajo las normas AISI y SAE, considerando diversas sollicitaciones mecánicas.

El diseño basado en la resistencia de materiales se expresa en términos de módulo y considera valores como fuerza tangencial, paso normal diametral, factor de forma y esfuerzo permisible. Esto se realiza utilizando la Ecuación 86:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2P_{mt}K_v \tan\psi}{\sigma_{ec}\pi \cos\psi Y Z \omega}} \quad \text{Ecuación 86}$$

Este diseño debe ser validado para ambos elementos de transmisión, por lo tanto, se calcula la resistencia al material con la Ecuación 87.

$$\sigma_{ec} = \frac{F_t K_v}{b Y_1 m \times \cos\psi} \quad \text{Ecuación 87}$$

Para justificar las diferencias físicas entre las pruebas y el material real diseñado, se aplican factores de modificación a la resistencia del material y esto permite obtener el límite de resistencia al a fatiga totalmente corregido. Este proyecto considera varios factores especificados por diferentes autores para los engranajes helicoidales:

- Factor de **sobrecarga** (k_o) se selecciona en la Tabla 12 y se agrega un valor de $0,01\left(\frac{n_G}{n_p}\right)^2$

- Factor de modificación **de tamaño** (k_b) según la AGMA para engranajes helicoidales recomienda k_b igual a 0,8
- Factor de **temperatura** (k_d) se emplea un valor de 1 cuando las temperaturas son menores a 120 °C
- Factor de **confiabilidad** (k_e) para engranajes se emplea un 90% que se refieren en la Tabla 13
- Factor de **corrección de contacto** (Y_c) para un ángulo de hélice de 20° refiere un valor de 0,89
- Factor de **corrección de curvatura** (Y_s) depende del radio de curvatura del perfil del diente con un valor mínimo de 0,9
- Factor de **corrección de carga** (Y_f) en condiciones reales toma un valor de 0,8.

Además, se utiliza la ecuación de Lewis (Y); referenciada en Budynas & Nisbett (2008), para aproximar los valores del factor de forma de Lewis, los datos necesarios para este cálculo se obtienen de la Tabla 11.

El factor dinámico Kv se calcula utilizando la velocidad lineal y se estima mediante la Ecuación 58 para fresado o cepillado utilizado en el diseño helicoidal, mencionado en el trabajo de (Hall, Holowenco, & Laughlin, 1970).

Como diseñador se selecciona un ángulo de presión y ángulo de hélice. El diámetro primitivo se calcula con la Ecuación 33, un parámetro esencial en la geometría del diente. Se considera la longitud mínima del diente según la Ecuación 38. El ángulo de presión presenta valores estándar que Norton (2011) considera en su texto y el ángulo de hélice se manifiesta en los engranajes helicoidales de la Tabla 10 junto con su eficiencia.

En los engranajes helicoidales se deben considerar las fuerzas que actúan sobre ellos:

- Fuerza tangencial: Esta fuerza actúa perpendicular al eje del engrane y se calcula realizando un despeje de la Ecuación 20.
- Fuerza radial: La fuerza radial actúa desde el centro del engrane hacia el eje y se calcula utilizando la Ecuación 46.
- Fuerza axial: La fuerza axial está definida por la Ecuación 47 y es relevante en el contexto de los engranajes helicoidales.

Una vez diseñado el par de engranajes y determinadas las fuerzas se realiza el detalle de la geometría y material mediante un modelado de dibujo técnico.

Diseño del eje de alojamiento y disco de empotramiento a la transmisión-máquina

Dentro de la transmisión de engranajes es necesario realizar el diseño del eje de alojamiento acompañado de un disco (un solo cuerpo), que empotra a la máquina apisonadora.

Se elige el material de diseño en el catálogo comercial de Bohman (2018), empleando algunos factores de modificación del límite a la fatiga específicos para ejes en trabajos bajo cargas cíclicas; descritos a continuación:

Factor de modificación de la **condición superficial** del material (k_a) se establece con los valores de a y b de la Tabla 14 de acuerdo al acabado superficial en este caso maquinado. Factor de **modificación del tamaño** (k_b) tiene afección de carga axial por lo que se toma en cuenta el valor de unidad según la teoría. Factor de **modificación de la carga** (k_c) según (Budynas & Nisbett, 2008) y (Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000) proporcionan un valor de 0,85 para carga axial. El factor de **modificación de temperatura** k_d está definida por 1 al saber que se trabaja a temperatura ambiental. Factor de **confiabilidad** (k_e), diferentes autores como: (Deutschman, Michels, & Wilson, 1975), (Hamrock, Jacobson, & Schmid, 2000), (Budynas & Nisbett, 2008); emplean el factor de confiabilidad de acuerdo los datos presentados por Haugen y Wirching, cuyos resultados indican en el Anexo 5.

Para realizar el análisis estático del eje se identifica donde se encuentran ubicadas las cargas. Se realiza mediante condiciones de equilibrio aplicando la Ecuación 29, junto con el diagrama de momento flector mostrando los valores de momento en y, z. El diámetro mínimo del eje según la teoría de la distorsión (DET) analiza las fuerzas de los elementos que aloja el eje utilizando la Ecuación 81.

Por otro lado, se obtiene el factor de seguridad basado en el método de Pugsley dado por la Ecuación 22. Se establecerá un torque fluctuante o variable, para ello se tomará en cuenta los factores de modificación o corrección del torque C_f según el tipo de maquinaria (martillado) proporcionados en la Tabla 17 por Hamrock, Jacobson, & Schmid (2000). Para con ello calcular el torque alternante y torque medio según las Ecuación 77 y Ecuación 78.

El factor concentrador de esfuerzos debido a alguna irregularidad o defecto depende del coeficiente de concentración de esfuerzo por fatiga k_t recopilado del Anexo 1 y de la sensibilidad de muesca q denotado por los factores \sqrt{a} constante de Neuber (

Tabla 16) y radio de la muesca r calculada mediante la Ecuación 72.

En el cálculo del disco de sujeción del eje-piñón se realiza el análisis de esfuerzo cortante donde se puede producir cizallamiento del elemento debido a la separación, expresado en la Ecuación 25. El diámetro de separación (ϕ) resulta ser el diámetro del eje de alojamiento del piñón; con el torque del eje se conoce la fuerza que se ejerce en ese punto y conocido el esfuerzo cortante se despeja el área de corte siendo espesor por perímetro donde perímetro es igual a π por diámetro. De tal modo se debe especificar un espesor mínimo para el disco de sujeción en que resulta la Ecuación 88.

$$e = \frac{T_{eje}}{\phi * \sigma_c * \pi * \phi} \quad \text{Ecuación 88}$$

Para el cálculo de los pernos de sujeción entre la máquina y el elemento de transmisión de igual manera se realiza un análisis por esfuerzo cortante en el que se conoce que la fuerza que actúa en el perno, como diseñador se dispone de la cantidad de pernos y se utilizará material AISI 1010, con la Ecuación 25.

Simulación, modelado 3D y simulación estática

La simulación estática de los dientes de engranes se realizan en SolidWorks; al tener datos de esfuerzos en el material utilizado, valores de fuerzas aplicadas al diente resultan las deformaciones unitarias.

En el organizador de la Figura 23, se plantea un seguimiento para el diseño hidráulico del sistema

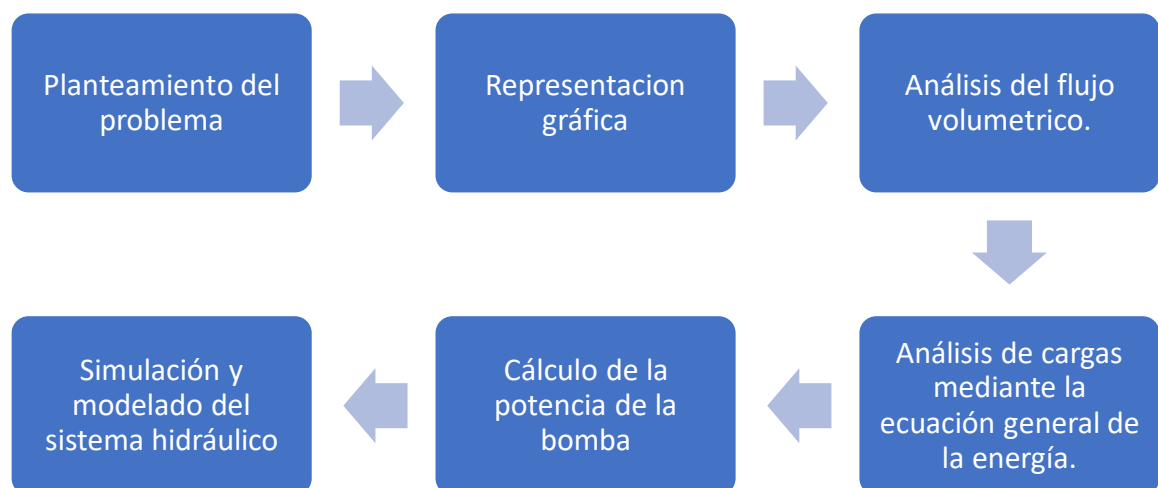


Figura 23. Organizador de diseño de sistema hidráulico

- **Sistema de accionamiento hidráulico.**

Para obtener un sistema hidráulico idóneo se realizó una representación gráfica y el análisis de flujo volumétrico, en conjunto con los requerimientos del motor hidráulico; éste dispone de un desplazamiento de cantidad de flujo proporcionado por la Ecuación 4 y posee una eficiencia volumétrica entre valores de 0,8 – 0,99, que según Domínguez (2013), Córdoba (2005) establecen “se considera la misma eficiencia de las bombas hidráulicas debido a su principio de funcionamiento”. Se calculó el caudal teórico del motor hidráulico (actuador) mediante la Ecuación 7.

Para conectar entre sí los elementos que integran el sistema hidráulico se usan tuberías flexibles. Dentro las tuberías es posible elegir la velocidad del fluido en cada sección de trabajo desde la Tabla 5. Para luego conocer el diámetro interno de tubería según la Ecuación 89.

$$D = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times v}} \quad \text{Ecuación 89}$$

Una vez seleccionado el diámetro se vuelve a calcular la velocidad de circulación del fluido hidráulico, necesario para calcular la pérdida de carga (h_L) que se produce por el interior de la tubería. Con estos valores antes descritos se encuentra el número de Reynolds con la Ecuación 15 y el de factor de fricción utilizando la Ecuación 16.

Otros puntos por analizar son el fluido de trabajo proporcionado por el catálogo de la bomba de diseño; la cantidad de pérdida de energía a la entrada y salida del sistema. La Figura 8 proporciona el coeficiente de resistencia en la entrada y en la sección 4.2.10.8 se especifica en coeficiente de salida.

Se debe mencionar que las pérdidas primarias y secundarias se evidencian en accesorios se designan en la Tabla 6 expresadas como longitud equivalente para determinar el factor de fricción según la Ecuación 19.

La energía suministrada por el fluido al motor hidráulico (dispositivo mecánico), se denota en la ecuación general de la energía mediante el término h_R que representa la energía removida del sistema al accionar un dispositivo externo. Por lo tanto, no toda la potencia suministrada al motor es la potencia de salida desde el dispositivo; lo que representa la existencia de eficiencia mecánica que se supondrá con un valor del 80% referenciado desde una bomba hidráulica; se debe conocer el valor de potencia suministrada obtenida de la Ecuación 90

$$P_R = \frac{P_O}{\eta_M} \quad \text{Ecuación 90}$$

Una vez obtenida la potencia suministrada por el fluido al motor, se requirió encontrar la energía removida por el fluido desde el motor hidráulico, definida por la Ecuación 91.

$$h_R = \frac{P_R}{\gamma * Q} \quad \text{Ecuación 91}$$

De lo descrito anteriormente se analiza el comportamiento del fluido mediante la ecuación de Bernoulli manejando todos los términos implementados en este proyecto, especificados en la Ecuación 92.

$$h_A = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + z_2 - z_1 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + h_L + h_R \quad \text{Ecuación 92}$$

La potencia proporcionada al aceite, se denomina potencia hidráulica requerida por la bomba y resulta de dividir la potencia hidráulica entre el rendimiento.

Selección del motor para accionar la bomba

La selección del motor a combustión interna que accionará al sistema hidráulico se escogerá por medio de catálogos, debe presentar características que entreguen la potencia y revoluciones necesarias por el sistema.

Simulación del sistema hidráulico.

La simulación del sistema hidráulico se la realiza en el programa FluidSim 4.5 en el que se desarrolla la conexión entre los componentes y se calculó la presión que entrega a lo largo del circuito.

6. Resultados

6.1 Descripción de vibro-apisonadores

Dentro de los apisonadores que evidencian fallas se describen los de marca Weber MT, Wacker Neuson y Masalta. En el taller de maquinaria pesada y de construcción del sector mayorista y en el taller electromecánico “El científico” realizan mantenimiento correctivo de los componentes motrices, mencionan se lleva a cabo la rectificación de embragues de arranque (transmisión de potencia), motores de accionamiento, carburadores, cambio de zapatas y otras piezas internas.



Figura 24. Transmisión de engranajes y leva de vibro-apisonadores.

En la Figura 24 se observa dentro del apisonador el sistema de leva que transmite el comportamiento de golpeteo. Del otro lado de la leva en la Figura 25 se encuentra la transmisión de engranajes y el tambor de alojamiento del embrague, accionados por el motor a la velocidad requerida permitiendo que el embrague centrífugo de la Figura 26 transmita la

fuerza de empuje que necesita el sistema; si el motor presenta una disminución de velocidad la compactación se detiene, pero el motor sigue en funcionamiento.



Figura 25. Tambor de alojamiento



Figura 26. Embrague centrifugo

6.2 Selección del motor hidráulico

Características de accionamiento de vibro apisonadores

El taller “Tiempo de herramientas” del sector mayorista y el taller electromecánico “El científico” realizan mantenimiento correctivo de vibro apisonadores, mencionan se lleva a cabo rectificación de embragues de arranque, carburadores, motores de accionamiento de apisonadores y cambio de piezas internas de la máquina apisonadora.

Para establecer un rango de trabajo se realiza la investigación de características generales en las marcas descritas a continuación, que según la consulta realizada a (Solórzano, Vibroapisonadores, 2020), son vibro apisonadores de afluencia en el mercado local. En tal caso, se establece en la Tabla 18 características pertinentes de potencia acerca de los vibro apisonadores y sus respectivos motores de accionamiento.

Según los catálogos de vibro apisonadores, de la marca Weber, Wacker Neuson y Masalta se ha recolectado información de marca y modelo de los motores que utiliza cada apisonador, las curvas de operación de los motores mostrados en Anexo 5, Anexo 8 y Anexo 9 respectivamente; proporcionan características de potencia, revoluciones por minuto, tiempos de combustión y torque. Parámetros necesarios para la selección del motor hidráulico con el que se inicia el diseño del sistema de accionamiento.

Tabla 18.

Resumen de curvas de operación.

	Motor Marca	Modelo	Potencia Salida	Rpm	Tiempos	Torque
Weber MT	Robin Subaru	EH12	2,8 hp	3600	4 tiempos	7,5 Nm
Wacker Neuson	Wacker	WM 80	2,682 hp	4400	2 tiempos	6,6 Nm
Masalta	Honda	GX120	3,25 hp	3600	4 tiempos	6,5 Nm

Características del motor hidráulico seleccionado

Se realiza la búsqueda de catálogos de motores hidráulicos con respecto a los parámetros requeridos por el vibro apisonador de marca Wacker Neuson BS60, apisonador cotizado para la justificación del anteproyecto; esta máquina que requiere un torque pequeño a altos rangos de velocidad. Se busca y selecciona un mini motor hidráulico marca Danfoss modelo MAH 6.3. el cual presenta características similares a las requeridas por el sistema actual instalado. La Figura 27 muestra los datos técnicos ofrecidos por el catálogo del mini motor hidráulico seleccionado.

Type		MAH 6.3	MAH 12.5
Code number - CW version			180F0003
Code number - CCW version		180F0105	180F0004
Geometric displacement	(cm ³)	6.3	12.5
Max. speed	(min ⁻¹) kont.	4000*	3000
Min. speed	(min ⁻¹)	300	300
Max. torque	(Nm) kont.	12.5	25
Starting torque at max. pressure drop	(Nm) kont.	3.5	12.5
Starting pressure at unloaded shaft	(bar)	80	50
Max. power at max. speed.	(kW) kont.	5.2	7.8
Max. pressure drop and inlet pressure	(bar) kont.	140*	140
Max. waterflow	(l/min) kont.	26.8	40
Return line pressure at pin = 140 bar, no shaft load	(bar)	80	50
Return line pressure at pin = 140 bar, max. shaft load	(bar)	10	10
Max. system press.at serial operation, no shaft load	(bar) kont.	115	105
Drain flow at 140 bar/1500 min ⁻¹	(l/min)	< 1	< 1.5
Weight	kg	4.1	6.3

* MAH 6.3: Δp (pressure drop) up to 3100 min⁻¹ = 140 bar, there is then a linear reduction in Δp to 100 bar at 4000 min⁻¹

Figura 27. Datos técnicos motor hidráulico MAH 6.3

Fuente: Datasheet Danfoss. **Recuperado de:**
<https://assets.danfoss.com/documents/44080/AI318932232163en-001001.pdf>

6.3 Acople del motor a la máquina

Para ello se determina el tamaño el motor hidráulico, presentado en el Datasheet Danfoss en el

Anexo 10, se toma medidas de los tambores donde se aloja el embrague en los 3 apisonadores y medidas del alojamiento del motor como se muestra en la Figura 28 a), b) y c).



a)



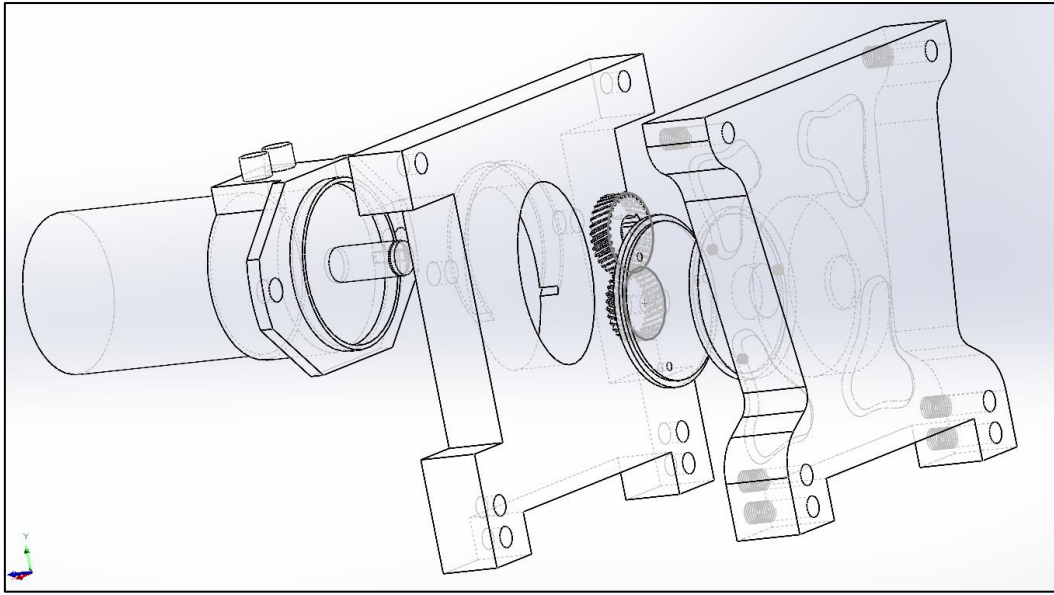
b)



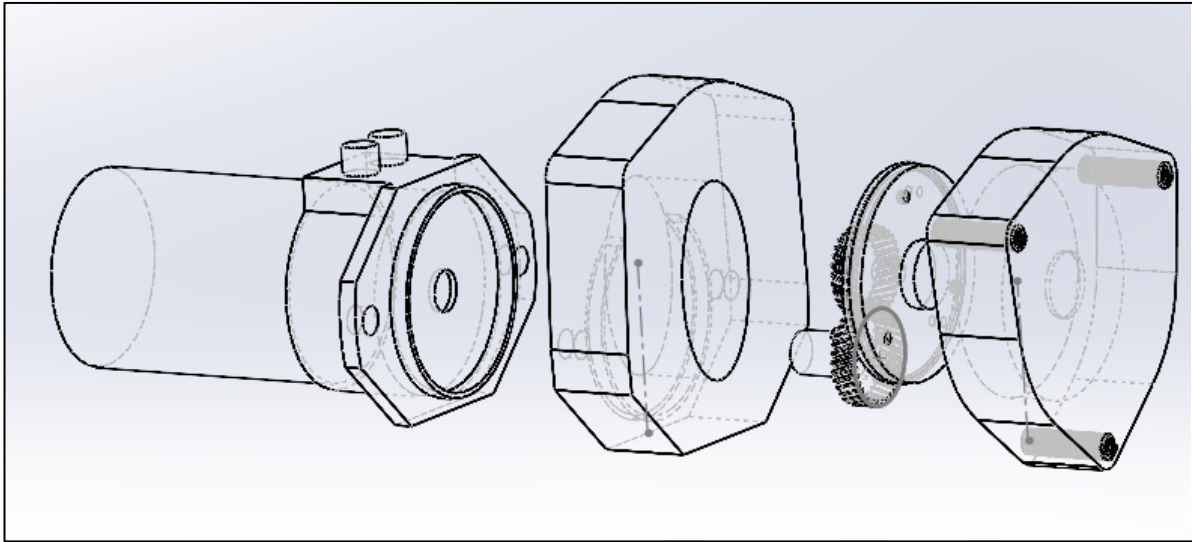
c)

Figura 28. Forma de alojamiento del motor y tambor de embrague

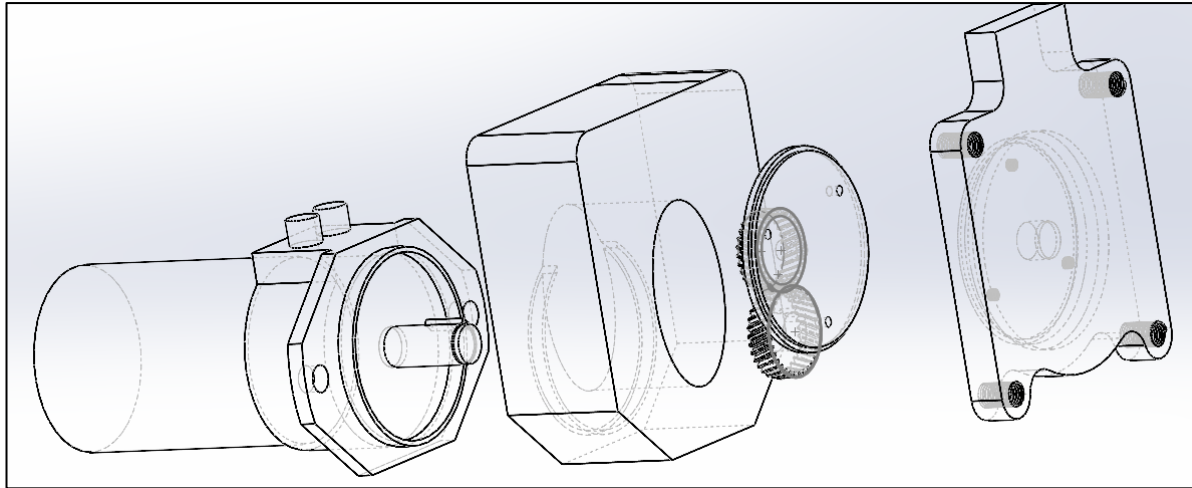
En el Anexo 13 se muestran los acoples que se realizan para cada apisonador por la diferencia existente en el alojamiento del tambor de embrague. A continuación, en la Figura 29 se muestra un fragmento de la junta base acople de los apisonadores tipo, en el apartado a) Weber MT, en el apartado b) el acople del Wacker Neuson y el apartado c) el acople del apisonador Masalta.



a)



b)



c)

Figura 29. Junta base acople de cada apisonador.

6.4 Transmisión de engranajes helicoidales

Como planteamiento se tiene: En la ciudad de Loja se requiere implementar un nuevo sistema para accionamiento de vibro apisonadores, se ha encontrado un motor hidráulico que posee características similares a las requeridas por el sistema según la Figura 27; se tiene una potencia de 5,2 kW a 4000 revoluciones por minuto. Es necesario implementar un sistema de transmisión de potencia donde se entregue la potencia y revolución requerida por el apisonador de 4400 rpm a 2 kW. Así mismo; al requerir acoplar el nuevo motor al apisonador se necesita un eje y un sistema de junta acople base.

Sistema de unidades

El sistema de unidades que se implementa es el sistema internacional (SI), obteniendo como datos:

$$P_{mt} = 5,2 \text{ kW} = 5200 \text{ W}$$

$$\omega_1 = 418,88 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$P_{maq} = 2 \text{ kW} = 2000 \text{ W}$$

$$\omega_2 = 460,767 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Diseño del sistema de transmisión

Al requerir una transmisión mecánica de potencia para incrementar la velocidad de 4000 rpm a 4400 rpm, en la Tabla 19 mediante matriz ponderada se selecciona la transmisión que mejor se adecua a los requerimientos, por mayor puntuación la transmisión mediante engranajes helicoidales encaja en el sistema; las características de numeración van en un rango de 1 bajo a 5 bueno.

Tabla 19

Matriz ponderada para transmisión mecánica de potencia.

	Correas	Engranajes	Eng. helicoidal	Cadena
Fiabilidad	2	3	4	3
Rangos de velocidad	2	4	5	3
Menor ruido	3	4	5	2
Adaptación a espacios reducidos	2	5	5	3
Deterioro	2	4	4	3
TOTAL	11	20	23	14

Según los parámetros característicos en la matriz ponderada se adecua una transmisión de engranes helicoidales para multiplicación de velocidad motor a máquina. En una representación gráfica mediante la Figura 30 se muestra un esquema de la transmisión de engranes propuesta para el sistema.

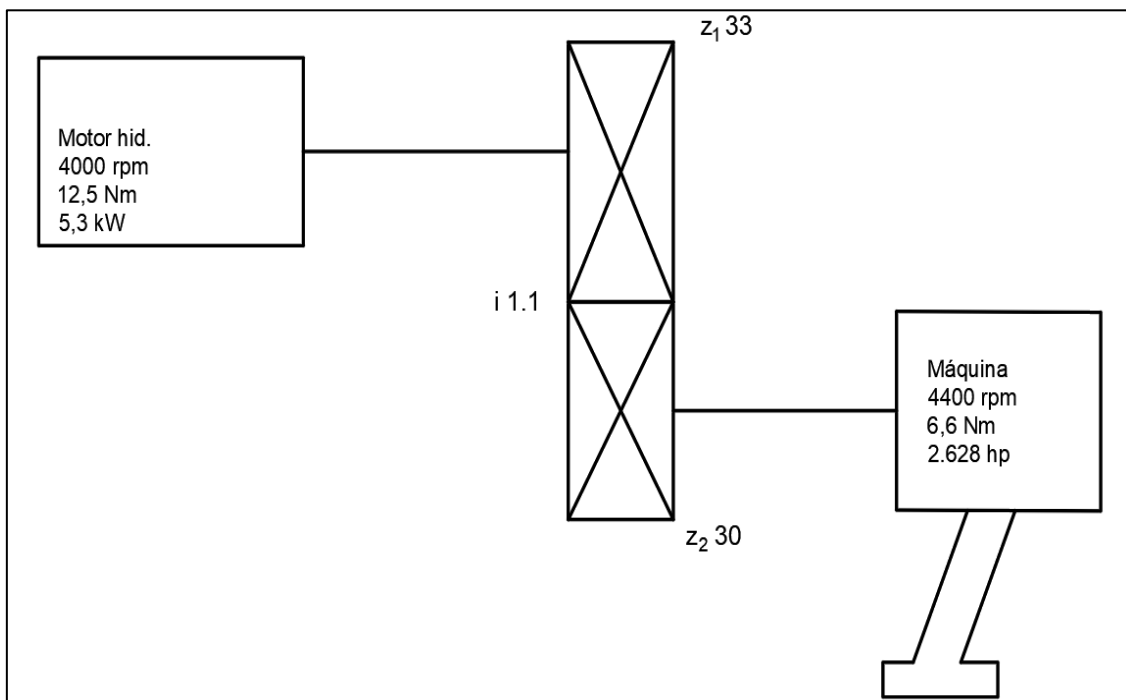


Figura 30. Transmisión de engranes de motor hacia apisonador.

En la Figura 31 se encuentran ubicadas las fuerzas radial, tangencial y axial; que actúan en los engranes necesarias para el cálculo en el diseño mecánico.

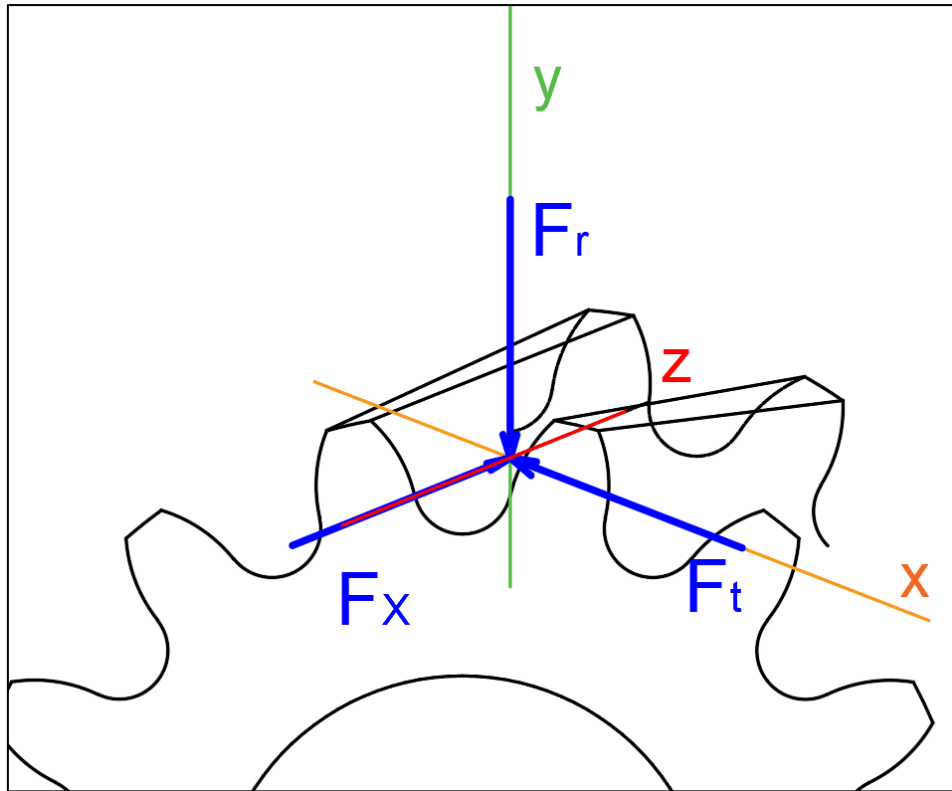


Figura 31. Disposición de fuerzas en engrane helicoidal

Los cálculos para la relación de transmisión mecánica de potencia utiliza la Ecuación 31, con un valor de $i = 1,1$; siendo multiplicadora de velocidad se sugiere un número de dientes de $z_1 = 33$, despejando de la misma ecuación; se obtiene $z_2 = 30$.

El material de engranes utiliza el catálogo de Ferrocortes S.A.S, indica que el acero AISI 4140 se caracteriza por ser utilizado para engranajes donde se tiene un rango de velocidad mayor a 3600 rpm. Según las propiedades mecánicas encontradas en el catálogo la resistencia a la tracción en templado y revenido es $\sigma_{ut} = 882$ MPa, según Anexo 4. Y de acuerdo a los libros de referencia el esfuerzo a la fatiga resulta $\sigma'_e = 441$ MPa

Como se menciona en metodología se requiere diversos factores de modificación a la resistencia del material resultando:

F. sobrecarga	$k_o = 1,261$
F. de tamaño	$k_b = 0,8$
F. de temperatura	$k_d = 1$
F. de confiabilidad	$k_e = 0,85$
F. corrección de contacto	$Y_c = 0,89$
F. corrección de curvatura	$Y_s = 0,9$
F. corrección de carga	$Y_f = 0,8$

Con los nuevos factores la resistencia a la fatiga totalmente corregido es $\sigma_{ec} = 242,53$ MPa. En la Tabla 11, se proporcionan valores del factor de Lewis. Para un engranaje con un número de dientes $z_1 = 33$, se realiza una interpolación obteniendo un valor $Y_1=0,368$; de manera similar, con el número de dientes $z_2 = 30$, el valor interpolado de Y_2 es 0,359.

En la geometría de los dientes de engranajes como diseñador se selecciona un ángulo de presión de 20° y un ángulo de hélice de 20° donde (Budynas & Nisbett, 2008) presenta una eficiencia del engrane según la Tabla 10 el valor $\eta = 85,9$.

Con estos datos se puede realizar el cálculo del engrane mediante el diseño basado en la resistencia del diente.

Con respecto al factor dinámico utiliza la velocidad lineal que no se presenta en el planteamiento ni datos, para su cálculo se propone una velocidad inicial de 2 m/s; con la Ecuación 58 el factor dinámico tentativo es $k_v = 1,18$. De acuerdo con la primera iteración el módulo tentativo $m = 1,08$ mm. Con este primer módulo, se calcula el diámetro primitivo tentativo según la Ecuación 39 es $D_p = 0,034$ m, multiplicado por la velocidad angular entre dos se tiene una nueva velocidad lineal $v = 7,94$ m/s.

Con la velocidad lineal obtenida se itera los valores del factor dinámico con los resultados siguientes:

$$\begin{aligned}k_v &= 1,5 \\m &= 1,17 \text{ mm} \\D_p &= 0,037 \text{ m} \\v &= 8,6 \text{ m/s}\end{aligned}$$

Las velocidades obtenidas en la iteración se aproximan entre sí, por lo que el nuevo cálculo proporciona el módulo de diseño.

$$\begin{aligned}k_v &= 1,53 \\m &= 1,17 \text{ mm} \approx 1,25 \text{ mm} \\D_p &= 0,039 \text{ m} \\v &= 9,19 \text{ m/s}\end{aligned}$$

Una vez definido el módulo se calcula la geometría del diente, donde la longitud del diente mínima expresada en la Ecuación 38 es:

$$b_{\text{mín}} = 11,48 \text{ mm} \approx 0,0115 \text{ m}$$

Las fuerzas en los engranajes helicoidales que inciden en el comportamiento de estos fueron mencionadas en la sección de metodología y representados en la Figura 31 siendo

calculadas de la siguiente manera; la fuerza tangencial despejada de la Ecuación 20, fuerza radial con la Ecuación 45 y fuerza axial con la Ecuación 46; obteniendo:

$$W_t = 565,6 \text{ N}$$

$$W_r = 219,07 \text{ N}$$

$$W_x = 205,86 \text{ N}$$

Obtenidas las fuerzas se calcula la resistencia a la fatiga resultando 173,95 MPa; comparando con la resistencia de diseño este esfuerzo calculado es menor al propuesto de 224,16 MPa; por lo que se concluye que el diseño propuesto resiste los esfuerzos a los que se encuentra sometido el material.

Con estas fuerzas dispuestas en el par de engranajes se realiza el análisis estático del eje aplicando condiciones de equilibrio para el momento resultante en flexión, representada la ubicación de cada una de ellas en la Figura 32.

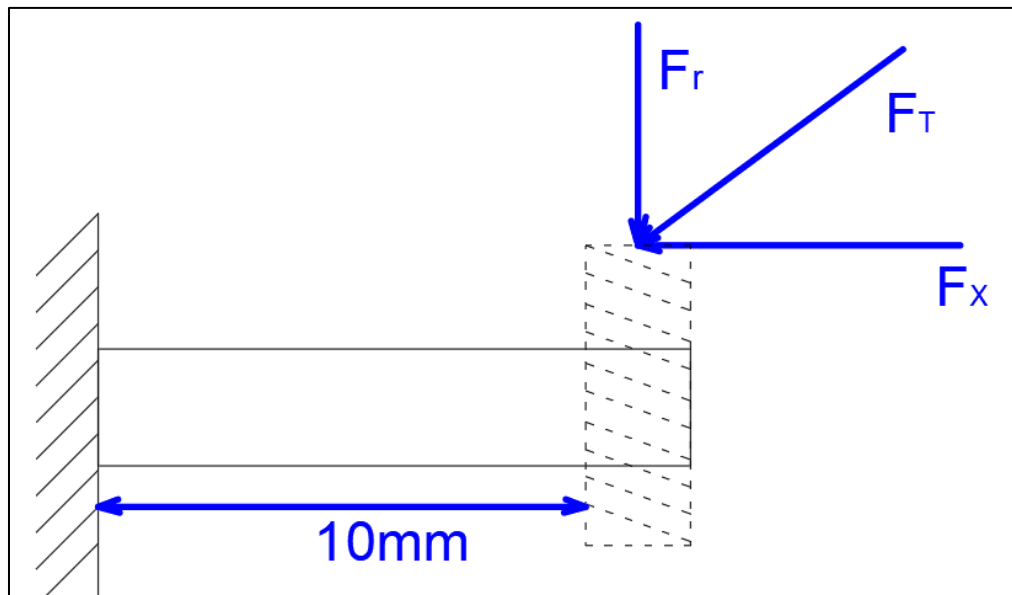


Figura 32. Eje y elementos de alojamiento

Para los siguientes cálculos se requiere un coeficiente de seguridad, que abarque todos los factores influyentes a la hora de caracterizar la resistencia real de un material, se asigna un coeficiente de seguridad según el criterio de Pugsley basados en la Tabla 7a. y Tabla 7b. Donde A= bueno, B=pobre, C=regular porque no se tiene factores de concentración de esfuerzos, $n_x = 2,65$, D= nada serio porque no afecta en gravedad y E= muy serio por ser equipos de altos costos, $n_y = 1,2$. El factor de seguridad estático resulta $\eta_s = 3,18$.

En todo eje en rotación existen momentos flexionantes y torsionales, para el cálculo de la tensión flexionante alternante se considera una viga en voladizo que presenta la sumatoria de momentos en y z según las fuerzas presentes resultando:

$$M_y = 3,45 \text{ Nm}$$

$$M_z = 4,11 \text{ Nm}$$

Con esto se considera el cálculo del momento máximo igual a $M_{\text{máx}} = 5,36 \text{ Nm}$.

Con ayuda del programa MDSolid se presenta el diagrama de momento flector en el eje, calculado bajo los efectos de la fuerza radial como se muestra en la Figura 33 y el momento torsor permanece constante como indica la Figura 34.

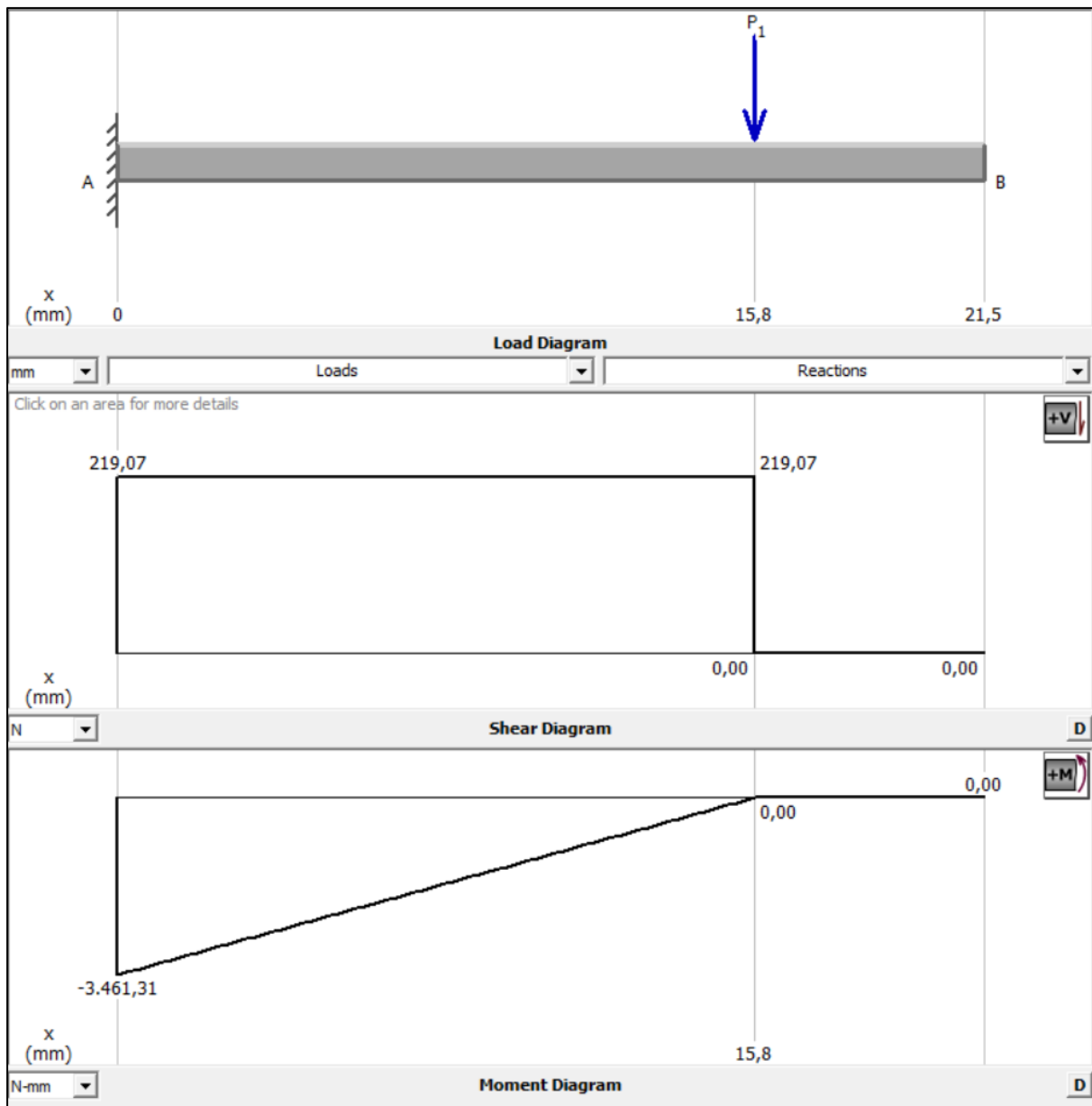


Figura 33. Momento flector



Figura 34. Momento torsor

Existen los esfuerzos y momentos alternantes, así como los esfuerzos y momentos medios. Los momentos medios son el promedio de los momentos máximos y mínimos, resultando:

$$M_m = 0 \text{ Nm}$$

De igual manera existen los torques fluctuantes en el eje, entre ellos está el torque alternante y el torque medio. Se toma en cuenta que existe un torque máximo y mínimo, se requiere el valor del torque en el eje, calculado con la potencia que llega al mismo, siendo $P_{eje} = 4,47 \text{ kW}$ y con la Ecuación 21 se tiene $T_{eje} = 9,69 \text{ Nm}$.

En la teoría se menciona que $T_{min} = T_{eje}$ y el torque máximo adiciona un factor de modificación o corrección al torque de $C_f = 0,020$; valor de máquina martillado según la Tabla 17; en lo que resulta $T_{max} = 9,89 \text{ Nm}$.

El torque alternante se calcula de la Ecuación 77 toma un valor de $T_a = 0,1 \text{ Nm}$ y el torque medio con la Ecuación 78 resulta $T_m = 9,79 \text{ Nm}$.

La resistencia de materiales que se designan para el estudio del eje son del material de acero AISI 1010. A continuación, se calcula los factores del límite de resistencia a la fatiga

totalmente corregida en base a la Ecuación 62 para cargas cíclicas, con un esfuerzo a la tracción $\sigma_{ut} = 343$ MPa obteniendo los siguientes valores:

$$k_a = 0,96$$

$$k_b = 1 \text{ para carga axial no hay efecto}$$

$$k_c = 0,85 \text{ axial}$$

$$k_d = 1 \text{ temp ambiental}$$

$$k_e = 0,868 \text{ (conf 99\%)}$$

$$\sigma'_e = 0.5 * 343 \text{ MPa} = 171,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_e = 0,965 * 1 * 0,85 * 1 * 0,868 * 171,5 = 121,72 \text{ MPa}$$

Para los modelos de corrección del diámetro del eje resultantes según la Ecuación 70 y Ecuación 71 se tiene coeficiente promedio en flexión y torsión resultando:

$$k_f = 1,34$$

$$k_{fs} = 1,37$$

En el diseño de este eje se presenta un chavetero de proporciones 4x4 mm seleccionado mediante la norma DIN 6885 A de chavetas, para unir con el cubo del engranaje, por lo que el factor de concentración efectivo que corresponde al chavetero en calidad de endurecimiento según el Anexo 3 para flexión y torsión de chavetero resulta ser:

$$k_{fch} = 2$$

$$k_{fsch} = 1,6$$

Los concentradores de esfuerzos en cambio de sección se han calculado de acuerdo con la Ecuación 73 y Ecuación 74 dando como resultado los valores mostrados a continuación:

$$k_{fm} = 1,67$$

$$k_{fms} = 1,48$$

El diámetro mínimo del eje según la teoría de cargas cíclicas considera la teoría de la energía de distorsión, que resulta $\phi_{eje} = 0.01375$ m.

Con respecto al disco de sujeción del eje y piñón se realiza un análisis de esfuerzo cortante según la Ecuación 25; requiriendo el diámetro de del eje (12 mm), la fuerza tangencial (1385 N), perímetro del círculo 43.98 mm, el factor de seguridad 3,18 y el esfuerzo cortante de AISI 1010 obteniendo el valor mínimo del espesor del disco de 0,5 mm bajo condiciones de resistencia. Se debe tener en cuenta la existencia de un borde concéntrico para asegurar la concentricidad entre las piezas interconectadas; además existe un proceso de soldadura (eje-disco) según la norma ANSI/AWS 1.1 2002 donde recomienda el espesor mínimo de cualquier placa de acero para soldadura de 4 mm, asegurando la integridad estructural del conjunto de

unión. El número de soldadura para este diseño es E60 se refiere a un tipo específico de electrodo de soldadura utilizado en el proceso de soldadura por arco eléctrico con revestimiento.

En el diseño, la conexión ente el tambor de la máquina y el disco se realiza mediante pernos de sujeción. Este proceso se fundamenta en el análisis de esfuerzo cortante, intrínseco al movimiento que el sistema ejecuta. La fuerza que se ejerce sobre los pernos, equivalente a la fuerza tangencial denotada como $F_t = 565,6 \text{ N}$ y orientada a la unión estructural concibe la implementación de 3 pernos de sujeción; cada perno deberá soportar una fuerza individual de $F_{tp} = 188,53 \text{ N}$. La elección del material recae en el AISI 1010, el cual exhibe una resistencia al corte de $274,74 \text{ MPa}$.

Sin embargo, garantizando la seguridad y robustez del diseño, se añade el factor de seguridad de 3,18, obteniendo el esfuerzo cortante permisible de $86,29 \text{ MPa}$. El diámetro interno del perno se calcula mediante la Ecuación 85, como resultado se obtiene $\phi_{ip} = 1,67 \text{ mm}$, correspondiente con una rosca métrica M3.

6.5 Simulación y modelado 3D

Para la validación de la resistencia en los engranajes, se realizó un análisis estático de elementos finitos mediante el software de diseño SolidWorks. Para la simulación se toma la parte interna del engranaje como la unión rígida, agregando en uno de sus dientes las fuerzas ($F_t=565,6 \text{ N}$; $F_r=219,072 \text{ N}$; $F_x=205,86 \text{ N}$).

Se estableció una malla y se obtiene un total de elementos de 957 y 28568 nodos. Con los resultados arrojados por el software en cuanto a los esfuerzos de Von Mises se tiene que no supera el esfuerzo de fluencia y se puede efectuar la validación Figura 35.

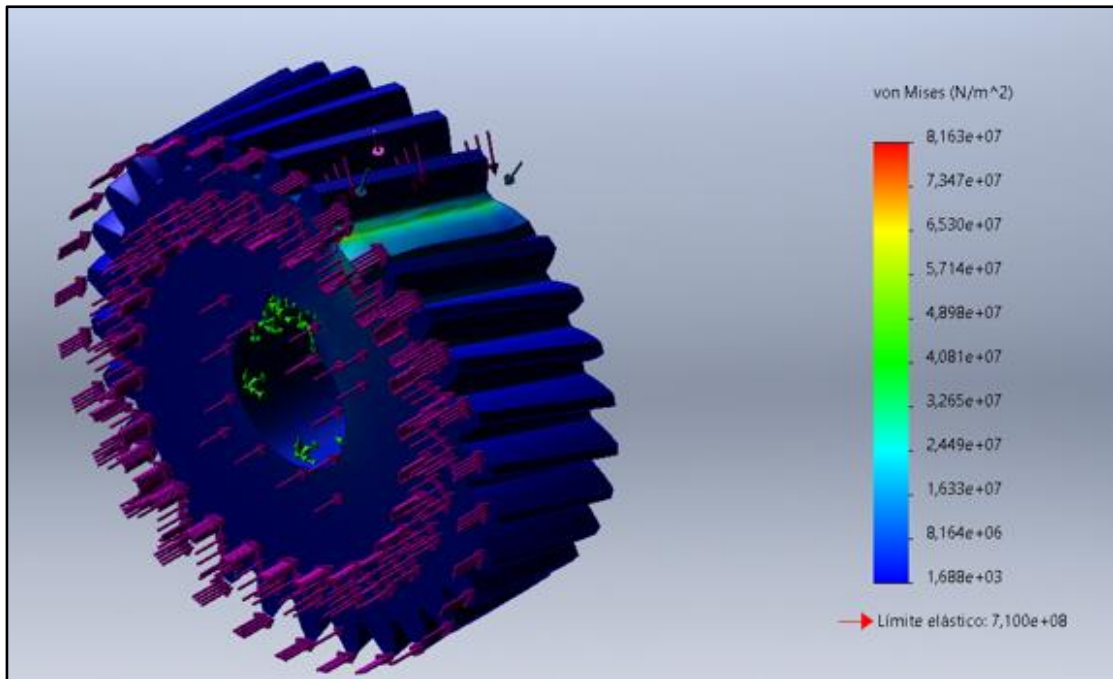


Figura 35 . Resultados de los esfuerzos de Von Mises en el engranaje.

Fuente: Autor

6.6 Cálculo del sistema hidráulico

En la Figura 36 se muestra el diagrama de un sistema de fluidos para el diseño en planteamiento:

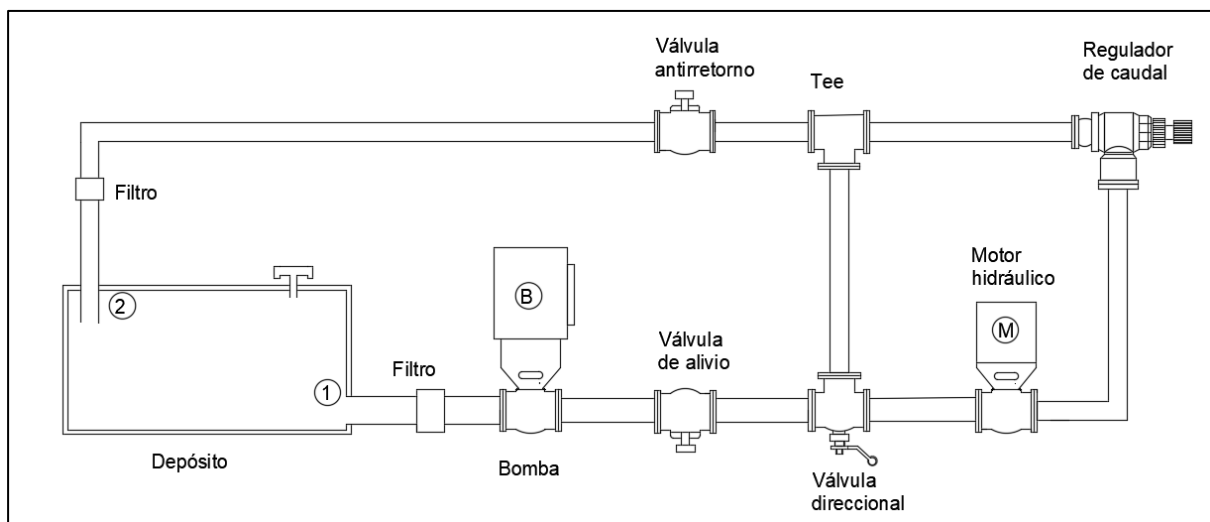


Figura 36. Diagrama de un sistema de fluidos.

El sistema de unidades que se implementa es el sistema internacional (SI), obteniendo como datos:

$$P_{mt} = 5,2 \text{ kW} = 5200 \text{ W}$$

$$w_1 = 418,88 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$P = 140 \text{ bar} = 2030,528 \text{ psi}$$

$$V_{ol} = 6,3 \text{ cm}^3$$

$$T = 3.5 \text{ Nm}$$

Para el análisis de flujo volumétrico emerge como un paso indispensable el conocer el desplazamiento del motor hidráulico, expresado como $C_m = 6.3 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$; necesario para el cálculo del caudal teórico, donde se establece un valor de $Q = 26,81 \frac{\text{L}}{\text{min}}$. El fluido de trabajo seleccionado se adhiere a las normativas ISO VG, obteniendo aprobación por:

- ✚ Denison HF-0, HF-1 y HF-2
- ✚ Cincinnati (MAG) P-69, P-70
- ✚ Eaton Vickers Brochure 03-401-2010 (M-2950-S/I-286-S)
- ✚ CFE-LAPEM Informe N° K3111-EV-16/14-266/14

Cumplen los requisitos exigidos por los sistemas hidráulicos industriales y la bomba seleccionada, las características típicas del aceite ISO VG 22 se especifican en la Tabla 20.

Tabla 20.

Características Típicas de aceite ISO VG 22

Pruebas	Resultados
Grado de Viscosidad ISO	22
Viscosidad Cinemática a 40 °C, mm ² /s (cSt)	22,00
Viscosidad Cinemática a 100 °C, mm ² /s (cSt)	4,3
Índice de Viscosidad	95
Temperatura de Inflamación, °C	182

Fuente: Catálogo RALLOY.

Los elementos hidráulicos se conectan a través de tuberías con velocidades variables a lo largo de los tramos, para la selección de tuberías se debe determinar los diámetros en función de las velocidades de flujo por tramo, se recurre a la información de la Tabla 5 y se aplica la Ecuación 89. En el tramo de succión se establece una velocidad referencial de 1,5 m/s, resulta del cálculo un diámetro de ¾ in, generando una aceleración significativa, que alcanza una velocidad subsiguiente de 1.57 m/s.

En el tramo de impulsión, se toma como base una velocidad referencial de 5 m/s, en concordancia con la presión operativa de 140 bar. Esta consideración conduce a un diámetro de ½ in, permitiendo un flujo ágil que alcanza una velocidad final de 3,53 m/s. Para el tramo de descarga, la velocidad predefinida es de 3 m/s, con un diámetro de ½ in alcanzando una velocidad de 3,53 m/s

Las tuberías empleadas en este proyecto se ajustan a las directrices establecidas en la Norma SAE 100R1AT, como se puede apreciar en la Figura 37.

Hydraulic Hose Standard: SAE 100 R1 AT:													
Item Code	Metric Size	Inch Size	SAE Dash size	I.D		REINFORCEMENT W.D		O.D	W.P		B.P	Radius	KG
	mm	Inches		Dash	Min	Max	Min		Max	Max			
R1-05	5.0	3/16"	03	4.6	5.4	8.9	10.1	12.5	21.0	3150	84.0	90	0.20
R1-06	6.3	1/4"	04	6.2	7.0	10.6	11.7	14.1	19.2	2880	77.0	100	0.25
R1-08	8.0	5/16"	05	7.7	8.5	12.1	13.3	15.7	17.5	2625	70.0	115	0.31
R1-10	10.0	3/8"	06	9.3	10.1	14.5	15.7	18.1	15.7	2355	63.0	125	0.36
R1-13	12.5	1/2"	08	12.3	13.5	17.5	19.0	21.5	14.0	2100	56.0	180	0.45
R1-16	16.0	5/8"	10	15.5	16.7	20.6	22.2	24.7	10.5	1575	42.0	205	0.52
R1-19	19.0	3/4"	12	18.6	19.8	24.6	26.2	28.6	8.7	1305	35.0	240	0.65
R1-25	25.0	1	16	25.0	26.4	32.5	34.1	36.6	7.0	1050	28.0	300	0.91
R1-32	31.5	1.1/4"	20	31.4	33.0	39.3	41.7	44.8	4.3	645	17.5	420	1.30
R1-38	38.0	1.1/2"	24	37.7	39.3	45.6	48.0	52.0	3.5	525	14.0	500	1.70
R1-51	51.0	2	30	50.4	52.0	58.7	61.7	65.9	2.6	390	10.5	630	2.00

Figura 37. Norma SAE 100 R1 AT de dimensión de tuberías.

Las pérdidas de carga se manifiestan en primarias y secundarias. Dentro de las primarias se tiene perdidas en tuberías.

En la línea de succión con una longitud de 0,3 m se realiza el cálculo y se obtiene el número de Reynolds de 1357,42 perteneciendo al régimen laminar, con un factor de fricción de 0,047. Esto resulta en una pérdida primaria de 0,093 m, que representa la resistencia a lo largo de la tubería.

En cuanto a las pérdidas secundarias, se hace uso del valor de $k=0,78$, es la entrada de flujo del tanque a la tubería proyectada hacia el interior, un filtro de WideRain con una pérdida de $h_L = 0,57m$. Dicha información se traduce en una pérdida en el tramo de succión de $h_L= 0,762m$.

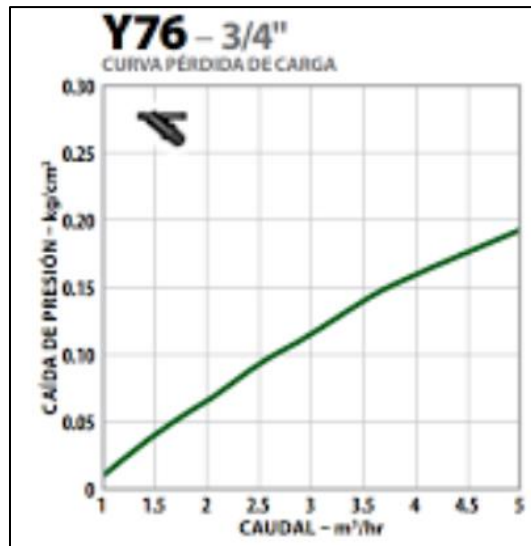


Figura 38. Curva de pérdida de carga Y76 – 3/4 ``

En el análisis del tramo de impulsión, partiendo de una velocidad de 3.53 m/s y una longitud de 10 m, se calcula el número de Reynolds equivalente a 2036,13, indicando un flujo transitorio. El factor de fricción adimensional para este tramo es determinado como 0,047. En contexto, la pérdida por fricción se cuantifica en 23,5 m. En las pérdidas secundarias se analiza una válvula de alivio o seguridad, una válvula de bola 4/3 y una tee hacia la línea principal con un coeficiente de pérdidas de $k= 7,05$, $k=15,99$ y $k=0,94$ respectivamente. El valor de pérdida de carga en la línea de impulsión es 38,71 m.

La línea de descarga tiene una longitud de 10 m, trabaja a una velocidad de 3,53 m/s con un Reynolds calculado de 2036,13, en régimen transitorio. El factor de fricción resulta con un valor de 0,047 y las pérdidas primarias deducen un valor de 23,5 m. Así mismo, para las pérdidas secundarias se requiere de una válvula de flujo de caudal, una tee hacia la ramificación, una válvula de alivio o seguridad, un filtro y una entrada a la línea de descarga; verificando coeficientes de pérdida de $k= 7,05$, $k=2,82$, $k=7,05$, $k=3,53$ y $k=1$ respectivamente. Lo que resulta en una pérdida de carga en la descarga de 38,9 m.

La pérdida de energía del sistema debido a la fricción origina un valor de 78,38 m.

El análisis de flujo volumétrico también se lleva a cabo en el motor hidráulico mediante la ecuación de la energía. La eficiencia de los motores hidráulicos se referencia en un 0.9 para motores nuevos. Se calcula la potencia suministrada al motor obteniendo un valor de 5,778 kW. Con esta potencia se encuentra la energía removida por el fluido desde el motor siendo $h_R = 1507$ m. La carga total de la bomba es 1586 m.

La potencia hidráulica requerida por el fluido es de 6,1 kW; tomando en cuenta la eficiencia a la bomba de 0,9, la potencia de accionamiento o potencia suministrada por la bomba es de 6,8 kW.

Se requiere una bomba que entregue un caudal de 26,8 L/min para cumplir con la presión de trabajo de 140 bar; según las curvas de operatividad (caudal/presión) presentada por el catálogo de bombas DUPLOMATIC en la Figura 39, muestra que se requiere una bomba axial VPPL-016 que trabaja a 1800 revoluciones por minuto; con una potencia de 8 kW y eficiencia del 88% descritas en la Figura 40.

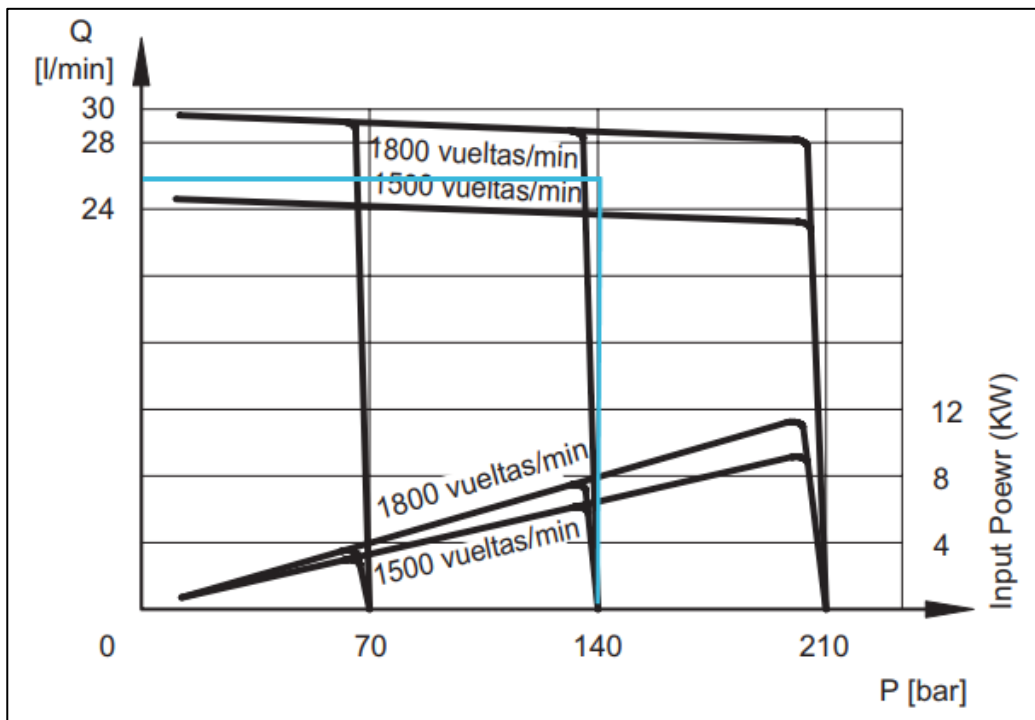


Figura 39 . Curva Caudal-presión bomba axial VPPL-016.

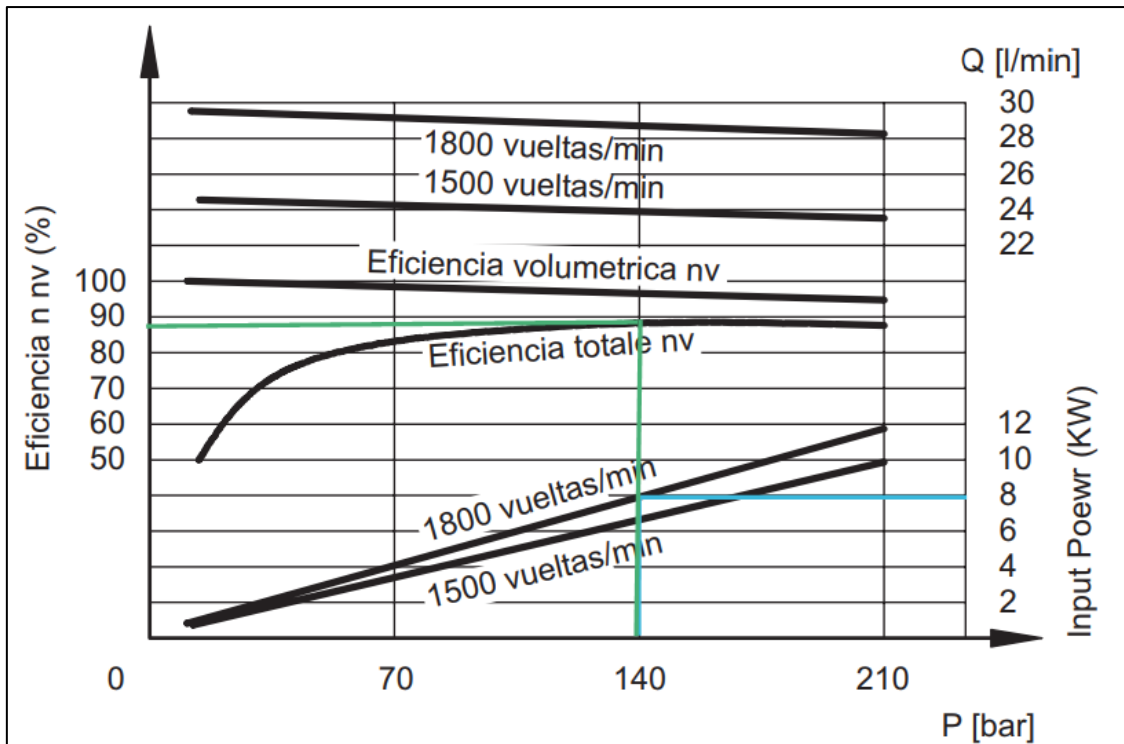


Figura 40 . Curva eficiencia-presión bomba axial VPPL-016.

Según la Ecuación 1, el volumen del depósito resulta un valor aproximado de 3 veces el caudal requerido es decir 80 litros, que se obtienen en un depósito marca Surgali.

6.7 Accionamiento de la bomba

Para el accionamiento de la bomba se requiere un motor que entregue al sistema una potencia aproximada de 8 kW; los motores a diésel proporcionados por catálogos de la marca Alterman presentan el modelo XDE10K-I con una potencia de 10 hp revolucionando a 1800 rpm. Requiere de un acople de mandíbula para la unión entre ejes que se dirige a los catálogos proporcionados por Oldham lovejoy que según sugiere un acople L/AL090 que puede soportar el torque entre el motor y la bomba y se acopla al diámetro del eje del motor de 1 in según el abstracto del catálogo mostrado en la Figura 41.

Size	Max Bore		Spider Material							
			SOX (NBR) Torque		Urethane Torque		Hytrel Torque		Bronze Torque	
	in	mm	in-lbs	Nm	in-lbs	Nm	in-lbs	Nm	in-lbs	Nm
L035	0.375	9	3.5	0.4	—	—	—	—	—	—
L/AL050	0.625	16	26.3	3.0	39	4.5	50	5.60	50	5.60
L/AL070	0.750	19	43.2	4.9	65	7.3	114	12.90	114	12.90
L/AL075	0.875	22	90.0	10.2	135	15.3	227	25.60	227	25.60
L/AL090	1.000	25	144.0	16.3	216	24.4	401	45.30	401	45.30
L/AL095	1.125	28	194.0	21.9	291	32.9	561	63.40	561	63.40

Figura 41. Fragmento de tabla para selección de acople Oldham lovejoy.

6.8 Simulación y modelado del sistema hidráulico

La simulación y modelado del sistema hidráulico se realiza mediante el software FluidSim, se añade medidores de presión dentro del sistema hidráulico para corroborar si los componentes seleccionados mediante los cálculos son los correctos o ameritan algún cambio. Como se puede observar en la Figura 42, la presión entregada al sistema permite al motor trabajar a 4 000 rpm que necesita; a más de ello se observa el medidor de presión necesario para confirmar la presión de 140 bar es adecuada a la entrada del motor hidráulico. Se observa además un regulador de caudal y válvula anti-retorno a la salida del motor para tener un control preciso de la velocidad (constante) sin importar la existencia de fugas en el motor.

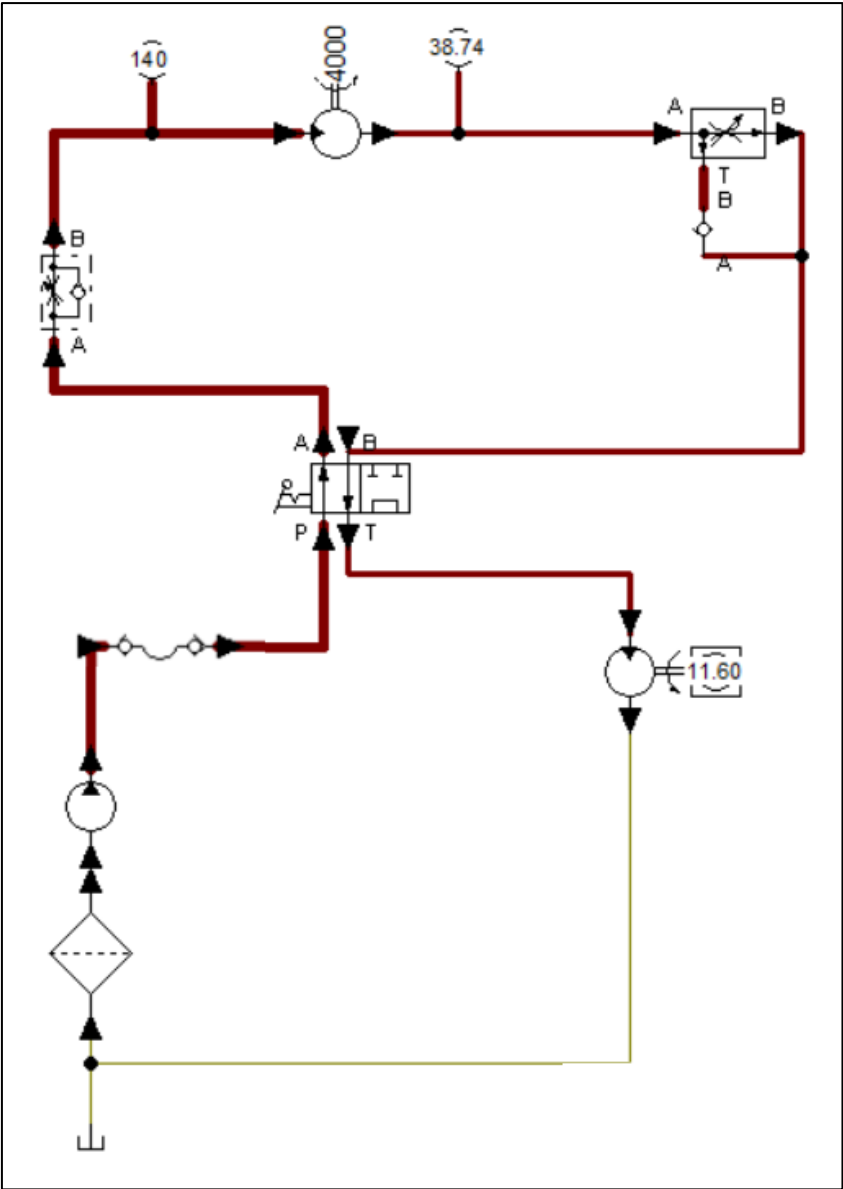


Figura 42. Simulación del circuito Hidráulico de FLuidSim

6.9 Diseño de carreta de soporte y traslado.

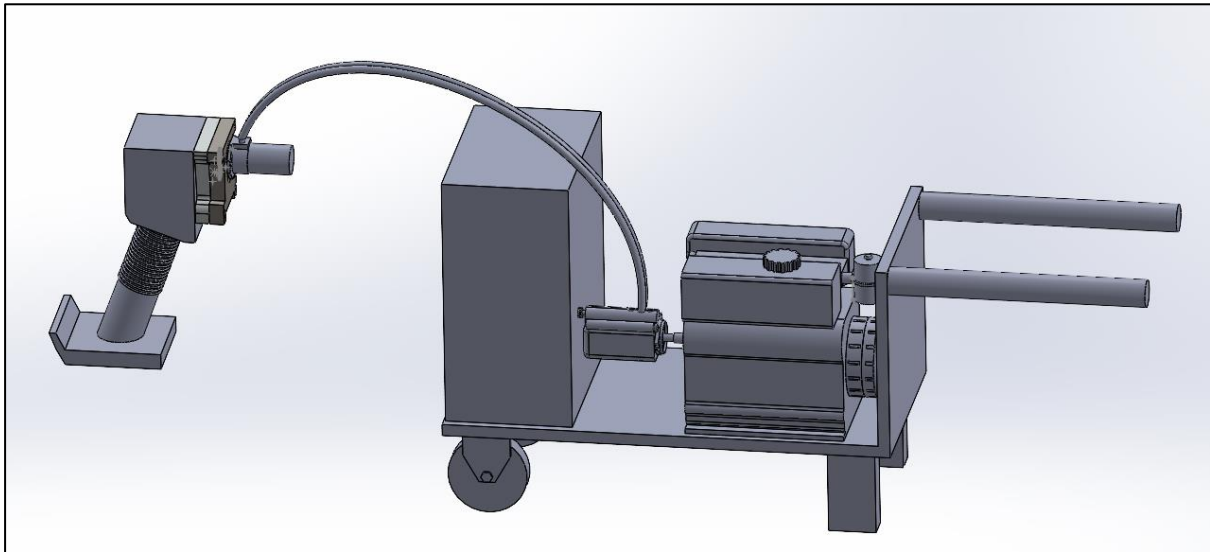


Figura 43. Prototipo de carreta

Para el traslado y ubicación de los componentes de accionamiento hidráulico, se necesita una base tipo carreta, como se muestra en la Figura 43, se revisa las pautas de seguridad laboral que sugieren el levantamiento de cargas para prevenir lesiones. Una de las metodologías comúnmente utilizadas para determinar el límite seguro de levantamiento es el Método NIOSH (National Institute for Occupational Safety and Health) de Evaluación de Riesgos de Levantamiento. Según estas pautas, el peso máximo recomendado que un trabajador promedio puede levantar de forma segura en condiciones ideales es de alrededor de 50 kg cuando se levanta desde el suelo y se coloca cerca del cuerpo.

Se propone la implementación de dos ruedas de transporte con un diámetro mínimo de 20 cm para mover el equipo sin dificultad, por las áreas de trabajo y se adiciona dos soportes de caucho para evitar el desplazamiento de la carreta. El análisis se realiza mediante la ley de la palanca con apoyo en la rueda, un peso de carga de 168kg en total ubicado en su centro de masa a 0,55 m y un peso de levantamiento igual a 50 kg como máximo; como se indica en la Figura 44.

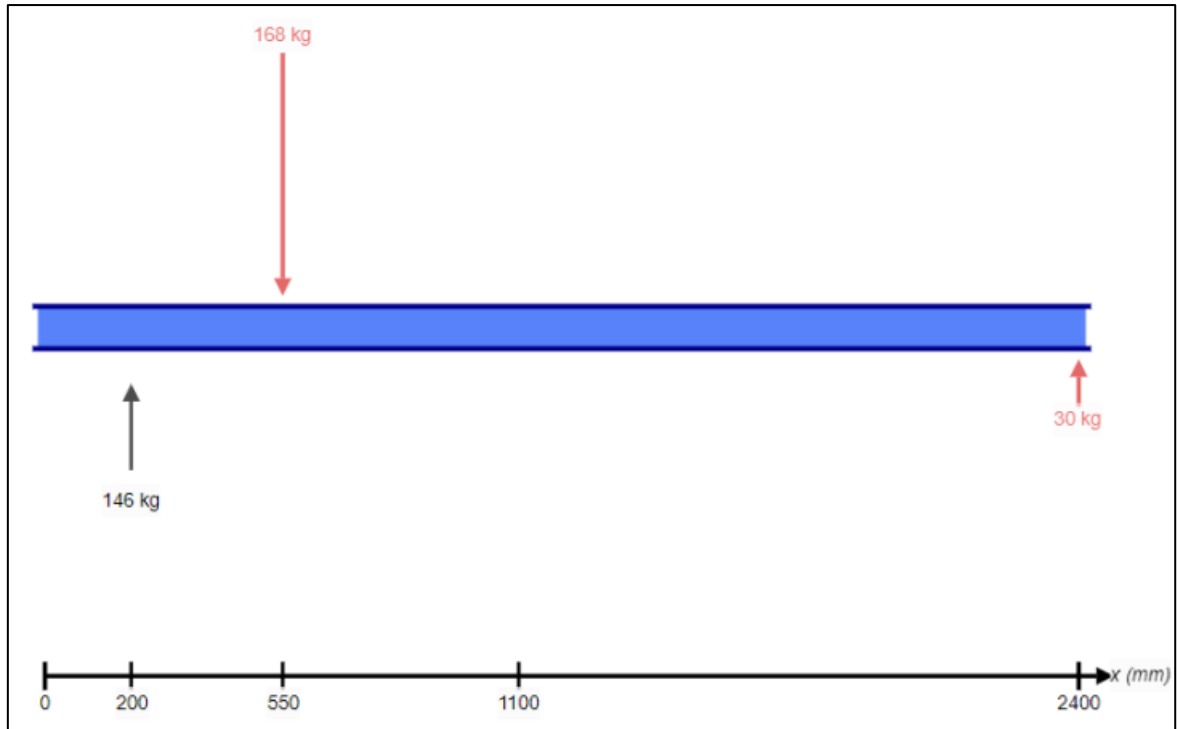


Figura 44. Diagrama de fuerzas de equipos.

El brazo de palanca es de 1,850 m para levantar estos equipos. Siendo un brazo de palanca extenso se sugiere que estos brazos sean abatibles.

7. Discusión

En el presente proyecto de investigación se diseñó un sistema hidráulico para el accionamiento de un vibro-apisonador tipo, con el fin de destacar la eficiencia y evitar mantenimientos correctivos continuos en estos equipos.

Los parámetros de mantenimiento definidos en el transcurso de esta investigación han sido establecidos a través de un análisis basado en los requerimientos del taller EL CIENTÍFICO, ubicado en Loja; y literatura especializada con estudios de Guevara & Landa (2019) y Lebel & López (2017), de esta última se indican factores que influyen en el daño prematuro de estos equipos: daño en los carburadores, rines, embragues y motor de accionamiento. Lo que indica que los daños más frecuentes se dan debido a las vibraciones constantes y la fricción entre componentes, lo que justifica la relevancia de este diseño.

Por otro lado, para establecer los parámetros de operatividad de los motores se utilizó los catálogos de curvas de operatividad de las marcas como Honda GX120, Wacker Neuson WM 80 y Robin Subaru EH12. En la cual revela toda la información de los valores de potencia, velocidad y torque, 2.9 hp, 4400 rpm y 7 Nm - respectivamente - como se muestra en la Tabla 18.

El diseño de accionamiento está provisto de tres sistemas: motriz, hidráulico y de transporte. La unidad motriz, consta de un motor hidráulico, que transmite potencia a través de engranajes helicoidales hacia el vibro-apisonador, los componentes que conllevan la transmisión se encuentran unidos al equipo por medio de un disco alojado en un acople-base metálico. Cada elemento está diseñado por literatura reconocida y normativa.

El sistema hidráulico está accionado por una bomba de pistón axial DUPLOMATIC que acciona al motor hidráulico DANFOSS, el diseño de este sistema no tiene ningún antecedente referente a alguna máquina apisonadora, por lo que se hace compleja la comparación de diseños. Pero se lleva a cabo el análisis gracias a la información pertinente a mecánica de fluidos como la presentada por (AIU.EDU, 2010) (Córdoba, 2005), (INACAP, 2002), (Mott R., 2015).

Por último, el sistema de transporte está diseñado con información sobre seguridad de ergonomía, transporte de carga tipo carretilla y el principio de la sumatoria de momentos; que proporcionan los datos necesarios para la dimensión del brazo de palanca.

Cabe destacar que con respecto a los costos que implica construir el sistema hidráulico de accionamiento, se determina que no supera el valor de un nuevo apisonador y se presume que la inversión se recuperaría en un corto plazo respecto a la opción de un nuevo apisonador, por lo tanto, la implementación de dicho sistema se vuelve fiable.

La simulación estática de fuerzas ayudo mediante la observación y barra de colores a determinar que los cálculos de resistencia al material presentando una tensión mínima de Von Mises 993.58 N/m^2 y una máxima de 28568 N/m^2 , el estudio es realizado para un solo diente debido a que la fuerza de contacto se realiza de un diente a otro demostrando que la tensión del simulador es menor a la resistencia del material propuesto en el diseño de $224,17 \text{ MPa}$.

A diferencia de la simulación de componentes hidráulicos, que proporciona valores de rotación del motor que están factibles a cambios si no se implementa un circuito de descarga regulada como la válvula de control de caudal, que según algunos autores como (Roldán, 1989) gracias este tipo de circuitos se tiene un control preciso de la velocidad del motor hidráulico que fue demostrado dentro de la simulacion en FLuidSim.

8. Conclusiones

De acuerdo a la información investigada, las constantes vibraciones en el sistema de accionamiento son el factor más influyente en la vida útil de los vibro-apisonadores. Por otra parte, los parámetros de funcionamiento consultados (potencia, torque y revoluciones por minuto) reflejan un valor similar de trabajo en los diferentes fabricantes, por lo que se unifica dichos parámetros para que el sistema propuesto no altere la velocidad requerida dentro de la estructura interna del apisonador.

El sistema de transmisión de potencia para la geometría de engranajes helicoidales se basó en la norma ANSI/AGMA 2015-1-A01 y en los factores de modificación a la resistencia del material. Por otro lado, los elementos como ejes o chavetas que son sometidos a esfuerzos se realiza de acuerdo a los métodos de cálculo de (Budynas & Nisbett, 2008), (Mott R., 2006) y Rivera (2020). El accionamiento alternativo se diseñó con un motor hidráulico, por la resistencia en trabajos bajo vibraciones, según la literatura. El accionamiento del mismo utiliza una válvula de posiciones 4/3 la cual mantiene la bomba axial encendida en caso de que el vibro-apisonador requiera un descanso, como si estuviera con el sistema anterior de accionamiento.

El disco de acople es sometido a movimiento rotativo y mantiene elementos de transmisión, por lo que se fija a pernos que son sometidos a análisis de resistencia al corte. Y junto a este se diseña la junta base-acople que teniendo en cuenta la geometría de la base de empotramiento de la máquina apisonadora se realiza un diseño de forma acorde a cada máquina.

Se presenta una simulación en Solidworks de las fuerzas de contacto en los dientes del engrane helicoidal utilizado en la transmisión de velocidad, mismo que fue diseñado con material AISI 4340. La simulación presenta tensiones mínimas y máximas de Von Mises con valores de 993.58 N/m^2 y $1\,075,045 \text{ N/m}^2$ respectivamente, inferiores a la resistencia de diseño de $40\,000 \text{ N/m}^2$ correspondiente al material referido.

El simulador Fluidsim presenta los componentes de grupo motriz, actuadores, válvulas de posicionamiento y filtros requeridos en el proyecto. Las pérdidas totales de energía expresados en pérdidas de presión entre la salida del grupo motriz y el motor hidráulico son de 140 bar igual a los cálculos que se obtienen aplicando mecánica de fluidos.

El precio para la implementación del sistema de accionamiento se basa en costos directos e indirectos resultando un valor aproximado de 3826,00 \$, por lo que se concluye que la inversión del proyecto se puede recuperar en comparación con el gasto de 4 mantenimientos correctivos aproximadamente.

9. Recomendaciones

- ❖ Se recomienda utilizar un aceite con viscosidad recomendada por el fabricante de la bomba y a más de ello revisar las curvas de operatividad a que viscosidad y temperatura trabajan para poder obtener valores acertados.
- ❖ Se recomienda diseñar una lubricación adecuada para el sistema de engranajes helicoidales.
- ❖ En caso de pérdida de compactación después del cambio del sistema se recomienda revisar el peso de la máquina de apisonamiento para poder compensarlo.
- ❖ Se recomienda utilizar un sensor solenoide para evitar un gasto innecesario de combustible al tener que mantener el sistema de accionamiento encendido.
- ❖ Se recomienda no alterar la longitud de la tubería sin antes realizar un debido estudio de pérdidas de presión en el sistema.

10. Bibliografía

- AIU.EDU. (2010). *Sistemas Hidraulicos y Neumáticos*. Obtenido de <https://cursos.aiu.edu/Sistemas%20Hidraulicas%20y%20Neumaticos/PDF/Tema%201.pdf>
- Beer, F. P., Cornwell, P. J., & Johnstons, E. R. (2010). *Mecánica Vectorial para Ingenieros. Dinámica*: In Mc Graw Hill (Novena Edi, p. 1361).
- Beer, F. P., Johnstons, E. R., Mazurek, D. F., & Eisenberg, E. R. (2010). *Mecanica Vectorial Para Ingenieros*. In Mc Graw Hill (Vol. 1, p. 654).
- Bohman, I. (24 de Mayo de 2018). Catálogo de productos. Guayaquil, Guayas, Ecuador.
- Budynas, R. G., & Nisbett, K. J. (2008). *Diseño de Ingeniería mecánica de Shigley*. México: The McGraw-Hill Companies, Inc. All rights reserved.
- Córdoba. (2005). *Manual Básico de Oleohidraulica*. Argentina: SOHIPREN S.A.
- Crane, C. (2011). Flow of Fluids through Valves, Fittings and Pipe. *artículo técnico núm. 410*.
- Delnero, J. (2015). Oleohidráulica – Circuitos Hidráulicos. *Aeron*, 17-19.
- Deutschman, A. D., Michels, W. J., & Wilson, C. E. (1975). *Diseño de Máquinas Teoría y Práctica*. México: COMPAÑIA EDITORIAL CONTINENTAL, S.A. DE C.V.
- Domínguez, U. (2013). *Máquinas hidráulicas*. Club Universitario.
- Dr Majewski, T., & Ing Bravo, R. (2008). ANÁLISIS DE UNA COMPACTADORA DE PLACA VIBRATORIA. *MEMORIAS DEL 14 CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM*, 3. Obtenido de http://somim.org.mx/memorias/memorias2008/articulos/A4/A4_325.pdf
- FAG. (2000). Rodamientos FAG. <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/figutut214/FAG.pdf>.
- Faires, V. M. (1995). *Diseño de elemtos de máquinas*. México: Limusa.

- González, Á. (1981). La compactación de suelos en áreas reducidas o confinadas. (*Tesis de Grado Ingeniería Civil*). Universidad de San Carlos de Guatemala, Guatemala.
- Guevara, M., & Landa, L. (2019). Trabajo de titulación de Ingeniería Automotriz. *ANÁLISIS DE VIBRACIONES EN EL MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA J20-A A TRAVÉS DE SIMULACIÓN DE MODOS DE FALLAS PARA CONTRIBUIR EL MANTENIMIENTO PREDICTIVO*. ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO, Riobamba, Chimborazo, Ecuador.
- Hall, A. J., Holowenco, A. R., & Laughlin, H. G. (1970). *Diseño de Máquinas de Schaum*. Mexico: Copyright.
- Hamrock, B., Jacobson, B., & Schmid, S. (2000). *Elementos de máquinas*. México: McGraw-Hill.
- INACAP. (2002). MANUAL DE HIDRAÚLICA Y NEUMÁTICA. *MEDIOS DIDÁCTICOS INACAP*, 122.
- Jaramillo, C. A. (1997). Calculo y Diseño del sistema Oleohidráulico para una prensa de Vulcanizado por compresión accionada electricamente. *Programa de Ingeniería Mecánica*. Corporación Universitaria Autonoma de Occidente, Santiago de Calí.
- Jiménez de Cisneros, L. (1975). *MANUAL DE OLEOHIDRÁULICA MÓVIL*. Barcelona: BLUME.
- Juinall, R. C., & Marshek, K. M. (2013). *Diseño de elementos de máquinas*. México: Limusa Wiley.
- Juinall, R., & Marshek, K. (2013). *Diseño de elementos de máquinas*. México: Limusa Wiley.
- Kunh, P., & Hardrath, K. (1952). *Un método de ingeniería para estimar el efecto del tamaño de entalla en pruebas de fatiga en acero*. Washington: DC: NACA.
- Lebel, R., & López, P. (2017). Trabajo de Titulación para Técnico Universitario en MECÁNICA INDUSTRIAL . *PLAN DE MANTENIMIENTO PARA VIBROPISÓN DE EMPRESA BARANLLONI Y CANDIA CONSTRUCTORES*. UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA.

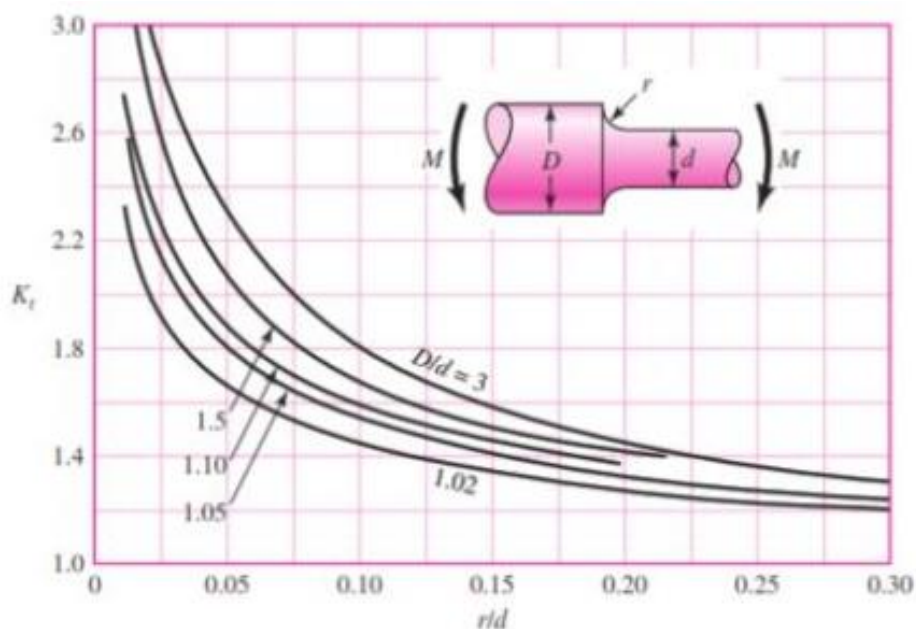
- Mataix, C. (2006). *Mecánica de Fluidos*. México: Editorial Mexicana.
- Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. México: Pearson Educación.
- Mott, R. (2009). *Resistencia de materiales*. México: PEARSON EDUCATION.
- Mott, R. (2015). *Mecánica de Fluidos. Séptima edición*. México: PEARSON EDUCACIÓN.
- Neuber, H. (1946). *Theory of Notch Stresses*. Ann Arbor, Michigan: J.W Edwards.
- Norton, R. (2011). *Diseño de Máquinas. Un enfoque integrado*. Mexico: Pearson Educación.
- Peterson, R. (1974). *Factores de concentración de esfuerzo*. Nueva York: John Wiley & Sons.
- Ramírez, P. A. (2017). Guía Técnica para el diseño y cálculo de Engranajes para reductores de velocidad. *Tesis de Grado*. Universidad Técnica Federico Santan María, Valparaiso - Chile.
- Rivera, O. (2020). Tesis de Grado de Ingeniería Electromecánica. *Diseño y desarrollo de una herramienta computacional, para el cálculo del diámetro mínimo de ejes de transmisión, bajo la acción de cargas cíclicas*. Universidad Nacional de Loja, Loja, Ecuador.
- Roldán, V. J. (1989). *Neumática, Hidráulica y Electricidad Aplicada*. España: Thomson-Paraninfo.
- Solé, A. (2012). *Neumática e hidráulica*. Marcombo.
- Solórzano, B. (2014). *Construcción de un modelo matemático integral de un compresor de tipo reciprocante, de pistón, mono-cilíndrico, vertical y de simple acción, destinado a procesos especiales*. La Habana.
- Solórzano, B. (17 de 11 de 2020). Vibroapsionadores. (L. Granda, Entrevistador)
- Vargas, J. E. (1998). Sistemas de Potencia Oleohidráulica. *Tesis en opción al grado de maestro de Ciencias de la Ingeniería Mecánica con especialidad en Térmica y Fluidos*. Universidad Autónoma de Nuevo León, San Nicolás de los Garza, Nuevo León, México.

Vidosic, J. (1957). *Machine Desing Projects*. Nueva York: Ronald Press.

Villamar, V. H. (2008). Diseño de una prensa hidráulica para elaborar pocetas. *Tesis de grado de Ingeniería Mecánica*. Escuela Superior Politécnica del Litoral, Guayaquil.

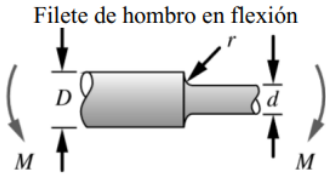
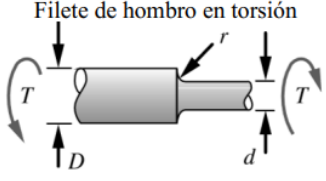
11. Anexos

Anexo 1. Factor teórico de concentración k_t de eje redondo, con filete en hombro en flexión.




Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Anexo 2. Factores geométricos de concentración por cambio de sección, según la sollicitación mecánica.

<p>Filete de hombro en flexión</p> 	<p>donde:</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>D/d</th> <th>A</th> <th>b</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>6</td><td>0,87868</td><td>-0,33243</td></tr> <tr><td>3</td><td>0,893334</td><td>-0,30860</td></tr> <tr><td>2</td><td>0,90879</td><td>-0,28598</td></tr> <tr><td>1,50</td><td>0,93836</td><td>-0,25759</td></tr> <tr><td>1,20</td><td>0,97098</td><td>-0,21796</td></tr> <tr><td>1,10</td><td>0,95120</td><td>-0,23757</td></tr> <tr><td>1,07</td><td>0,97527</td><td>-0,20958</td></tr> <tr><td>1,05</td><td>0,98061</td><td>-0,19653</td></tr> <tr><td>1,03</td><td>0,98061</td><td>-0,18381</td></tr> <tr><td>1,02</td><td>0,96048</td><td>-0,17711</td></tr> <tr><td>1,01</td><td>0,91938</td><td>-0,17032</td></tr> </tbody> </table>	D/d	A	b	6	0,87868	-0,33243	3	0,893334	-0,30860	2	0,90879	-0,28598	1,50	0,93836	-0,25759	1,20	0,97098	-0,21796	1,10	0,95120	-0,23757	1,07	0,97527	-0,20958	1,05	0,98061	-0,19653	1,03	0,98061	-0,18381	1,02	0,96048	-0,17711	1,01	0,91938	-0,17032
D/d	A	b																																			
6	0,87868	-0,33243																																			
3	0,893334	-0,30860																																			
2	0,90879	-0,28598																																			
1,50	0,93836	-0,25759																																			
1,20	0,97098	-0,21796																																			
1,10	0,95120	-0,23757																																			
1,07	0,97527	-0,20958																																			
1,05	0,98061	-0,19653																																			
1,03	0,98061	-0,18381																																			
1,02	0,96048	-0,17711																																			
1,01	0,91938	-0,17032																																			
<p>Filete de hombro en torsión</p> 	<p>donde:</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>D/d</th> <th>A</th> <th>b</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>2</td><td>0,86331</td><td>-0,23865</td></tr> <tr><td>1,33</td><td>0,84897</td><td>-0,23161</td></tr> <tr><td>1,20</td><td>0,83425</td><td>-0,21649</td></tr> <tr><td>1,09</td><td>0,90331</td><td>-0,12692</td></tr> </tbody> </table>	D/d	A	b	2	0,86331	-0,23865	1,33	0,84897	-0,23161	1,20	0,83425	-0,21649	1,09	0,90331	-0,12692																					
D/d	A	b																																			
2	0,86331	-0,23865																																			
1,33	0,84897	-0,23161																																			
1,20	0,83425	-0,21649																																			
1,09	0,90331	-0,12692																																			

Fuente: (Norton, 2011)

Anexo 3. Valores k_f para chaveteros

Clase de chavetero	Recocido		Endurecido	
	Flexión	Torsión	Flexión	Torsión
De Perfil 	1,6	1,3	2	1,6

Fuente: (Mott R. , 2009)

Anexo 4. Propiedades mecánicas mínimas estimadas del acero AISI 4140.

Análisis típico %		C	Si				Mn	P	S	Cr	Mo	
AISI 4140		0,38 - 0,43	0,15 - 0,35				0,75 - 1,00	0,03	0,04	0,80 - 1,10	0,15 - 0,25	
Normas equivalentes		AISI/SAE (4140), DIN (42CrMo4), W.NR (1.7225), JIS (SCM4) AFNOR (42CD4)										
Propiedades mecánicas.												
Designación del material.		Resistencia última a la tracción.		Resistencia a la fluencia.		Resistencia última al corte.		Resistencia a la flexión		Elongación, A5.	Reducción del área, Z.	Dureza.
Número AISI / SAE	DIN	kg/mm ²	MPa	kg/mm ²	MPa	kg/mm ²	MPa	kg/mm ²	MPa	% mín	% mín.	HB
4140	42CrMo4	90 - 105	882 - 1029	70	686	72 - 84	705,6 - 823,2	45 - 52,5	441 - 514,5	12	50	275 - 320
Tratamiento Térmico.												
Tipo										°C		
Recocido blando										680 - 720		
Alivio de tensiones										450 - 650		
Revenido standard										600		
Revenido										500 - 700		
Temple (aceite)										830 - 850		

Fuente: (Bohman, 2018)

Anexo 5. Factor de confiabilidad

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2008)

Anexo 6. Valores k_f para chaveteros

Clase de chavetero	Recocido		Endurecido	
	Flexión	Torsión	Flexión	Torsión
De Perfil 	1,6	1,3	2	1,6

Fuente: (Mott R. , 2009)

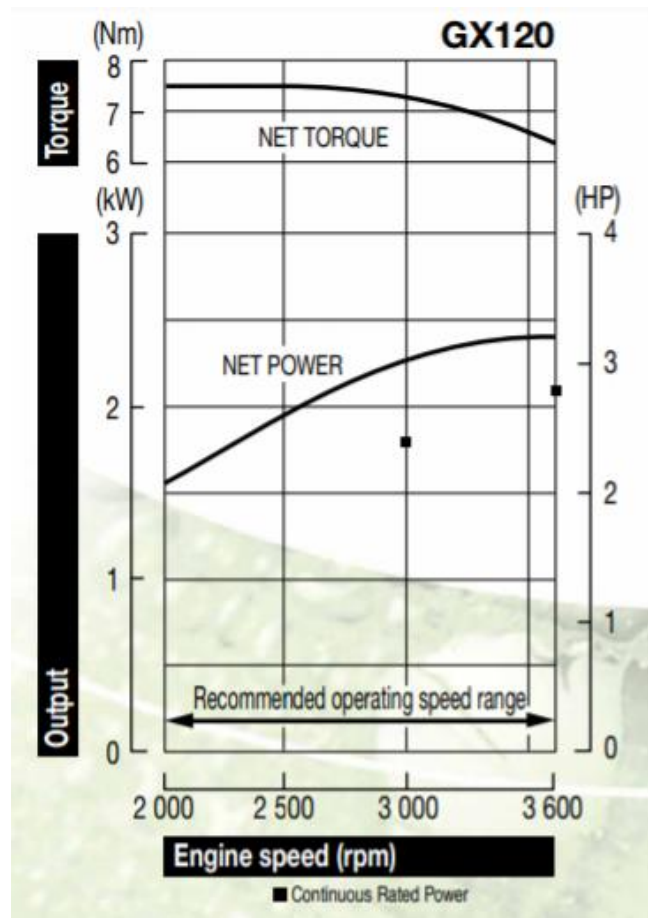
Anexo 7. Características de operación del motor Robin Subaru EH12-2D

MODEL		EH12-2D	
Type		Air-Cooled, 4-Cycle, Single-Cylinder, Horizontal P.T.O. Shaft, OHV Gasoline Engine	
Bore x Stroke		60 x 43 mm (2.36 x 1.69 in.)	
Piston Displacement		121 cm ³ (7.39 cu. in.)	
Compression Ratio		9.0	
Output	Continuous	2.1 kW (2.8 HP) /3600 r.p.m.	
	Max.	2.6 kW (3.5 HP) /3600 r.p.m.	
Max. Torque		7.5 N · m (0.76 kgf · m) /2600 r.p.m.	
Direction of Rotation		Counterclockwise As Viewed From P.T.O. Shaft Side	
Cooling system		Forced Air Cooling	
Valve Arrangement		Overhead Valve	
Lubrication		Splash Type	
Lubricant		Automobile Oil SAE #20, #30 or 10W-30 ; Class SE or higher	
Capacity of Lubricant		0.4 liters (0.11 U.S. gal.)	
Carburetor		Horizontal Draft, Float Type or Diaphragm	
Fuel		Automobile Unleaded Gasoline	
Fuel Consumption Ratio		310 g/kW · h (230 g/HP · h) At Continuous Rated Output	
Fuel Feed System		Gravity Type	
Ignition System		Flywheel Magneto (Solid State)	
Spark Plug		NGK B6ES, BR6ES	
Starting System		Recoil Starter	
Governor System		Centrifugal Flyweight Type	
Air Cleaner		Dual Element Type	
Dry Weight		15.9 kg (35.1 lb.)	
Dimensions (L x W x H)		286 mm x 330 mm x 334 mm (11.3 in. x 13.0 in. x 13.1 in.)	

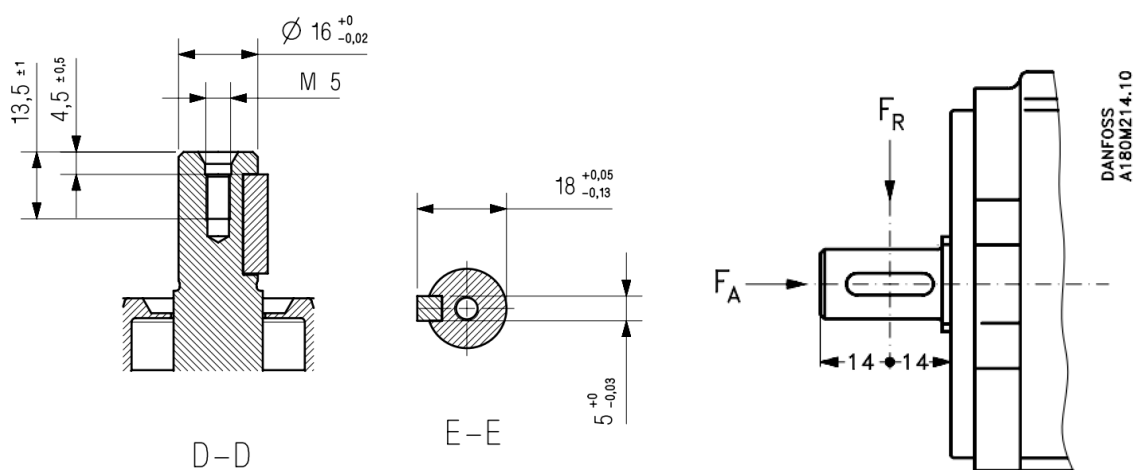
Anexo 8. Datos técnicos de operación del motor Wacker WM 80

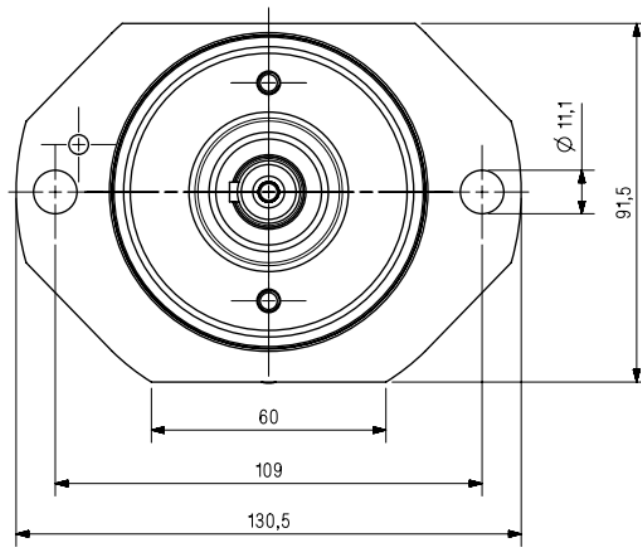
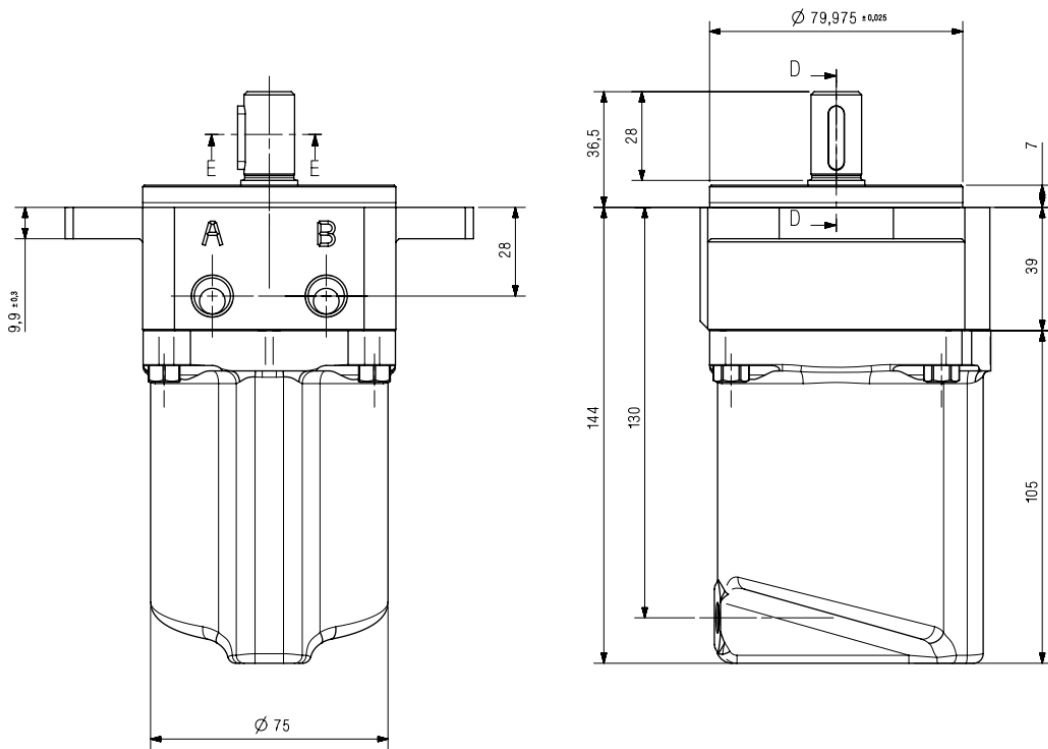
Modelo del motor		WM 80
Tipo		2-tiempos
Potencia nominal máxima	hp (kW)	4,0 (3,0)
Número de cilindros		1
Desplazamiento del pistón	pulg. ³ (cc)	4,9 (80)
Diámetro del cilindro	pulg. (mm)	1,77 (45)
Carrera	pulg. (mm)	1,96 (50)
Relación de compresión		9:1
Rango de velocidad de operación	rpm	3.000–5.000
Arrancador		Tipo manual, retráctil
Ignición		Electrónica controlada por transistor (TCI)
Carburador		Diafragma
Combustible		Mezcla combustible/aceite
Relación combustible: aceite		entre 120–50:1 (primera vez 25:1)
Enfriamiento		Aire forzado
Peso	lbs. (kg)	17 (7,8)
Dirección de rotación		Sentido antihorario cuando se observa desde el lado conductor

Anexo 9. Curva de operatividad del motor Honda GX12



Anexo 10. Dimensiones MAH 6.3





Anexo 11. Informe de simulación para piñón con material AISI 4340

Simulación de helical gear_3_am

Fecha: miércoles, 20 de julio de 2022

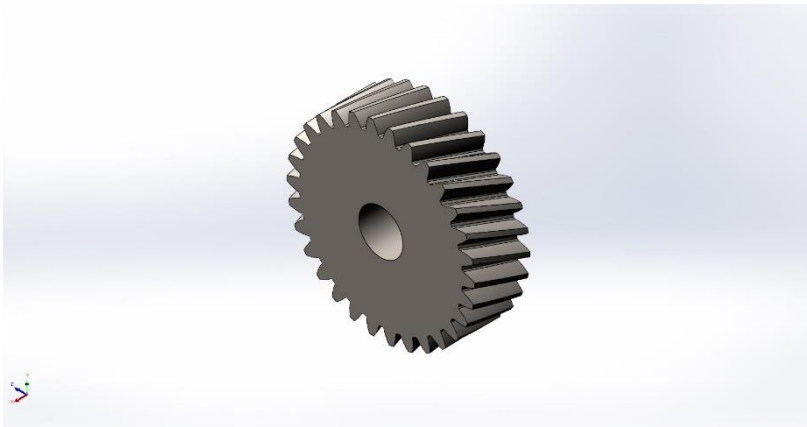
Diseñador: Solidworks

Nombre de estudio: Análisis estático 2

Tipo de análisis: Análisis estático

12. Tabla de contenidos

Descripción.....	114
Información de modelo.....	115
Propiedades de estudio.....	115
Unidades.....	116
Propiedades de material.....	116
Cargas y sujeciones.....	117
Información de malla.....	117
Fuerzas resultantes.....	Error!
Bookmark not defined.	
Resultados del estudio.....	118



Descripción

No hay datos

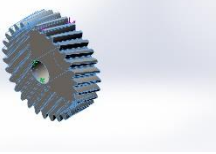
Información de modelo



Nombre del modelo: helical gear_3_am

Configuración actual: PreviewCfg

Sólidos

Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
Barrer5 	Sólido	Masa:0,0584226 kg Volumen:7,44237e-06 m ³ Densidad:7.850 kg/m ³ Peso:0,572541 N	d:\Users\Usuario\Desktop\TE SIS\helical gear_3_am.SLDPRT Jun 2 22:57:06 2022

Propiedades de estudio


Nombre de estudio	Análisis estático 2
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar

Tipo de solver	Automático
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (d:\Users\Usuario\Desktop\TESIS)

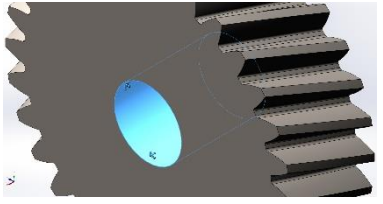
Unidades

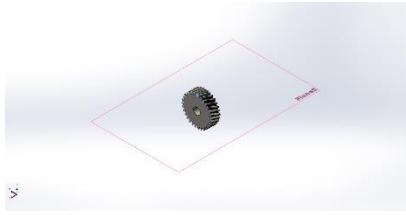
Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m ²

Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	Nombre: AISI 4340 Acero normalizado Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal Criterio de error predeterminado: Tensión de von Mises máx. Límite elástico: 7,1e+08 N/m² Límite de tracción: 1,11e+09 N/m² Módulo elástico: 2,05e+11 N/m² Coeficiente de Poisson: 0,32 Densidad: 7.850 kg/m³ Módulo cortante: 8e+10 N/m² Coeficiente de dilatación térmica: 1,23e-05 /Kelvin	Sólido 1(Barrer5)(helical gear_3_am)
Datos de curva:N/A		

Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-1		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Geometría fija		
Fuerzas resultantes				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	257,251	273,677	707,11	800,676
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Fuerza-1		Entidades: 1 cara(s), 1 plano(s) Referencia: Plane2 Tipo: Aplicar fuerza Valores: -257,32; 706,99; -273,84 N

Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura de combinado
Puntos jacobianos para malla de alta calidad	16 Puntos
Tamaño máximo de elemento	3,22274 mm
Tamaño mínimo del elemento	0,161137 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

Información de malla - Detalles

Número total de nodos	651740
Número total de elementos	454846
Cociente máximo de aspecto	58,246
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	99,7
El porcentaje de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0,0231
Porcentaje de elementos distorsionados	0

Tiempo para completar la malla (hh;mm;ss):	00:00:35
Nombre de computadora:	

Fuerzas resultantes

Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	257,251	273,677	707,11	800,676

Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0

Fuerzas de cuerpo libre

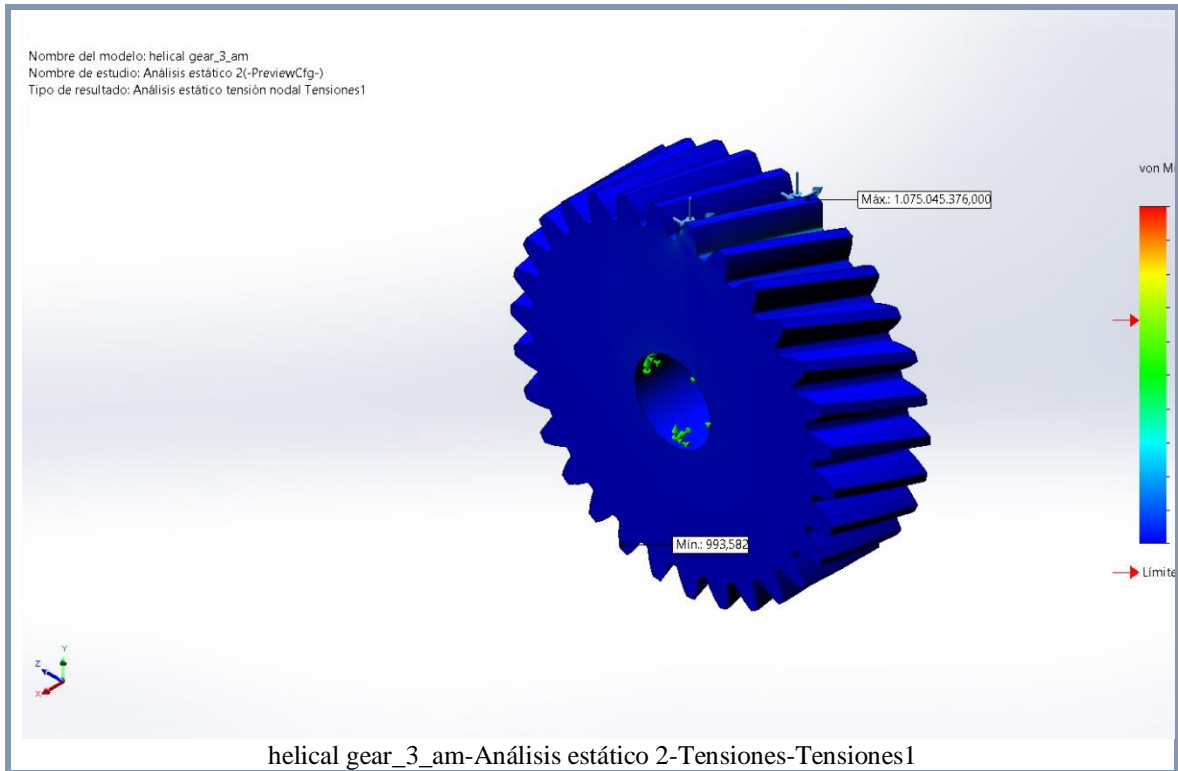
Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-0,0748114	-0,168621	-0,145159	0,234736

Momentos de cuerpo libre

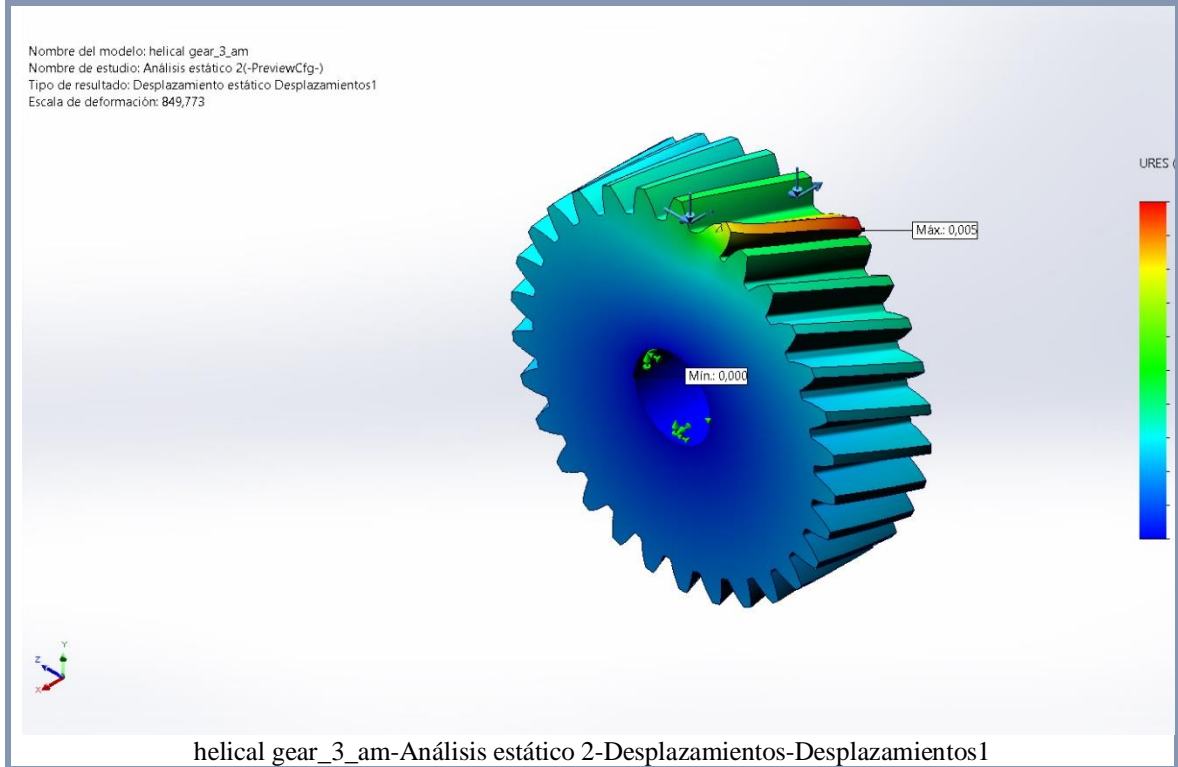
Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	1e-33

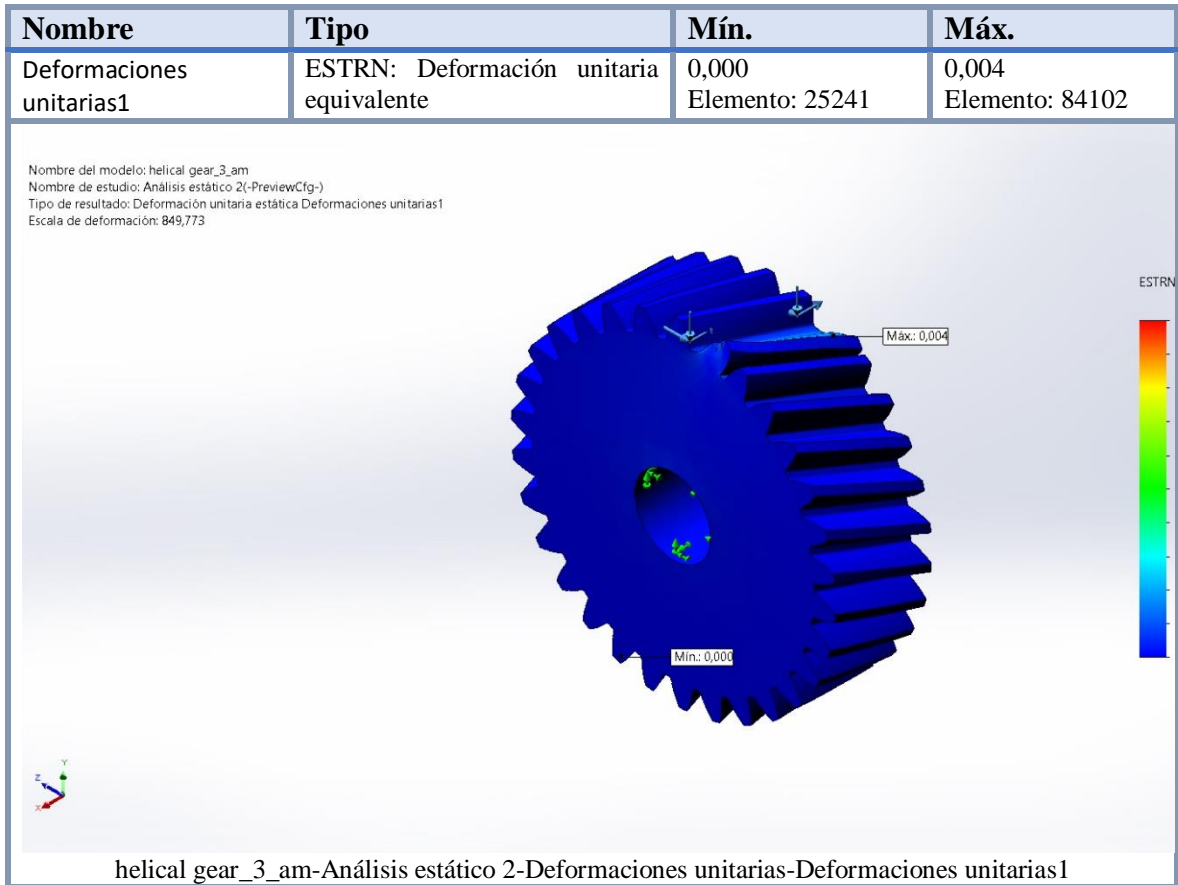
Resultados del estudio

Nombre	Tipo	Mín.	Máy.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	993,582N/m ² Nodo: 260588	1.075.045.376,000N/m ² Nodo: 649809



Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: resultantes	Desplazamientos 0,000mm Nodo: 119	0,005mm Nodo: 5





Anexo 12: Planos

(Ubicados en el CD-R Nro. 1)

Anexo 13. Certificación de la traducción del resumen.

EUROpeek
INSTITUTO DE IDIOMAS

Dirección: Calle La Concordia 25-27 y Avenida Na
Jaramillo Alvarado, Edificio Rosalia,
www.europpeek.com.ec
europpeeklca@gmail.com
LOJA-ECUADOR

#YoSoyEuroPeek

I can do it

Loja, 6 de Noviembre del 2023

CERTIFICADO DE TRADUCCION

EUROpeek INSTITUTO DE IDIOMAS

CERTIFICA:

Haber realizado la traducción de español a inglés del resumen de la Tesis titulada: "DISEÑO DE UN SISTEMA HIDRAULICO PARA ACCIONAMIENTO DE VIBROAPISONADORES" de autoría de Leidy Janeth Granda Flores, portadora de la cédula de identidad nro. 1105044273

Es todo cuanto puedo certificar en honor a la verdad. Facultando a la interesada hacer uso del presente en lo que creyere conveniente.

 FIDELIDAD SERVICIO
DESCUENTO CONTRA
EL PAGO

Mg.Sc. Noralma Ordóñez Ortega
REPRESENTANTE LEGAL
DE EUROpeek INSTITUTO
DE IDIOMAS
R.U.C.: 1102404553001

 **EUROpeek**
INSTITUTO DE IDIOMAS



 @Europpeek

 @Europpeek

 (07) 254 6834
098 436 1690

 098 980 0093