



Universidad
Continental

FACULTAD DE INGENIERÍA

Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica

**Diseño de un sistema de desplazamiento
vertical y posicionamiento de trabajo de un
soporte sujeción para motores de combustión
interna de capacidad máxima de 1300 kg**

Pedro Heferson Crispin Barzola

Huancayo, 2018

Tesis para optar el Título Profesional de
Ingeniero Mecánico



Repositorio Institucional Continental
Tesis digital



Obra protegida bajo la licencia de [Creative Commons Atribución-NoComercial-SinDerivadas 2.5 Perú](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/2.5/peru/)

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a todas las personas que han permitido el desarrollo y la culminación del presente proyecto de tesis. En especial quiero agradecer a dos personas que permanecieron conmigo todo el tiempo y quienes son el motivo por el cual me encuentro por concluir esta etapa de mi carrera. Estos seres son mis padres, los pilares de mi formación, a quienes les agradeceré eternamente.

También, agradecer a mi casa de estudios, Universidad Continental, la cual gracias a la exigencia y preparación que imparte en cada una de sus aulas; además, de todo el conocimiento brindado a través de los profesores de la Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica ahora puedo desenvolverme en el ámbito profesional exitosamente. En especial al coordinador de la E.A.P de Ingeniería Mecánica, el Ing. Pablo, por su tiempo, dedicación y conocimiento transmitido, para poder culminar la presente tesis.

De la misma manera agradecer al Ing. Edwin Ulises Llana Baldeón, por la asesoría brindada y el apoyo que ofrece hacia sus alumnos para que puedan cumplir con sus objetivos.

Finalmente, quiero agradecer a mis hermanas, familiares y compañeros de estudios que durante los años de estudios universitarios compartieron conmigo experiencias, conocimientos y logros que me ayudaron a llegar hasta el final de mi etapa universitaria.

Gracias a Dios.

A mis padres, por su amor, tiempo y apoyo.

A todas las personas que confían en mí.

ÍNDICE DE CONTENIDO

AGRADECIMIENTOS	II
DEDICATORIA	III
ÍNDICE DE CONTENIDO.....	IV
ÍNDICE DE TABLAS	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	X
RESUMEN	XIV
ABSTRACT	XV
INTRODUCCIÓN	XVI
CAPÍTULO I PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO	19
1.1 Planteamiento y formulación del problema.....	19
1.2 Objetivos	20
1.2.1 Objetivo general	20
1.2.2 Objetivos específicos	20
1.3 Justificación e importancia.....	20
CAPÍTULO II MARCO TEÓRICO	22
2.1 Antecedentes del problema.....	22
2.2 Bases teóricas del problema	26
2.2.1 Diseño de Tornillo Sinfín.....	26
2.2.1.1 Tipos de engranajes tornillo sinfín	26
2.2.1.2 Consideraciones contractivas	28
2.2.1.3 Conjunto de tornillo sinfín y corona de autorretención.....	29
2.2.1.4 Geometría del tornillo sin-fin y su rueda.....	30
2.2.1.5 Calculo de cargas.....	32
2.2.1.6 Ergonomía	38
2.2.2 Diseño de árbol	41
2.2.2.1 Conceptos generales	41
2.2.2.2 Materiales para la fabricación de ejes	42
2.2.2.3 Configuración de eje	42
2.2.2.4 Diseño del eje para el esfuerzo.....	45
2.2.2.5 Consideraciones sobre deflexión.....	51
2.2.2.6 Velocidades críticas de ejes.....	51
2.2.2.7 Componentes diversos de ejes.....	51
2.2.2.8 Límites y ajustes	52
2.2.3 Uniones con chaveta	54
2.2.3.1 Unión por soldadora.....	56
2.2.3.2 Símbolo de soldadura	56

2.2.4	Rodamiento	58
2.2.4.1	Selección de rodamiento	58
2.2.4.2	Selección del tamaño del rodamiento.....	61
2.2.5	Diseño de columna.....	74
2.2.6	Simulación utilizando el software CAD (<i>Solidworks Simulation</i>).....	75
2.3	Definición de términos básicos	78
2.3.1	Definiciones básicas.....	78
2.3.2	Lista de símbolos.....	79
CAPÍTULO III METODOLOGÍA.....		80
3.1	Método generalizado de procedimiento en el proceso de diseño	80
3.1.1	Lista de exigencias, detallar o aclarar	80
3.1.1.1	Asumir el problema en forma crítica.....	81
3.1.1.2	Averiguar el estado de la tecnología	81
3.1.1.3	Analizar la situación del problema.....	81
3.1.1.4	Comprobar las posibilidades de realización.....	81
3.1.1.5	Completar las exigencias, ordenarlas y cuantificarlas, colocar prioridades	82
3.1.1.6	Detallar completamente la lista de exigencias	82
3.1.1.7	Preparar, planear y organizar el desarrollo del problema.....	83
3.1.2	Determinación de la estructura de funciones	83
3.1.2.1	Abstracción Black – box	83
3.1.2.2	Determinar los principios tecnológicos Determinar la secuencia de las operaciones	83
3.1.2.3	Fijar el proceso técnico PT → PT Óptimo	84
3.1.2.4	Determinar la aplicación de los sistemas técnicos y sus limitaciones.....	84
3.1.2.5	Determinar la agrupación de las funciones	84
3.1.2.6	Determinar y representar las estructuras de las funciones.....	85
3.1.2.7	Determinar la estructura de función óptima, mejorar y verificar	85
3.1.3	Determinar el concepto de soluciones.....	86
3.1.3.1	Determinar los inputs y modos de acción	86
3.1.3.2	Determinar las clases de los portadores de la función (matriz morfológica)	86
3.1.3.3	Combinar los portadores de funciones Probar sus relaciones	88
3.1.3.4	Determinar la disposición básica.....	88
3.1.3.5	Determinar el concepto óptimo, mejorar y verificar	89
3.1.4	Determinación de proyecto preliminar (conceptos de soluciones).....	90
3.1.4.1	Determinar los puntos de orientación para elaborar la forma (del proyecto).....	90
3.1.4.2	Disponer, asumir, elaboración de la forma aproximada (dimensión en parte)....	90

3.1.4.3	Determinar el tipo de material, clases de los procesos de fabricación, tolerancia y calidad del acabado superficial en cada uno de los casos.....	91
3.1.4.4	Examinar las zonas de la configuración	91
3.1.4.5	Presentar el proyecto preliminar	91
3.1.4.6	Determinar el proyecto de preliminar a óptimo, mejorar, evaluar y verificar	92
3.1.5	Determinación del proyecto (determinación del concepto de solución óptima)	92
3.1.5.1	Para determinadas prioridades del diseño, proporcionar su fundamentación (descripción del funcionamiento de la solución óptima).....	93
3.1.5.2	Disposición definitiva, elaboración de las formas, dimensionar (en parte).....	95
3.1.5.3	Fijar completamente y definitivamente el material y los procesos de fabricación.....	95
3.1.5.4	Optimizar las zonas de configuración	96
3.1.5.5	Representar el proyecto de construcción.....	96
3.1.5.6	Determinación de proyecto óptimo del diseño Evaluar mejorar o verificar.....	96
3.1.6	Elaboración de detalles (cálculo y selección de componentes).....	98
3.1.6.1	Proporcionar la fundamentación	98
3.1.6.2	Elaboración de las formas, dimensionar definitivamente y completamente	98
3.1.6.3	Determinar completamente y definitivamente el material, clase de procesos de fabricación, tolerancias y calidad del acabado superficial	98
3.1.6.4	Determinar el estado del montaje.....	99
3.1.6.5	Representar las piezas, dimensionar, dar tolerancias, la calidad del acabado superficial y material	99
3.1.6.6	Detallar planos de conjunto lista de piezas (de despiece) y otros documentos ..	99
3.1.6.7	Mejorar, evaluar y verificar.....	100
CAPÍTULO IV ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA SOLUCIÓN.....		101
4.1	Identificación de requerimientos	101
4.1.1	Lista de exigencias	101
4.1.2	Estructura de funciones	107
4.1.2.1	Abstracción: Caja negra (Black – box)	107
4.1.2.2	Secuencia de operaciones.....	108
4.1.2.3	Fijación de los procesos técnicos	109
4.1.2.4	Representación de la estructura de funciones.....	111
4.2	Análisis de la solución.....	112
4.2.1	Determinación del concepto de soluciones (matriz morfológica).....	112
4.2.2	Determinación de proyecto preliminar Determinamos las posibles soluciones (Conceptos de soluciones).....	115
4.2.2.1	Concepto de solución N° 1	115
4.2.2.2	Concepto de solución N° 2.....	116

4.2.2.3	Concepto de solución N° 3.....	117
4.2.3	Determinación del proyecto (determinación del concepto de solución óptima)	118
4.3	Cálculo y selección de componentes.....	120
4.3.1	Diseño y cálculo del Tornillo sinfín y su tuerca.....	121
4.3.1.1	Cálculo de la Geometría del TORNILLO SINFIN Y SU TUERCA	122
4.3.1.2	Cálculo de cargas y fuerza geométrica del operador.....	125
4.3.2	Cálculos de árboles	134
4.3.2.1	Cálculo previo del árbol principal	134
4.3.2.2	Cálculo definitivo del árbol principal.....	143
4.3.2.3	Cálculo previo del árbol secundario.....	147
4.3.2.4	Calculo definitivo de árbol secundario.....	156
4.3.3	Cálculo de las uniones por chavetas de caras paralelas.....	158
4.3.4	Selección de rodamientos del árbol principal y cálculos de la vida nominal	161
4.3.5	Selección de rodamientos del árbol secundario y cálculos de la vida nominal.....	165
4.3.6	Cálculo del diámetro y espesor de columna.....	169
4.3.6.1	Espesor mínimo de columna	169
4.3.6.2	Selección de columna.....	172
4.4	Ensayos realizados para analizar los tiempos de reparación y niveles de riesgos de accidentes	175
4.5	Planos	185
4.5.1	Planos de ensamble	185
4.5.2	Planos de despiece.....	185
	CAPÍTULO V SIMULACIÓN EN CAD	187
5.1	Simulación de CORONA DENTADA	188
5.2	Simulación de TORNILLO SINFIN	189
5.3	Simulación de ÁRBOL PRINCIPAL	190
5.4	Simulación de COLUMNA MÓVIL.....	191
5.5	Simulación de COLUMNA FIJA	192
	CAPÍTULO VI COSTOS DE CONSTRUCCIÓN.....	193
6.1	Costos de adquisición de elementos normalizados.....	194
6.2	Costos de adquisición de materiales para los elementos del soporte sujetor para motores.....	195
6.3	Costos de maquinado y ensamble.....	196
6.4	Obtención de costos totales	197
	CONCLUSIONES	198
	TRABAJOS FUTUROS	199
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	200
	ANEXOS.....	202

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Peso máximo recomendado para una carga en condiciones ideales de levantamiento.....	40
Tabla 2. Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo Kt y Kts	47
Tabla 3. Factores de Seguridad recomendados para la construcción de maquinaria	50
Tabla 4. Dimensiones según la DIN 6885A para chavetas planas	55
Tabla 5. Modelo de lista de exigencias.....	82
Tabla 6. Caja negra "Black box"	83
Tabla 7. Matriz morfológica	87
Tabla 8. Lista de exigencias.....	102
Tabla 9. Caja negra "Black – box"	107
Tabla 10. Matriz morfológica	112
Tabla 11. Evaluación de conceptos de solución – valor técnico	118
Tabla 12. Evaluación de conceptos de solución – valor económico	119
Tabla 13. Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo Kt y Kts	140
Tabla 14. Diámetros de las secciones del árbol principal.....	143
Tabla 15. Área mínima del árbol hueco que se puede usar en el árbol principal en la sección A (Soporte de rodamiento)	144
Tabla 16. Área mínima del árbol hueco que se puede usar en el árbol principal en la sección B (Rueda dentada)	145
Tabla 17. Hallando el área mínima del árbol hueco que se puede usar en el árbol principal en la sección C (Soporte de bocina)	146
Tabla 18. Factores de seguridad por secciones del árbol principal	147
Tabla 19. Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo Kt y Kts	152
Tabla 20. Diámetros de las secciones del árbol secundario.....	155
Tabla 21. Área mínima en la sección A (Alojamiento del cople de dado).....	156
Tabla 22. Factores de seguridad por secciones del árbol secundario	157
Tabla 23. Selección de chavetas	161
Tabla 24. Dimensionamiento del rodamiento rígido de una hilera de bolas con obturaciones de 60-65 mm.....	162

Tabla 25. Dimensionamiento del rodamiento rígido de una hilera de bolas con obturaciones de 60-65 mm.....	166
Tabla 26. Dimensiones del acero.....	173
Tabla 27. Ensayos realizados para analizar los tiempos de reparación y niveles de riesgos de accidentes.....	183
Tabla 28. Listado de planos	186
Tabla 29. Precios parciales de los elementos normalizados	194
Tabla 30. Costos de adquisición de materiales para los elementos de soporte sujetor para motores.....	195
Tabla 31. Precio de maquinado en taller	196
Tabla 32. Precios parciales para el maquinado y ensamblaje.....	197
Tabla 33. Obtención de los costos de construcción.....	197

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Soporte móvil ZES-100.....	23
Figura 2. Soporte fijo Aggregate Stand 9986485	24
Figura 3. Soporte fijo ww-RS-500.....	24
Figura 4. Soporte para reparaciones motor de Vehículo pesado WW-HV-2500	25
Figura 5. Banco rotativo para motores R15	25
Figura 6. Sinfines y coronas	27
Figura 7. Conjunto de tornillo sinfín y corona envolvente simple	27
Figura 8. Reductor de tornillo sinfín y corona.....	28
Figura 9. La terminación cilíndrica de los dientes se emplean solamente para pata trasmitir pequeños esfuerzos.....	29
Figura 10. Para engranajes esfuerzos es posible la forma cóncava de la cabeza de los dientes	29
Figura 11. Rueda del sinfín.....	30
Figura 12. Tornillo sin-fin	31
Figura 13. Componentes P, S, Wt aplicadas al diente de la rueda	33
Figura 14. Descomposición de la fuerza normal W y de la fuerza de fricción $f.W$	34
Figura 15. Esfuerzo en los comandados	39
Figura 16. Peso teórico recomendado en función de la zona de manipulación	41
Figura 17. Reductor vertical de velocidad de tornillo sinfín	43
Figura 18. Elija la configuración de un eje para soportar y ubicar los dos engranes y los dos cojinetes	43
Figura 19. Elija la configuración del eje de un ventilado	43
Figura 20. Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas ...	48
Figura 21. Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa.....	49
Figura 22. Margen de seguridad para los casos de: a) material dúctil y b) material frágil.....	50
Figura 23. Definiciones aplicadas a un ajuste cilíndrico	54
Figura 24. Chavetas planas e inclinadas	54
Figura 25. Representación simbólica de soldadura estándar AWS con la ubicación de los elementos del símbolo	57
Figura 26. Símbolos de soldadura por arco y autógena.....	57
Figura 27. Matriz para selección de rodamiento	60

Figura 28. Vida del rodamiento	62
Figura 29. Factor de ajuste de la vida para una mayor fiabilidad.....	68
Figura 30. Rodamientos radiales de bolas	70
Figura 31. Rodamientos radiales de rodillos	71
Figura 32. Rodamientos axiales de bolas	72
Figura 33. Viscosidad de aceite a temperatura de funcionamiento	73
Figura 34. Columna excéntricamente cargada.....	74
Figura 35. Resultados estáticos estándar del motor.....	75
Figura 36. Estructura de funciones	111
Figura 37. Alternativa de solución N° 1	115
Figura 38. Alternativa de solución N° 2	116
Figura 39. Alternativa de solución N° 3	117
Figura 40. Diagrama de evaluación técnico – económico según VDI 2225.....	119
Figura 41. Modelo del soporte sujetor para motores.....	120
Figura 42. Soporte sujetor para motores con sus mecanismos aislados.....	121
Figura 43. Sistema de rotación horizontal (ángulos de trabajo)	121
Figura 44. Componentes P, S, W^t aplicadas al diente de la rueda.....	126
Figura 45. Esfuerzos en los comandos	127
Figura 46. Consideraciones geométricas	128
Figura 47. Determinación de distancias.....	130
Figura 48. Componentes del árbol principal.....	134
Figura 49. Diagrama de cuerpo libre – árbol principal incompleto.....	134
Figura 50. Ubicación centroidal de los motores pesados D12.....	135
Figura 51. Distancias de árbol principal	137
Figura 52. Diagrama de fuerzas cortantes en el plano x – árbol principal	138
Figura 53. Diagrama de momentos flectores en la dirección x – árbol principal ..	138
Figura 54. Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas .	141
Figura 55. Componentes del árbol secundario	147
Figura 56. Diagrama de cuerpo libre – árbol secundario.....	148
Figura 57. Diagrama de fuerzas cortantes en el plano x – árbol secundario	149
Figura 58. Diagrama de momentos flectores en la dirección x – árbol secundario	149
Figura 59. Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas .	152

Figura 60. Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa....	153
Figura 61. Chavetas planas e inclinadas	160
Figura 62. Árbol principal – cubo porta corona	160
Figura 63. Representación del rodamiento rígido de una hilera de bolas con obturaciones de 60-65 mm.....	162
Figura 64. Representación del rodamiento rígido de una hilera de bolas con obturaciones de 30-35 mm.....	166
Figura 65. Esfuerzo de la columna	169
Figura 66. Diagrama de cuerpo libre de árbol principal	170
Figura 67. Superficie proyectada	170
Figura 68. Área de contacto en el punto C	171
Figura 69. Área aproximada de contacto en la sección C.....	171
Figura 70. Columna fija del soporte	173
Figura 71. Forma tradicional de posicionamiento en el área de trabajo de los motores D12.....	175
Figura 72. Forma tradicional de desplazamiento vertical o altura de trabajo de los motores D12.....	176
Figura 73. Forma tradicional de rotación horizontal (Ángulo de trabajo) de los motores D12.....	177
Figura 74. Reparación manual de motores D12 de forma tradicional	178
Figura 75. Posicionamiento en el área de trabajo con el diseño del soporte sujetor para motores (Sujeción del motor D12 mediante pernos)	179
Figura 76. Posicionamiento en el área de trabajo con el diseño del soporte sujetor para motores (rotara verticalmente en el eje de la columna)	179
Figura 77. Desplazamiento vertical o altura de trabajo con el diseño del soporte sujetor para motores (altura mínima)	180
Figura 78. Desplazamiento vertical o altura de trabajo con el diseño del soporte sujetor para motores (altura máxima).....	180
Figura 79. Rotación horizontal (ángulo de trabajo) con el diseño del soporte sujetor para motores, para reparar la parte superior del motor	181
Figura 80. Figura. Rotación horizontal (ángulo de trabajo) con el diseño del soporte sujetor para motores, para reparar la parte inferior del motor.....	181
Figura 81. Reparación manual de motores D12 con el diseño del soporte sujetor para motores (vista frontal).....	182
Figura 82. Reparación manual de motores D12 con el diseño del soporte sujetor para motores (vista lateral)	182
Figura 83. Resultados de ensayos realizados para analizar los tiempos de reparación.	183

Figura 84. Forma correcta de reparar motores del grupo 21	184
Figura 85. Forma correcta de reparar motores D12A.....	184
Figura 86. Análisis estático de CORONA DENTADA (desplazamientos)	188
Figura 87. Análisis estático de CORONA DENTADA (factor de seguridad)	188
Figura 88. Análisis estático de TORNILLO SINFIN (desplazamientos).....	189
Figura 89. Análisis estático de TORNILLO SINFIN (factor de seguridad).....	189
Figura 90. Análisis estático de ÁRBOL PRINCIPAL (desplazamientos)	190
Figura 91. Análisis estático de ÁRBOL PRINCIPAL (factor de seguridad)	190
Figura 92. Análisis estático de COLUMNA MÓVIL (desplazamientos)	191
Figura 93. Análisis estático de COLUMNA MÓVIL (factor de seguridad)	191
Figura 94. Análisis estático de COLUMNA FIJA (desplazamientos)	192
Figura 95. Análisis estático de COLUMNA FIJA (factor de seguridad)	192

RESUMEN

La presente tesis comprende el diseño del soporte sujetor para motores, el cual tiene como función principal optimizar el tiempo de reparación y reducir los niveles de riesgos de accidentes.

El objetivo general es diseñar el soporte sujetor para motores, para optimizar el tiempo de reparación y reducir los niveles de riesgos de accidentes.

Los objetivos específicos son:

Diseñar el soporte sujetor para motores siguiendo la metodología basada en las recomendaciones de la Asociación Alemana de Ingenieros (VDI).

Calcular y seleccionar los componentes del soporte sujetor para motores.

Simular el comportamiento del soporte sujetor para motores utilizando un software CAD (*Solidworks Simulation*), verificando los factores de seguridad y desplazamientos máximos de los componentes seleccionados.

Analizar los tiempos de reparación de motores y niveles de riesgo de accidentes entre la forma tradicional de reparación y la forma correcta de repararlos con el diseño del soporte sujetor.

La metodología aplicada en el presente trabajo de investigación está basada en las recomendaciones de la Asociación Alemana de Ingenieros (VDI), en el que nos muestra los pasos metodológicos de Diseño en Ingeniería Mecánica. Partiendo con la identificación de requerimientos, análisis de solución y el cálculo y selección de componentes garantizando así el correcto diseño del soporte sujetor para motores.

Finalmente, se realizó un análisis del tiempo de reparación entre la forma tradicional de reparación y la forma correcta de reparar motores con el diseño, en el que se verificó que se reduce aproximadamente en un 50% el tiempo promedio.

Palabras claves: soporte sujetor para motores, VDI 2221 – 2225, diseño mecánico, sistema de posicionamiento.

ABSTRACT

This thesis includes the design of the support bracket for engines, whose main function is to optimize the repair time and reduce the levels of accident risks.

The general objective is to design the support bracket for engines, to optimize the repair time and reduce the levels of accident risks.

The specific objectives are:

Design the support bracket for engines following the methodology based on the recommendations of the German Association of Engineers (VDI).

To calculate and select the components of the support bracket for engines.

To Simulate the behavior of the support bracket for engines using CAD software (Solidworks Simulation), in order to verify the safety factors and maximum displacements of the selected components.

To analyze the engine repair times and accident risk levels between the traditional way of repair and the correct way to repair engines with the design of the support bracket for engines.

The methodology applied in this research is based on the recommendations of the German Association of Engineers (VDI), which shows the methodological steps of Design in Mechanical Engineering which is starting with the identification of requirements, solution analysis and the calculation and selection of components, thus guaranteeing the correct design of the support bracket for engines.

Finally, an analysis of the repair time between the traditional way of repair and the correct way to repair engines with the design was made and it was verified. We demonstrated that the average time is reduced by approximately 50% in this research.

Keywords: support system for engines, VDI 2221 – 2225, machine design, positioning system.

INTRODUCCIÓN

Huancayo, soporta un parque automotor de 54 334 vehículos registrados en el 2013.

(1)

El número de vehículos crece en el parque automotor de forma mensual, registrándose 300 nuevas unidades en las vías de la región Junín y cerca de la mitad de ellas, al circuito vial de Huancayo. En la actualidad, según las cifras dadas por la Gerencia de Tránsito y Transportes de la Municipalidad Provincial de Huancayo (MPH), la ciudad cuenta con un parque automotor de 70 mil vehículos que circulan en la Ciudad Incontrastable en el 2015.

(2)

El creciente parque automotor de Huancayo registra que entre los años 2013 al 2015 asciende a 15 666 nuevas unidades, lo que permite un incremento en el número de reparaciones bajo los planes de mantenimiento de los vehículos. Demandando que se realice en el menor tiempo posible, dando como resultado optimizar el tiempo de reparación y reducir los niveles de riesgos de accidentes.

En la actualidad, la reparación de motores de combustión interna en Huancayo, se realiza de forma tradicional, la cual consta en reparar el motor sobre el piso o una mesa de trabajo según el tipo de motor de combustión interna posicionándolo mediante tacos. Sin embargo, hasta la actualidad la forma de trabajo tiene inconvenientes por las siguientes razones:

- **El tiempo de reparación;** es decir, que el tiempo de reparación de los motores de combustión interna es muy extendido, lo que provoca una disminución del número de reparaciones por hora para su posterior entrega.
- **Probabilidad de accidentes;** es decir, que debido a las condiciones inadecuadas en las que se trabajan, en la reparación de motores de combustión interna, aumentan los niveles de riesgos de accidentes.

- **Capacidad limitada;** es decir, la reparación de motores de combustión interna que se realiza de forma tradicional solo es para ciertos tipos de motores que no sobrepasen la fuerza del hombre para poder manipularlas. Y por consecuencia, limita la reparación de otros tipos de motores de combustión interna que superan la fuerza humana para poder manipularlas.
- **La eficiencia humana limitada a la reparación de motores de combustión interna;** es decir, la forma de trabajos inadecuados limita la eficiencia para reparar motores de combustión interna, ya que no existe una iteración humano-máquina-ambiente.
- **Daños ocasionados a los motores de combustión interna;** es decir, debido a las condiciones inadecuadas que se trabajan en la reparación de motores de combustión interna no permiten realizar un eficiente trabajo ocasionando daños a los motores de combustión interna en su reparación.
- **Daños ocasionados al medio ambiente;** es decir, debido a las condiciones inadecuadas que se trabajan en la reparación de motores de combustión interna donde se emplean insumos y materiales como petróleo, gasolina, aceites, grasa, etc. Las condiciones inadecuadas de trabajo no permiten un adecuado control de los contaminantes.

Las causas anteriormente descritas traen como resultado la pérdida de dinero por la disminución del número de reparaciones de motores de combustión interna, ya que se pierde la oportunidad de un mayor ingreso.

Por esta razón, el presente proyecto de tesis tiene el objetivo de “diseñar un sistema de desplazamiento vertical y posicionamiento de trabajo de un soporte sujetador para motores de combustión interna de capacidad máxima de 1 300 kg” para optimizar el tiempo de reparación y reducir los niveles de riesgos de accidentes.

Contrarrestando las desventajas descritas anteriormente con las siguientes características:

- **Función principal:** se refiere a optimizar el tiempo de reparación y reducir los niveles de riesgos de accidentes en la reparación de motores de combustión interna de capacidad máxima de 1 300 kg.
- **Ergonomía:** el diseño del soporte sujetor para motores tendrá una correcta interacción humano-máquina-ambiente.
- **Seguridad:** tomando en cuenta los factores que influyen la seguridad en:
 - **La persona:** a fin de resguardar el estado físico del operario y los riesgos derivados en la reparación, instalación y funcionamiento (riesgos de accidentes), el diseño del soporte sujetor para motores contará con sistemas de protección en cada una de las operaciones.
 - **El motor de combustión interna:** que no sufran daños durante la reparación.
 - **El medio ambiente:** a fin de resguardar el medio ambiente el diseño del soporte sujetor para motores brindará un adecuado control de los insumos y materiales empleados para la reparación, como gasolina, petróleo, aceites, grasa, etc. A fin de conservar el medio ambiente cuando se realice la reparación del motor de combustión interna.
- **Productividad:** optimizando los tiempos de reparación, aumentamos el ratio de producción por unidad de tiempo como también, logramos mantener la calidad de los productos terminados; así mismo, la reducción de técnicos (mano de obra) es tres a uno en la reparación de motores de combustión interna.

A partir de esta parte, el título de la tesis denominada “Diseño de un sistema de desplazamiento vertical y posicionamiento de trabajo de un soporte sujetor para motores de combustión interna para la capacidad máxima de 1 300 kg” se considerará diseño del soporte sujetor para motores, para fines prácticos.

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO

El presente capítulo tiene por objetivo fundamentar el planteamiento del estudio de la tesis mediante la formulación del problema definiendo los objetivos generales y específicos de diseño de investigación tecnológica (desarrollo tecnológico).

1.1 Planteamiento y formulación del problema

El incremento del número de reparaciones bajo plan de mantenimiento entre los años 2013 al 2015 según las cifras dadas por la Gerencia de Tránsito y Transportes de la Municipalidad Provincial de Huancayo (MPH), es de 15 666 reparaciones de motores de combustión interna, el cual demanda que se realice en el menor tiempo posible. Dando como resultado optimizar el tiempo de reparación y reducir los niveles de riesgos de accidentes. El desarrollo detallado de la matriz de consistencia y la operacionalización de variables de la tesis se muestran en el Anexo 1.

¿Cómo sería el diseño del soporte sujeción para motores para optimizar el tiempo de reparación y reducir los niveles de riesgos de accidentes?

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

Diseñar el soporte sujetor para motores para optimizar el tiempo de reparación y reducir los niveles de riesgos de accidentes.

1.2.2 Objetivos específicos

- Diseñar el soporte sujetor para motores siguiendo la metodología basada en las recomendaciones de la Asociación Alemana de Ingenieros (VDI).
- Calcular y seleccionar los componentes del diseño del soporte sujetor para motores.
- Simular el comportamiento del diseño del soporte sujetor para motores utilizando un software CAD (*Solidworks Simulation*), verificando los factores de seguridad y desplazamientos máximos de los componentes seleccionados.
- Analizar los tiempos de reparación de motores y niveles de riesgo de accidentes entre la forma tradicional de reparación y la forma correcta de repararlos con el diseño del soporte sujetor para motores.

1.3 Justificación e importancia

- **Función principal:** la presente tesis servirá de base para la construcción del soporte sujetor para motores para que optimice el tiempo de reparación y reduzca los niveles de riesgos de accidentes.
- **Ergonomía:** teniendo una correcta iteración humano-máquina-ambiente bajo parámetros ergonómicos el diseño del soporte sujetor para motores logrará optimizar los tiempos de reparación de motores.
- **Seguridad:** tomando en cuenta los factores que influyen en la seguridad de:

- **La persona:** a fin de resguardar el estado físico del operario y reducir los riesgos de accidentes en la reparación de motores, el diseño del soporte sujetador contará con sistemas de seguridad (inmovilización) en cada proceso de la reparación.

- **El motor de combustión interna:** a fin de resguardar la integridad del motor de combustión interna de capacidad máxima de 1 300 kg se utilizará un plato universal que soporte sujetar todos los motores de combustión interna que no superen la capacidad determinada; así mismo, el diseño tendrá factores de seguridad superiores a los admisibles.

- **El medio ambiente:** a fin de conservar el medio ambiente cuando se realiza el diseño del soporte sujetador para motores, brindará un adecuado control de los insumos y materiales empleados para la reparación, tales como gasolina, petróleo, aceites, grasa y otros.

- **Productividad:** optimizando los tiempos de reparación, aumentamos el ratio de producción por unidad de tiempo como también logramos mantener la calidad de los productos terminados; así mismo, con el diseño del soporte sujetador para motores reduciremos el número de técnicos (mano de obra) de tres a uno en la reparación de motores.

- **Metodológica:** la realización de la tesis servirá como ejemplo de aplicación a las recomendaciones de la Asociación Alemana de Ingenieros (VDI). VDI 2221, que lleva como título Metodología de Diseño en Ingeniería Mecánica.

El método que se desarrolló, es el método generalizado, ya que se puede aplicar con mucha facilidad en nuestro medio.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

El presente capítulo tiene por objetivo fundamentar el marco teórico de la tesis con base al planteamiento del estudio que se realizó en el anterior capítulo, mediante la investigación de los antecedentes del problema, bases teóricas y las definiciones de los términos básicos, de la Investigación Tecnológica (Desarrollo Tecnológico).

2.1 Antecedentes del problema

Actualmente se puede encontrar en el mercado internacional soportes para las reparaciones de motores de combustión interna de uso sencillo con varios tipos de accionamiento:

- **Fuerza humana**

Existen soportes sujetores para motores que emplean un simple mecanismo de reducción de esfuerzos (engranajes) en el soporte, para reparación de motores como el soporte móvil ZES-100 de la Figura 1, cuya capacidad de carga es de 1 000 kg; además, existen soportes con mecanismo de reducción de esfuerzos como sin fin-corona en el soporte para reparación de motores como el soporte fijo *Aggregate Stand* 9986485 de la Figura 2.

Además, podemos encontrar máquinas que emplean mecanismos de reducción de esfuerzos (sinfín-corona) y a su vez se desplacen verticalmente para una altura de trabajo en el soporte para reparar de motores como el soporte fijo ww-RS-500 como se muestra de la Figura 3.

Debido a la simplicidad del segundo soporte sujetor para motores, es el más conocido en el mercado internacional debido a su relativo bajo precio, pero cabe indicar que solo ofrece un grado de libertad y no tiene ningún sistema de desplazamiento vertical para la altura de trabajo y solo es para una capacidad de 1 000 kg, por lo cual no estaría en competencia con el posterior diseño de un sistema de desplazamiento vertical y posicionamiento de trabajo de un soporte sujetor para motores de combustión interna de capacidad máxima de 1 300 kg.



Figura 1. Soporte móvil ZES-100

Fuente: <http://www.directindustry.es/prod/zinko-hydraulic-jack/product-54757-1104957.html>

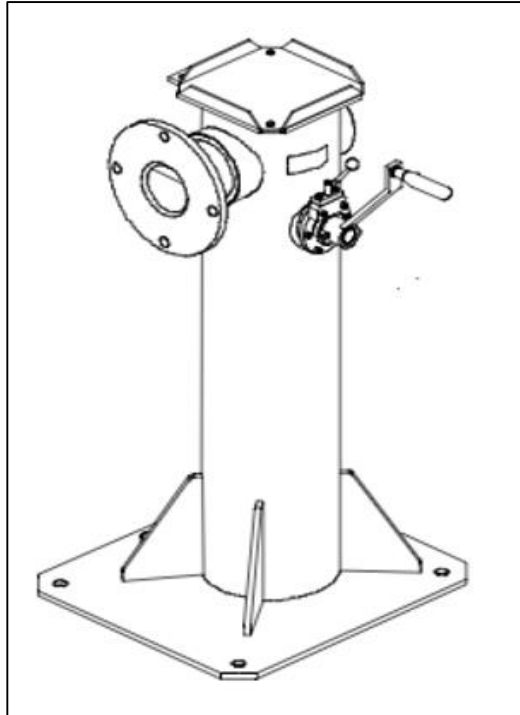


Figura 2. Soporte fijo Aggregate Stand 9986485

Fuente: <http://docplayer.se/8434660-Foretagspresentation-samekab-produkter-ab.html>



Figura 3. Soporte fijo ww-RS-500

Fuente: http://www.directindustry.es/prod/werner-weitner-gmbh/product-58778-1109079.html#product-item_1687164

- **Fuerza hidráulica**

También, existen soportes sujetores para motores accionados por sistemas hidráulicos como la de la Figura 4. Este tipo de máquina requiere de otros componentes adicionales como una unidad hidráulica, válvulas y mangueras los cuales aumentan considerablemente su precio. Es por esto que son poco difundidas en el mercado debido a su elevado costo y al espacio que ocuparían. (3)

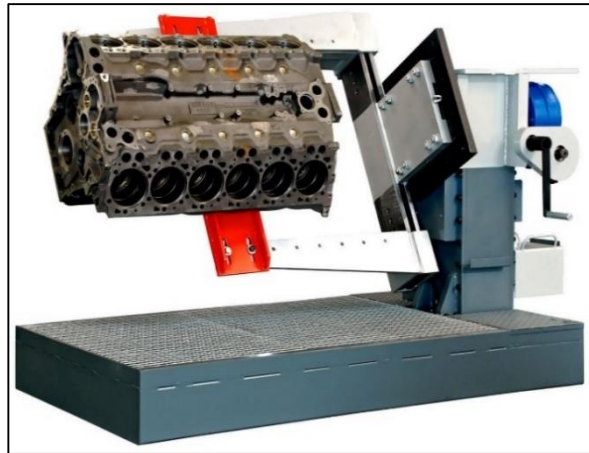


Figura 4. Soporte para reparaciones motor de Vehículo pesado WW-HV-2500

Fuente: <http://www.directindustry.es/prod/werner-weitner-gmbh/product-58778-1109067.html>

- **Accionamiento por motor eléctrico**

Asimismo, existen soportes sujetores para motores de accionamiento por motor eléctrico como la de la Figura 5. Este tipo de soportes requieren de otros componentes como motores eléctricos y un acople para poder entregar la fuerza necesaria para posicionar el motor mediante un mecanismo de engranajes de dientes rectos, igual que las anteriores máquinas, esta tampoco está muy difundida en el mercado debido al alto costo y gran tamaño. (3)

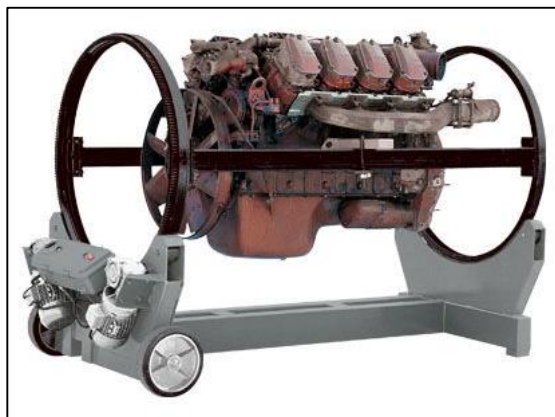


Figura 5. Banco rotativo para motores R15

Fuente: <https://ravaglioli.com/es/products/other-products/rotating-engine-stand/>

2.2 Bases teóricas del problema

2.2.1 Diseño de Tornillo Sinfín

2.2.1.1 Tipos de engranajes tornillo sinfín

Diseño de tornillo sinfín: los engranajes de tornillo sinfín, o engranajes de gusano, se usan para transmitir movimiento y potencia entre ejes que no se cruzan, por lo general forman 90° entre sí. La transmisión consiste en un sinfín o gusano, en el eje de alta velocidad, que tiene el aspecto general de una rosca de tornillo: una rosca cilíndrica helicoidal. Este sistema impulsa a una corona, que tiene un aspecto parecido al de un engranaje helicoidal. En la Figura 6, se muestran conjuntos de sinfín y coronas típicos. A veces a la corona se le llama corona sinfín o solo corona o engranaje. Los sinfines y coronas se consiguen con rosca de mano derecha o izquierda en el gusano, y los dientes correspondientes, diseñados en la corona, que afecta la dirección de giro de la corona. (4)

Se consiguen distintas variaciones de la geometría de transmisiones de sinfín, la más común, que se ve en las Figuras 6 y 7, usan un gusano cilíndrico que engrana en una corona cuyos dientes son cóncavos y abrazan parcialmente al gusano. A estos se les llama tipo envolvente sencillo de transmisión sinfín. El contacto entre la rosca del gusano y los dientes de la corona es a lo largo de una línea, y la capacidad de transmisión de potencia es bastante buena. Muchos fabricantes ofrecen este tipo de conjunto de sinfín como artículos de línea. La instalación del gusano es relativamente sencilla, porque no es muy crítico el alimento axial. Sin embargo, debe estar cuidadosamente alineado en dirección radial, para aprovechar las ventajas de la acción envolvente. La Figura 8 muestra un corte de un reductor comercial del gusano y corona. (4)

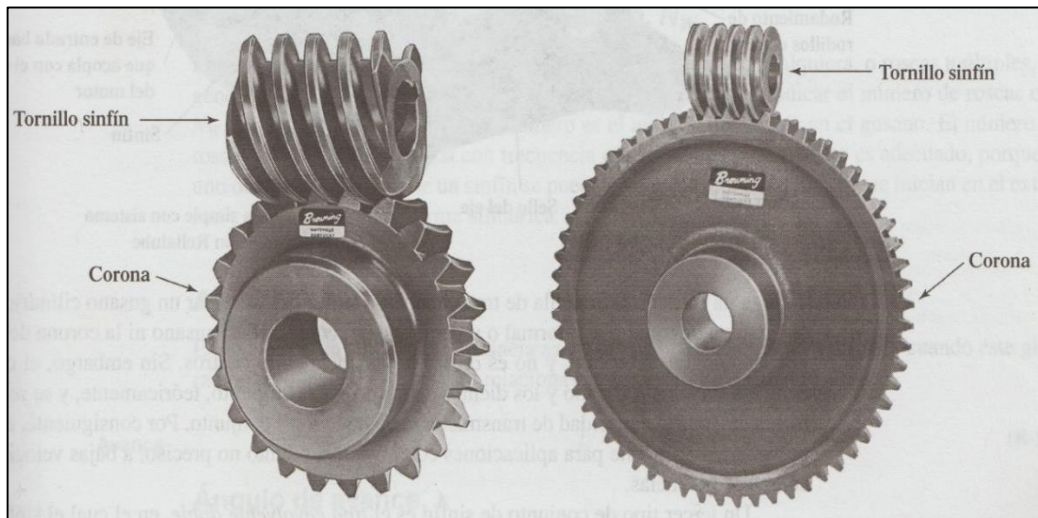


Figura 6. Sinfines y coronas
Fuente: Robert L. Mott, 2006

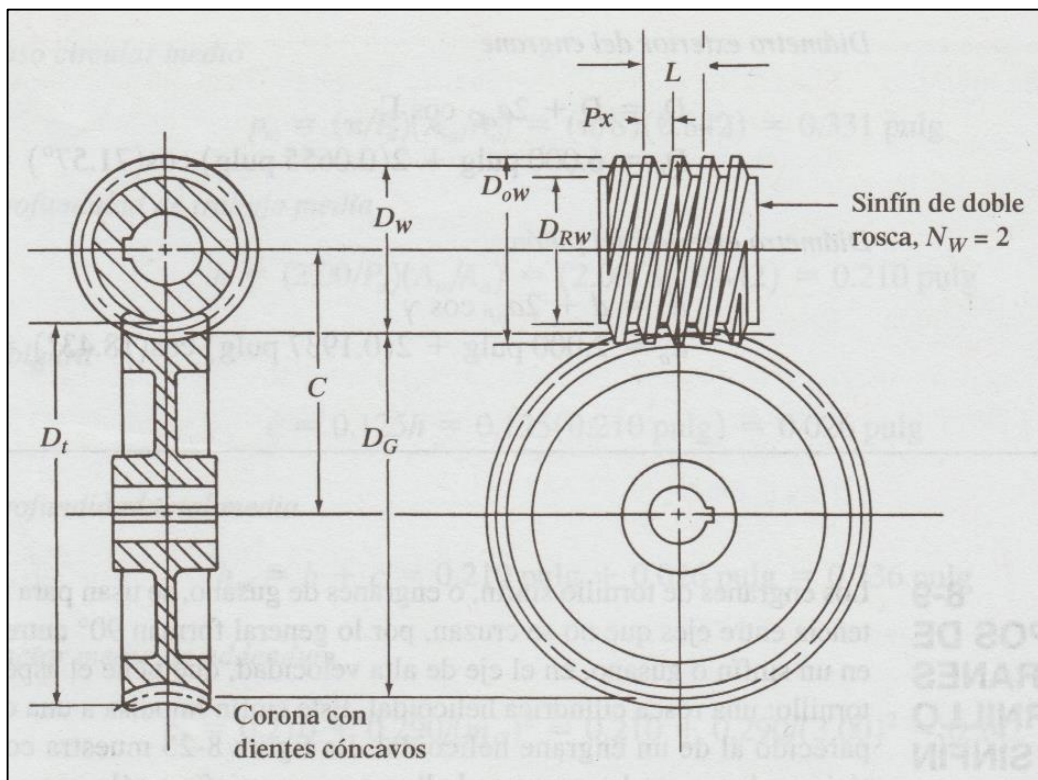


Figura 7. Conjunto de tornillo sinfín y corona envolvente simple
Fuente: Robert L. Mott, 2006

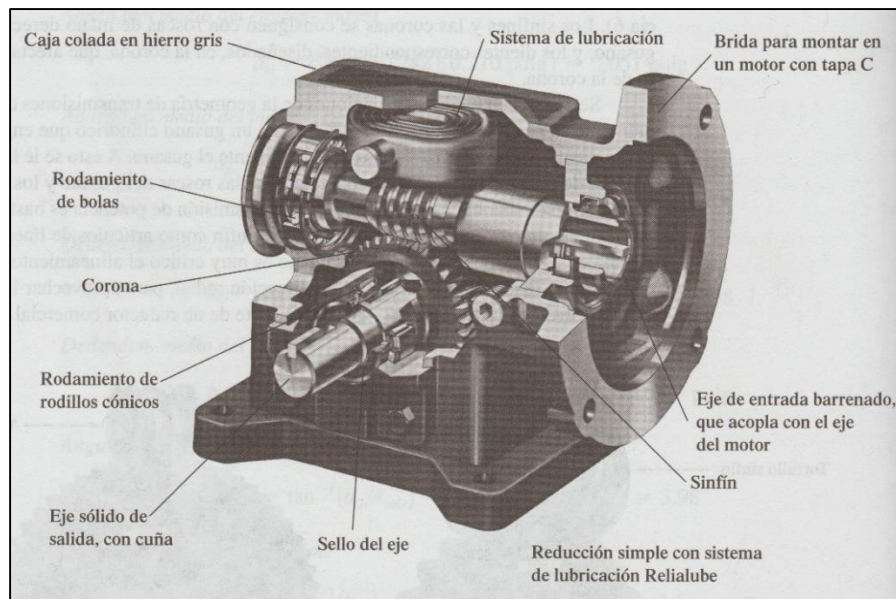


Figura 8. Reductor de tornillo sinfín y corona

Fuente: Robert L. Mott, 2006

Un tercer tipo de conjunto de sinfín es el tipo de envolvente doble, en el cual el sinfín tiene la forma de reloj de arena, es decir, más angosto en el centro, y engrana con una corona de tipo envolvente. Con esto se obtiene un área de contacto, y no una línea o punto de contacto; por consiguiente, permite tener un sistema mucho menor para transmitir determinada potencia a determinada relación de reducción. Sin embargo, es más difícil de fabricar esos gusanos, y es muy crítico el buen alineamiento tanto del sinfín como de la corona.

(4)

2.2.1.2 Consideraciones contractivas

Para grandes esfuerzos de transmisión y con el fin de un desgaste prematuro de las superficies de engranaje, no conviene que la corona termine en la parte cilíndrica como se representa en la Figura 9, esto puesto que, se aprovecha mal la zona de engrane. Es preferible la forma cóncava de los dientes inclinados en la Figura 10, de modo que rodeen un sector del sinfín.

(5)

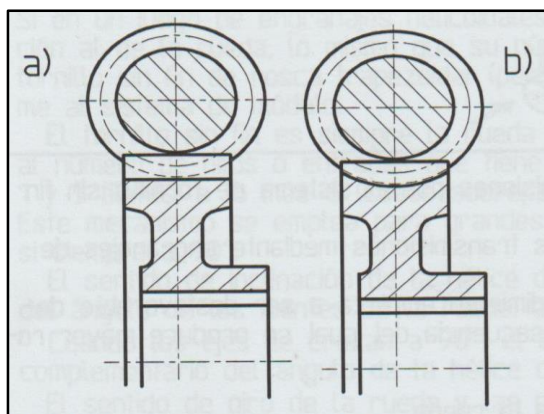


Figura 9. La terminación cilíndrica de los dientes se emplean solamente para pata transmitir pequeños esfuerzos

Fuente: Marino Carazo López, 2003

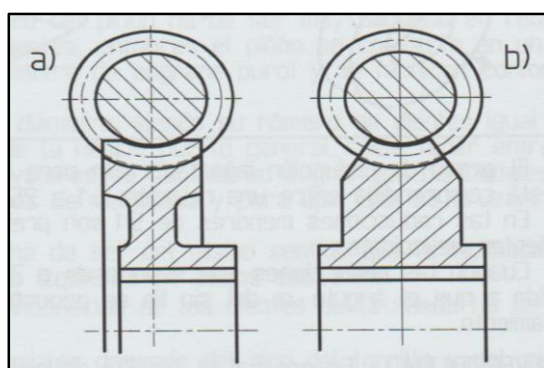


Figura 10. Para engranajes esfuerzos es posible la forma cóncava de la cabeza de los dientes

Fuente: Marino Carazo López, 2003

2.2.1.3 Conjunto de tornillo sinfín y corona de autorretención

Autorretención es la condición en la que el sinfín impulsa a la corona, pero si al eje de la corona se le aplica un par torsional, el sinfín no gira. ¡Está trabado! El atoramiento se debe a la fuerza de fricción entre las roscas del sinfín y los dientes de la corona, que depende mucho del ángulo de avance. Se recomienda que el ángulo de avance no sea mayor que 5.0° , aproximadamente, para asegurar que haya autorretención. Este ángulo de avance suele requerir el uso de un sinfín con una sola rosca; y el pequeño ángulo de avance da como resultado baja eficiencia, quizá tan pequeña como 60 o 70%. (4)

2.2.1.4 Geometría del tornillo sin-fin y su rueda

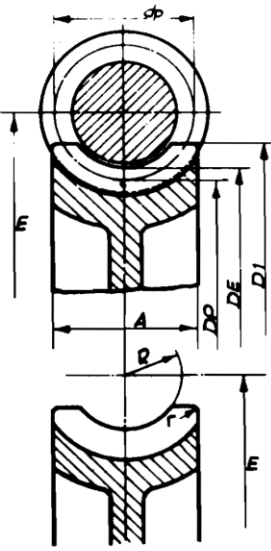
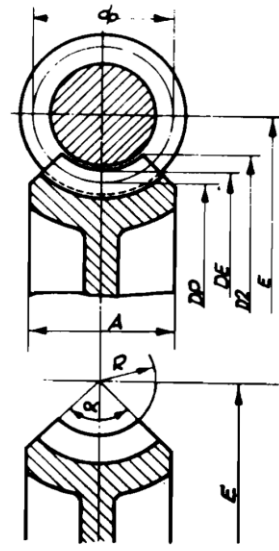
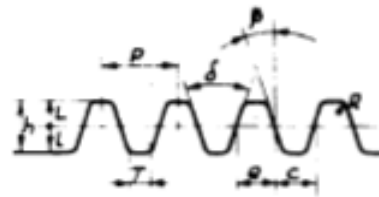
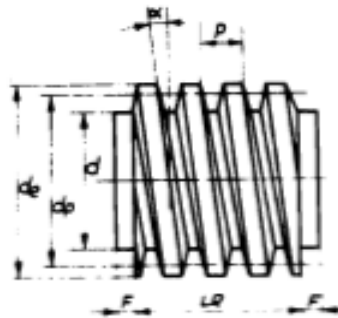
TORNILLO SIN-FIN Y SU RUEDA		
TIPO A	DESIGNACION	TIPO B
	<p>M = Módulo. P = Paso. DP = Diámetro primitivo. DE = Diámetro exterior. D1 · D2 = Diámetro mayor y sobre aristas. E = Distancia entre ejes de la rueda y sin-fin. A = Ancho de la rueda. r = Radio de la cabeza. R = Concavidad periférica. z = Angulo de las caras. N = Número de dientes. L = Altura de la cabeza del diente. = Altura del pie del diente. h = Altura total del diente. e = Espesor del diente. c = Espacio entre dientes.</p> <p>NOTA. — Se recomienda el empleo de la rueda tipo A, por ser más resistente, y sencilla su mecanización. En las relaciones se tomará el tornillo sin-fin como una rueda de 1-2-3-4 dientes según sea el número de filetes.</p>	
FORMULAS TIPO A		FORMULAS TIPO B
$M = \frac{P}{3,1416} = \frac{Dp}{N}$ $DE = (N + 2) \times M.$ $DP = N \times M.$ $D1 = DE + (0,4775 \times P), \text{ para tornillo sin-fin de filete simple y doble.}$ $D1 = DE + (0,3183 \times P), \text{ para triple y cuádruple.}$ $A = 2,38 \times P + 6 \text{ mm.}, \text{ para simple y doble.}$ $A = 2,15 \times P + 5 \text{ mm.}, \text{ para triple y cuádruple.}$ $R = 0,5 \times dp - M.$ $r = 0,25 \times P.$	$M = \frac{P}{3,1416} = \frac{DP}{N}$ $DE = (N + 2) \times M.$ $DP = N \times M.$ $D2 = 2 \left(R - R \times \cos \frac{z}{2} \right) + DE.$ $A = 2,38 \times P + 6 \text{ mm.}, \text{ para simple y doble filete.}$ $A = 2,15 \times P + 5 \text{ mm.}, \text{ para triple y cuádruple.}$ $R = 0,5 \times dp - M.$	
	$E = \frac{DP + dp}{2}$	
	— 184 —	

Figura 11. Rueda del sinfín

Fuente: Arcadio López Casillas, 1997

Conclusión: se utilizarán las “fórmulas del tipo A” para el diseño y su rueda del tornillo sin-fin teniendo en consideración que será de filete simple o entrada.

TORNILLO SIN-FIN Y SU RUEDA



Sección del filete según eje

FORMULAS

$$M = \frac{P}{3,1416}; \quad P = M \times 3,1416.$$

Paso para el torno si el tornillo tiene más de un filete o entrada = $P \times n$.

$$\text{Tg } \alpha = \frac{P}{dp \times 3,1416} = \frac{M}{dp}$$

$$de = dp + 2M = dp + 2L.$$

$$dp = de - 2M = de - 2L.$$

$$d = de - 2h; \quad h = 2,167 \times M.$$

$$L = M; \quad l = 1,167 \times M.$$

$$e = 2; \quad c = 2.$$

$$\beta = \text{Filete normal } 14 \frac{1}{2}^\circ.$$

$$\beta = \text{Filete reforzado } 20^\circ.$$

$$\beta = \text{Filete para pasos largos } 30^\circ.$$

$$T = \left(\frac{P \times \cotg \beta}{4} - l \right) \times 2 \times \text{tg } \beta.$$

$$LR =$$

$$P \times \left(4,5 + \frac{N.^\circ \text{ de dientes rueda}}{50} \right).$$

$$F = P; \quad R = 0,05 \times P.$$

Nota. — Como norma actual en los tornillos sin-fin de:

Filete simple y doble, $\alpha = 29^\circ$.

Filete triple y cuádruple, $\alpha = 40^\circ$.

Filetes para pasos largos, $\alpha = 60^\circ$.

En algunos casos también se utiliza 40° para filete simple y doble.

DESIGNACION

M = Módulo.

n = Número de filetes o entradas.

P = Paso lineal.

α = Ángulo de inclinación del filete o de la hélice.

de = Diámetro exterior.

dp = Diámetro primitivo.

d = Diámetro al fondo del hilo.

LR = Longitud de la parte roscada.

F = Extremos sin rosca.

h = Altura total del filete.

L = Altura de la cabeza del filete.

l = Altura del pie del filete.

e = Espesor del filete.

c = Espacio entre filetes.

β = Ángulo en el flanco del filete.

T = Ancho en el fondo del filete y ancho de la punta de la cuchilla para roscar.

R = Radio en la cabeza del filete.

α = Ángulo total entre flancos.

Figura 12. Tornillo sin-fin

Fuente: Arcadio López Casillas, 1997

Conclusión: ya que se utilizarán las “fórmulas del tipo A” para el diseño de la rueda del tornillo sin-fin, se considera que para el diseño del tornillo sin-fin será de filete simple o entrada; así mismo, el ángulo en el flanco del filete es de $14 \frac{1}{2}$ (Filete normal).

2.2.1.5 Cálculo de cargas

Los procedimientos propuestos en el presente trabajo de investigación se basan en las recomendaciones del libro que lleva como título “Diseño de elemento de máquinas tornillo sin fin rueda dentada”(6), del cual se han extraído las instrucciones que dan la estructura para el cálculo de cargas que se utilizará en el presente proyecto de tesis, a continuación se detalla dichas recomendaciones.

Para simplificar el estudio y evaluación de las cargas que se producen en las transmisiones por gusano, la fuerza normal al diente W puede tratarse en términos de sus componentes sobre tres ejes coordenados perpendiculares.

En la Figura 13, están representadas las acciones P , S , W^t que el tornillo sin fin produce sobre la rueda dentada, cuando estos elementos giran según los sentidos indicados por las flechas.

- P es la fuerza tangencial del gusano, a la distancia r_1 (radio de paso) de su eje y que para la rueda viene a ser una carga axial (o lateral), aplicada a la distancia r_2 (radio de paso) de su eje
- S es la fuerza que tiene a separar al gusano de la rueda y se debe al ángulo de presión. Para ambos elementos esta interacción es de dirección radial
- W^t es la carga tangencial sobre la rueda, que aparece por la acción de la hélice del gusano y que viene a ser una carga de carácter axial para dicho gusano

Con ayuda de la Figura 14, se puede evaluar fácilmente estas cargas. Según (b), las cargas W normal a un diente de la rueda, se descomponen en:

$$S \text{ y } W \times \cos \phi_n$$

A la vez, según (a), este mismo componente $W \cdot \cos \phi_n$, se descompone en:

$$W \cdot \cos \phi_n \cdot \cos \lambda \text{ y } W \cdot \cos \phi_n \cdot \sin \lambda$$

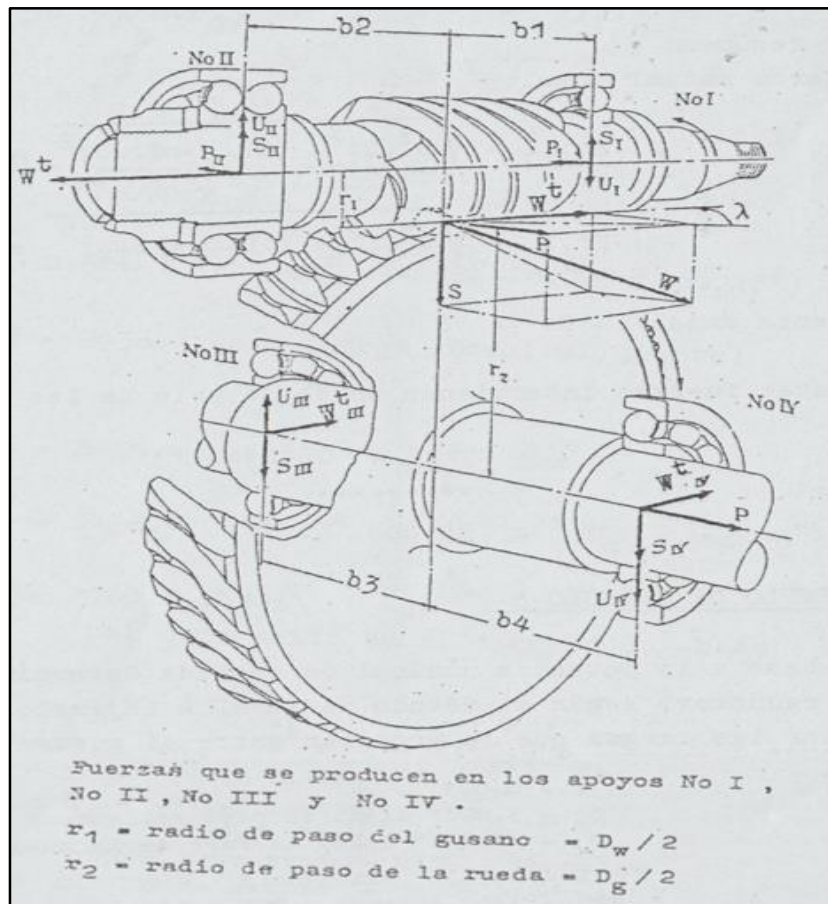


Figura 13. Componentes P, S, W^t aplicadas al diente de la rueda

Fuente: Marcos Alegre V, 1998

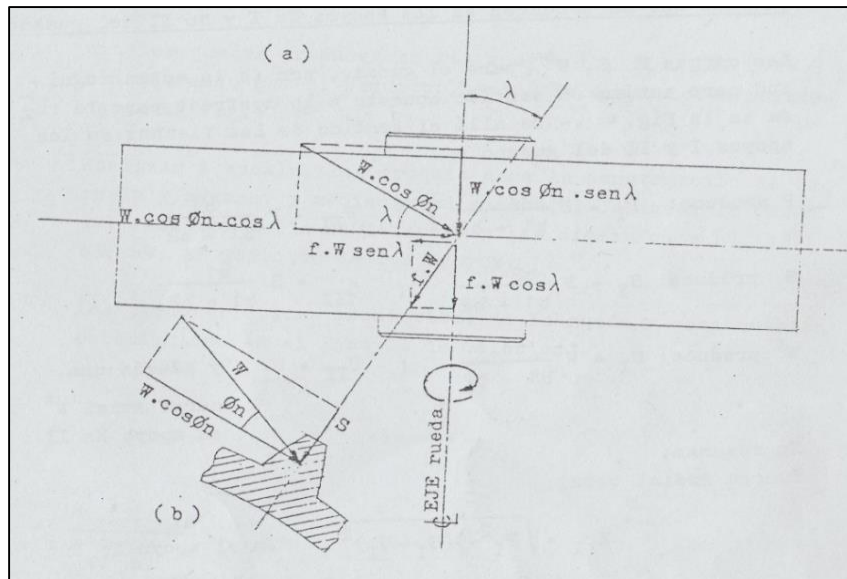


Figura 14. Descomposición de la fuerza normal W y de la fuerza de fricción $f.W$

Fuente: Marcos Alegre V, 1998

También, según (a) la fuerza de fricción $f.W$ que aparece en la cara del diente, se descompone en:

$$f \times W \sin \lambda \quad \text{y} \quad f \times W \cos \lambda$$

Por consiguiente:

$$P = W (\cos \phi_n \times \sin \lambda + f \times \cos \lambda)$$

$$S = W \times \cos \phi_n$$

$$W^t = W (\cos \phi_n \times \cos \lambda - f \times \cos \lambda)$$

- **Fuerzas que se producen en los apoyos $N_0 I$ y $N_0 II$ del gusano**

Las cargas P , S , W^t para el gusano, son de la misma magnitud, pero actúan en sentido opuesto a lo mostrado para la rueda de la Figura 13. De allí el sentido de las flechas en los apoyos I y II del gusano.

P produce :	$P_I = P \frac{b_2}{b_1 + b_2}$	$P_{II} = P \frac{b_1}{b_1 + b_2}$
S produce:	$S_I = S \frac{b_2}{b_1 + b_2}$	$S_{II} = S \frac{b_1}{b_1 + b_2}$
W^t produce:	$U_I = W^t \frac{b_2}{b_1 + b_2}$	$U_{II} = U_I$ y además una carga axial W^t en apoyo $N_0 II$

En resumen.

Fuerza radial total:

$$Fr_I = \sqrt{P_I^2 + (S_I - S_{II})^2} \quad \text{en el apoyo } N_0 I$$

$$Fr_{II} = \sqrt{P_{II}^2 + (S_{II} + S_I)^2} \quad \text{en el apoyo } N_0 II$$

Fuerza axial:

$$Fa = W^t \quad \text{en el apoyo } N_0 II$$

(Estas fuerzas intervienen en el cálculo de los rodamientos)

- **Fuerzas que se producen en los apoyos $N_0 III$ y $N_0 VI$ de la rueda**

Las cargas P , S , W^t actúan sobre la rueda, según los sentidos mostrados en la Figura 13. De allí el sentido de las flechas en los apoyos III y IV de la rueda.

$$P \text{ produce : } \quad U_{III} = P \frac{r_2}{b_3 + b_4} \quad ; \quad U_{IV} = U_{III} \text{ y además una carga axial = P en IV.}$$

$$S \text{ produce: } \quad S_{III} = S \frac{b_4}{b_3 + b_4} \quad ; \quad S_{IV} = S \frac{b_3}{b_3 + b_4}$$

$$W^t \text{ produce: } \quad W^t_{III} = W^t \frac{b_4}{b_3 + b_4} \quad ; \quad W^t_{VI} = W^t - \frac{b_3}{b_3 + b_4}$$

En resumen.

Fuerza radial total:

$$Fr_{III} = \sqrt{W^t_{III}{}^2 + (U_{III} - S_{III})^2} \quad \text{en apoyo III}$$

$$Fr_{IV} = \sqrt{W^t_{IV}{}^2 + (U_{IV} + S_{IV})^2} \quad \text{en apoyo IV}$$

Fuerza axial:

$$Fa = P \quad \text{en apoyo IV}$$

(Estas fuerzas intervienen en el cálculo de los rodamientos)

Teniendo presente la “Geometría del tornillo sin-fin y su tuerca” ya presentada anteriormente, se convertirán a sistema inglés para hallar los cálculos de cargas y las fuerzas que se producen en los apoyos del gusano y la rueda, por trabajar con tablas y fórmulas establecidas en el mismo sistema como es el caso de:

➤ Factor de fricción (*f*)

El factor de fricción, varía de acuerdo al lubricante, al acabado de las superficies y también según experimentos, de acuerdo a la velocidad friccional.

Así para gusanos de acero endurecido, bien acabados, lubricación adecuada y rueda de bronce, se indican las ecuaciones:

$$f = \frac{0.155}{V_s^{0.2}} \quad \text{cuando} \quad 3 < V_s < 70 \quad \text{pies/min}$$

$$f = \frac{0.32}{V_s^{0.36}} \quad \text{cuando} \quad 70 < V_s < 3000 \quad \text{pies/min}$$

Para acabados muy cuidadosos se han logrado factores de fricción hasta 0.02.

Los gusanos ordinarios de uso industrial, con buena lubricación, alcanzan alrededor de 0.05 y con lubricación indiferente a velocidades bajas, alrededor de 0.15. (6)

➤ **Potencia nominal de entrada (HP_n)**

La potencia nominal de entrada en una máquina está dada en HP, pero el accionamiento de la máquina a diseñar está accionado por fuerza humana y palanca.

✓ Torques de entrada y salida para hallar la fuerza tangencial del gusano “P”:

Formula:

$$T_{ent} = \frac{63000 \times HP_n}{RPM_{gusano}}$$

Donde:

T_{ent} = Torques de entrada (lb.pul)

HP_n = Potencia nominal (hp)

RPM_{gusano} = Revoluciones por minuto del gusano (rpm)

2.2.1.6 Ergonomía

Para llevar a cabo un buen diseño del puesto de trabajo es imprescindible determinar los espacios necesarios para desarrollar la actividad requerida; en segundo lugar, se necesita conocer la postura adoptada que, junto con la repetición de movimiento y la fuerza necesaria para ejecutar las tareas, nos indicará cuál es el puesto con el menor riesgo de lesiones. (7)

- **Distancia ergonómica de trabajo**

Según Francesco Provenza autor de “Projetista de máquinas”(8), indica el rango de altura mínima y máxima de la manija, como se muestra el esfuerzo en los comandados en la Figura 15.

También, determina que el esfuerzo máximo ergonómico de la palanca (A), cuando es movimiento en el plano vertical horario o antihorario es 34 kg.

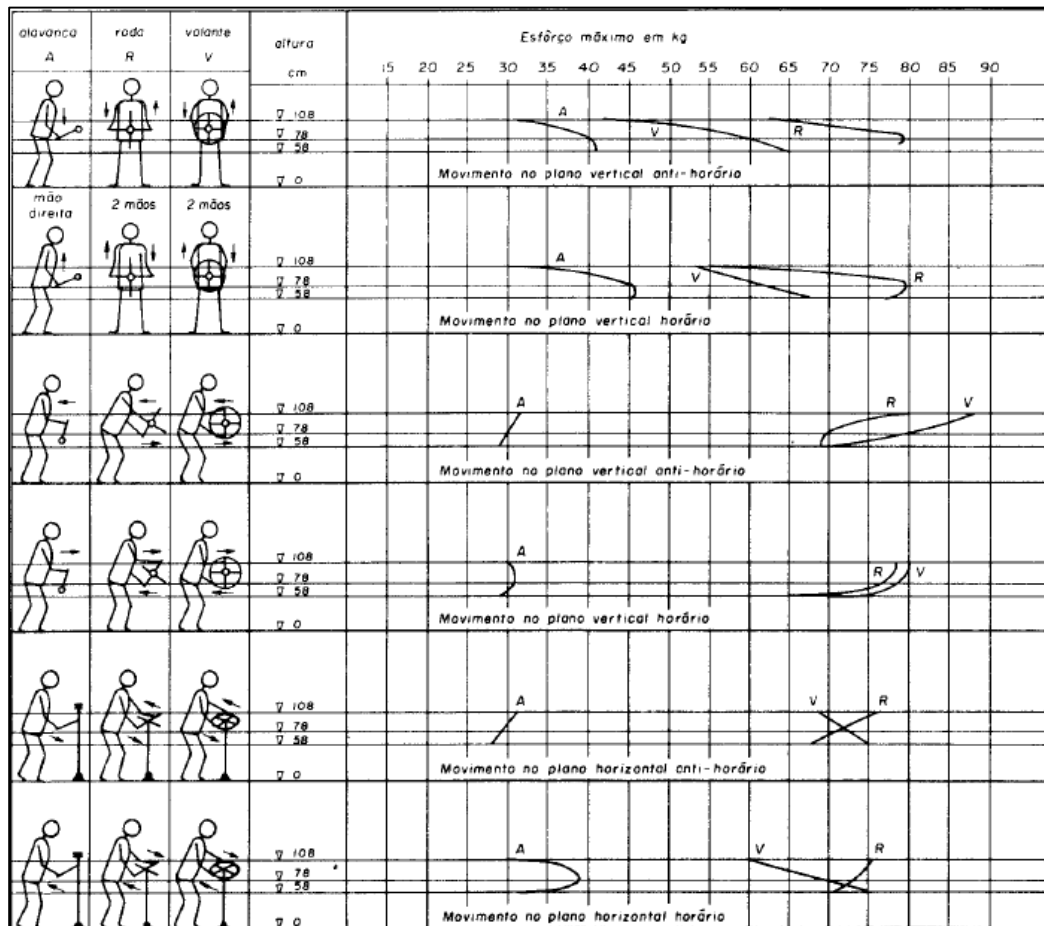


Figura 15. Esfuerzo en los comandados

Fuente: Francesco Provenza, 1960

- **Esfuerzo máximo ergonómico**

A modo de indicación general, el peso máximo que se recomienda no sobrepasar (en condiciones ideales de manipulación), es de 25 kg. (9)

- ✓ Trabajadores sanos y entrenados

En circunstancias especiales, trabajadores sanos y entrenados físicamente podrían manipular cargas de hasta 40 kg, siempre que la tarea se realice de forma esporádica y en condiciones seguras. (Esto supone multiplicar los 25 kg de referencia por un factor de corrección de 1,6). Naturalmente,

el porcentaje de población protegida sería mucho menor, aunque los estudios realizados hasta la fecha no determinan concretamente este porcentaje. No se deberían exceder los 40 kg bajo ninguna circunstancia. (9)

Debido a que los puestos de trabajo deberían ser accesibles para toda la población trabajadora, exceder el límite de 25 kg debe ser considerado como una excepción. (9)

Tabla 1. Peso máximo recomendado para una carga en condiciones ideales de levantamiento

	Peso máximo	Factor corrección	% Población protegida
En general	25 kg	1	85%
Mayor protección	15 kg	0,6	95%
Trabajadores entrenados (situaciones aisladas)	40 kg	1,6	Datos no disponibles

Fuente: http://ccool.webs.upv.es/Salud_Laboral/Guia_manipulacion_Cargas/G_cargas.htm

✓ Posición de la carga con respecto al cuerpo:

El peso teórico recomendado que se podría manejar en función de la posición de la carga con respecto al cuerpo se indica en la Figura 16. (9)

Cuando se manipulen cargas en más de una zona se tendrá en cuenta la más desfavorable para mayor seguridad. Los saltos de una zona a otra no son bruscos, por lo que quedará a criterio del evaluador tener en cuenta, incluso valores medios, cuando la carga se encuentre cercana a la transición de una zona a otra. (9)

El mayor peso teórico recomendado es de 25 kg, que corresponde a la posición de la carga más favorable; es decir, pegada al cuerpo, a una altura comprendida entre los codos y los nudillos. (9)

Cuando se trate de ofrecer mayor protección, cubriendo a la mayoría de la población (hasta el 95%), el peso teórico recomendado en condiciones ideales de levantamiento es de 15 kg. (9)

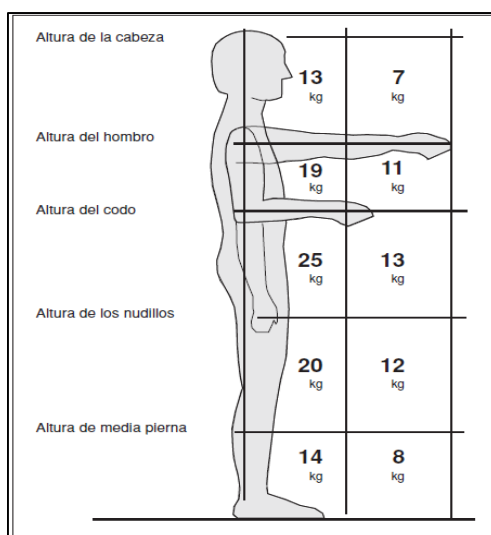


Figura 16. Peso teórico recomendado en función de la zona de manipulación

Fuente: http://ccool.webs.upv.es/Salud_Laboral/Guia_manipulacion_Cargas/G_cargas.htm

2.2.2 Diseño de árbol

2.2.2.1 Conceptos generales

Un árbol es un componente de dispositivos mecánicos que transmiten movimiento rotatorio y potencia. Es parte de cualquier sistema mecánico donde la potencia se transmite desde un primotore, que puede ser un motor eléctrico o de combustión, a otra parte giratoria del sistema. ¿Puede identificar algunos tipos de sistema mecánico que contengan elementos giratorios que transmitan potencia? (4)

Aquí están algunos ejemplos: transmisiones de velocidad con engranajes, bandas o cadenas, transportadores, bombas ventiladores, agitadores y muchos tipos de automatización. (4)

Es probable que se encuentre gran variedad en el diseño de los ejes, en diversos equipos. Se observa que las funciones de un eje tienen una gran influencia sobre su diseño. La geometría de un eje está muy influida por elementos acoplados como los cojinetes, los acoplamientos, los engranajes, las catarinas u otros elementos de transmisión de potencia. (4)

2.2.2.2 Materiales para la fabricación de ejes

La deflexión no se ve afectada por la resistencia, sino por la rigidez, representada por el módulo de elasticidad, que es esencialmente constante en todos los aceros. Por esa razón, la rigidez no puede controlarse mediante decisiones sobre el material, sino sólo por decisiones geométricas. (10)

La resistencia necesaria para soportar esfuerzos de carga afecta la elección de los materiales y sus tratamientos. Muchos ejes están hechos de acero de bajo carbono, acero estirado en frío o acero laminado en caliente, como son los aceros ANSI 1020-1050. (10)

2.2.2.3 Configuración de eje

La configuración general de un eje para acomodar los elementos que lo conforman, por ejemplo, engranes, cojinetes y poleas; debe especificarse en los primeros pasos del proceso de diseño para realizar un análisis de fuerzas de cuerpo libre y obtener diagramas de momento cortante. Por lo general, la geometría de un eje es la de un cilindro escalonado. El uso de hombros o resaltos constituye un medio excelente para localizar en forma axial los elementos del eje y para ejecutar cualquier carga de empuje necesaria. En la Figura 17 se muestra un ejemplo de un eje escalonado que soporta el engrane de un reductor de velocidad de corona sinfín. (10)

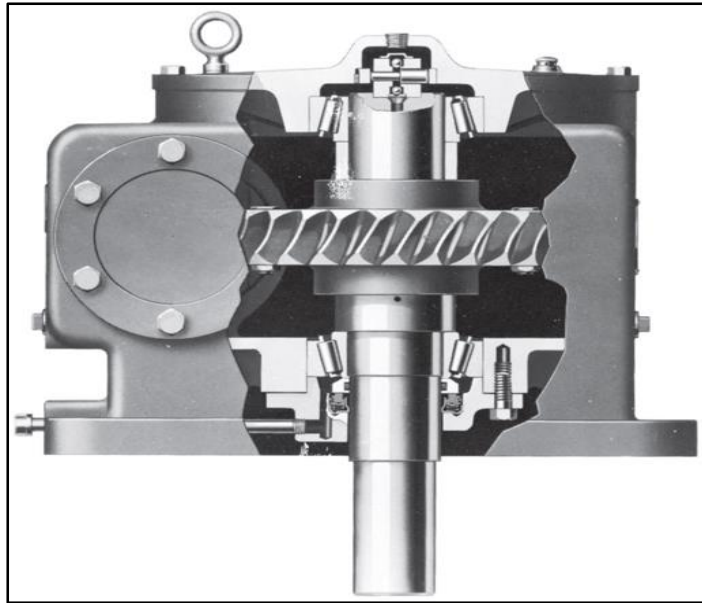


Figura 17. Reductor vertical de velocidad de tornillo sinfín

Fuente: Budynas, Richard G. J, Keith Nisbett, 2012

- **Configuración axial de componentes**

A menudo, el posicionamiento axial de los componentes está determinado por la configuración de la carcasa y otros componentes de engranaje. En general, resulta mejor apoyar los componentes que soportan carga entre cojinetes, como en la Figura 18, en lugar de colocar los cojinetes en voladizo como en la Figura 19. Con frecuencia, las poleas y ruedas dentadas necesitan montarse por fuera para facilitar la instalación de la banda o cadena. La longitud del voladizo debe mantenerse corta para minimizar la deflexión. (10)

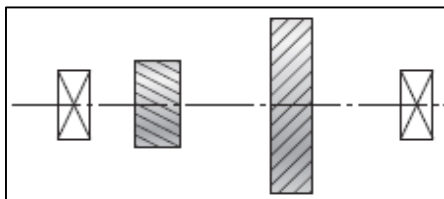


Figura 18. Elija la configuración de un eje para soportar y ubicar los dos engranes y los dos cojinetes

Fuente: Budynas, Richard G. J, Keith Nisbett, 2012

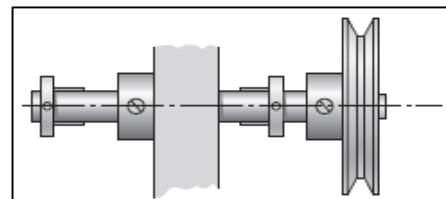


Figura 19. Elija la configuración del eje de un ventilador

Fuente: Budynas, Richard G. J, Keith Nisbett, 2012

- **Soporte de cargas axiales**

En los casos donde las cargas axiales no son triviales, es necesario proporcionar un medio para transferir las cargas axiales al eje, y después, mediante un cojinete, al soporte fijo. Esto será particularmente necesario con engranes helicoidales o cónicos, o cojinetes ahusados de rodillo, puesto que cada uno de ellos produce componentes de fuerza axial. Con frecuencia, el mismo medio por el que se proporciona localización axial, por ejemplo, hombros, anillos de retención y pasadores; también, se usará para transmitir la carga axial en el eje. (10)

Por lo general, es mejor tener solo un cojinete para soportar la carga axial, lo que permite tolerancias más grandes en las dimensiones de la longitud del eje, y evita que se apriete si el eje se expande debido a los cambios de temperatura. Esto es particularmente importante en el caso de ejes largos. (10)

- **Transmisión de par de torsión**

Muchas flechas sirven para transmitir un par de torsión de un engrane o polea de entrada, a través del eje, a un engrane o polea de salida. Por supuesto, el eje debe tener el tamaño adecuado para soportar el esfuerzo y la deflexión por torsión. También, es necesario proporcionar un medio para transmitir el par de torsión entre el eje y los engranes. Los elementos comunes para transmitir el par de torsión son: (10)

- ✓ Cuñas
- ✓ Ejes estriados
- ✓ Tornillos de fijación
- ✓ Pasadores
- ✓ Ajustes a presión o por contracción
- ✓ Ajustes ahusados

- **Ensamblaje y desensamble**

Es necesario tener en consideración el método de ensamblado de los componentes en el eje y el ensamblado del eje en el marco. Por lo general, esto requiere el diámetro más grande en el centro del eje y diámetros progresivamente más pequeños hacia los extremos, para permitir que los componentes se deslicen hacia las puntas. Si se necesita un hombro en ambos lados de un componente, debe crearse uno de ellos mediante algo como un anillo de retención o mediante un manguito entre los dos componentes. (10)

2.2.2.4 Diseño del eje para el esfuerzo

- **Ubicaciones críticas**

No es necesario evaluar los esfuerzos en todos los puntos de un eje; es suficiente hacerlo en unas cuantas ubicaciones potencialmente críticas. Por lo general, estas ubicaciones se localizan en la superficie exterior, en ubicaciones axiales donde el momento flexionante es grande, donde el par de torsión está presente y donde existen concentraciones de esfuerzo. Por comparación directa de diferentes puntos a lo largo del eje, pueden identificarse unas cuantas ubicaciones críticas sobre las cuales puede basarse el diseño. También, resulta útil una evaluación de situaciones de esfuerzo típicas. (10)

- **Esfuerzos de ejes**

Los esfuerzos de flexión, torsión o axiales pueden estar presentes tanto medios como alternantes. Para el análisis, es suficientemente simple combinar los diferentes tipos en esfuerzos de Von Mises alternantes y medios. (10)

Algunas veces es conveniente adaptar las ecuaciones para aplicaciones de ejes. En general, las cargas axiales son comparativamente muy pequeñas en ubicaciones críticas donde dominan la flexión y la torsión. (10)

Cuando se combinan estos esfuerzos de acuerdo con la teoría de falla por energía de distorsión, los esfuerzos de Von Mises para ejes giratorios, redondos y sólidos, sin tomar en cuenta las cargas axiales, están dados por: (10)

$$d = \left(\frac{16}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4 (K_f M_a)^2 + 3 (K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4 (K_f M_m)^2 + 3 (K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/2} \right)^{1/3}$$

Para propósitos de diseño, también es deseable resolver la ecuación para el diámetro.

Según el libro de Shigley esto resulta en: (10)

$$d = \left\{ \frac{16 n}{\pi S_e} \left[4 (K_f M_a)^2 + 3 (K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \dots\dots\dots(2.4)$$

Donde:

- d = Diámetro de árbol
- n = Factor de seguridad
- K_f = Factor de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión
- S_e = Límite de fluencia
- M_a = Momentos flexionante alternante
- K_{fs} = Factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la torsión
- T_a = Pares de torsión alternante

- **Estimación de concentración de esfuerzo**

El proceso de análisis del esfuerzo de la fatiga depende en gran medida de las concentraciones del esfuerzo. En el caso de los hombros y los cuñeros, las concentraciones del esfuerzo dependen de las especificaciones de tamaño que no se conocen en el primer paso del proceso. Por fortuna, como casi siempre estos elementos tienen proporciones estándar, es posible estimar los factores de concentración del esfuerzo para el diseño inicial del eje. Estas concentraciones del esfuerzo se afinarán en iteraciones sucesivas, una vez que se conozcan los detalles. (10)

Existe una variación significativa entre los cojinetes típicos en la relación del radio del filete con el diámetro de perforación, donde r/d tiene valores típicos que van alrededor de 0.02 a 0.06. (10)

En el caso del filete hombro estándar, para estimar los valores K_t en la primera iteración, debe seleccionarse una relación r/d de manera que puedan obtenerse los valores de K_t ; para el peor extremo del espectro, con $r/d = 0.02$. (10)

En la Tabla 2 se resumen algunos factores de la concentración del esfuerzo típico de la primera iteración en el diseño de un eje. (10)

Tabla 2. Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo K_t y K_{ts}

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d = 0.02$)	2.14	3.0	—
Cuñero de patín o trapecoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0
Los valores faltantes en la tabla no pueden obtenerse con facilidad.			

Fuente: Budynas, Richard G. J, Keith Nisbett, 2012

➤ **Concentración del esfuerzo y sensibilidad a la muesca**

El factor K_f se llama comúnmente factor de concentración del esfuerzo por fatiga, y a eso se debe el subíndice f . Entonces, es conveniente pensar en K_f como un factor de concentración del esfuerzo reducido de K_t debido a la disminución de la sensibilidad a la muesca. El factor resultante se define mediante la ecuación. (10)

En el trabajo de análisis o diseño, primero se encuentra K_f , a partir de la geometría de la parte. Después, se especifica el material, encontrando q , y despejando para K_f de la ecuación. (10)

El factor K_f se llama comúnmente factor de concentración del esfuerzo por fatiga: (10)

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad \text{o bien} \quad K_{fS} = 1 + q_{constante}(K_{tS} - 1)$$

.....(2.4.1)

• **Para la flexión inversa o la carga axial**

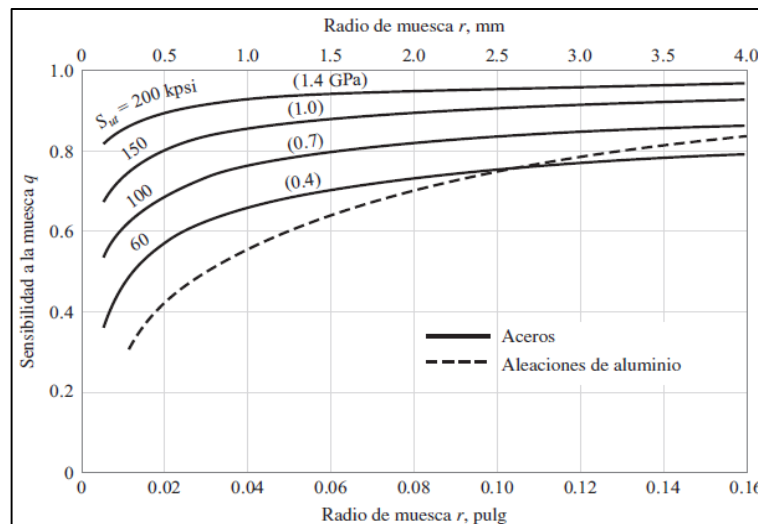


Figura 20. Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas

Fuente: Budynas, Richard G. J, Keith Nisbett, 2012

- **Para la torsión inversa**

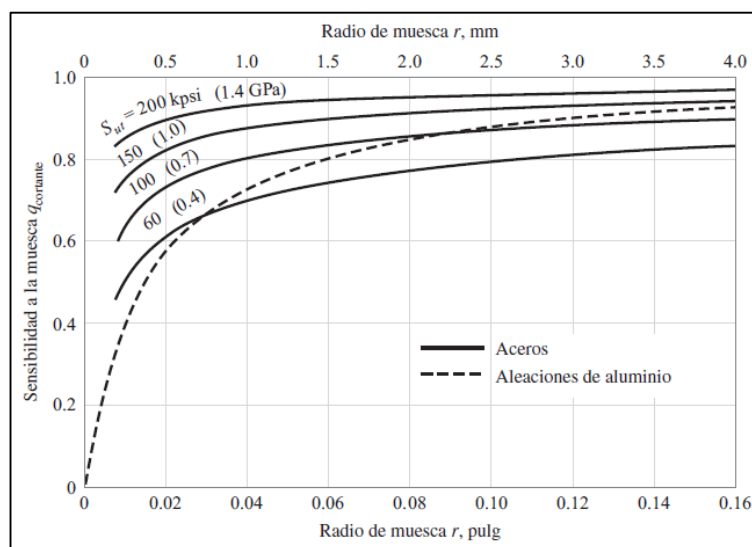


Figura 21. Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa

Fuente: Budynas, Richard G. J, Keith Nisbett, 2012

- **Factor de diseño y factor de seguridad**

En este caso, el factor se conoce como factor de seguridad n , que tiene la misma definición que el factor de diseño, pero por lo general difiere en su valor numérico. (10)

Con el Factor de Seguridad (FS) se tratan de cubrir las dudas o incertidumbre que se presenten durante el cálculo. Se define como una relación numérica de la siguiente manera: el factor de seguridad existente es la relación entre el esfuerzo límite del material y el esfuerzo de trabajo actuante. Este último corresponde, en general, al esfuerzo equivalente calculado a través de alguna teoría de falla adecuada. (11)

Es decir:

$$FS = \frac{\sigma_{Lim}}{\sigma_{eq}} (> 1)$$

Donde:

σ_{Lim} = esfuerzo límite del material

σ_{eq} = esfuerzo de trabajo actuante (esfuerzo equivalente)

FS = factor de seguridad

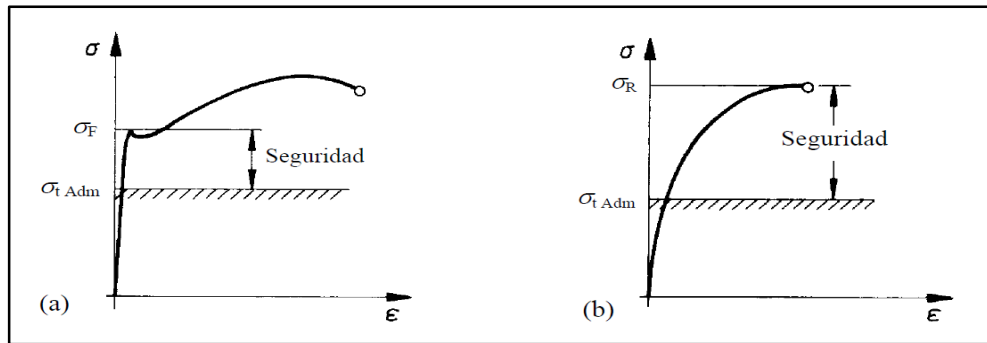


Figura 22. Margen de seguridad para los casos de: a) material dúctil y b) material frágil

Fuente: https://www.academia.edu/7431790/Cap_1_Teorías_de_Falla

Tabla 3. Factores de Seguridad recomendados para la construcción de maquinaria

Caso	Factor de Seguridad FS	Observaciones
1	1,25 ... 1,5	Para materiales excepcionalmente confiables usados bajo condiciones controladas y sujetos a carga y esfuerzos que pueden determinarse con exactitud. Una consideración muy importante es que casi siempre se usan para pesos pequeños.
2	1,5 ... 2	Para materiales bien conocidos, para condiciones de medio ambiente razonablemente constante y sujeto a carga y esfuerzos que puedan calcularse con facilidad.
3	2 ... 2,5	Para materiales promedio que trabajen en condiciones de medio ambiente ordinarias y sujetos a cargas y esfuerzos que puedan calcularse.
4	2,5 ... 3	Para materiales poco experimentados o para materiales frágiles en condiciones promedio de medio ambiente, carga y esfuerzo.
5	3 ... 4	Para materiales no experimentados usados para condiciones promedio de medio ambiente, carga y esfuerzo.
6	3 ... 4	Deberá también usarse con materiales mejor conocidos que vayan a usarse en condiciones ambientales inciertas o sujetos a cargas y esfuerzo inciertos.
7		Cargas repetidas: son aceptables los factores indicados en los puntos 1 al 6, pero debe aplicarse el límite de rotura por carga cíclica o esfuerzo de fatiga en lugar del esfuerzo de fluencia del material.
8		Fuerza de impacto: son aceptables los factores dados en los puntos 3 al 6, pero deberá incluirse un factor de impacto.
9		Materiales frágiles: si se considera a la resistencia máxima (σ_R) como la máxima teórica, los factores indicados en los puntos 1 al 6 deberán multiplicarse por 2.
10		Para el caso deseable de tener factores elevados, deberá efectuarse un análisis muy completo del problema antes de decidir sobre su uso.

Fuente: https://www.academia.edu/7431790/Cap_1_Teorías_de_Falla

2.2.2.5 Consideraciones sobre deflexión

El análisis de deflexión incluso en un solo punto de interés requiere información completa de la geometría de todo el eje. Por esta razón es deseable diseñar las dimensiones de las ubicaciones críticas para manejar los esfuerzos y encontrar estimaciones razonables de todas las otras dimensiones, antes de realizar un análisis de dimensión. La deflexión del eje, tanto lineal como angular, debe verificarse en los engranes y cojinetes. Las deflexiones permisibles dependerán de muchos factores y los catálogos de cojinetes y engranes deben usarse como guía para considerar la desalineación permisible para cojinetes y engranes específicos. (10)

2.2.2.6 Velocidades críticas de ejes

Cuando un eje gira, la excentricidad ocasiona una deflexión debida a la fuerza centrífuga que se resiste por la rigidez a flexión del eje. Siempre y cuando las deflexiones sean pequeñas, no se ocasiona ningún daño. (10)

2.2.2.7 Componentes diversos de ejes

- **Cuñas y pasadores**

Las cuñas y los pasadores se utilizan sobre ejes para fijar elementos rotatorios, como engranes, poleas o ruedas. Las cuñas se emplean para permitir la transmisión del par de torsión del eje al elemento que soporta. Los pasadores se usan para posicionar axialmente y para transferir el par de torsión o empuje, o ambos. (10)

- **Anillos de retención**

Con frecuencia se emplea un anillo de retención, en lugar de un hombro de eje o un manguito, para posicionar axialmente un componente sobre un eje o en un agujero de alojamiento. (10)

2.2.2.8 Límites y ajustes

El diseñador tiene libertad para adoptar cualquier configuración geométrica de ajuste para ejes y agujeros que garantice la función propuesta. Se ha acumulado una experiencia suficiente con situaciones comúnmente recurrentes para hacer normas útiles. (10)

La versión métrica es la más reciente de las dos y está bien organizada, por lo que aquí solo se presenta esta versión, pero se incluye un conjunto de conversiones al sistema inglés para permitir que se utilice el mismo sistema con cualquier tipo de unidades. Al utilizar la norma, las letras mayúsculas siempre se refieren al agujero; las minúsculas se usan para el eje. (10)

Las definiciones que se dan en la Figura 22 se explican de la manera siguiente:(10)

- **Tamaño básico:** es el tamaño al cual se asignan límites o desviaciones y es el mismo para ambos elementos del ajuste. (10)
- **Desviación:** es la diferencia algebraica entre un tamaño y el tamaño básico correspondiente. (10)

- Desviación superior: es la diferencia algebraica entre el límite máximo y el tamaño básico correspondiente. (10)
- Desviación inferior: es la diferencia algebraica entre el límite mínimo y el tamaño básico correspondiente. (10)
- Desviación fundamental: es la desviación superior o inferior, en función de cuál se aproxime más al tamaño básico. (10)
- Tolerancia: es la diferencia entre los límites de tamaño máximo y mínimo de una parte. (10)
- Grado de tolerancia internacional: es el conjunto de números IT (siglas en inglés de la tolerancia internacional) que designan grupos de tolerancia tales que, las tolerancias de un número IT en particular, tengan el mismo nivel relativo de exactitud, pero que varíen según el tamaño básico. (10)
- Agujero base: representa un sistema de ajustes correspondientes a un tamaño de agujero básico. La desviación fundamental es H. (10)
- Árbol base: representa un sistema de ajustes correspondiente a un tamaño de eje básico. La desviación fundamental es h. Aquí no se incluye al sistema de eje base. (10)

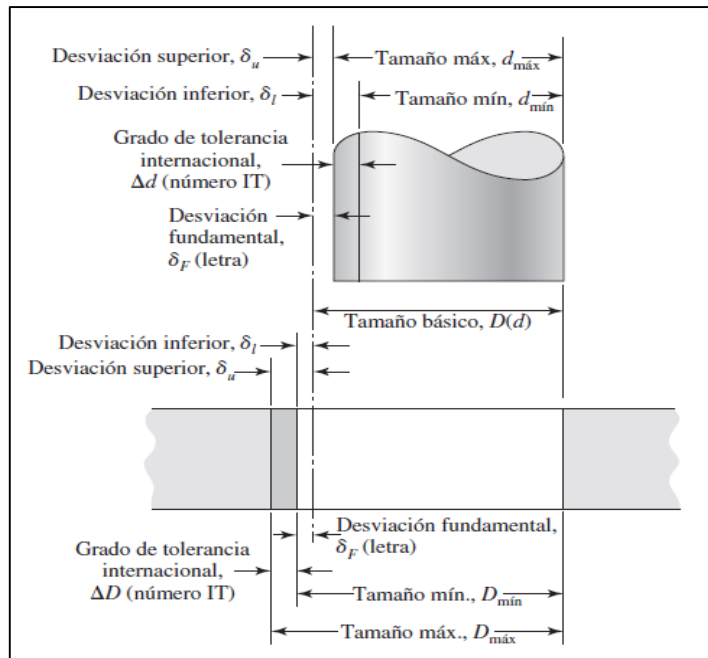


Figura 23. Definiciones aplicadas a un ajuste cilíndrico

Fuente: Budynas, Richard G. J, Keith Nisbett, 2012

2.2.3 Uniones con chaveta

Las chavetas son elementos mecánicos de sujeción que se utilizan sobre ejes para fijar elementos rotatorios, como engranes, poleas o ruedas dentadas. Las chavetas se emplean para permitir la transmisión del par de torsión del eje al elemento que soporta. (8)

Las chavetas, como en la Figura 24, chavetas planas e inclinadas. Sus tamaños estándares, junto con el intervalo de diámetros de eje aplicables, se listan en la Tabla 4. Dimensiones según la DIN 6885A para chavetas planas. El diámetro del eje determina los tamaños estándar para el grosor, la altura y la profundidad de la cuña. (8)

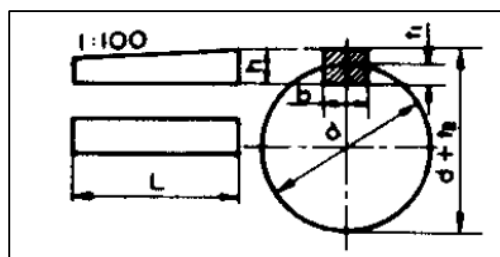


Figura 24. Chavetas planas e inclinadas

Fuente: Francesco Provenza, 1960

Tabla 4. Dimensiones según la DIN 6885A para chavetas planas

Eixo d		OBSERVAÇÕES:						
		* A 1ª coluna de h, t ₁ e t ₂ é para chavetas inclinadas comuns e para chavetas planas. A 2ª coluna de h, t ₁ e t ₂ é para chavetas planas mais fracas.						
de	a	b	h*		t ₂ *		t ₁ *	
10	12	4	4	4	1,7	1,7	2,4	2,4
12	17	5	5	3	2,2	1,2	2,9	1,9
17	22	6	6	4	2,6	1,6	3,5	2,5
22	30	8	7	5	3,0	2,0	4,1	3,1
30	38	10	8	6	3,4	2,4	4,7	3,7
38	44	12	8	6	3,2	2,2	4,9	3,9
44	50	14	9	6	3,6	2,1	5,5	4,0
50	58	16	10	7	3,9	2,4	6,2	4,7
58	65	18	11	7	4,3	2,3	6,8	4,8
65	75	20	12	8	4,7	2,7	7,4	5,4
75	85	22	14	9	5,6	3,1	8,5	6,0
85	95	25	14	9	5,4	2,9	8,7	6,2
95	110	28	16	10	6,2	3,2	9,9	6,9
110	130	32	18	11	7,1	3,5	11,1	7,6
130	150	36	20	12	7,9	3,8	12,3	8,3
150	170	40	22	14	8,7	4,6	13,5	9,5
170	200	45	25	16	9,9	5,3	15,3	10,8

Fuente: Francesco Provenza, 1960

El diseñador elige una longitud de cuña apropiada para soportar la carga de torsión. (10)

La longitud mínima efectiva que debe poseer la chaveta es para que no puedan fallar por cortante directo, o por esfuerzo de apoyo, el cual se presenta mayormente en el cubo. Para calcular la longitud mínima se determina con: (8)

$$L_{ef} \geq \frac{2 \times M_{torsor}}{\phi \times p_{adm} \times t} \dots\dots\dots(2.5)$$

Donde:

- L_{ef} = Longitud efectiva mínima (mm)
- M_{torsor} = Momento torsor a transmitir (N.m)
- ϕ = Diámetro de la sección (mm)
- p_{adm} = Presión admisible del material de la chaveta (N/mm²)

Teniendo presente para el cálculo que $t = h - t_1$, y que los valores de h y t_1 lo determina la Tabla 4. Dimensiones según la DIN 6885A.

2.2.3.1 Unión por soldadura

La forma puede adaptarse con mayor facilidad a la función mediante procesos de unión como soldadura, engargolado, soldadura suave, cementación y pegado, procesos que en la actualidad se emplean de manera extensa en la manufactura. Ya sea que las partes deban ensamblarse o fabricarse, por lo general existe una buena razón para considerar alguno de estos procesos en el trabajo de diseño preliminar. En particular cuando las secciones que se unirán son delgadas, uno de estos métodos puede propiciar ahorros significativos. La eliminación de sujetadores individuales, con sus respectivos agujeros, y los costos de ensamble representan un factor importante. Asimismo, algunos de los métodos permiten el ensamble rápido de la máquina, lo que incrementa su atractivo. (10)

2.2.3.2 Símbolo de soldadura

Una estructura soldada se fabrica soldando en conjunto un grupo de formas de metal, cortadas con configuraciones particulares. Durante la soldadura, las diversas partes se mantienen en contacto con firmeza, a menudo mediante abrazaderas o sujetadores. Las soldaduras deben especificarse con precisión en los dibujos de trabajo, lo cual se hace mediante los símbolos de soldadura, como los de la Figura 25, los cuales han sido estandarizados por la American Welding Society (AWS). La flecha de este símbolo apunta hacia la unión que se va a soldar. (10)

El cuerpo del símbolo contiene todos los elementos que se consideran necesarios: (10)

- Línea de referencia
- Flecha
- Símbolos básicos de soldadura, como los de la Figura 26
- Dimensiones y otros datos
- Símbolos complementarios
- Símbolos de acabado
- Cola de la flecha
- Especificación o proceso

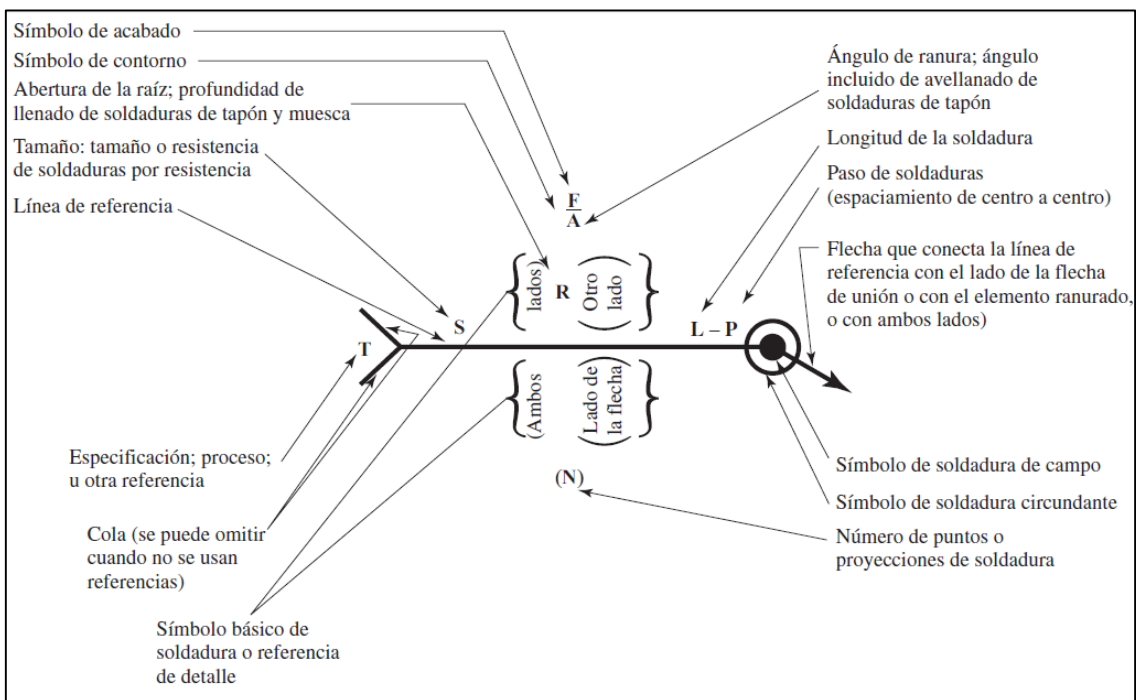


Figura 25. Representación simbólica de soldadura estándar AWS con la ubicación de los elementos del símbolo

Fuente: Budynas, Richard G. J, Keith Nisbett, 2012

Tipo de soldadura							
Cordón	Filete	Tapón o muesca	Ranura				
			Cuadrada	V	Bisel	U	J

Figura 26. Símbolos de soldadura por arco y autógena

Fuente: Budynas, Richard G. J, Keith Nisbett, 2012

2.2.4 Rodamiento

Los procedimientos propuestos en el presente trabajo se basan en las recomendaciones del Grupo SKF, que lleva como título Catálogo General SKF(12), del cual se han extraído las instrucciones que dan la estructura para la selección de rodamiento y selección del tamaño del rodamiento que se utilizó en la presente tesis. A continuación, se detallan dichas recomendaciones.

2.2.4.1 Selección de rodamiento

Cada tipo de rodamiento presenta propiedades características que dependen de su diseño y que lo hacen más o menos adecuado para una aplicación determinada. Por ejemplo, los rodamientos rígidos de bolas pueden soportar cargas radiales moderadas, así como cargas axiales. Tienen una baja fricción y pueden ser fabricados con una gran precisión y con un diseño de funcionamiento silencioso. Por tanto, estos rodamientos son los preferidos para los motores eléctricos de tamaño pequeño y mediano.

Los rodamientos CARB y de rodillos a rótula pueden soportar cargas muy elevadas y son autoalineables. Estas propiedades hacen que sean especialmente adecuados, por ejemplo, para aplicaciones de ingeniería pesada, donde existen cargas muy elevadas, y flexiones del eje y desalineaciones.

En muchos casos; sin embargo, se deben considerar diversos factores y contrastarlos entre sí a la hora de seleccionar un tipo de rodamiento, por tanto, no es posible dar unas reglas generales. La información facilitada a continuación, debe servir para indicar los factores más importantes a considerar a la hora de seleccionar un rodamiento estándar, y facilitar así una elección apropiada.

- Espacio disponible
- Cargas
- Desalineación
- Precisión
- Velocidad
- Funcionamiento silencioso
- Rigidez
- Desplazamiento axial
- Montaje y desmontaje
- Obturaciones integradas

La matriz solo sirve de orientación aproximada, ver Figura 27, de modo que es necesario realizar una selección más cualificada en cada caso individual, según la información mostrada en las páginas precedentes o la información detallada en el texto que precede cada sección de tablas. Si se muestran varios diseños de un mismo rodamiento juntos, la información correspondiente se indica mediante la misma letra pequeña utilizada para identificar el diseño individual.

La matriz sólo sirve de orientación aproximada, de modo que es necesario realizar una selección más cualificada en cada caso individual, según la información mostrada en las páginas precedentes o la información detallada en el texto que precede cada sección de tablas. Si se muestran varios diseños de un mismo rodamiento juntos, la información correspondiente se indica mediante la misma letra pequeña utilizada para identificar el diseño individual.

Símbolos
+++ excelente
++ bueno
+ aceptable
- pobre
-- inadecuado
← de simple efecto
↔ de doble efecto

Tipo de rodamiento	Diseño					Tipos de rodamientos - diseño y características														
	apujero cónico	placas de protección u obstrucciones	autolubrificable	no desarmable	desarmable	carga puramente radial	carga puramente axial	carga combinada	carga de momento	alta velocidad	alta exactitud de giro	alto grado de rigidez	funcionamiento silencioso	baja fricción	compensación de desalineación durante el funcionamiento	compensación de errores de alineación (inicial)	disposiciones de rodamientos fijos	disposiciones de rodamientos libres	desplazamiento axial en el rodamiento	
Rodamientos rígidos de bolas		a				+	↔	↔	++	+++	+++	+++	+++	+++	-	-	↔	+	--	
Rodamientos de bolas con contacto angular, de una hilera						++	↔	↔	-	+++	+++	+	++	++	-	-	↔	--	--	
de una hilera apamados, de dos hileras		b		a, b	c	++	↔	↔	+	+	+	+	+	---	---	↔	+	--		
de cuatro puntos de contacto						-	↔	↔	+	++	+	+	+	---	---	↔	-	--		
Rodamientos de bolas a rótula						+	-	-	--	+++	++	-	+++	+++	+++	+++	↔	+	--	
Rodamientos de rodillos cilíndricos, con jaula						++	--	--	--	++	++	++	++	++	-	-	--	+++	+++	
completamente lleno de rodillos, de una hilera				a	b	++	←	←	--	++	++	++	+	++	-	-	←	←	←	
completamente lleno de rodillos, de dos hileras						+++	-	←	--	-	+	+++	-	-	-	-	←	←	←	
Rodamientos de agujas, con aros de acero		a				++	--	--	--	+	+++	+	+	---	←	---	+++	+++		
conjuntos/casquillos de agujas		b, c				++	--	--	--	+	+	++	+	+	---	---	+++	+++		
rodamientos combinados		b, c				+	←	←	-	+	+	++	+	-	---	---	+	--		
Rodamientos de rodillos cónicos						++	←	←	-	+	+	++	+	+	-	-	←	---		
de una hilera apamados						+++	←	←	←	+	+	ab+++	+	+	-	---	←	←		
Rodamientos de rodillos a rótula						+++	←	←	--	+	+	++	+	+	+++	+++	←	+	--	
Rodamientos CARB, con jaula						+++	--	--	--	+	+	++	+	+	+++	+++	--	+++	+++	
completamente lleno de rodillos						+++	--	--	--	-	+	+++	+	-	+++	+++	--	+++	+++	
Rodamientos axiales de bolas						--	←	--	--	-	+	+	-	+	-	---	←	--		
con anudela de alojamiento esférica						--	←	--	--	-	+	+	-	+	-	---	←	--		
Rodamientos axiales de agujas						--	←	--	--	-	+++	++	-	-	---	---	←	--		
Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos						--	←	--	--	-	+++	++	-	-	---	---	←	--		
Rodamientos axiales de rodillos a rótula						--	←	←	--	-	+	++	-	+	+++	+++	←	--		

Figura 27. Matriz para selección de rodamiento

Fuente: Grupo SKF, 2013

2.2.4.2 Selección del tamaño del rodamiento

El tamaño del rodamiento para una aplicación se selecciona inicialmente en base a su capacidad de carga, en relación con las cargas que tendrá que soportar, y según las exigencias de duración y fiabilidad. En las Tablas de productos se indican los valores para la capacidad de carga dinámica C y la capacidad de carga estática C_0 . Las condiciones de carga estática y dinámica del rodamiento se deben verificar independientemente. Se deben verificar las cargas dinámicas utilizando un espectro representativo de las condiciones de carga del rodamiento. Dicho espectro debe incluir todas las cargas de pico (elevadas) que se puedan producir en ocasiones excepcionales. Las cargas estáticas no solo son aquellas aplicadas al rodamiento en reposo o a bajas velocidades ($n < 10$ rpm), sino que también deben incluir la verificación de la seguridad estática de las cargas de choque muy elevadas (cargas de duración muy breve).

- **Teoría sobre la vida y fiabilidad de los rodamientos**

En la fórmula de la vida SKF, se tiene en cuenta la tensión provocada por las cargas externas, junto con las tensiones originadas por la topografía de la superficie, la lubricación y la cinemática de las superficies de contacto. La influencia de esta combinación de tensiones sobre la vida del rodamiento permite predecir mejor el funcionamiento real del rodamiento en una aplicación determinada.

Debido a su complejidad, no se incluye en este catálogo una descripción detallada de esta teoría. Por tanto, aquí solo se presenta un planteamiento simplificado bajo el encabezado “Vida nominal SKF”. Esto le permite al usuario explotar al

máximo el potencial de vida del rodamiento, realizar reducciones de tamaño controladas y reconocer la influencia de la lubricación y la contaminación en la vida del rodamiento.

Por regla general, el principal fallo en los rodamientos es a causa de la fatiga del metal de las superficies de contacto. Por tanto, para seleccionar el tamaño de un rodamiento para una aplicación determinada, generalmente basta con un criterio basado en la fatiga del camino de rodadura. Las normativas internacionales, como por ejemplo la ISO 281, se basan en la fatiga del metal de las superficies de contacto.

Sin embargo, es importante recordar que el rodamiento completo se puede considerar como un sistema en el que la vida de cada componente; es decir, la jaula, el lubricante y la obturación (Figura 28), si la hubiese, contribuyen por igual a la resistencia del rodamiento, en algunos casos de manera dominante. En teoría, la vida útil óptima se obtiene cuando todos los componentes logran la misma duración.

En otras palabras, la vida calculada corresponderá a la vida útil real del rodamiento cuando la vida de los otros componentes sea como mínimo de la misma duración que la vida del rodamiento. Entre los otros componentes se pueden incluir la jaula, la obturación y el lubricante. En la práctica, el factor dominante suele ser la fatiga de la meta.

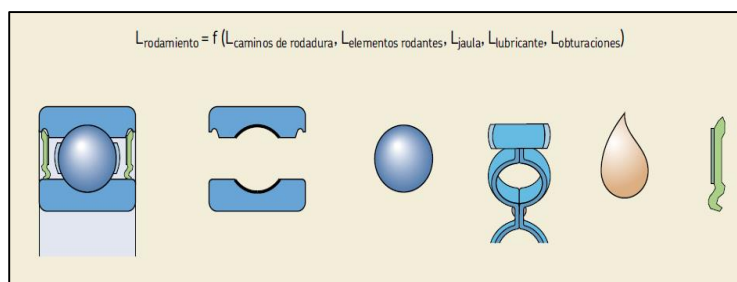


Figura 28. Vida del rodamiento

Fuente: Grupo SKF, 2013

- **Capacidad de carga y vida**

- **Cargas dinámicas y vida**

La capacidad de carga dinámica C se usa en los cálculos para los rodamientos sometidos a esfuerzos dinámicos, es decir, rodamientos que giran bajo carga. Expresa la carga que dará una vida nominal, según la normativa ISO 281:1990, de 1 000 000 revoluciones. Se asume que la magnitud y el sentido de la carga son constantes, y que es radial para los rodamientos radiales, axiales y centrados para los rodamientos axiales.

Las capacidades de carga dinámica de los rodamientos SKF se han determinado según los métodos descritos en la normativa ISO 281:1990. Las capacidades de carga expresadas en este catálogo son válidas para los rodamientos de acero al cromo con tratamiento térmico hasta lograr una dureza mínima de 58 HRC, y que funcionan bajo condiciones normales.

Los rodamientos SKF Explorer cuenta, entre otras cosas, con un material y unas técnicas de fabricación mejores, por lo que las ecuaciones para calcular las capacidades de carga dinámica de dichos rodamientos incorporan factores de actualización de acuerdo con la normativa ISO 281:1990.

La vida de un rodamiento se define como:

- ✓ El número de revoluciones.
- ✓ El número de horas de funcionamiento a una velocidad determinada.

Que el rodamiento puede soportar antes de que se manifieste el primer síntoma de fatiga del metal (desconchado, descascarillado) en uno de sus aros o elementos rodantes.

La experiencia demuestra que rodamientos aparentemente idénticos, funcionando bajo idénticas condiciones, tienen vidas diferentes. Por tanto, es esencial una definición más clara del término “vida” para calcular el tamaño del rodamiento. Toda la información que presenta SKF sobre capacidades de carga dinámica está basada en la vida alcanzada o sobrepasada por el 90% de los rodamientos aparentemente idénticos de un grupo suficientemente representativo.

Existen otros tipos de vida de un rodamiento. Uno de ellos es la “vida de servicio”, que representa la vida real de un rodamiento bajo condiciones reales de funcionamiento antes de fallar. Se debe advertir que la vida de rodamientos individuales solo se puede predecir estadísticamente. Los cálculos de la vida solo hacen referencia a un grupo de rodamientos y a un determinado grado de fiabilidad, es decir, el 90 %. Asimismo, los fallos en la práctica no suelen estar causados por la fatiga, sino por la contaminación, el desgaste, la desalineación, la corrosión, o debido a fallos de la jaula, la lubricación o la obturación. Otro tipo de “vida” es la “vida determinada”. Se trata de la vida determinada por una autoridad, por ejemplo, en base a datos hipotéticos de carga y velocidad facilitados por dicha autoridad. Generalmente, es una vida nominal básica L_{10} basada en la experiencia obtenida con aplicaciones similares.

➤ **Cargas estáticas**

La capacidad de carga estática C_0 se usa en los cálculos cuando los rodamientos:

- ✓ Giran a velocidades muy bajas ($n < 10$ rpm).
- ✓ Realizan movimientos oscilantes muy lentos.
- ✓ Permanecen estacionarios bajo carga durante largos períodos de tiempo.

También se debe comprobar el factor de seguridad de las cargas de poca duración, como las cargas de choque o las cargas elevadas de pico que actúan sobre un rodamiento rotativo (sometido a esfuerzos dinámicos) o cuando el rodamiento está en reposo.

La capacidad de carga estática se define según la ISO 76:1987 como la carga estática que corresponde a una tensión de contacto calculada en el centro de la superficie de contacto más cargada entre los elementos rodantes y los caminos de rodadura de:

- ✓ 4 600 MPa para rodamientos de bolas a rótula
- ✓ 4 200 MPa para el resto de rodamientos de bolas
- ✓ 4 000 MPa para todos los rodamientos de rodillos

Esta tensión produce la deformación permanente total del elemento rodante y del camino de rodadura, que es aproximadamente igual al 0,0001 del diámetro del elemento rodante. Las cargas son puramente radiales para los rodamientos radiales, y para los rodamientos axiales son cargas axiales y centradas.

La verificación de las cargas estáticas de los rodamientos se realiza comprobando el factor de seguridad estática de la aplicación, que se define como:

$$S_0 = C_0/P_0 \dots\dots\dots(2.6)$$

Donde:

C_0 = capacidad de carga estática, kN

P_0 = carga estática equivalente, kN

S_0 = factor de seguridad estático

- Selección del tamaño del rodamiento utilizando las fórmulas de la vida

➤ **Vida nominal**

La vida nominal de un rodamiento según la normativa ISO 281:1990 es:

$$L_{10} = \left(\frac{L}{P}\right)^p \dots\dots\dots(2.6.1)$$

Si la velocidad es constante, suele ser preferible calcular la vida expresada en horas de funcionamiento utilizando la ecuación.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times n} \times L_{10} \dots\dots\dots(2.6.2)$$

Donde:

L_{10} = vida nominal (con un 90 % de fiabilidad), millones de revoluciones

L_{10h} = vida nominal (con un 90 % de fiabilidad), horas de funcionamiento

C = capacidad de carga dinámica, kN

P = carga dinámica equivalente del rodamiento, kN

n = velocidad de giro, rpm

p = exponente de la ecuación de la vida

= 3 para los rodamientos de bolas

= 10/3 para los rodamientos de rodillos

➤ **Vida nominal SKF**

Para los rodamientos modernos de alta calidad, la vida nominal o básica se puede desviar significativamente de la vida de servicio real en una aplicación determinada. La vida de servicio en una aplicación depende de una variedad de

factores, entre los que se encuentra la lubricación, el grado de contaminación, la desalineación, el montaje adecuado y las condiciones ambientales.

Por este motivo, la normativa ISO 281:1990/ Amd 2:2000 contiene una fórmula de la vida ajustada para complementar la vida nominal. Este cálculo de la vida usa un factor de ajuste para tener en cuenta las condiciones de lubricación y contaminación del rodamiento y el límite de fatiga del material.

Asimismo, la normativa ISO 281:1990/Amd 2:2000 permite que los fabricantes de rodamientos recomienden un método adecuado para calcular el factor de ajuste de la vida a aplicar a un rodamiento en base a las condiciones de funcionamiento. El factor de ajuste de la vida a_{SKF} aplica el concepto de carga límite de fatiga P_u análogo al utilizado cuando se realizan cálculos para otros componentes de la máquina. Los valores para la carga límite de fatiga se encuentran en las tablas de productos. Asimismo, con el fin de reflejar las condiciones de funcionamiento de la aplicación, el factor de ajuste de la vida a_{SKF} hace uso de las condiciones de lubricación (relación de viscosidad k) y del factor h_c para el nivel de contaminación.

La ecuación para la vida nominal SKF cumple con la normativa ISO 281:1990/Amd 2:2000:

$$L_{nm} = a_1 \times a_{SKF} \times L_{10} = a_1 \times a_{SKF} \times \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad \dots(2.6.3)$$

Si la velocidad es constante, la vida puede expresarse en horas de funcionamiento usando la ecuación:

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 n} L_{nm} \dots\dots\dots(2.6.4)$$

Donde:

L_{nm} = vida nominal SKF (con un 100 – n1) % de fiabilidad, millones de revoluciones.

L_{nmh} = vida nominal SKF (con un 100 – n1) % de fiabilidad), horas de funcionamiento.

L_{10} = vida nominal básica (con un 90 % de fiabilidad), millones de revoluciones.

a_1 = factor de ajuste de la vida para una mayor fiabilidad (Figura 29).

a_{SKF} = factor de ajuste de la vida SKF (Figuras 30 al 32).

C = capacidad de carga dinámica, kN.

P = carga dinámica equivalente del rodamiento, kN.

n = velocidad de giro, rpm.

p = exponente de la ecuación de la vida.

= 3 para los rodamientos de bolas.

= 10/3 para los rodamientos de rodillos.

V_1 = Viscosidad de aceite a temperatura de funcionamiento.

*) El factor n representa la probabilidad de fallo, es decir, la diferencia entre la fiabilidad requerida y el 100 %

Valores para el factor de ajuste de la vida a_1			
Fiabilidad %	Probabilidad de fallo n %	Vida nominal SKF L_{nm}	Factor a_1
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,62
96	4	L_{4m}	0,53
97	3	L_{3m}	0,44
98	2	L_{2m}	0,33
99	1	L_{1m}	0,21

Figura 29. Factor de ajuste de la vida para una mayor fiabilidad

Fuente: Grupo SKF, 2013

➤ Factor de ajuste de la vida a_{SKF} de SKF

Como ya hemos mencionado, este factor representa la relación existente entre el coeficiente de la carga límite de fatiga (P_u/P), las condiciones de lubricación (relación de viscosidad k) y el nivel de contaminación del rodamiento (n_c). Los valores para el factor a_{SKF} se pueden obtener de cuatro diagramas, dependiendo del tipo de rodamiento, como función de n_c (P_u/P) para los rodamientos SKF estándar y SKF Explorer y los diferentes valores de la relación de viscosidad k :

Figura 30: Rodamientos radiales de bolas

Figura 31: Rodamientos radiales de rodillos

Figura 32: Rodamientos axiales de bolas

Así mismo, la viscosidad de aceite a temperatura de funcionamiento (v_1):

Figura 33: Viscosidad de aceite a temperatura de funcionamiento

Estos diagramas se basan en los valores típicos y en el tipo de factores de seguridad normalmente asociados con las cargas límites de fatiga para otros componentes mecánicos.

Teniendo en cuenta las simplificaciones inherentes de la ecuación de la vida nominal SKF, incluso con unas condiciones de funcionamiento identificadas con exactitud, no tiene sentido usar valores para a_{skf} superiores a 50.

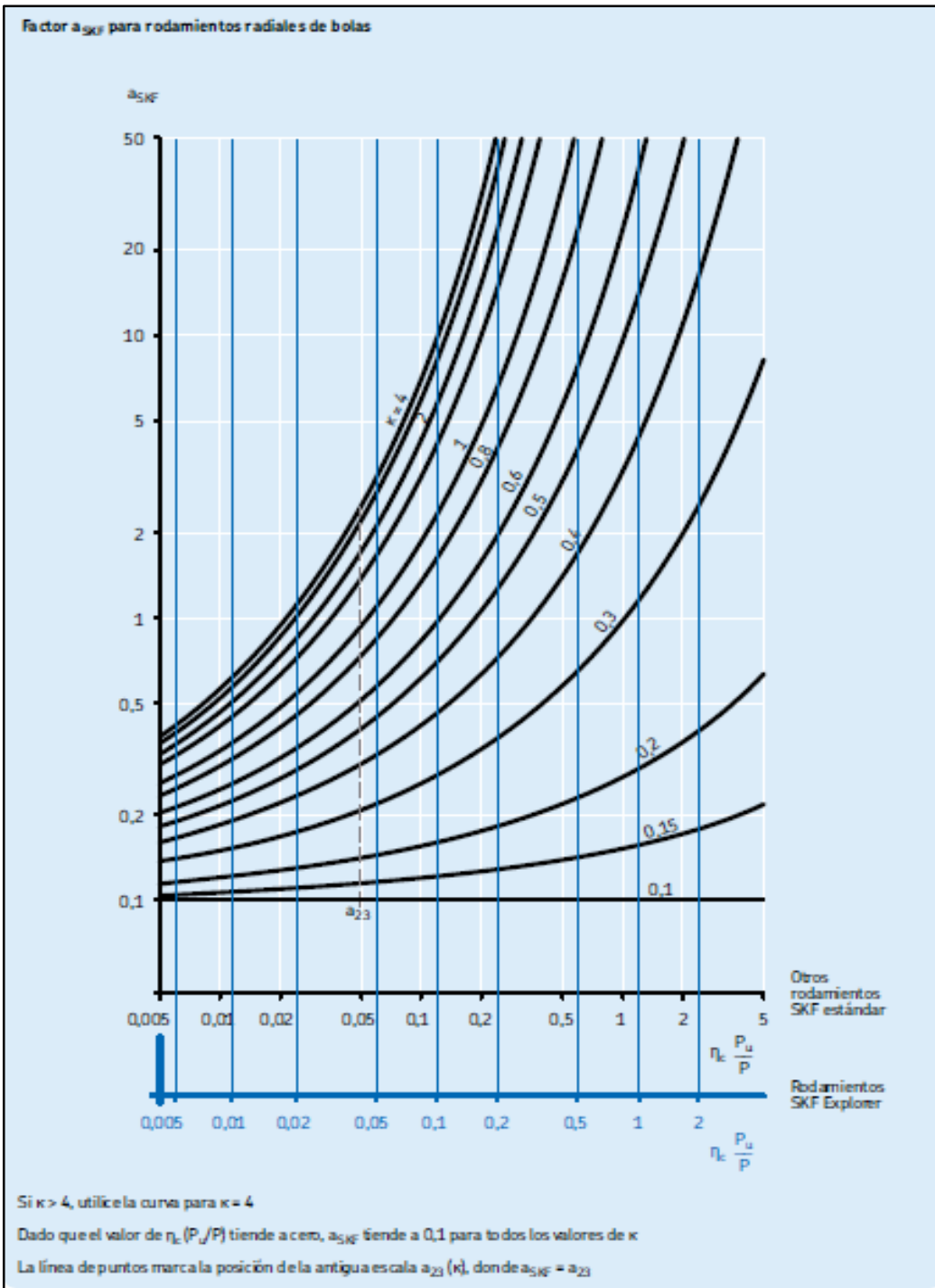


Figura 30. Rodamientos radiales de bolas

Fuente: Grupo SKF, 2013

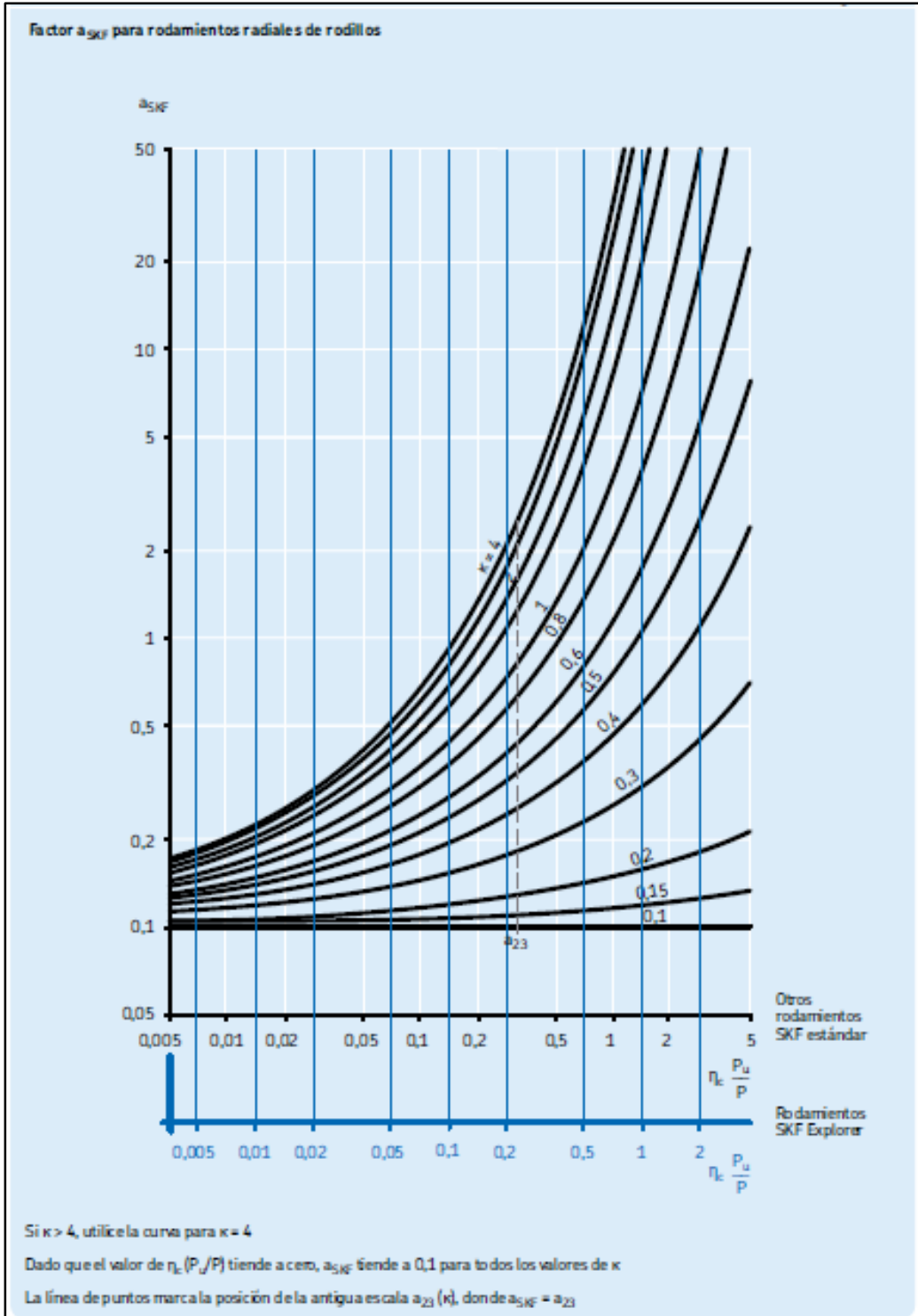


Figura 31. Rodamientos radiales de rodillos

Fuente: Grupo SKF, 2013

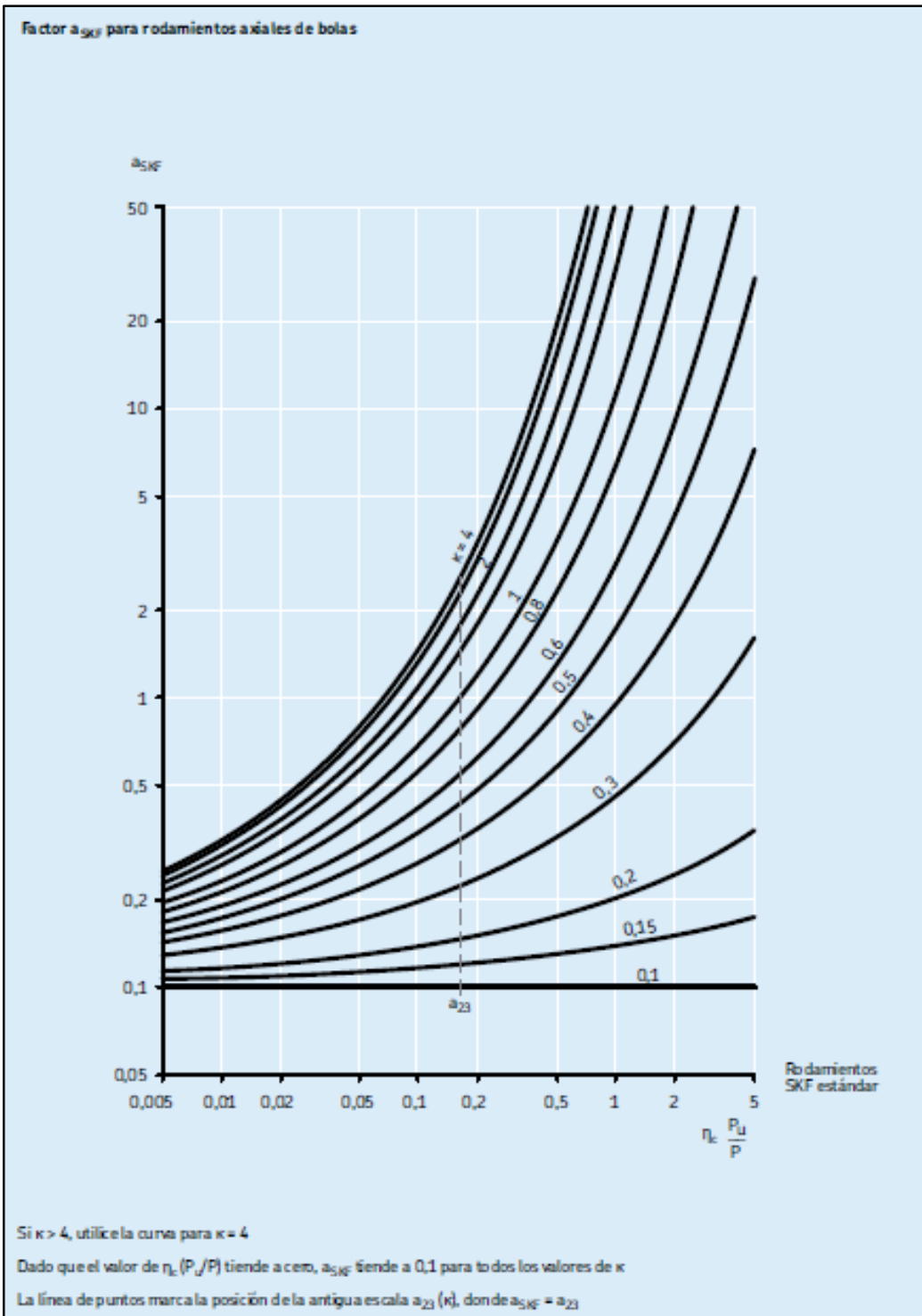


Figura 32. Rodamientos axiales de bolas

Fuente: Grupo SKF, 2013

Estimación de la viscosidad cinemática mínima v_1 a la temperatura de funcionamiento

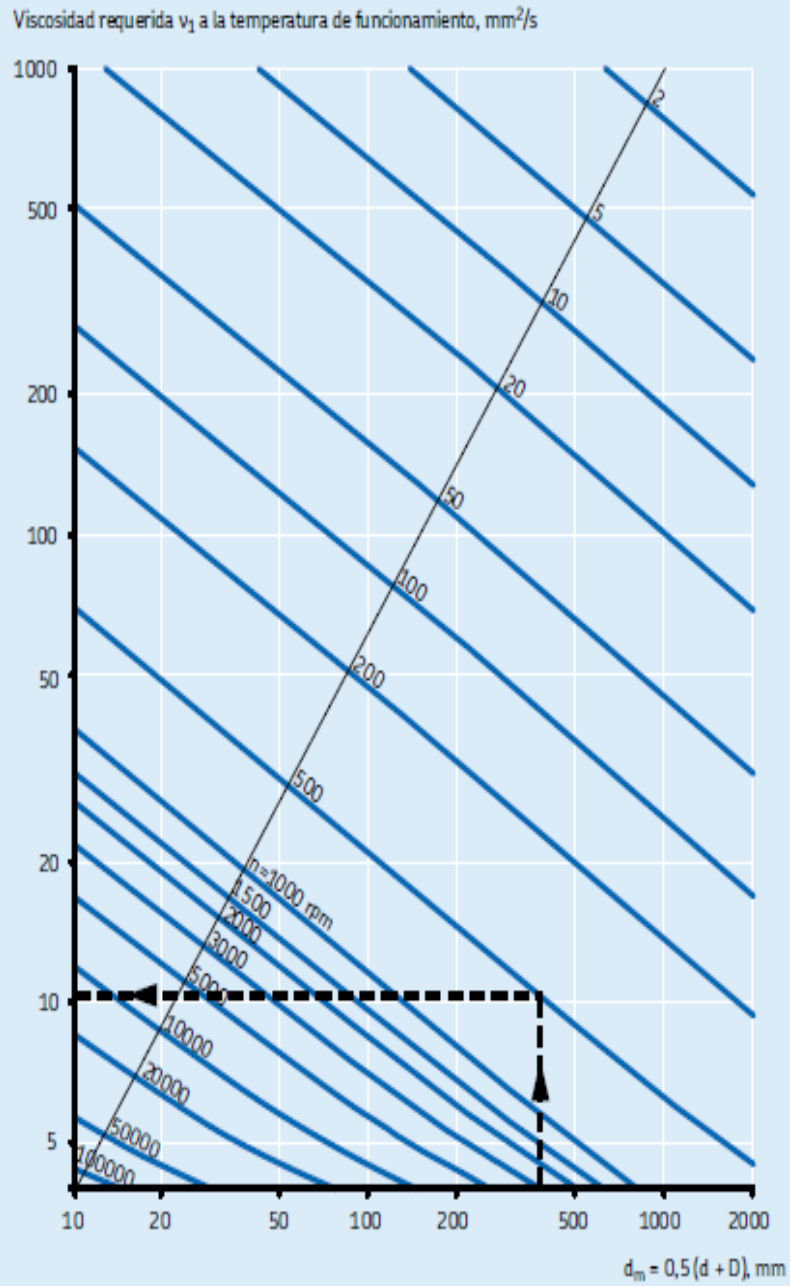


Figura 33. Viscosidad de aceite a temperatura de funcionamiento

Fuente: Grupo SKF, 2013

2.2.5 Diseño de columna

El análisis y diseño de elementos sometidos a compresión difieren de manera significativa de los aplicados a elementos sometidos a tensión o a torsión. Se considera una barra o un poste largo, como una regla de un metro, a la cual se le aplican fuerzas cada vez mayores en cada extremo. Al principio nada pasaría, pero luego la regla se flexionaría (pandeo) y finalmente se doblaría tanto que se fracturaría. El caso opuesto ocurriría si se corta, digamos, una porción de 5 mm de longitud de la regla y se realiza el mismo experimento en este pedazo. Entonces se observa que la falla se presenta a sí misma como el aplastamiento de la pieza, es decir, una simple falla de compresión. Por estas razones conviene clasificar los elementos sometidos a compresión de acuerdo con su longitud y si la carga es centrada o excéntrica. El término columna se aplica a todos los elementos excepto aquellos en los que la falla sería por compresión simple o pura. (10)

- **Columnas con carga excéntrica**

Ya se hizo notar que las desviaciones de una columna ideal, como las excentricidades de la carga o la encorvadura, quizá ocurran durante la manufactura y el ensamble. Aunque las desviaciones a menudo son muy pequeñas, es conveniente contar con un método para tratarlas. Además, con frecuencia ocurren problemas en los cuales las excentricidades son inevitables. En la Figura 34, se muestra una columna en la cual la línea de acción de la fuerza de la columna está separada del eje centroidal de la columna por la excentricidad. (10)

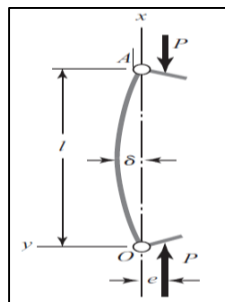


Figura 34. Columna excéntricamente cargada

Fuente: Budynas, Richard G. J, Keith Nisbett, 2012

2.2.6 Simulación utilizando el software CAD (*Solidworks Simulation*)

Las sencillas capacidades de análisis integradas en el software de CAD impulsan las soluciones y las herramientas de software de *Solidworks Simulation* para permitir a todos los diseñadores e ingenieros simular y analizar el rendimiento del diseño. Puede utilizar de forma rápida y sencilla las técnicas de simulación avanzada para optimizar el rendimiento mientras diseña, reducir la generación de costosos prototipos, acabar con las repeticiones de trabajo y demoras, y ahorrar tiempo y costes de desarrollo. (13)

- **Análisis por elementos finitos (FEA)**

Solidworks Simulation utiliza los métodos de análisis de elementos finitos (FEA) para individualizar los componentes del diseño en elementos sólidos, vacíos o de viga, y el de análisis de tensión lineal para determinar la respuesta de las piezas y ensamblajes debido a uno de los efectos como la fuerzas, presiones, aceleraciones, temperaturas y contacto entre componentes como se muestra en la Figura 35. (14)

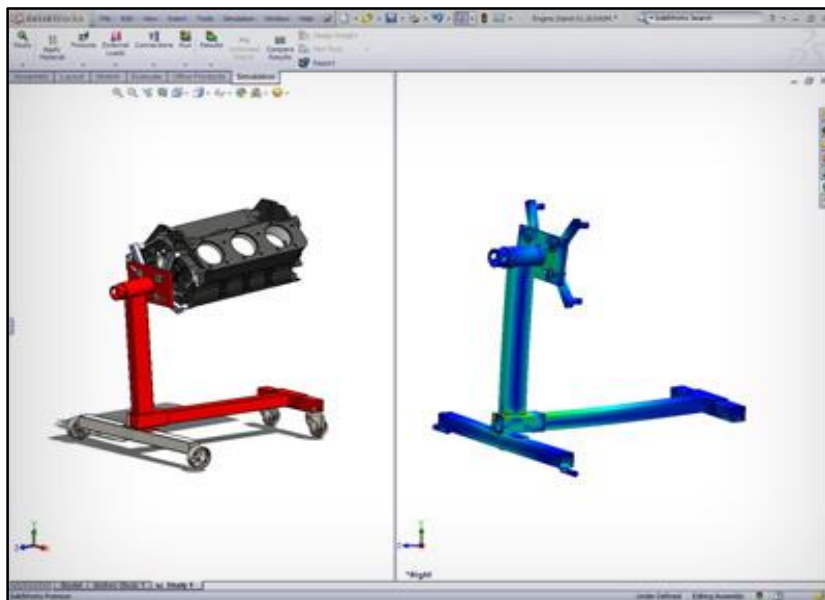


Figura 35. Resultados estáticos estándar del motor

Fuente: <https://www.solidworks.es/sw/products/simulation/stress-analysis.htm>

Así mismo, utiliza el método de formulación de desplazamientos de elementos finitos para calcular desplazamientos, deformaciones y tensiones de los componentes con cargas internas y externas. (15)

El análisis por elementos finitos con *solidworks simulation* permite conocer la geometría exacta durante el proceso de mallado, y se integra con el software de CAD en 3D de SOLIDWORKS. Además, cuanto más precisión exista entre el mallado y la geometría del producto, más precisos serán los resultados del análisis. (15)

Dado que la mayoría de los componentes industriales están fabricados en metal, la mayor parte de los cálculos de análisis por elementos finitos afectan a componentes metálicos. El análisis de componentes metálicos puede realizarse mediante el análisis de tensión lineal o no lineal. El enfoque que utilice dependerá de cuánto quiera hacer avanzar el diseño: (15)

- Si quiere asegurarse de que la geometría permanezca en el rango de elasticidad lineal (es decir, que una vez eliminada la carga, el componente vuelve a su forma original), debe aplicar el análisis de tensión lineal, siempre que las rotaciones y desplazamientos sean pequeños en relación con la geometría. Para este tipo de análisis, el factor de seguridad (F o S) es un objetivo de diseño común. (15)

- Al evaluar los efectos de carga cíclica al final del límite elástico en la geometría, debe llevar a cabo un análisis de tensión no lineal. En este caso, es más interesante el impacto del endurecimiento de la deformación en las tensiones residuales y permanentes establecidas (deformación). (15)

- **Análisis de tensión lineal**

El análisis de tensión lineal con *solidworks simulation* permite a diseñadores e ingenieros validar de forma rápida y eficaz la calidad, el rendimiento y la seguridad, todo ello mientras crean sus diseños. (14)

El análisis de tensión lineal calcula las tensiones y deformaciones de las geometrías basándose en tres supuestos básicos: (14)

- La pieza o ensamblaje con carga se deforma con pequeños giros y desplazamientos. (14)
- La carga del producto es estática (sin inercia) y constante a lo largo del tiempo. (14)
- El material tiene una relación tensión-deformación constante (ley de Hooke). (14)

2.3 Definición de términos básicos

2.3.1 Definiciones básicas

VDI	Asociación Alemana de Ingenieros
ISO	Organización Internacional de Normalización
DIN	Instituto de Normalización Alemán
SI	Sistema Internacional
ASTM	Asociación Americana de Ensayo de Materiales
AWS	Sociedad Americana de Soldadura
FS o n	Factor de Seguridad
IT	Tolerancia Internacional
HR	Acero laminado en caliente
CD	Aceros estirados en frío
CAD	Diseño Asistido por Computadora
FEA	Análisis por Elementos Finitos
DCL	Diagrama de Cuerpo Libre
DFC	Diagrama de Fuerzas Cortantes
DMF	Diagrama de Momentos Flectores

2.3.2 Lista de símbolos

K_f	Factor de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión	
K_t	Factor de concentración de esfuerzo en flexión	
q	Sensibilidad a la muesca de materiales sometida a flexión inversa de cargas axiales inversas	
K_{fs}	Factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la torsión	
K_{ts}	Factor de concentración de esfuerzo en torsión	
$q_{\text{constante}}$	Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa	
f	Factor de fricción	
F_r	Fuerza radial	lb
F_a	Fuerza axial	lb
V_s	Velocidad friccional	<i>pies</i> / <i>min</i>
HP_n	Potencia nominal (HP_n)	HP
P	Fuerza tangencial del gusano	lb
S	Fuerza que tiene a separar al gusano de la rueda	lb
W^t	Carga tangencial sobre la rueda	lb
d	Diámetro	m
S_e	Limite a la fluencia	N/mm^2
T_a	Pares de torsión alternante	$N.m$
L_{ef}	Longitud efectiva mínima	<i>mm</i>
p_{adm}	Presión admisible del material de la chaveta	N/mm^2
L_{10}	Vida nominal (con un 90 % de fiabilidad)	rpm
L_{10h}	Vida nominal (con un 90 % de fiabilidad)	horas
L_{nm}	Vida nominal SKF (con un $100 - n^1$ %)	rpm
L_{nmh}	Vida nominal SKF (con un $100 - n^1$ %)	horas
T_{ent}	Torsión de entrada	lb. pul
T_{sal}	Torsión de salida	lb. pul
M_{tor}	Momento torsor	$N.m$
M_{max}	Momento máximo	N

CAPÍTULO III

METODOLOGÍA

La metodología aplicada en el presente trabajo de investigación está basada en las recomendaciones de la Asociación Alemana de Ingenieros (VDI). VDI 2221, con el título de Metodología de Diseño en Ingeniería Mecánica. (16) Es el documento a partir del cual se han extraído las directrices que dan la estructura y coherencia al plan metodológico de diseño de la presente tesis. Posteriormente, se determina una alternativa de solución óptima y se realizan todos los cálculos necesarios para garantizar el correcto diseño del soporte sujetador para motores. (3)

A continuación, se detalla dicho método.

3.1 Método generalizado de procedimiento en el proceso de diseño

3.1.1 Lista de exigencias, detallar o aclarar

Por lo general como datos de inicio para el diseño se recibe una descripción de una situación problemática o una serie de exigencias.

En esta parte se trata de hacer de una solicitud un pedido concreto de un sistema técnico con su serie de exigencias debidamente clasificadas y cuantificadas.

3.1.1.1 Asumir el problema en forma crítica

Con esta fase se evitan malos entendidos, falsas construcciones, duplicidad de trabajo, no cumplimiento de plazo de entrega; y naturalmente se evitan también las consecuencias económicas y legales que pudieran ocurrir debido a los problemas de información. Finalmente, se debe tomar el problema o tarea como un “contrato” donde estén escritas las especificaciones del problema. (Lista de exigencias).

3.1.1.2 Averiguar el estado de la tecnología

Toda esta información se debe clasificar y estudiar para compenetrarse en el problema. Muchas veces la solución del problema y su calidad dependen del grado de información técnica que posee y procesa el diseñador.

3.1.1.3 Analizar la situación del problema

Las experiencias del solicitante del diseño dan al diseñador las posibilidades de su realización. Estas posibilidades se deben de tratar y es aquí donde de alguna manera se irán perfilando las prioridades del diseño.

3.1.1.4 Comprobar las posibilidades de realización

La comprobación de la posibilidad de realización (*Feasibility*) se basa por un lado desde el punto de vista técnico y por el otro lado desde el punto de vista económico. El primero se refiere al manejo y conocimiento de la técnica, tecnología y ciencia y el segundo punto de vista se refiere al empleo de los recursos humanos (especialistas), y materiales que se deben aplicar para alcanzar los resultados exitosos.

3.1.1.5 Completar las exigencias, ordenarlas y cuantificarlas, colocar prioridades

Durante esta fase del diseño (Detallar el problema) se debe ordenar y completar la información recibida del cliente en cuanto a las condiciones que debe satisfacer el diseño.

Esto es básicamente en dos fases:

- **Colucionar las exigencias:** la formulación de las exigencias debe ser neutral frente a la solución del problema.
- **Ordenar las exigencias:** en primer lugar, debe ir la función principal y los datos principales o las prioridades (características) del objeto de diseño.

3.1.1.6 Detallar completamente la lista de exigencias

Como resultado de esta fase del diseño deben salir todas sus exigencias ordenadas y clasificadas.

La lista de exigencias se debe redactar en hoja (formularios) y deben participar en la redacción las cesiones que tienen que ver con el proyecto, así como la dirección (técnica) de la empresa. El cliente también debe participar en su relación cuando se trata de un pedido externo.

Tabla 5. Modelo de lista de exigencias

LISTA DE EXIGENCIAS		EDICION:	Pág. __ de __
PROYECTO		CLIENTES	Fecha:
			Autor:
Características	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
.	.	.	.
.	.	.	.
.	.	.	.

Fuente: Benjamín BARRIGA GAMARRA, 1985

3.1.1.7 Preparar, planear y organizar el desarrollo del problema

La meta de este paso es hacer un plan de trabajo en base al método de diseño y las condiciones tanto de parte de la oficina de diseño (desarrollo) y la complejidad del problema y sus exigencias. Esto es hacer una asignación y distribución de recursos humanos y materiales para efectuar el diseño.

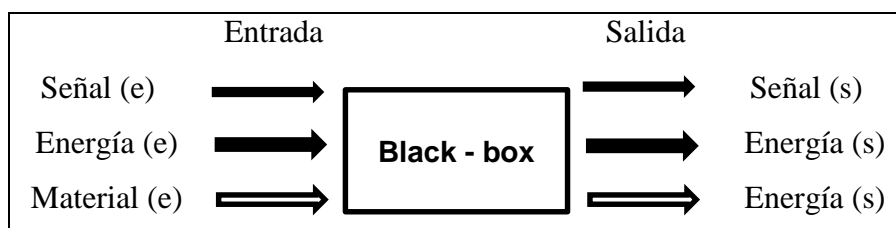
3.1.2 Determinación de la estructura de funciones

El objetivo de esta fase es formular una estructura (óptima) de funciones (tareas) del sistema técnico.

3.1.2.1 Abstracción Black – box

Cualquier función, o una función total se puede representar en forma de caja negra, (Black - box), donde solo se tiene en cuentas tres magnitudes básicas de entrada y salida: señales, energía y materiales.

Tabla 6. Caja negra "Black box"



Fuente: Benjamín BARRIGA GAMARRA, 1985

3.1.2.2 Determinar los principios tecnológicos Determinar la secuencia de las operaciones

La determinación de los principios tecnológicos es la base para estructurar los procesos técnicos, los procedimientos de trabajo y sus secuencias.

Por ejemplo, para determinar la transformación de las formas de una pieza se escoge el fresado, brochado o torneado, y resulta de esa medición la manera del procedimiento de trabajo y en su mayor parte también su secuencia básica.

3.1.2.3 Fijar el proceso técnico PT → PT Óptimo

Para la transformación de los objetos (sus prioridades) que ingresan a la caja negra se necesita fijar un proceso técnico; es decir el diagrama de flujo de principios tecnológicos escogidos (tecnología) y sus combinaciones, así como la secuencia de las operaciones.

Para la fijación completa del proceso es necesario conocer sus tres fases: preparación, ejecución, control y fase final.

3.1.2.4 Determinar la aplicación de los sistemas técnicos y sus limitaciones

La distribución de la ejecución o producción de los efectos, ya sean estos ejecutados por el hombre o por un sistema técnico, pueden ser extremadamente diferentes. Esta distribución depende de muchos factores o puntos de vista; cualquiera que sea la distribución da origen a una mecanización o automatización.

3.1.2.5 Determinar la agrupación de las funciones

Teniendo en cuenta que una función del sistema técnico es una tarea, la cual el sistema debe satisfacer, se puede analizar cada una de las funciones. Aquí se puede actuar

también pensando en el paso anterior. Las funciones se pueden agrupar en diferentes formas, esto se puede subdividir y/o unir.

3.1.2.6 Determinar y representar las estructuras de las funciones

En la estructura de funciones se representan las funciones principales, pero también se pueden añadir las funciones secundarias que pudieran ser encontradas al “fijar al proceso técnico”.

Las alternativas de las estructuras de funciones aparecen con el cambio de las características del diseño (aplicación y limitaciones del sistema técnico) así como con la agrupación de las funciones, partiendo por supuesto de uno o más procesos técnicos.

3.1.2.7 Determinar la estructura de función óptima, mejorar y verificar

De la manera como se han obtenido las estructuras de funciones, estas se pueden evaluar para las condiciones dadas y fijadas como alternativas óptimas. Sin embargo, las alternativas óptimas (por razones de tiempo) deben ser mínimas.

La evaluación de la mayoría de los casos se basa en un número muy pequeño de criterios, porque el proceso en esta etapa de abstracción no permite encontrar muchos.

También tiene influencia aquí la profundidad de la solución de la función total. En la estructura de funciones en todo caso se tendría que evaluar la totalidad de funciones parciales en que se dividió.

3.1.3 Determinar el concepto de soluciones

Los datos de entrada en esta etapa del diseño son:

La estructura de funciones y lista de exigencias

Al confeccionar la estructura de funciones se ha dividido el proceso técnico (función total) en funciones parciales; entonces el objetivo de esta etapa del diseño es transformar la estructura de funciones, a través de principios de solución para cada una de las funciones (parciales), en una estructura de construcción (síntesis).

3.1.3.1 Determinar los inputs y modos de acción

Esto se refiere a los operandos que ingresan (o salen) a la caja negra, del proceso técnico. Para la realización del proceso técnico se debe tener en cuenta diversas magnitudes de entrada como energía, materiales auxiliares, etc.

Para la transformación de los inputs en el proceso técnico son necesarios ciertos efectos para su realización. Durante el proceso técnico aparecen diversos materiales, como despedir (viruta, humo, etc.) así como otras magnitudes de salida, como calor, vibraciones, ruido. En general son designadas estas magnitudes de entradas a salidas como *inputs* u *outputs* adicionales.

3.1.3.2 Determinar las clases de los portadores de la función (matriz morfológica)

Por lo general se puede subdividir una función total en funciones parciales. (A menudo se puede hacer de estas funciones parciales nuevas funciones totales secundarias y

nuevamente dividir las en funciones parciales). El método de la matriz morfológica se puede aplicar cuando la función total se divide en funciones parciales.

Tabla 7. Matriz morfológica

Funciones Parciales (o elementos)		Alternativas				
		De efecto, de portadores, de principios de solución, de forma, de grupos funcionales, de bloques funcionales.				
		1	2	3	4	n
1		S ₁₁	S ₁₂	S ₁₃	S ₁₄	S _{1 n}
2		S ₂₁	S ₂₂	S ₂₃	S ₂₄	S _{2 n}
3		S ₃₁	S ₃₂	S ₃₃	S ₃₄	S _{3 n}
4		S ₄₁	S ₄₂	S ₄₃	S ₄₄	
.						
.						
.						
.						
n						

Solución 01 Solución 03 Solución 02

Fuente: Benjamín BARRIGA GAMARRA, 1985

Su aplicación es sencilla, en la primera columna se escriben las funciones parciales, y para cada función parcial en su respectiva línea se busca y se agotan todos los “portadores de las funciones”, los principios se realizan con los efectos buscados y con la mencionada clase de los portadores de funciones. La búsqueda debe tener metas precisas. Un especialista o diseñador entrenado se dedicaría a la solución de posibles soluciones que, desde un principio, satisfacen las siguientes reglas básicas.

- **Dejando de lado los principios de solución o bloques funcionales inapropiados**

- **E impidiendo la obligación de unión entre principios de solución o bloques funcionales no compatibles**

Se recomienda en principio solo tener en cuenta la primera regla (cuando hay práctica suficiente); luego, evaluar la matriz morfológica.

La confección y uso de catálogos para elaborar la matriz morfológica es usual. (VDI – 2222 Parte II).

3.1.3.3 Combinar los portadores de funciones Probar sus relaciones

Es recomendable concentrarse en las combinaciones “reales”, de tal manera que se reduzca el campo de la solución y con esto también se reduce el trabajo de evaluación.

Seguidamente se debe comprobar cuidadosamente las combinaciones resultantes y no solamente en cuanto a su efecto, es decir capacidad de función, sino también en cuanto a la compatibilidad de cada uno de los elementos y la satisfacción de otras propiedades, especialmente en cuanto a los parámetros de función, como potencia, velocidad, tamaño, etc.

3.1.3.4 Determinar la disposición básica

Los elementos de la estructura de contricción aparecen en este nivel solamente en relaciones funcionales, pues no es necesario cuantificar nada. La presentación de los conceptos debe transmitir una idea aproximada de la disposición, y más que todo en relación entre los elementos. La representación del concepto no debe transmitir una idea fija de una idea (con el

elemento fijo) que puede ser superada en los siguientes pasos. Por eso es necesario presentar una disposición bien pensada.

3.1.3.5 **Determinar el concepto óptimo, mejorar y verificar**

La etapa final de la elaboración del concepto requiere también una evaluación; así como también una mejora de sus puntos débiles y su verificación. Las numerosas alternativas del concepto se deben evaluar, aunque en cada una de ellas todavía el grado de concretización es débil. La evaluación total es difícil porque las características de diseño del sistema ofrecen pocos puntos de referencia para la cuantificación de la mayoría de las exigencias (si estas son usadas como criterio de evaluación).

- **Ideas para hacer una evaluación del concepto de solución**

- **Técnico**

- ✓ Buen uso de la fuerza o energía
- ✓ Seguridad
- ✓ Rapidez
- ✓ Estabilidad
- ✓ Rigidez
- ✓ Manipulación
- ✓ Facilidad de manejo
- ✓ Transportabilidad
- ✓ Calidad de trabajo
- ✓ Complejidad

- **Económico**

- ✓ Número de piezas
- ✓ Facilidad de montaje
- ✓ Productividad
- ✓ Casos diversos
- ✓ Pocos desperdicios

3.1.4 Determinación de proyecto preliminar (conceptos de soluciones)

Los datos de entrada de esta etapa son: el bosquejo de concepto de solución, la lista de exigencias y la estructura de funciones. Lo que se persigue en esta etapa es lograr aproximadamente la descripción de la estructura de construcción del sistema técnico, es decir al final de la etapa se debe obtener un documento de diseño plasmado en un bosquejo del proyecto preliminar.

3.1.4.1 Determinar los puntos de orientación para elaborar la forma (del proyecto)

Como punto de partida para configurar los elementos o del sistema mismo se debe fijar algunos puntos de orientación (Dimensiones).

Estos puntos de orientación se pueden encontrar en los sistemas técnicos con los cuales trabajaría el sistema de diseño, en las limitaciones humanas (ergonomía) y en las exigencias del sistema a diseñar. La normalización se debe tener en cuenta.

La comparación con sistemas parecidos puede servir de ayuda.

Los cálculos aproximados de resistencia de materiales, así como la experiencia del diseñador también juegan un papel importante. Se puede emplear monogramas y tablas.

3.1.4.2 Disponer, asumir, elaboración de la forma aproximada (dimensión en parte)

A partir del boceto del concepto de solución uno se puede dedicar a la disposición de los sistemas parciales o piezas.

Las posibilidades de disposición son numerosas, sin embargo, la decisión en la disposición es prosaicamente el primer punto más importante en el proyecto preliminar. El segundo punto importante es la configuración básica de cada una de las piezas.

3.1.4.3 Determinar el tipo de material, clases de los procesos de fabricación, tolerancia y calidad del acabado superficial en cada uno de los casos

Por lo general no es necesario para el proyecto preliminar fijar las características de diseño antes mencionadas. La excepción son las superficies de efecto, donde a menudo los datos del material se recomiendan, cuando se trata de una propiedad fijada, también, aunque sin mucha fuerza de decisión en el proyecto preliminar, la forma de los elementos de construcción implícitamente fija los procesos de fabricación, así como su montaje.

3.1.4.4 Examinar las zonas de la configuración

En cada sistema técnico se encuentran muchos aspectos o zonas de configuración. Según diferentes puntos de vista, estos pueden dar lugar a una variedad de soluciones, las cuales a su vez juegan un papel importante en la solución total o tienen una gran influencia en el proceso de optimización.

3.1.4.5 Presentar el proyecto preliminar

La representación de la estructura aproximada se hace a través de un bosquejo del proyecto. Este debe ser limpio y hecho a mano alzada.

Las proyecciones pueden ser diferentes, pueden ser vistas, así como también proyecciones axonométricas.

3.1.4.6 Determinar el proyecto de preliminar a óptimo, mejorar, evaluar y verificar

La evaluación de las alternativas de la estructura de construcción y los bosquejos del proyecto preliminar es más exacta, porque las características del diseño están ya fijadas. De estos bosquejos se pueden ver claramente el valor de los criterios escogidos.

A evaluación de los puntos más débiles de las diferentes alternativas según diferentes puntos de vistas permiten efectuar algunas mejoras, y/o escoger las mejores ejecuciones.

A este nivel ya es posible practicar un primer análisis técnico económico de las alternativas (VDI 2225 parte I).

3.1.5 Determinación del proyecto (determinación del concepto de solución óptima)

Los datos de entrada de estas etapas son los bosquejos del proyecto preliminar (óptimo) y todos los documentos del proyecto elaborados hasta antes de esta etapa.

En esta segunda rueda en la elaboración del proyecto se trata de limpiar el proyecto preliminar escogido donde se logra una completa descripción de la estructura de diseño, por supuesto aspirando que esta sea definitiva.

3.1.5.1 Para determinadas prioridades del diseño, proporcionar su fundamentación (descripción del funcionamiento de la solución óptima)

Para muchos diseñadores el problema está resuelto con una demostración a través de un cálculo de resistencia de materiales. Sin embargo, la problemática es muy amplia. Para más detalles ver las restricciones en el diseño y las reglas básicas para proyectar que se adjuntan.

Ambas recomendaciones para proyectar lo que se hace es recortar en forma ordenada las cuestiones que no se deben olvidar al momento de proyectar. Las dos son semejantes, la primera es listado de restricciones y la segunda un cuestionario.

- **Restricciones de diseño**

- a) **Restricciones técnicas**

- | | |
|---------------------------------|--|
| 1. Funciones | 9. Propiedades de los materiales |
| 2. Fabricación | |
| 3. Montaje | 10. Influencia del medio ambiente |
| 4. Tolerancias | |
| 5. Solidificaciones | 11. Influencia propia, autodestrucción |
| 6. Seguridad contra destrucción | 12. Tribología |
| 7. Confiabilidad | 13. Mantenimiento |
| 8. Pruebas de control (calidad) | 14. Peso |
| | 15. Volumen |
| | 16. Masa |

b) Restricciones económicas

- | | |
|---|--|
| 17. Costo mínimo requerido | 19. Costo mínimo de funcionamiento (costo de operación) |
| 18. Costo mínimo referido a calidad y calidad de los materiales | 20. Empleo de parques y piezas estandarizados y normalizados |

c) Restricciones condicionadas por el medio

- | | |
|---------------|-------------------|
| 21. Emisiones | 22. Recirculación |
|---------------|-------------------|

d) Restricción ergonómica

- | | |
|------------------------------|--------------------------|
| 23. Manipulación de servicio | 24. Libertad de reacción |
|------------------------------|--------------------------|

e) Restricción trazada en las condiciones de seguridad de la vida y la salud

- | | |
|-----------------------------------|---|
| 25. Protección contra explosiones | 27. Seguridad contra fragmentos o fragmentación |
| 26. Amortiguaciones de choque | |

f) Restricciones como consecuencia de la condición del mercado

- | | |
|------------|--------------|
| 28. Diseño | 29. Patentes |
|------------|--------------|

- **Reglas básicas para proyectar**

- Función
- Principios – efecto
- Diseño
- Seguridad
- Ergonomía
- Fabricación
- Control (de calidad)
- Montaje
- Transporte
- Uso
- Mantenimiento
- Costo
- Plazo

3.1.5.2 Disposición definitiva, elaboración de las formas, dimensionar (en parte)

Como no se trata de dibujos de talleres, en la representación de los conjuntos se pueden consignar medidas, acabados superficiales, materiales y tratamientos térmicos, ya que esto asegura la función del sistema técnico.

3.1.5.3 Fijar completamente y definitivamente el material y los procesos de fabricación

Fijar definitivamente las tolerancias y en parte la calidad del acabado superficial.

Comprobar que los materiales y los procesos de fabricación de las piezas sean compatibles con las formas que se quieren lograr. A veces la concurrencias o consejo de los especialistas (metalurgistas, especialistas de fabricación como soldadores, torneado, fresado, etc.) es necesario.

En cuanto a las tolerancias y el acabado superficial estas deben ser dadas solo para que garanticen la función del sistema técnico y faciliten el control de la producción.

3.1.5.4 Optimizar las zonas de configuración

Porque de la elección de determinadas formas, disposiciones y dimensiones y no otra es siempre un desafío (y costumbre) del diseñador.

La optimización de determinadas zonas de configuración tiene de todas maneras una relación con la operación de evaluación (técnica - económica). Una dedicación especial a los puntos débiles, principalmente a los que tienen asegurado el funcionamiento (exigencias) es necesario definitivamente en esta etapa, para evitar posteriormente retrasos y rechazos del diseño.

3.1.5.5 Representar el proyecto de construcción

La representación del proyecto debe cumplir todas las reglas de dibujo. Se debe presentar un dibujo de ensamble a escala adecuada en la posición de trabajo o la que muestre el mayor número de piezas. El dibujo debe ser claro donde se reconoce el funcionamiento del sistema, así como la posición o posiciones de los inputs (outputs). La lista de piezas y sus materiales es indispensable.

3.1.5.6 Determinación de proyecto óptimo del diseño

Evaluar mejorar o verificar

A este nivel, la optimización y evaluación tiene gran significado y, por cierto, no solamente respecto a la calidad del sistema técnico, sino también para el proceso del diseño mismo. Si hasta este punto se ha usado solamente un parte del costo total del diseño, este crece enormemente rápido en el paso siguiente que es la elaboración de detalles.

La evaluación debe efectuarse lo más exacto posible.

Habiendo ya planos y un informe técnico no necesariamente la evaluación la debe hacer el diseñador: esta evaluación lo puede hacer un especialista. De presentarse varias alternativas que se han venido desarrollando debido a su “equivalente” calidad, aquí debe tomarse una decisión definitiva.

Los métodos para efectuar la evaluación pueden ser las siguientes recomendaciones VDI.

VDI 2802 *Wertanalyse: Vergleichsrechnuns.*
(Análisis de valores: Cálculo de comparación)

VDI 2225 *Technisch – Wirtschaftliches Konstruieren.*
(Diseño técnico - económico)

VDI 2212 *Systematisches Suchen und Optimieren
Konstruktive Losunger.*
(Búsqueda sistemática y optimización de
soluciones constructivas)

Y por supuesto una comparación con la lista de exigencias (comprobar si el proyecto satisface las exigencias y deseos).

Los criterios de evaluación se obtienen de la lista de exigencias y de las características técnicas del sistema. Una ayuda es también la hoja de indicaciones con las características principales para la evaluación del diseño en la fase de proyecto preliminar y definitivo.

3.1.6 Elaboración de detalles (cálculo y selección de componentes)

Una vez aceptado el proyecto, ya sea por el cliente o por la instancia superior de diseño (o fuera de ella) entra en su fase final; en esta fase se completará y elaborará la documentación necesaria para su fabricación.

3.1.6.1 Proporcionar la fundamentación

Se trata únicamente de completar los cálculos y comprobaciones (de resistencia de materiales) de las piezas que por su poca importancia no fue necesario hacerlo antes. Estos datos y decisiones se deben adjuntar o completar en el informe técnico del sistema.

3.1.6.2 Elaboración de las formas, dimensionar definitivamente y completamente

Se trata básicamente de la elaboración de dibujo de taller. Para cada una de las piezas que se debe fabricar se tiene que elaborar los planos respectivos. Por ejemplo, para fabricar engranajes se debe dar la geometría y sus datos de fabricación como módulo, ángulo, correcciones, tratamiento térmico, etc.

3.1.6.3 Determinar completamente y definitivamente el material, clase de procesos de fabricación, tolerancias y calidad del acabado superficial

Los materiales y los procesos de fabricación de cada una de las piezas no siempre dependen de los cálculos que se han realizado, sino del tamaño de la producción (producto único, pequeña serie, producción en masa). Pero las tolerancias de las piezas se fijan principalmente de la función y la fabricación. Esto último también vale para el acabado superficial.

3.1.6.4 Determinar el estado del montaje

Sí hay una variación sustancial con respecto al dibujo del montaje representado en la etapa anterior, pues puede ser necesario hacer nuevos planos de ensamblaje.

También el estado del montaje es imprescindible para el caso de piezas que varían su configuración inicial de fabricación al efectuar el montaje (piezas soldadas, estañadas, metidas a presión, dobladas, etc.).

3.1.6.5 Representar las piezas, dimensionar, dar tolerancias, la calidad del acabado superficial y material

Basta con cumplir minuciosamente con las reglas de dibujo mecánico. Lo ideal es hacer dibujos a escala en el tablero; sin embargo, los dibujos a mano alzada también son usuales; estos reemplazan fácilmente los dibujos a escala en los pequeños talleres. Se debe tener sumo cuidado al colocar las dimensiones. Cualquiera que sea la representación, se debe escoger la escala y el formato del papel adecuado al tamaño de la pieza. De preferencia dibujar a escala 1:1 cuando esto no es posible usar las otras escalas normalizadas.

3.1.6.6 Detallar planos de conjunto lista de piezas (de despiece) y otros documentos

Los ensambles y los subensambles son indispensables tanto para comprobar la compatibilidad de las piezas durante el diseño, como también para permitir y mostrar el montaje y desmontaje de ella. Los ensambles o planos de montaje se hacen, de preferencia, a escala.

La lista de piezas (despiece) debe responder algunos criterios de los conocidos: por cantidad, por estructura, por variantes, bloques constructores, etc.

La numeración de las piezas debe responder también al criterio establecido en la firma: para familia, por pertenencia al producto, etc.

3.1.6.7 Mejorar, evaluar y verificar

En esta última fase del diseño no se trata simplemente de dibujar todas las piezas del sistema. Al mismo tiempo también se debe optimizar los detalles de cada una de las piezas en cuanto a la forma, material, superficie, ajustes y tolerancias; esto se hace por el propósito de facilitar el tipo de fabricación y reducir los costos. En lo posible tener en cuenta las normas técnicas existentes y de preferencia usar las piezas que se fabrican (o se puede fabricar) en la forma o las no fáciles de adquirir en el mercado.

Un control de los dibujos (actividades que deben ser permanentes) deben hacerse finalmente con tres puntos de vista fundamentales: función, montaje y fabricación.

Una evaluación técnico-económica final de todo el sistema técnico es posible, comparando las calidades finales del producto con el producto ideal o con los que existen en el mercado.

Para este efecto se puede aplicar también las recomendaciones VDI-2225 hoja1: Diseño técnico económico.

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA SOLUCIÓN

El presente capítulo tiene por objetivo sentar las bases del diseño con la metodología ya mencionada en el anterior capítulo mediante la identificación de requerimientos, análisis de la solución, cálculo y selección de componentes y por último la realización de los planos correspondientes que darán por definido el diseño de un sistema de desplazamiento vertical y posicionamiento de trabajo de un soporte sujetor para motores de combustión interna de capacidad máxima de 1 300 kg.

4.1 Identificación de requerimientos

4.1.1 Lista de exigencias

La siguiente lista de exigencias fue desarrollada en base a los antecedentes del problema mostrados en los capítulos anteriores como también a las necesidades solicitadas en los talleres automotrices en la ciudad de Huancayo para reducir los tiempos de reparación y los niveles de riesgo de accidentes. Posteriormente, esta lista nos permitirá proponer y determinar el diseño de la solución óptima.

Tabla 8. Lista de exigencias

LISTA DE EXIGENCIAS		UNIVERSIDAD CONTINENTAL	Pág. 1 de 5
PROYECTO Soporte sujetor para motores.		Facultad de Ingeniería	Fecha: 7/8/2017
		E.A.P. Ingeniería Mecánica	
		Área de diseño	Autor: Pedro CRISPIN.
Características	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
FUNCIÓN	E	El soporte sujetor para motores debe sujetar el motor de combustión interna de forma segura sin obstruir la reparación.	P. CRISPIN.
FUNCION	E	El soporte sujetor para motores debe tener un sistema de rotación vertical los 360° grados para el posicionamiento en el área de trabajo.	P. CRISPIN.
FUNCION	E	El soporte sujetor para motores debe desplazarse verticalmente para tener una altura de trabajo adecuado para la reparación.	P. CRISPIN.
FUNCION	E	El diseño del soporte sujetor para motores debe tener un sistema de rotación horizontal los 360° grados, que sea seguro de posicionar a cualquier grado y sentido de giro (Ángulo de trabajo).	P. CRISPIN.

LISTA DE EXIGENCIAS		UNIVERSIDAD CONTINENTAL	Pág. 2 de 5
PROYECTO Soporte sujetor para motores.		Facultad de Ingeniería	Fecha: 7/8/2017
		E.A.P. Ingeniería Mecánica	
		Área de diseño	Autor: Pedro CRISPIN.
Características	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
GEOMETRÍA	E	El soporte sujetor para motores ocupará el menor espacio posible, no debiendo exceder de 1.25 metros de ancho, 1.25 metros de largo y 1.25 metros de alto. Para el fácil el traslado del personal	P. CRISPIN.
GEOMETRÍA	E	La capacidad de carga máxima del soporte sujetor para motores deberá ser de 1 300 kg.	P. CRISPIN.
GEOMETRÍA	D	El diseño de la soporte sujetor para motores debe ser lo más compacto posible para que pueda ser ubicada fácilmente.	P. CRISPIN.
ENERGÍA	E	La fuerza requerida para los distintos procesos en el soporte sujetor para motores serán producidas por el operario (fuerza humana).	P. CRISPIN.
MATERIA PRIMA	E	Se emplearán motores de combustión interna que tengan la capacidad máxima 1 300 kg.	P. CRISPIN.

LISTA DE EXIGENCIAS		UNIVERSIDAD CONTINENTAL	Pág. 3 de 5
PROYECTO Soporte sujetor para motores.		Facultad de Ingeniería	Fecha: 7/8/2017
		E.A.P. Ingeniería Mecánica	
		Área de diseño	Autor: Pedro CRISPIN.
Características	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
PRODUCTIVIDAD	E	Aumentamos el ratio de producción por unidad de tiempo; así mismo, la reducción de técnicos (mano de obra) de tres a uno.	P. CRISPIN.
SEGURIDAD	E	El soporte sujetor de motores reducirá los niveles de riesgos de accidentes, conservando la integridad del operario en los distintos procesos de reparación.	P. CRISPIN.
SEGURIDAD	D	Se deberá evitar el contacto entre los elementos móviles del sistema.	P. CRISPIN.
ERGONOMÍA	E	El diseño de la soporte sujetor para motores debe brindar comodidad al operario durante la reparación del motor de combustión interna.	P. CRISPIN.
ERGONOMÍA	E	La interacción humano-máquina-ambiente, no debe causar fatiga al operador.	P. CRISPIN.
SEÑALES	E	El soporte sujetor para motores contará con señales que permitirá su fácil uso.	P. CRISPIN.

LISTA DE EXIGENCIAS		UNIVERSIDAD CONTINENTAL	Pág. 4 de 5
PROYECTO Soporte sujetor para motores.		Facultad de Ingeniería	Fecha: 7/8/2017
		E.A.P. Ingeniería Mecánica	
		Área de diseño	Autor: Pedro CRISPIN.
Características	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
SEÑALES	E	El soporte sujetor para motores debe contar con señales que indiquen que se encuentra en movimiento o bloqueo.	P. CRISPIN.
USO	E	El soporte sujetor para motores será diseñada para que se pueda operar lo más silenciosamente posible, para no perturbar al ambiente en el cual sea ubicada.	P. CRISPIN.
FABRICACIÓN	E	El soporte sujetor para motores podrá ser construida en talleres locales (fácil manufactura) y los materiales para su construcción deben estar disponibles en el mercado local.	P. CRISPIN.
GEOMETRÍA	E	El diseño del soporte sujetor para motores no debe desequilibrarse ni pandearse cuando se está operando o tenga impactos / golpes en la reparación del motor.	P. CRISPIN.

LISTA DE EXIGENCIAS		UNIVERSIDAD CONTINENTAL	Pág. 5 de 5
PROYECTO Soporte sujetor para motores.		Facultad de Ingeniería	Fecha: 7/8/2017
		E.A.P. Ingeniería Mecánica	
		Área de diseño	Autor: Pedro CRISPIN.
Características	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
FABRICACIÓN	E	Las piezas que conforman el soporte sujetor para motores serán de formas sencillas y de fácil manufactura.	P. CRISPIN.
TRANSPORTE	D	El soporte sujetor para motores será equipado de elementos que permitan su transporte; así mismo su peso máximo será de 280 kg.	P. CRISPIN.
MONTAJE	E	El soporte sujetor para motores será de fácil montaje, para facilitar las actividades de mantenimiento.	P. CRISPIN.
MANTENIMIENTO	E	El soporte sujetor para motores tendrá un fácil acceso a la lubricación de los elementos.	P. CRISPIN.
COSTOS	D	El costo de fabricación del soporte sujetor para motores será alrededor de los S/ 2 500.00 nuevos soles.	P. CRISPIN.
PLAZOS	D	El diseño del soporte sujetor para motores será entregado como máximo el 11/12/2017.	P. CRISPIN.

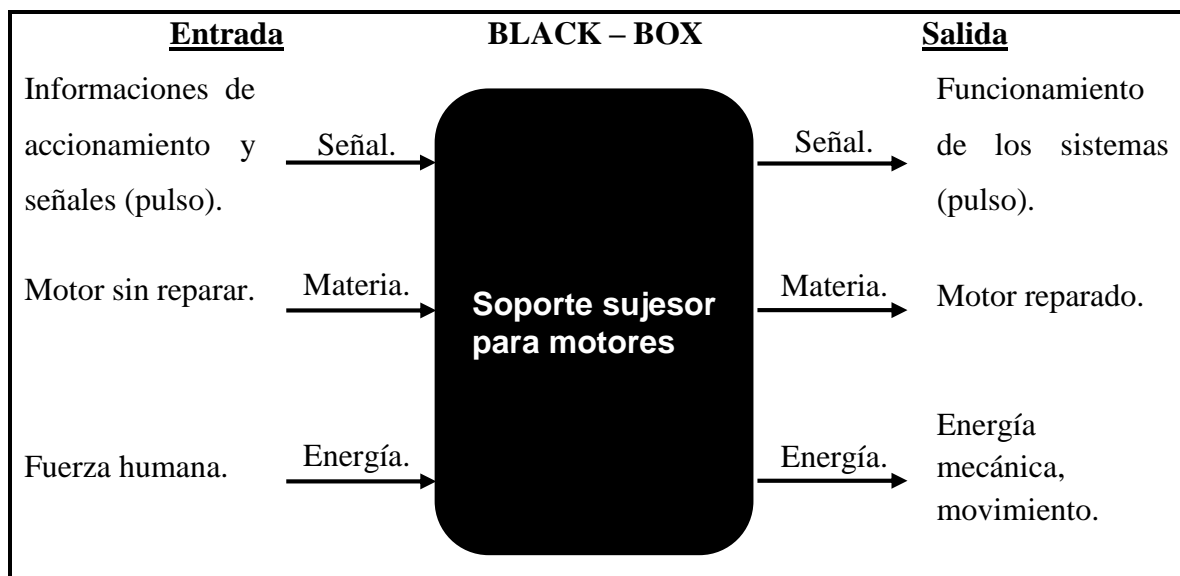
Fuente: elaboración propia, 2017

4.1.2 Estructura de funciones

A continuación, se desarrollará la abstracción de la Caja negra o también conocido como “Black-Box”, donde se determinan las entradas específicas que través de los procesos aún desconocidos, se obtendrán salidas esperadas.

4.1.2.1 Abstracción: Caja negra (Black – box)

Tabla 9. Caja negra “Black – box”



Fuente: elaboración propia, 2017

- **ENTRADAS**

- **Materia**

Motor de combustión interna a reparar.

- **Energía**

La energía requerida para sujetar, asegurar, posicionar y reparar motores de combustión interna mediante fuerza humana.

➤ **Señal**

Señales visuales para el ingreso del motor de combustión interna al soporte sujetor para motores.

• **SALIDAS**

➤ **Materia**

Salida del motor de combustión reparado.

➤ **Energía**

Energía como ruido, vibraciones, desgaste y calor de fricción.

➤ **Señal**

Señales visuales o sonoras que indiquen que el motor de combustión interna fue reparado satisfactoriamente.

4.1.2.2 Secuencia de operaciones

Primero se debe comprobar el estado en que se encuentra el soporte sujetor para motores y que sean adecuadas, una vez comprobadas la operatividad de la misma se procede a la alimentación del motor de combustión interna para su reparación.

Seguidamente se procederá a la sujeción de motor mediante mecanismos convenientes, que permitan la sujeción para la rotación vertical (posicionamiento en el área de trabajo), desplazamiento vertical (altura de trabajo), rotación horizontal (ángulo de posición del motor). Una vez que el

motor está en una posición conveniente para su reparación se procederá a la inmovilización del dispositivo para su posterior reparación ya este sea semiautomático, automático o manual. Posteriormente, se procederá a repetir la operación de inmovilización en los ángulos que se requiera hasta finalizar la reparación para su retiro del motor reparado.

Finalmente, se procederá a repetir los distintos procesos con cada uno de los motores de combustión interna que pesen como máximo 1 300 kg.

4.1.2.3 Fijación de los procesos técnicos

- **Preparación**

- Alimentación y sujeción del motor de combustión interna en el soporte sujetor para motores.
- Posicionamiento en el área de trabajo (rotación vertical).

- **Ejecución**

- Generar la fuerza.
- Aplicación del sistema de reducción de esfuerzos.
- Posicionamiento de la altura de trabajo (desplazamiento vertical).
- Posicionamiento conveniente para su reparación (ángulo de trabajo).
- Reparación del motor.

- **Control**

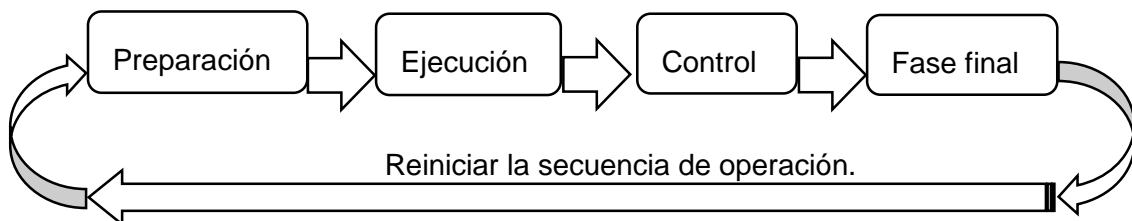
- Verificación que el motor de combustión interna esté correctamente sujeto en el soporte.

- Verificar que el motor se encuentre bien posicionado en el área de trabajo (rotación vertical).
- Verificar que el desplazamiento vertical (altura de trabajo) sea la adecuada.
- Verificar que la rotación horizontal (ángulo de trabajo) sea correcto, una vez determinada en ángulo de trabajo, inmovilizado para poder trabajar.
- Controlar el proceso de reparación del motor de combustión interna.
- Controlar el desmontaje del motor de combustión interna reparado.

- **Fase final**

- Desmontaje del motor de combustión interna armado.
- Traslado del motor de combustión interna reparado a otras áreas.
- Reiniciar la secuencia de operación.

A continuación, en un diagrama de flujo compilamos lo anteriormente descrito:



4.1.2.4 Representación de la estructura de funciones

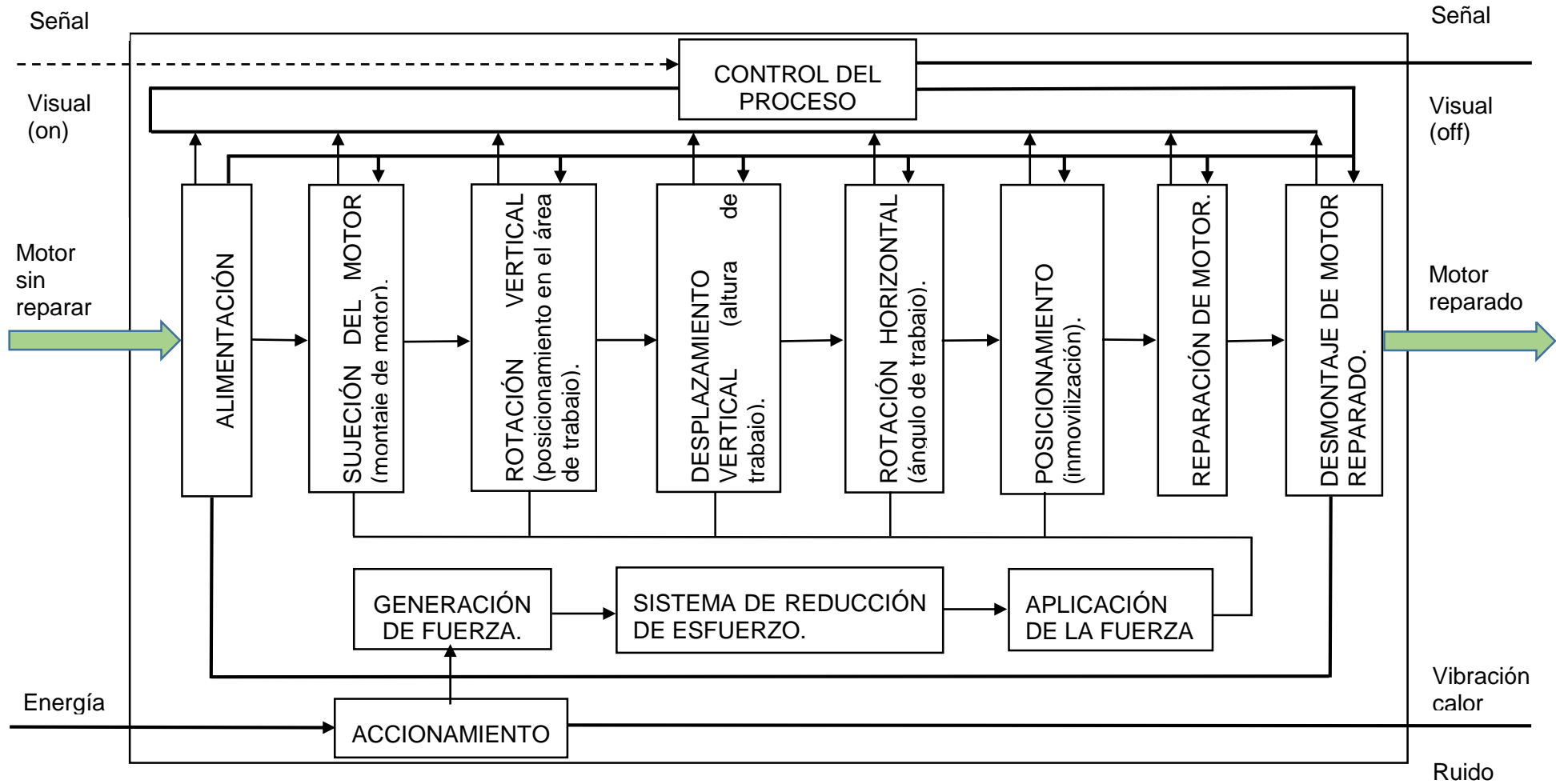
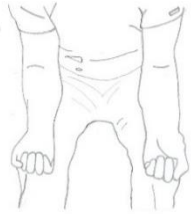
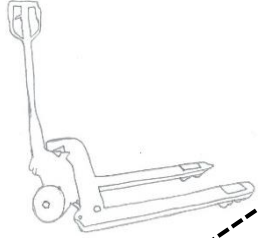
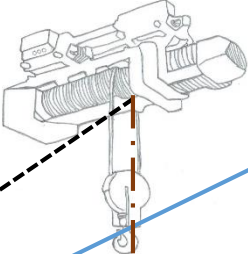
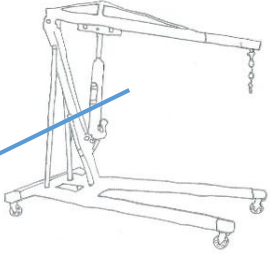
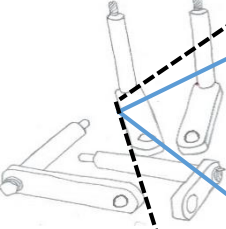
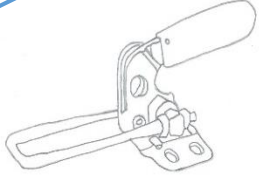
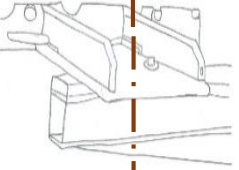


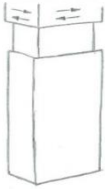
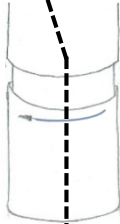
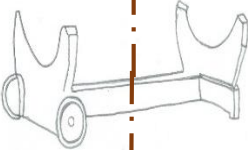

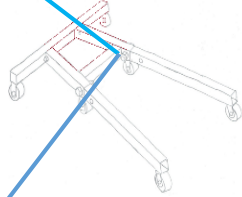

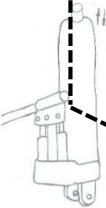
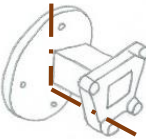
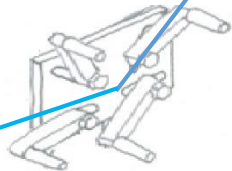
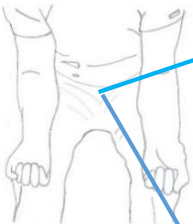
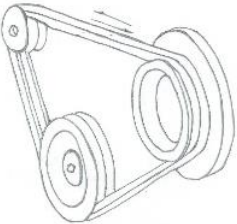
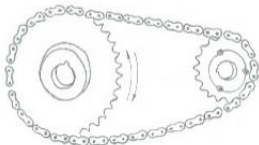
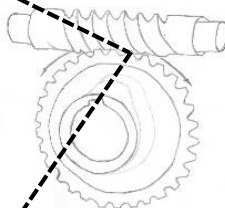
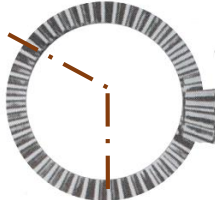
Figura 36. Estructura de funciones
Fuente: elaboración propia, 2017

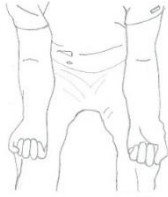
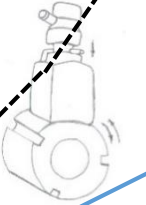
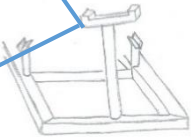
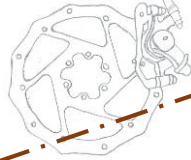
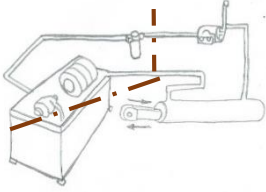
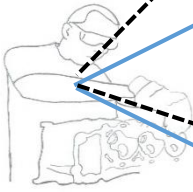
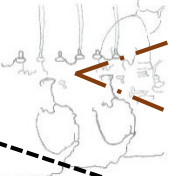
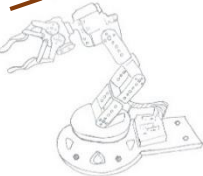
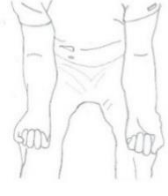
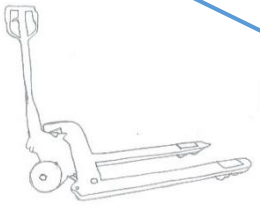
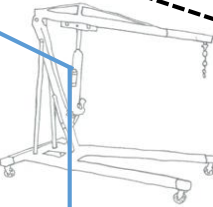
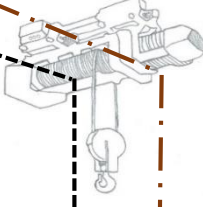
4.2 Análisis de la solución

4.2.1 Determinación del concepto de soluciones (matriz morfológica)

Tabla 10. Matriz morfológica

Nº	FUNCIÓN	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3	ALTERNATIVA 4	ALTERNATIVA 5
1	Alimentación y posicionamiento.	Manual. 	Carretilla hidráulica. 	Puente grúa. 	Pluma hidráulica. 	
2	Sujeción del motor (montaje de motor).	Pernos. 	Gancho. 	Forma de asiento. 		

3	Rotación vertical (posición en el área de trabajo) y aseguramiento.	<p>Rotación alrededor del eje.</p> 	<p>Rotación alrededor del eje.</p> 	<p>Por dos ruedas.</p> 	<p>Por cuatro ruedas.</p> 	<p>Por seis ruedas.</p> 
4	Desplazamiento vertical (altura de trabajo) y aseguramiento.	<p>Telescópica de posición.</p> 	<p>Gata hidráulica.</p> 	<p>Forma de asiento.</p> 	<p>Forma de plato.</p> 	
5	Rotación horizontal (ángulo de trabajo) y aseguramiento.	<p>Manual.</p> 	<p>Trasmisión por faja.</p> 	<p>Trasmisión por cadena.</p> 	<p>Trasmisión por sinfín corona</p> 	<p>Engranaje denico de dientes rectos.</p> 

6	Posicionamiento (inmovilización).	Manual. 	Trinquete. 	Soporte. 	Freno de disco. 	Sistema hidráulico. 
7	Reparación del motor.	Manual. 	Semiautomático. 	Automático. 		
8	Desmontaje del motor reparado.	Manual. 	Carretilla hidráulica. 	Pluma hidráulica. 	Puente grúa. 	
				S1	S2	S3

Fuente: elaboración propia, 2017

4.2.2 Determinación de proyecto preliminar

Determinamos las posibles soluciones (Conceptos de soluciones)

Gracias a la agrupación de las funciones parciales o elementales de la Matriz Morfológica para el diseño del soporte sujetador para motores bajo criterios de diseño se logró determinar tres conceptos de solución. La representación de las posibles soluciones se bosqueja a mano alzada los cuales son mostrados a continuación.

4.2.2.1 Concepto de solución N° 1

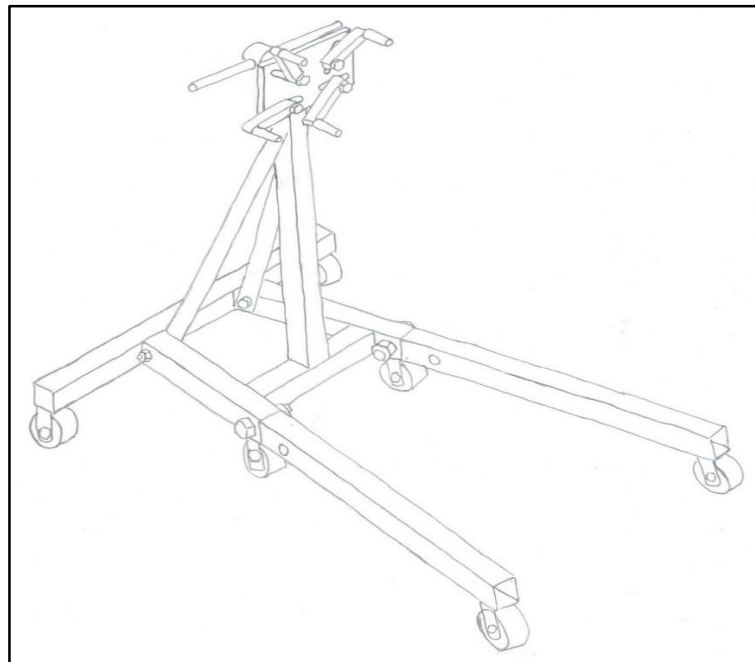


Figura 37. Alternativa de solución N° 1

Fuente: elaboración propia, 2017

Descripción: esta primera alternativa de solución será propulsada por fuerza humana a través de una manija la cual multiplica y trasmite la fuerza directamente al plato sujetador para los distintos tipos de motores de combustión interna que tenga como capacidad máxima de 1 000 kg los cuales son sujetados mediante pernos (Ver Figura 37). El sistema de ROTACIÓN VERTICAL (posicionamiento en el área de trabajo), será mediante fuerza humana ya que cuenta con 6 ruedas. Así mismo, el sistema de DESPLAZAMIENTO VERTICAL (altura de trabajo), dependerá de la sujeción en el plato del soporte.

4.2.2.2 Concepto de solución N° 2

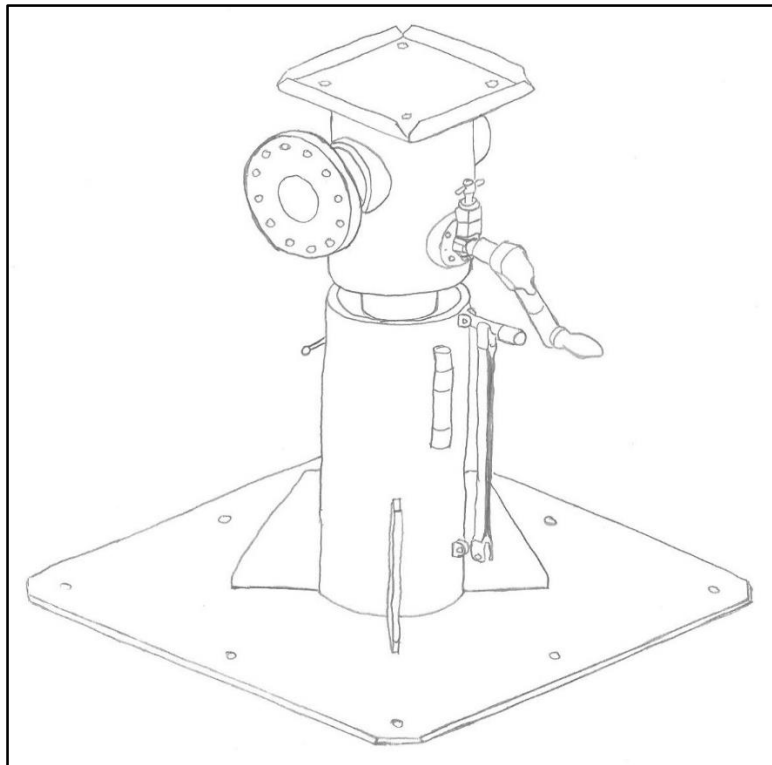


Figura 38. Alternativa de solución N° 2

Fuente: elaboración propia, 2017

Descripción: esta segunda alternativa de solución será propulsada por fuerza humana a través de una manija, la cual multiplica y trasmite la fuerza al árbol principal mediante el sistema de reducción de esfuerzo sinfín corona (Ver Figura 38). La corona del sinfín transmite el momento torsor directamente al árbol principal, en el cual se emplea un plato universal en uno de los extremos, para los distintos tipos de motores de combustión interna que tenga como capacidad máxima de 1 300 kg, los cuales son sujetados mediante pernos. El sistema de ROTACIÓN HORIZONTAL (ángulos de trabajo) será mediante el sistema de sinfín corona por ser autobloqueantes, como sistema de protección adicional cuenta con un trinquete ante cualquier accionamiento externo. El sistema de ROTACIÓN VERTICAL (posicionamiento en el área de trabajo), será sencilla de posicionar manualmente y contar con un sistema de trabas para su inmovilización. Así mismo, el sistema de DESPLAZAMIENTO VERTICAL (altura de trabajo), será accionado mediante una gata hidráulica.

4.2.2.3 Concepto de solución N° 3

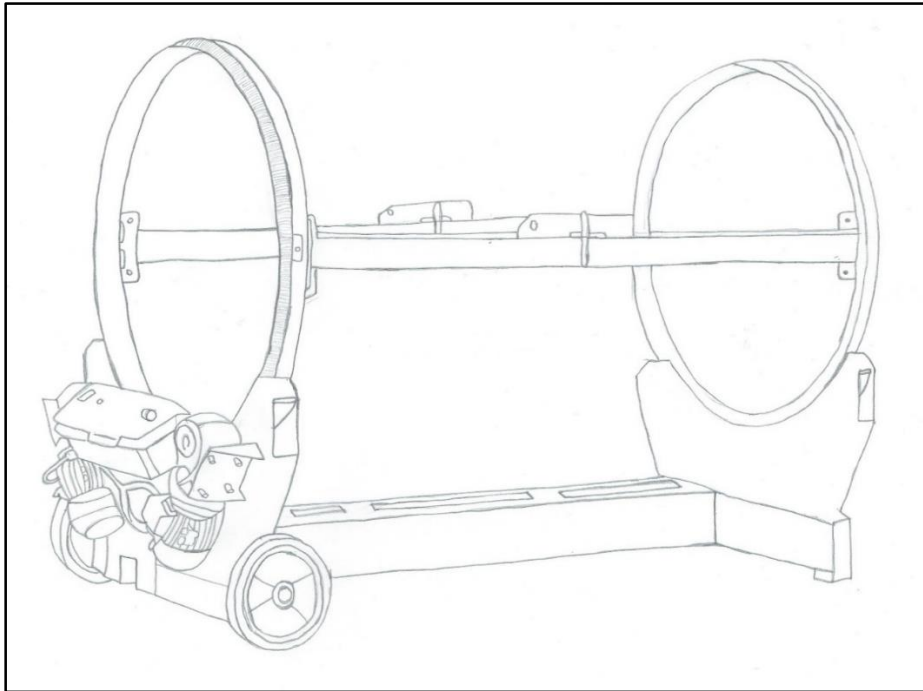


Figura 39. Alternativa de solución N° 3

Fuente: elaboración propia, 2017

Descripción: esta tercera alternativa de solución será accionada por motor eléctrico que a través de engranajes de dientes rectos multiplica y transmite la fuerza directamente al sistema de ROTACIÓN HORIZONTAL (ángulos de trabajo) del soporte sujetor para motores (Ver Figura 39). Los engranajes generan momento torsor directamente para la rotación de las guías de sujeción, donde se emplea una forma de asientos determinados para graduar el DESPLAZAMIENTO VERTICAL (altura de trabajo) de los distintos tipos de motores de combustión interna que tenga como capacidad máxima de 1 300 kg, sujetos por las partes laterales mediante pernos. El sistema de ROTACIÓN VERTICAL (posicionamiento en el área de trabajo) será mediante fuerza humana ya que la alternativa de solución N° 3 cuenta con 2 ruedas en uno de los extremos.

Su principal desventaja de este tipo de soportes es su gran tamaño y que requieren de otros componentes como motores eléctricos, engranajes y tableros de control lo que aumenta el costo económico.

4.2.3 Determinación del proyecto (determinación del concepto de solución óptima)

Tabla 11. Evaluación de conceptos de solución – valor técnico

DISEÑO MECÁNICO - EVALUACIÓN DE PROYECTOS									U.C E.A.P I.M	
Valor técnico (xi)										
PROYECTO: DISEÑO DE UN SISTEMA DE DESPLAZAMIENTO VERTICAL Y POSICIONAMIENTO DE TRABAJO DE UN SOPORTE SUJESOR PARA MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA PARA LA CAPACIDAD MÁXIMA DE 1 300 kg.										
p: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225) 0 = No satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien (ideal). g: Es el peso ponderado y se da en función de la importancia de los criterios de evaluación.										
Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos.										
Variantes de Concepto / Proyecto			Solución 1		Solución 2		Solución 3		Sol. ideal	
			S1		S2		S3		S ideal	
Nº	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Función.	8	2	16	3	24	2	16	4	32
2	Geometría.	6	2	12	2	12	2	12	4	24
3	Eficiencia.	10	2	20	3	30	2	20	4	40
4	Ergonomía.	7	2	14	4	28	2	14	4	28
5	Rapidez.	8	3	24	4	32	3	24	4	32
6	Fabricación.	8	2	16	3	24	2	16	4	32
7	Montaje.	7	2	14	3	21	2	14	4	28
8	Mantenimiento.	8	2	16	3	24	2	16	4	32
9	Transportabilidad.	6	3	18	2	12	2	12	4	24
10	Seguridad.	8	2	16	4	32	3	24	4	32
11	Estabilidad.	7	2	14	3	21	3	21	4	28
12	Facilidad de manejo.	6	2	12	3	18	2	12	4	24
13	Complejidad.	6	2	12	2	12	3	18	4	24
Puntaje máximo $\sum gp$			204		290		219		380	
Valor técnico xi			0.54		0.76		0.58		1.00	
$x_i = \frac{g_1 \cdot p_1 + g_2 \cdot p_2 + \dots + g_n \cdot p_n}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n) \cdot p_{max}} \leq 1$										

Fuente: elaboración propia, 2017

Tabla 12. Evaluación de conceptos de solución – valor económico

DISEÑO MECÁNICO - EVALUACIÓN DE PROYECTOS										U.C E.A.P I.M	
Valor económico (yi)											
PROYECTO: DISEÑO DE UN SISTEMA DE DESPLAZAMIENTO VERTICAL Y POSICIONAMIENTO DE TRABAJO DE UN SOPORTE SUJESOR PARA MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA PARA LA CAPACIDAD MÁXIMA DE 1 300 kg.											
p: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225). 0 = No satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien (ideal). g: es el peso ponderado y se da en función de la importancia de los criterios de evaluación.											
Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos.											
Variantes de Concepto / Proyecto			Solución 1		Solución 2		Solución 3		Sol. ideal		
			S1		S2		S3		S ideal		
Nº	Criterios de evaluación	g	p	gp	P	gp	P	gp	p	gp	
1	Número de piezas.	6	2	12	3	18	3	18	4	24	
2	Costos de materiales.	9	2	18	4	36	3	27	4	36	
3	Fácil adquisición de materiales.	8	1	8	2	16	2	16	4	32	
4	Facilidad de montaje.	6	2	12	3	18	3	18	4	24	
5	Facilidad de mantenimiento.	6	2	12	3	18	3	18	4	24	
Puntaje máximo $\sum gp$			62		106		97		140		
Valor económico yi			0.44		0.76		0.69		1.00		
$y_i = \frac{g_1 \cdot p_1 + g_2 \cdot p_2 + \dots + g_n \cdot p_n}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n) \cdot p_{max}} \leq 1$											

Fuente: elaboración propia, 2017

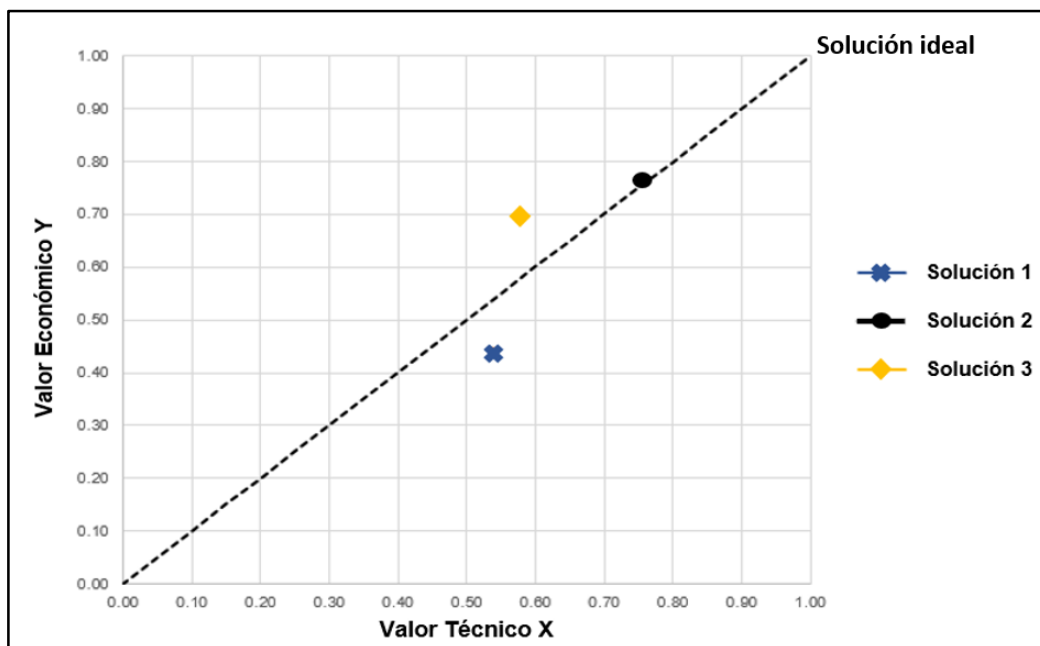


Figura 40. Diagrama de evaluación técnico – económico según VDI 2225

Fuente: elaboración propia, 2017

Del diagrama de evaluación técnico – económico según el VDI 2225 de la Figura 40, se determina que la alternativa más cercana a la ideal que cumple con los requisitos del diseño del soporte sujetador para motores establecidos en la lista de exigencias es el concepto de solución N° 2 por lo que se considera la solución óptima; así mismo, es la que se desarrolla en los posteriores capítulos.

4.3 Cálculo y selección de componentes

En esta parte desarrollaremos los cálculos necesarios para una posterior selección de los componentes más importantes del diseño del soporte sujetador para motores, que teniendo limitaciones en las dimensiones de los materiales por lo proveedores utilizaremos materiales que se encuentran en el mercado local para lograr un correcto funcionamiento sin riesgos de posibles fallas. Para el diseño se utilizara el software CAD (*Solidworks Simulation*). En la Figura 41 se representa el modelo terminado del soporte sujetador para motores en vista isométrica.

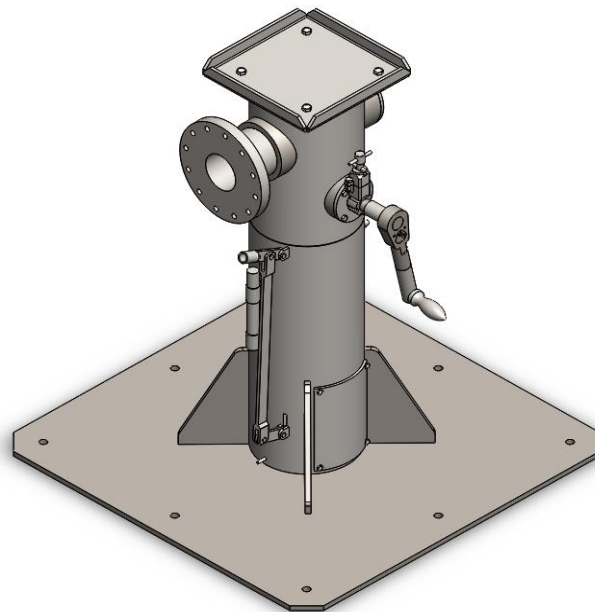


Figura 41. Modelo del soporte sujetador para motores

Fuente: elaboración propia, 2017

Como se explicó anteriormente, se utilizará el sistema de reducción de esfuerzos sinfín corona para la ROTACIÓN HORIZONTAL (ángulo de trabajo), Ver Figura 42 donde muestra los mecanismos aislados. Para efectos de cálculos se requiere utilizar el esfuerzo mínimo posible por cortos periodos de tiempo.

Teniendo el conocimiento de las características técnicas y los manuales de servicio de los motores más pesados que se reparan en Huancayo por los talleres automotrices donde el peso máximo es de 1 115 kg. (17) Además, debido a las posibles variaciones de dicho peso se considerará un factor de 1.17, el cual aumenta el peso del motor a 1 300 kg con el cual se trabajará.

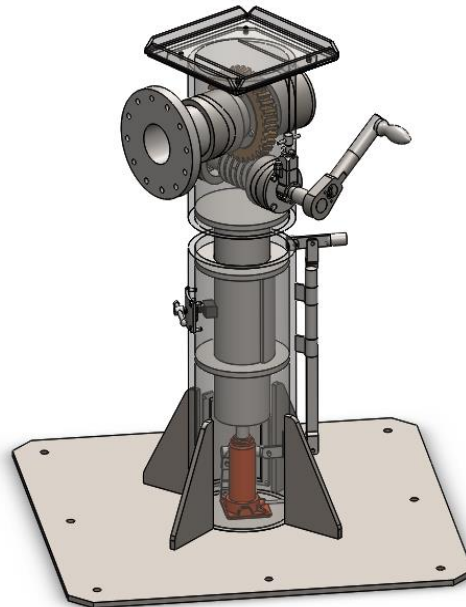


Figura 42. Soporte sujecor para motores con sus mecanismos aislados

Fuente: elaboración propia, 2017

4.3.1 Diseño y cálculo del Tornillo sinfín y su tuerca

Para el sistema de rotación horizontal (ángulos de trabajo), como se aprecia en la Figura 43, se utiliza un sistema de reducción de esfuerzos sinfín corona.

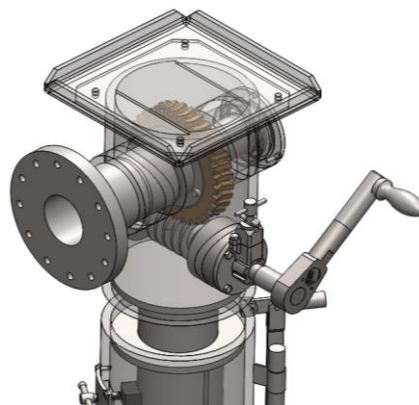


Figura 43. Sistema de rotación horizontal (ángulos de trabajo)

Fuente: elaboración propia, 2017

Además, es sumamente importante tener en cuenta que para el diseño el diámetro exterior de la corona del sinfín no debe superar los 212.18 mm debido a limitaciones geométricas de la estructura, donde se aloja el sistema de reducción de esfuerzos sinfín corona.

4.3.1.1 Cálculo de la Geometría del TORNILLO SINFÍN Y SU TUERCA

Como diseñador determinamos que el material de la corona a utilizar será un SAE 65. (18) Ver especificaciones del material en Anexo 2.

El cálculo de la geometría del TORNILLO SINFÍN Y SU TUERCA a utilizar será según en sistema internacional (SI) el tipo A, (19) por ser más resistente y sencillo su mecanizado, por lo tanto se considera lo siguiente:

- **Calculo de la geometría de la TUERCA DEL TORNILLO SINFÍN**

- **Parámetros iniciales del diseñador para el cálculo de la TUERCA DEL TORNILLO SINFÍN**

- ✓ Módulo $M = 6 \text{ mm}$
- ✓ Número de dientes $N = 32$
- ✓ Número de filetes o dentadas $n = 1$

DESIGNACIÓN	FÓRMULA TIPO A	RESULTADO
P = Paso.	$P = M \times 3.1416$	$P = 18.8496 \text{ mm}$
DE = Diámetro exterior.	$DE = (N + 2) \times M$	$DE = 204 \text{ mm}$
DP = Diámetro primitivo.	$DP = N \times M$	$DP = 192 \text{ mm}$
D1 = Diámetro mayor o sobre arista.	$D1 = DE + (0,4775 \times P).$ Para tornillo sinfín de filete simple o doble.	$D1 = 213.006 \text{ mm}$
A = Ancho de la rueda.	$A = 2.38 \times P + 6 \text{ mm.}$ Para simple o doble.	$A = 50.862 \text{ mm}$
R = Concavidad periférica.	$R = 0.5 \times dp - M$	$R = 27 \text{ mm}$
r = Radio de la cabeza.	$r = 0.25 \times P$	$r = 4.7124 \text{ mm}$
E = Distancia entre ejes de la rueda y sinfín.	$E = \frac{DP + dp}{2}$	$E = 129 \text{ mm}$

- **Calculo de la geometría del TORNILLO SINFÍN**

- **Parámetros iniciales del diseñador para el cálculo de la geometría del TORNILLO SINFÍN**

- ✓ Módulo $M = 6 \text{ mm}$
- ✓ Número de dientes $N = 32$
- ✓ Número de filetes o dentadas $n = 1$
- ✓ Diámetro exterior $d_e = 78 \text{ mm}$

DESIGNACIÓN	FÓRMULA TIPO A	RESULTADO
P = Paso lineal.	$P = M \times 3.1416$	P = 18.8496 mm
dp = Diámetro primitivo.	$dp = d_e - 2M$	dp = 66mm
$\alpha =$ Ángulo de inclinación del filete o de la hélice.	$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{P}{dp \times 3.1416}\right)$	$\alpha = 5.194^\circ$
h = Altura total de filete.	$h = 2.167 \times M$	h = 13.002 mm
d =Diámetro al fondo del hilo.	$d = d_e - 2h$	d = 51.996 mm
e = Espesor del filete.	$e = \frac{P}{2}$	e = 9.4248 mm
c = Espacio entre filete.	$c = \frac{P}{2}$	c = 9.4248 mm
L = Altura de la cabeza del filete.	$L = M$	L = 6 mm

l = Altura del pie del filete $l = 1.167 \times M$ $l = 7.002 \text{ mm}$

T = Ancho del fondo del diente y ancho de la punta de la cuchilla para roscar. $T = \left(\frac{P \times \tan^{-1} \beta}{4} - l \right) \times 2 \times \tan \beta$ $T = 2.88 \text{ mm}$
 Usamos el $\beta = 14.5^\circ$
 (filete normal)

LR = Longitud de la parte roscada. $LR = P \times \left(4.5 + \frac{N}{50} \right)$ $LT = 96.887 \text{ mm}$

F = Extremo sin roscar. $F = P$ $L = 6 \text{ mm}$

R = Radio de la cabeza del filete. $R = 0.05 \times P$ $L = 6 \text{ mm}$

4.3.1.2 Cálculo de cargas y fuerza geométrica del operador

Para los cálculos de las cargas que se producen en las transmisiones por gusano, la fuerza normal al diente W puede tratarse en términos de sus componentes sobre tres ejes coordenados perpendiculares, (6) como se muestra en la Figura 44, donde están representadas las acciones P, S, W^t , que el tornillo sinfín produce sobre la rueda dentada, cuando estos elementos giran según los sentidos indicados por las flechas.

Los cálculos de las cargas se calcularán en sistema ingles por el uso de las tablas que lo condicionan, posterior a cálculo se convertirá al Sistema Internacional (S.I), para calcular fuerzas que actúan en el rodamiento.

movimiento rotacional continuo, ver esfuerzos en los comandos Figuras 45, la tercera y cuarta fila. (8)

En el diseño del soporte sujetador para motores se utilizará una fuerza de 25 kg para accionar el sistema reductor de esfuerzos sinfín corona, el cual está dentro del rango ergonómico ya antes mencionado, el cual se aplicará en cortos periodos de tiempo. El movimiento rotacional horario o anti horario de vuelta completa o parcial será accionada por una manija que tendrá una palanca de 20 cm, ver las consideraciones ergonómicas en la Figura 46.

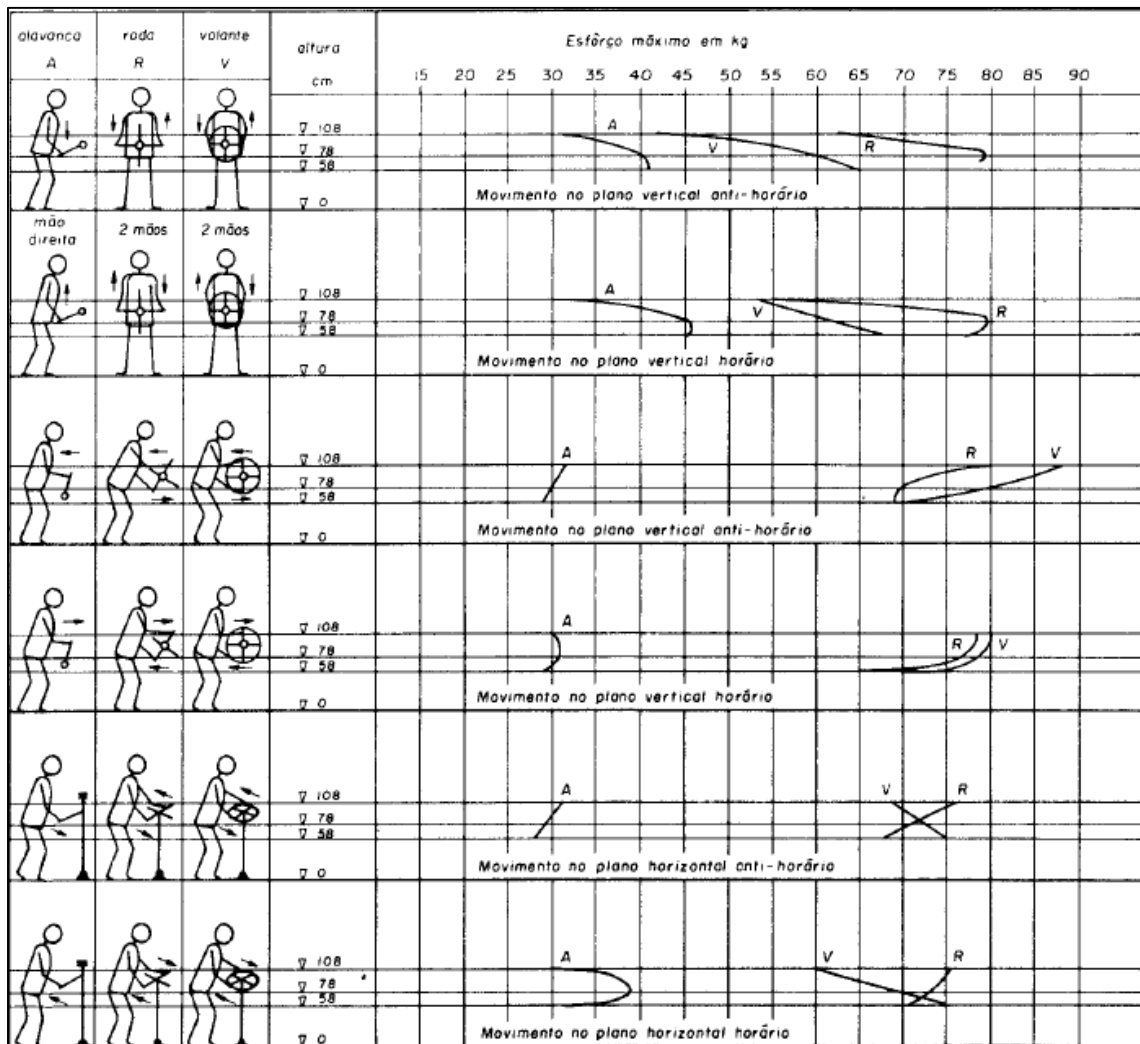


Figura 45. Esfuerzos en los comandos

Fuente: Francesco Provenza, 1960

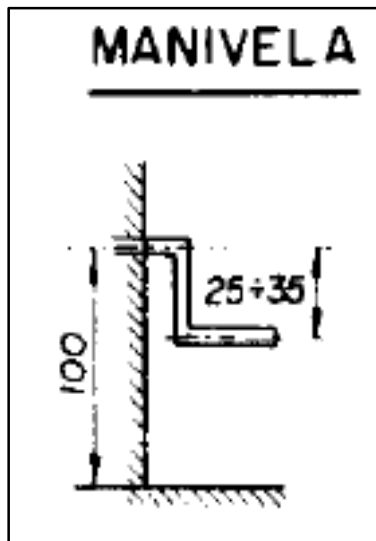


Figura 46. Consideraciones geométricas

Fuente: Francesco Provenza, 1960

Conociendo que el presente requiere de una fuerza máxima de 25 kg por lo tanto la Fuerza es igual a la masa por aceleración ($F = m \times a$); así mismo, aplicando una la palanca de $d = 0.20$ metros por el tiempo $t = 60$ segundos.

Convertiremos a la potencia nominal de entrada (HPn).

Potencia:

$$P = \frac{F \times d}{t}$$

Convertimos la F en (N)

$$F = 25 \text{ Kg} \times 9.8 \text{ m/s}^2$$

$$F = 245 \text{ N}$$

Reemplazando:

$$P = \frac{245 \text{ N} \times 0.20 \text{ m}}{60 \text{ s}}$$

Teniendo como dato:

- $F = 245 \text{ N}$

- $d = 0.20 \text{ m}$

- $t = 60 \text{ s}$

$$P = 0.8167 \frac{\text{N} \times \text{m}}{\text{s}}$$

Las unidades del sistema Internacional (S.I), determina que la potencia de $1 W = 1 N \cdot m/s$, como también permite determinar el valor de referencia de $1W = 0.00134102 HP$.

Como el $W = N \cdot m/s$, con una regla de tres simple determina la potencia nominal de entrada (HPn).

$$\begin{array}{l} 1 W \quad \text{---} \rightarrow \quad 0.00134102 HP \\ 0.8167 W \quad \text{---} \rightarrow \quad \times HPn \end{array}$$

Donde el $HPn = 0.0011$

➤ Distancias de trabajo

Teniendo las limitaciones de la estructura (geometría), que también cumple la función de soportar todo el trabajo que se realiza (columna).

A continuación en la Figura 47 se determina las distancias b_1 y b_2 donde van ubicados los rodamientos del tornillo sinfín, b_3 y b_4 donde se ubican los rodamientos de la rueda dentada, $r_1 = D_w/2$ (radio de paso del gusano) y $r_2 = D_g/2$ (radio de paso de la rueda).

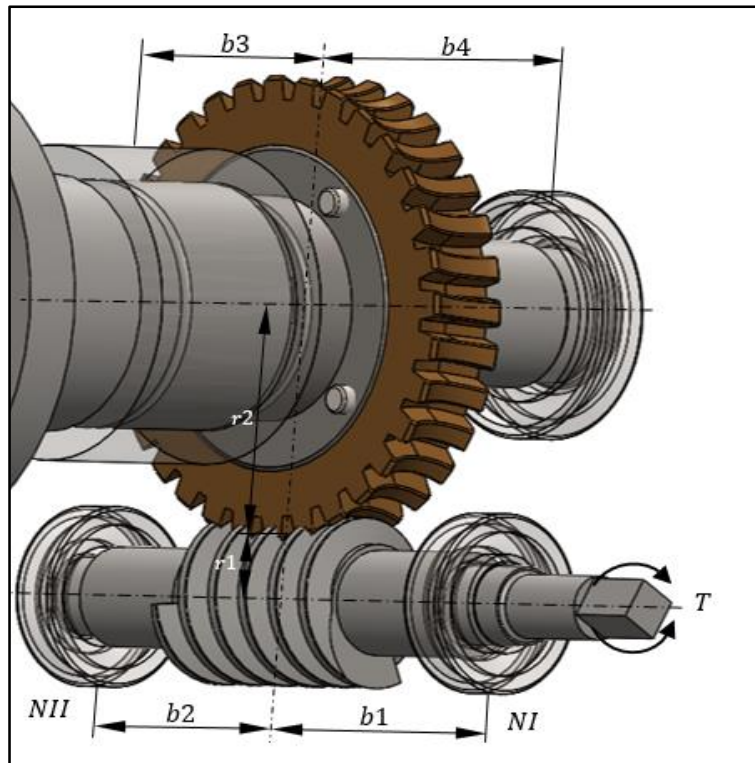


Figura 47. Determinación de distancias

Fuente: elaboración propia, 2017

- Cargas que se producen entre el gusano y la rueda dentada

➤ Teniendo como parámetros iniciales

- | | |
|---|---|
| ✓ Potencia nominal (HP _n).
HP _n = 0.0011 | ✓ Diámetro de paso de la rueda (D _g).
D _g = 192 mm = 7.559" |
| ✓ Ángulo de presión normal (∅ _n) (∅ _n =14.5°). | ✓ Revoluciones por minuto (RPM).
RPM = 32 gusano.
RPM = 1 rueda. |
| ✓ Diámetro de paso del gusano (D _w).
D _w = 66 mm = 2.598" | |

➤ **Desarrollando las ecuaciones se obtienes**

- ✓ Torque de entrada (T_{ent}):

$$T_{ent} = \frac{63000 \times HP_n}{RPM_{gusano}} \quad T_{ent} = 2.1656 \text{ lb. pul}$$

- ✓ Radio de paso del gusano (r_1):

$$r_1 = D_W/2 \quad r_1 = 1.299''$$

- ✓ Fuerza tangencial del gusano (P):

$$P = \frac{T_{ent}}{r_1} \quad P = 1.667 \text{ lb}$$

Descomponiendo:

$$P = W (\cos \phi_n \times \sin \lambda + f \times \cos \lambda) \quad W = 15.498 \text{ lb.}$$

- ✓ Fuerza que tiende a separar al gusano de la rueda y se debe al ángulo de presión (S):

$$S = W \times \cos \phi_n \quad S = 3.88 \text{ lb.}$$

- ✓ Carga tangencial sobre la rueda, que aparece por la acción de la hélice del gusano y que viene a ser una carga de carácter axial para dicho gusano W^t :

$$W^t = W (\cos \phi_n \times \cos \lambda - f \times \cos \lambda) \quad W^t = 14.915 \text{ lb.}$$

- ✓ Torque de salida (T_{sal}).

$$T_{sal} = W^t \times r_2 \quad T_{sal} = 56.37$$

➤ **Fuerzas que se producen en los apoyos $N_o I$ y $N_o II$ del gusano**

✓ P produce

$$P_I = P \frac{b_2}{b_1 + b_2} \quad P_I = 0.822 \text{ lb}$$

$$P_{II} = P \frac{b_1}{b_1 + b_2} \quad P_{II} = 0.8449 \text{ lb}$$

✓ S produce

$$S_I = S \frac{b_2}{b_1 + b_2} \quad S_I = 1.913 \text{ lb}$$

$$S_{II} = S \frac{b_1}{b_1 + b_2} \quad S_{II} = 1.967 \text{ lb}$$

✓ W^t produce

$$U_I = W^t \frac{b_2}{b_1 + b_2} \quad U_I = 5.717 \text{ lb}$$

$U_{II} = U_I$ y además una carga axial W^t en apoyo $N_o II$

En resumen: fuerzas que intervienen en el cálculo de los rodamientos.

✓ Fuerza radial total:

▪ En el apoyo $N_o I$

$$Fr_I = \sqrt{P_I^2 + (S_I - S_{II})^2} \quad Fr_I = 3.89179 \text{ lb}$$

$$Fr_{II} = \sqrt{P_{II}^2 + (S_{II} + S_{II})^2} \quad Fr_{II} = 7.7303 \text{ lb}$$

✓ Fuerza axial:

▪ En el apoyo $N_o II$

$$Fa = W^t = 14.915 \text{ lb}$$

➤ **Fuerzas que se producen en los apoyos $N_o III$ y $N_o IV$ del gusano**

✓ P produce:

$$U_{III} = P \frac{r_2}{b_3 + b_4} \quad U_{IV} = U_{III} \text{ y además una carga axial} = P \text{ en IV.}$$

$$U_{III} = 0.103 \text{ lb}$$

✓ S produce:

$$S_{III} = S \frac{b_4}{b_3 + b_4} \quad S_{III} = 0.936 \text{ lb}$$

$$S_{IV} = S \frac{b_3}{b_3 + b_4} \quad S_{IV} = 0.7658 \text{ lb}$$

✓ W^t produce:

$$W^t_{III} = W^t \frac{b_4}{b_3 + b_4} \quad W^t_{III} = 3.597 \text{ lb}$$

$$W^t_{VI} = W^t - \frac{b_3}{b_3 + b_4} \quad W^t_{VI} = 6.712 \text{ lb}$$

En resumen: fuerzas que intervienen en el cálculo de los rodamientos.

✓ Fuerza radial total:

▪ En apoyo *III*

$$Fr_{III} = \sqrt{W^t_{III}{}^2 + (U_{III} - S_{III})^2} \quad Fr_{III} = 3.692 \text{ lb}$$

▪ En apoyo *IV*

$$Fr_{IV} = \sqrt{W^t_{IV}{}^2 + (U_{IV} + S_{IV})^2} \quad Fr_{IV} = 6.7679 \text{ lb}$$

✓ Fuerza axial:

▪ En el apoyo *IV*

$$Fa = P = 1.667 \text{ lb}$$

4.3.2 Cálculos de árboles

4.3.2.1 Cálculo previo del árbol principal

El árbol principal es el responsable de transferir el movimiento rotacional través del sistema de reducción de esfuerzos (sinfín corona) accionada manualmente mediante la manija, direccionando el movimiento rotacional hacia el plato universal donde se sujeta el motor pesado D12, ver Figura 48.

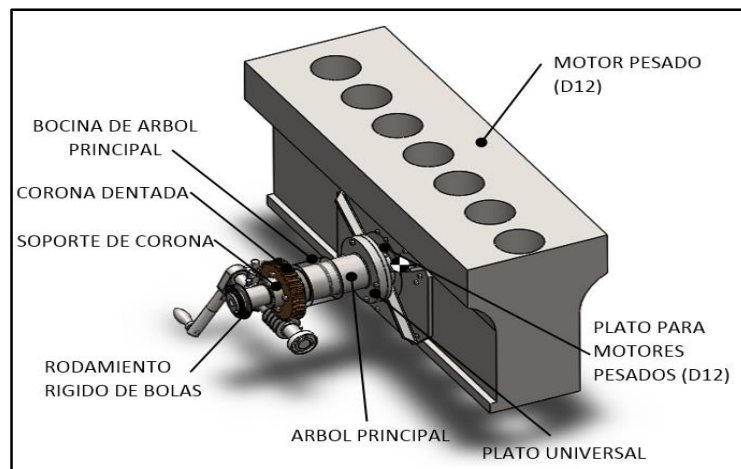


Figura 48. Componentes del árbol principal

Fuente: elaboración propia, 2017

Dando comienzo al cálculo del árbol principal, realizamos el DCL para mostrar todas las reacciones que actúan en el árbol principal el cual permitirá plantear las ecuaciones de equilibrio; posteriormente, se determinara las reacciones desconocidas como F_{AY} y F_{CY} . Ver Figura 49.

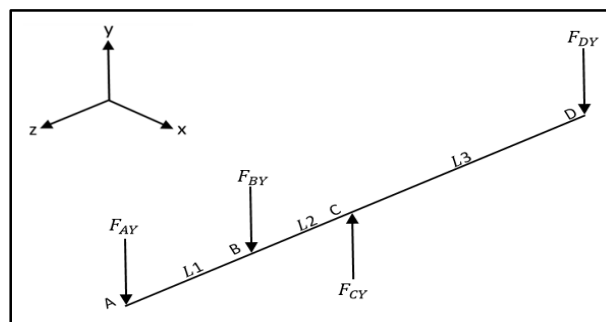


Figura 49. Diagrama de cuerpo libre – árbol principal incompleto

Fuente: elaboración propia, 2017

Las fuerzas producidas en el punto B (F_{BY} = peso de la corona) y D (F_{DY} = peso máximo del motor de combustión interna), están determinadas por el peso que estos ejercen en los respectivos puntos.

Conclusiones: Todos los diseños de motores de combustión interna tienen su propia ubicación centroidal, en la cual están convenientemente ubicados para poder sujetarlos fácilmente en su respectiva reparación, lo que permite montarlos en el soporte sin generar par de torsión alternante ($T_a = 0$), ver Figura 50.

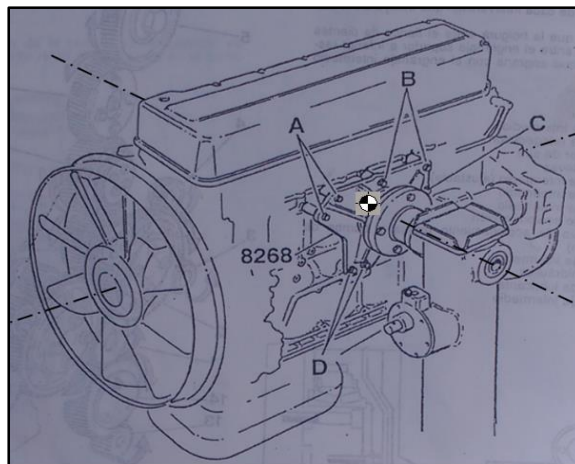


Figura 50. Ubicación centroidal de los motores pesados D12

Fuente: <https://es.slideshare.net/BuboyIbea/manual-de-reparacion-tad1241-tad1242>

- **Hallando el diámetro mínimo de árbol principal**

A continuación, se procede a determinar el diámetro mínimo requerido del árbol principal en cada sección mediante la teoría de falla por energía de distorsión, los esfuerzos de Von Mises para ejes giratorios, (10) según la fórmula 2.4.

$$d = \left\{ \frac{16 n}{\pi S_e} \left[4 (K_f M_a)^2 + 3 (K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Donde:

d = Diámetro de árbol.

n = Factor de seguridad.

K_f = Factor de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión.

S_e = Limite de fluencia.

M_a = Momentos flexionante alternante máximo.

K_{fs} = Factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la torsión.

T_a = Pares de torsión alternante.

➤ Hallando las reacciones

✓ Parámetros iniciales.

- Fuerza generada por el peso de la corona en el punto B, ver Figura 51. $F_{BY} = 97 \text{ N}$
- Fuerza máxima generada por el peso del motor de combustión interna en el punto centroidal punto D, ver Figura 51. $F_{DY} = 12\,740 \text{ N}$
- Longitud del tramo “AB” es la distancia entre el centro del rodamiento en el punto A y el centro de la corona dentada en el punto B, ver Figura 51. $L1 = 0.13 \text{ m}$
- Longitud del tramo “BC” es la distancia entre el centro de la rueda dentada del punto B y el centro de la cocina en el punto C, ver Figura 51. $L2 = 0.1 \text{ m}$
- Longitud del tramo “CD” es la distancia entre el centro de la bocina en punto C y el centro de gravedad del motor en el punto D, ver Figura 51. $L3 = 0.3 \text{ m}$

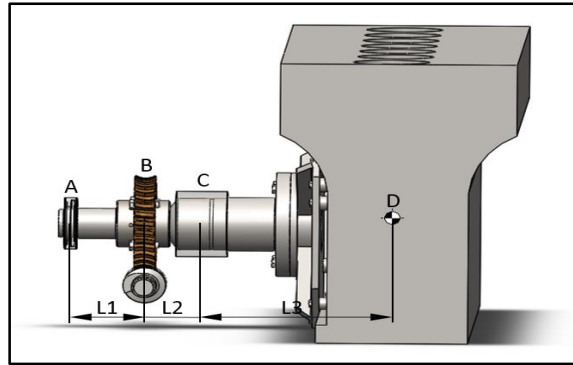


Figura 51. Distancias de árbol principal

Fuente: elaboración propia, 2017

Desarrollando las ecuaciones de equilibrio que permite determinar las reacciones en los apoyos F_{AY} y F_{CY} . Estas ecuaciones son desarrolladas a continuación: (3)

$$\sum F_Y = 0$$

$$-F_{AY} - 97\text{N} + F_{CY} - 12\,740\text{N} = 0$$

$$F_{AY} = F_{CY} - 12\,837\text{N} \dots \text{(ecuación i)}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-F_{BY} \times L_{AB} + F_{CY} \times L_{AC} - F_{DY} \times L_{AD} = 0$$

$$-97\text{ N} \times 0.13 + F_{CY} \times 0.23 - 12\,740\text{ N} \times 0.53\text{ m} = 0$$

$$F_{CY} = 29\,412.21739\text{ N} \dots \text{(ecuación ii)}$$

(ii) en (i)

$$F_{AY} = 29\,412.21739\text{ N} - 12\,837\text{N}$$

$$F_{AY} = 16\,575.21739\text{ N}$$

Resolviendo las ecuaciones de equilibrio presentadas anteriormente se obtienen las reacciones en los apoyos F_{AY} y F_{CY} las cuales son cruciales para desarrollar el diagrama de fuerzas cortantes (DFC), ver Figura 52, y el diagrama de momentos flectores (DMF), ver Figura 53. (3)

- Reacción en el apoyo “A”, en $F_{AY} = 16\,575.21739\text{ N}$
dirección y:
- Reacción en el apoyo “B”, en $F_{BY} = 79\text{ N}$
dirección y:
- Reacción en el apoyo “C”, en $F_{CY} = -29\,412.21739\text{ N}$
dirección - y:
- Reacción en el apoyo “D”, en $F_{DY} = 12\,740\text{ N}$
dirección y:

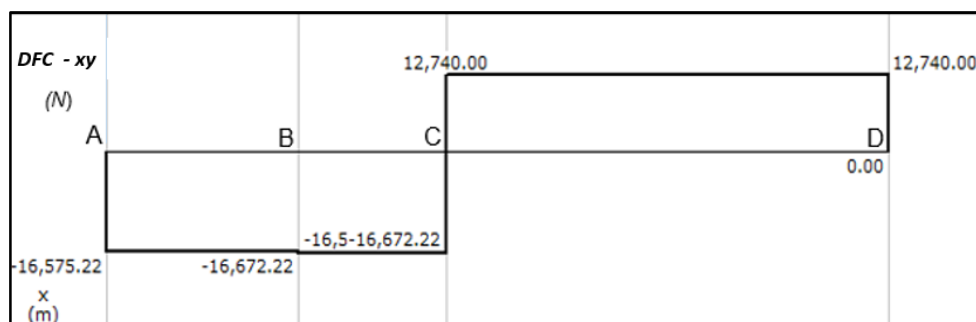


Figura 52. Diagrama de fuerzas cortantes en el plano x – árbol principal

Fuente: elaboración propia, 2017

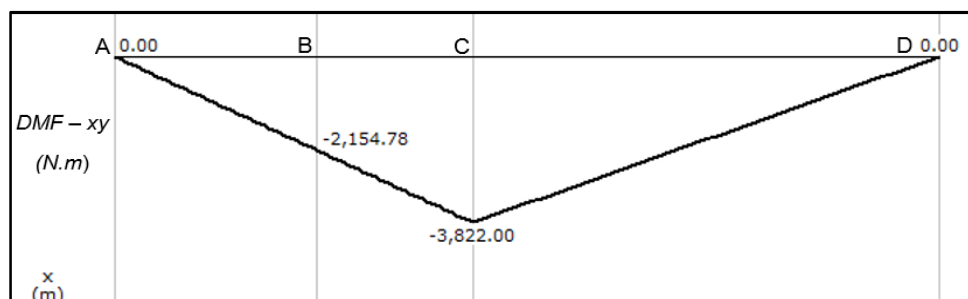


Figura 53. Diagrama de momentos flectores en la dirección x – árbol principal

Fuente: elaboración propia, 2017

➤ Momentos flexionante alternante máximo (M_a)

La representación gráfica del diagrama de momento flector (DMF), de la Figura 53, determina que en el punto C es el momento flexionante alternante máximo.

$$M_a = 3\,822\text{ N.m}$$

➤ **Material del árbol principal**

La resistencia necesaria para soportar esfuerzos de carga afecta la elección de los materiales y sus tratamientos. Muchos ejes están hechos de acero de bajo carbono, acero estirado en frío o acero laminado en caliente, como lo son los aceros ANSI 1020-1050. (10)

Siendo este un caso especial por la geometría del diseño y la alta tracción que soporta el árbol principal, se utiliza un AISI 4140 más conocido como VCL, por la empresa Böhler, (18)

Ver especificaciones del acero en Anexo 3.

El límite de fluencia para un acero en estado bonificado que se encuentra entre los diámetros de 40 – 100 mm es de $S_e = 595 \text{ N/mm}^2$ determinada por ACEROS BÖEHLER DEL PERÚ S.A. (18)

✓ Trabajaremos con un $S_e = 595 \times 10^6 \text{ N/m}^2$

➤ **Factor de seguridad recomendado**

Para mantener un nivel de seguridad adecuado para el diseño, trabajaremos con los Factores de Seguridad recomendados para la construcción de maquinaria. Siendo el árbol principal punto crítico para nuestro diseño utilizaremos en factor de seguridad de $n = 2.5$, que se utiliza para materiales promedio que trabajen en condiciones de medio ambiente ordinarias, sujetos a cargas y esfuerzos que puedan calcularse. (11)

➤ **Factor de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión (K_f), según la fórmula 2.4.1**

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

Reemplazando el (K_t) y (q) obtenemos (K_f):

$$K_f = 1 + 0.62(2.7 - 1)$$

$$K_f = 2.05$$

Sensibilidad a la muesca sometida a flexión inversa de cargas axiales inversas (q):

✓ Factor de concentración de esfuerzo (K_t):

En el caso del filete hombro estándar, para estimar los valores K_t en la primera iteración, debe seleccionarse una relación r/d de manera que puedan obtenerse los valores de K_t . Para el peor extremo del espectro, con ($r/d = 0.02$). (10) Por lo tanto, de la Tabla 13, trabajaremos con un factor de concentración de esfuerzo en flexión de:

$$K_t = 2.7$$

Tabla 13. Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo K_t y K_{ts}

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d = 0.02$)	2.14	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Fuente: Budynas, Richard G. J, Keith Nisbett, 2012

✓ Sensibilidad a la muesca sometida a flexión inversa de cargas axiales inversas (q):

Las tendencias de la sensibilidad a la muesca como función del radio de la muesca y la resistencia última se muestran en la Figura 54, para la flexión inversa o la carga axial. (10)

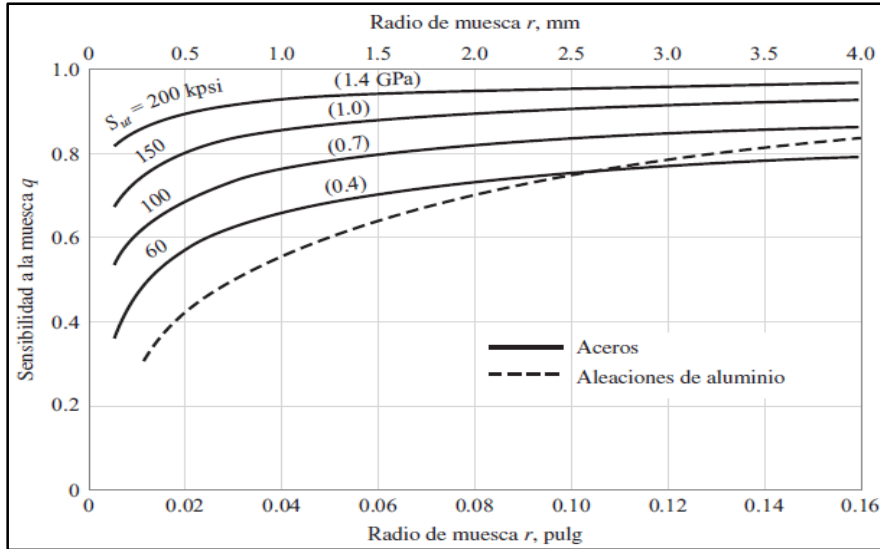


Figura 54. Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS

A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas

Fuente: Budynas, Richard G. J, Keith Nisbett, 2012

Como diseñador, consideramos trabajar con un radio de muesca de 0.02 y el acero tiene un $S_{ut} = 0.5 \text{ GPa}$, por lo tanto, la intersección de las líneas en la Figura 54 determina que trabajamos con la sensibilidad a la muesca de $q = 0.62$.

Calculamos el diámetro mínimo, según la fórmula 2.4.

$$d = \left\{ \frac{16 n}{\pi S_e} \left[4 (K_f M_a)^2 + 3 (K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

En el diseño del soporte sujetor para motores, las fuerzas que actúan en el árbol principal no existe par de torsión alternante ($T_a = 0$). Algunas veces es conveniente adaptar las ecuaciones para aplicaciones de ejes. (10)

$$d = \left\{ \frac{16 n}{\pi S_e} [4 (K_f M_a)^2]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Teniendo los datos:

- Factor de seguridad $n = 2.5$
- Límite de fluencia del material $S_e = 595 \times 10^6 \text{ N/m}^2$
para el árbol principal
- Momentos flexionante $M_a = 3\,822 \text{ N.m}$
alternante máximo en el punto C
- Factor de concentración del $K_f = 2.05$
esfuerzo por fatiga de la flexión (K_f)

Reemplazando:

$$d = \left\{ \frac{16 \times 2.5}{\pi \times 595 \times 10^6} [4 (2.05 \times 3\,822)^2]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 0.069474 \text{ m}$$

Resumen: el \emptyset mínimo del árbol principal con un factor de seguridad de $n = 2.5$, usando un acero AISI 4140 (VCL),(18) que soporte un peso máximo de un motor de combustión interna de 1 300 kg, es de $\emptyset = 0.069474 \text{ m}$ de árbol sólido.

Los criterios para la asignación de los diámetros mínimos para las secciones se detallan en la Tabla 14; así mismo, donde se alojan rodamientos, es que estas deben ser múltiplos de 5 y a partir de dichas secciones se va disminuyendo el diámetro de tal forma que no sea un cambio de sección crítico en el árbol principal. (3)

Tabla 14. Diámetros de las secciones del árbol principal

Sección	Elemento ubicado en la sección.	Diámetro mínimo requerido (mm)	Diámetro asignado (mm)	Longitud del cubo (mm)
A	Soporte de rodamiento	60 mm	76.2	21 mm
B	Rueda dentada	70 mm	76.2	95 mm
C	Soporte de la bocina	110 mm	115 mm	105 mm
D	Soporte de plato sujetor	115 mm	115 mm	95 mm

Fuente: elaboración propia, 2017

Es importante mencionar que los puntos críticos del árbol principal se encuentran en la sección C, donde se ubica la bocina, es por esto que a dichas secciones se les asigna un diámetro mínimo requerido de 110 mm con una longitud de 105 mm. Además, se dimensiona la longitud del cubo de elementos que presenta uniones con chavetas (cubo porta corona). (3)

4.3.2.2 Cálculo definitivo del árbol principal

Verificamos el factor de seguridad por secciones con la geometría real del árbol principal conforme al plano de detalle que tiene como código 1.3 (Árbol principal), para esto el factor de seguridad recomendado debe ser mayor que 2.

- **Calculamos del diámetro mínimo en la sección A (Soporte de rodamiento)**

Fórmula:

Datos:

$$d = \left\{ \frac{16 n}{\pi S_e} \left[4 (K_f M_a)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$M_a = 2\,154.778 \text{ N.m} \quad n = 2.2$$

$$S_y = 595 \times 10^6 \text{ N/m}^2 \quad K_f = 2.05$$

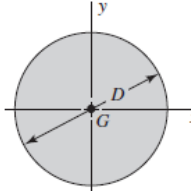
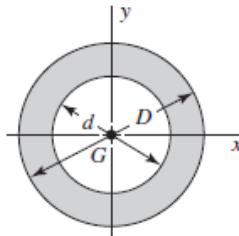
Reemplazando:

$$d = \left\{ \frac{16 \times 2.2}{\pi \times 595 \times 10^6} [4 (2.05 \times 2\,154.778)^2]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 0.0549 \text{ m}$$

➤ **Hallando el área mínima del árbol hueco que se puede usar en el árbol principal en la sección A (Soporte de rodamiento). Ver Tabla 15**

Tabla 15. Área mínima del árbol hueco que se puede usar en el árbol principal en la sección A (Soporte de rodamiento)

Área círculo	
$A = \frac{\pi \times D^2}{4}$ 	<p>De manera práctica hallaremos el área de un árbol sólido en cm^2:</p> <p>$D = 5.49 \text{ cm}$</p> $A = \frac{\pi \times 5.49}{4}$ $A = 23.672 \text{ cm}^2$
Área círculo hueco	
$A = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$ 	<p>De manera práctica hallaremos el área de un árbol hueco en cm^2:</p> <p>Se considera adecuada el diámetro mayor $D = 6 \text{ cm}$, para el alojamiento del rodamiento y el diámetro menor de $d = 2.54 \text{ cm}$ para conservar el nivel de seguridad del diseño.</p> $A = \frac{\pi}{4} (6^2 - 2.54^2)$ $A = 23.2 \text{ cm}^2$

Fuente: elaboración propia, 2017

- **Calculamos del diámetro mínimo en la sección B (Rueda dentada del sinfín)**

Formula:

Datos:

$$d = \left\{ \frac{16 n}{\pi S_e} \left[4 (K_f M_a)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$M = 2\,154.778 N \cdot m$ $n = 3.6$ (por alojar un canal chavetero)
 $S_y = 595 \times 10^6 N/m^2$ $K_f = 2.05$

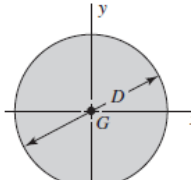
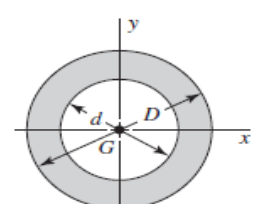
Reemplazando:

$$d = \left\{ \frac{16 \times 3.6}{\pi \times 595 \times 10^6} \left[4 (2.05 \times 2\,154.778)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 0.06481 m$$

- **Hallando el área mínima del árbol hueco que se puede usar en el árbol principal en la sección B (Rueda dentada), ver Tabla 16**

Tabla 16. Área mínima del árbol hueco que se puede usar en el árbol principal en la sección B (Rueda dentada)

Área círculo	
$A = \frac{\pi \times D^2}{4}$ 	<p>De manera práctica hallaremos el área de un árbol sólido en cm^2:</p> <p>$D = 5.49 cm$</p> $A = \frac{\pi \times 6.481^2}{4}$ $A = 32.989 cm^2$
Área círculo hueco	
$A = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$ 	<p>De manera práctica hallaremos el área de un árbol hueco en cm^2:</p> <p>Se considera adecuado el diámetro mayor de $D = 7 cm$, para el alojamiento de la rueda dentada del sinfín y el diámetro menor de $d = 2.54 cm$ para conservar el nivel de seguridad del diseño y que el agujero sea pasante.</p> $A = \frac{\pi}{4} (7^2 - 2.54^2)$ $A = 33.417 cm^2$

Fuente: elaboración propia, 2017

- **Calculamos del diámetro mínimo en la sección C (Soporte de bocina)**

Formula:

Datos:

$$d = \left\{ \frac{16 n}{\pi S_e} \left[4 (K_f M_a)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$M = 3\,822 N \cdot m$$

$$n = 2.5$$

$$S_y = 595 \times 10^6 N/m^2$$

$$K_f = 2.05$$

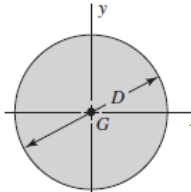
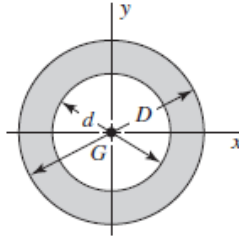
Reemplazando:

$$d = \left\{ \frac{16 \times 2.5}{\pi \times 595 \times 10^6} \left[4 (2.05 \times 3\,822)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 0.069474 \text{ m}$$

- **Hallando el área mínima del árbol hueco que se puede usar en el árbol principal en la sección C (Soporte de bocina), para mayor detalle ver Tabla 17**

Tabla 17. Hallando el área mínima del árbol hueco que se puede usar en el árbol principal en la sección C (Soporte de bocina)

Área círculo	
$A = \frac{\pi \times D^2}{4}$ 	<p>De manera práctica hallaremos el área de un árbol sólido en cm^2:</p> $D = 6.9474 \text{ cm}$ $A = \frac{\pi \times 6.9474^2}{4}$ $A = 37.908 \text{ cm}^2$
Área círculo hueco	
$A = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$ 	<p>De manera práctica hallaremos el área de un árbol hueco en cm^2:</p> <p>Se considera adecuada el diámetro mayor de $D = 11 \text{ cm}$ y el diámetro menor de $d = 8.5 \text{ cm}$ para el diseño. ¿</p> $A = \frac{\pi}{4} (11^2 - 8.5^2)$ $A = 38.288 \text{ cm}^2$

Fuente: elaboración propia, 2017

Tabla 18. Factores de seguridad por secciones del árbol principal

Sección	Elemento ubicado en la sección	Punto de concentración de esfuerzo crítico	Factor de Seguridad (FS)
A	Soporte de rodamiento.	Redondeo agudo	2.2
B	Rueda dentada.	1 canal chavetero	3.6
C	Soporte de bocina.	Redondeo agudo	2.5

Fuente: elaboración propia, 2017

Conclusión: según los cálculos se comprueba que en cada una de las secciones del árbol principal no fallará, debido a que los factores de seguridad obtenidos por cálculo son superiores a los aceptables, para mayor detalle ver Tabla 18.

4.3.2.3 Cálculo previo del árbol secundario

El árbol secundario es el responsable de transferir el movimiento rotacional al árbol principal través del sistema de reducción de esfuerzos (sinfín corona) el cual es accionada manualmente mediante la manija, generando un momento torsor suficiente para girar el árbol principal que sujeta el motor D12, para mayor detalle ver Figura 55.

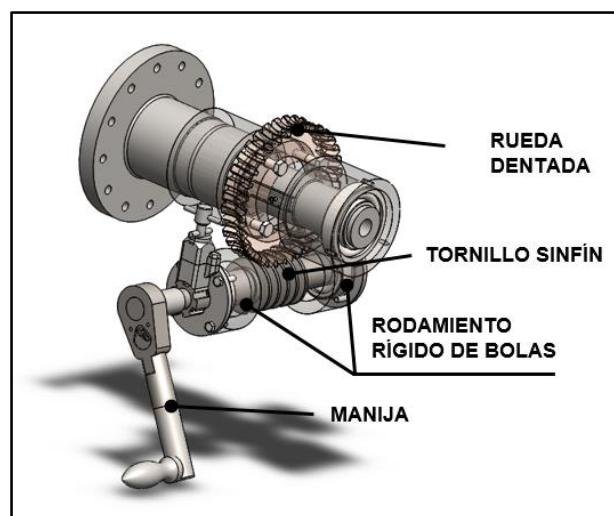


Figura 55. Componentes del árbol secundario

Fuente: elaboración propia, 2017

Dando comienzo al cálculo del árbol secundario, realizamos el DCL para mostrar todas las reacciones que actúan en el árbol secundario el cual permitirá plantear las ecuaciones de equilibrio; posteriormente, se determinara las reacciones desconocidas como $N I$ y $N II$, Ver Figura 56.

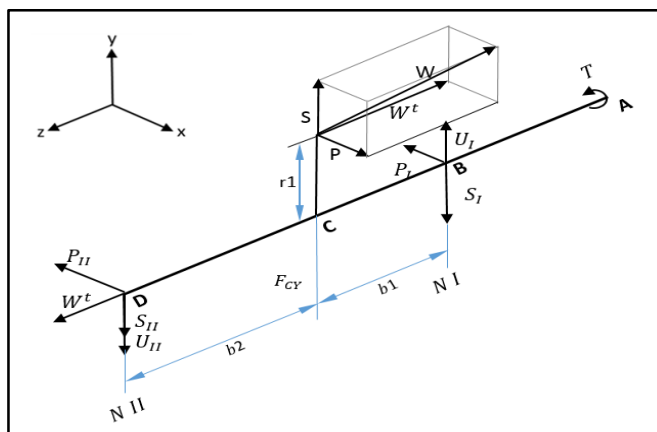


Figura 56. Diagrama de cuerpo libre – árbol secundario

Fuente: elaboración propia, 2017

- **Hallando el diámetro mínimo de árbol secundario**

A continuación, se procede a determinar el diámetro mínimo requerido del árbol principal de cada sección mediante la teoría de falla por energía de distorsión, los esfuerzos de Von Mises para ejes giratorios, según la fórmula 2.4. (10)

$$d = \left\{ \frac{16 n}{\pi S_e} \left[4 (K_f M_a)^2 + 3 (K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Donde:

d = Diámetro de árbol. M_a = Momentos flexionante

n = Factor de seguridad. $$ $$ $$ $$ $$ $$ $$ $$ $$.

K_f = Factor de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión. K_{fs} = Factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la torsión.

S_e = Límite de fluencia. T_a = Pares de torsión alternante.

➤ **Hallando las reacciones**

✓ **Parámetros iniciales**

Los esfuerzos que genera la corona que se calculó anteriormente en (cálculo de cargas y fuerza geométrica del operador). Donde se obtienen las reacciones en los apoyos $N I$ y $N II$, que para fines prácticos se convirtieron de la unidad ingles a métrica las cuales son cruciales para desarrollar los diagramas de fuerzas cortantes (DFC) ver Figura 57 y los diagramas de momentos flectores (DMF) ver Figuras 58. (3)

- Fuerza radial total en el apoyo $Fr_I = 3.89179$ lb
“ $N I$ ” en dirección y. $Fr_I = 17.3115$ N
- Fuerza radial total en el apoyo $Fr_{II} = 7.7303$ lb
“ $N II$ ”, en dirección y. $Fr_{II} = 34.3861$ N
- Fuerza axial en el apoyo $W^t = 14.915$ lb
“ $N II$ ”, en dirección x. $W^t = 66.3452$ N

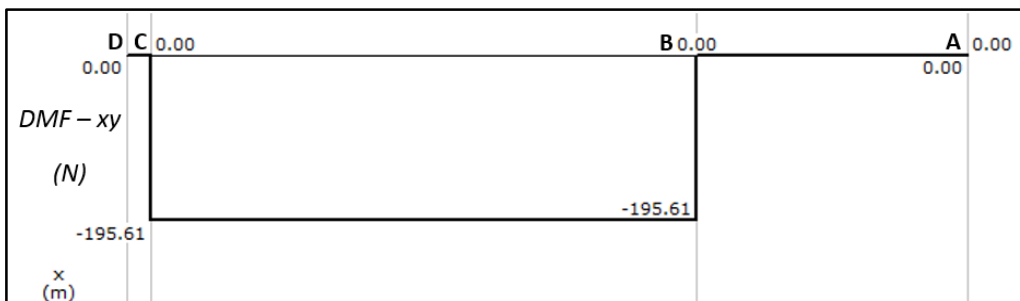


Figura 57. Diagrama de fuerzas cortantes en el plano x – árbol secundario

Fuente: elaboración propia, 2017

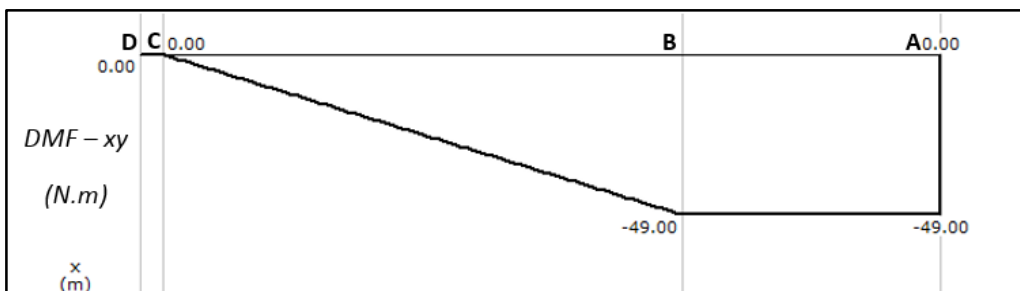


Figura 58. Diagrama de momentos flectores en la dirección x – árbol secundario

Fuente: elaboración propia, 2017

➤ **Momentos flexionante alternante máximo (M_a)**

La representación gráfica del diagrama de momento flector (DMF), de la Figuras 58, determina que en el punto B es el momento máximo.

$$M_a = 49 \text{ N.m}$$

➤ **Material del árbol secundario**

La resistencia necesaria para soportar esfuerzos de carga afecta la elección de los materiales y sus tratamientos. Muchos ejes están hechos de acero de bajo carbono, acero estirado en frío o acero laminado en caliente, como lo son los aceros ANSI 1020-1050. (10)

Se utilizará un AISI 1045, más conocido como H por la empresa Böhler. (18)

Ver especificaciones del acero en Anexo 4.

El límite de fluencia para un acero de mediano carbono que se encuentra entre los diámetros de 16 – 100 mm es de $S_e = 340 \text{ N/mm}^2$ determinada por ACEROS BÖEHLER DEL PERÚ S.A. (18)

✓ Trabajaremos con un $S_e = 340 \times 10^6 \text{ N/m}^2$

• **Factor de seguridad recomendado**

Para mantener un nivel de seguridad adecuado para el diseño, trabajaremos con los Factores de Seguridad recomendados para la construcción de maquinaria. Siendo el árbol secundario punto crítico, para nuestro diseño utilizaremos el factor de seguridad de $n = 2.5$, que se utiliza para materiales promedio que trabajen en condiciones de medio ambiente ordinarias y sujetos a cargas y esfuerzos que puedan calcularse. (11)

- **Factor de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión (K_f), según la fórmula 2.4.1.**

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

Reemplazando el (K_t) y (q) obtenemos (K_f):

$$K_f = 1 + 0.62(2.7 - 1)$$

$$K_f = 2.054$$

- **Factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la torsión (K_{ts}), según la fórmula 2.4.1.**

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1)$$

Reemplazamos el (K_t) y ($q_{constante}$) obtenemos (K_{ts}):

$$K_{fs} = 1 + 0.92(2.2 - 1)$$

$$K_{fs} = 2.104$$

- ✓ Factor de concentración de esfuerzo (K_t):

En el caso del filete hombro estándar, para estimar los valores K_t en la primera iteración, debe seleccionarse una relación r/d de manera que puedan obtenerse los valores de K_t . Para el peor extremo del espectro, con ($r/d = 0.02$). (10) Trabajamos con un factor de concentración de esfuerzo de flexión y torsión de:

$$K_t = 2.7 \quad \text{y} \quad K_{ts} = 2.2$$

En la Tabla 19. Se resumen algunos factores de la concentración del esfuerzo típicos de la primera iteración en el diseño de un árbol. (10)

Tabla 19. Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo K_t y K_{ts}

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d = 0.02$)	2.14	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Los valores faltantes en la tabla no pueden obtenerse con facilidad.

Fuente: Budynas, Richard G. J, Keith Nisbett, 2012

- ✓ Sensibilidad a la muesca sometida a flexión inversa de cargas axiales inversas (q):

Las tendencias de la sensibilidad a la muesca como función del radio de la muesca y la resistencia última se muestran en la Figura 59, para la flexión inversa o la carga axial. (10)

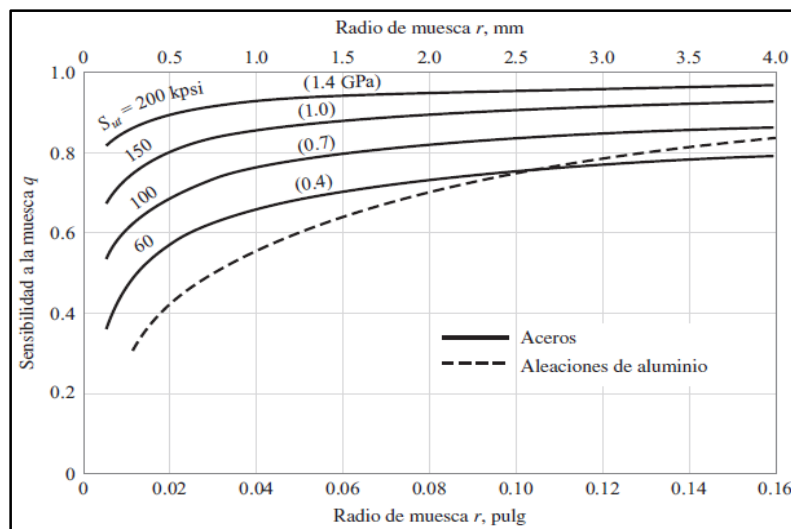


Figura 59. Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas

Fuente: Budynas, Richard G. J, Keith Nisbett, 2012

Como diseñador, consideramos trabajar con un radio de muesca de 0.02 y el acero tiene un $S_{ut} = 0.5 \text{ GPa}$, por lo tanto, la intersección de las líneas en la Figura 59 determinan que trabajamos con la sensibilidad a la muesca de $q = 0.62$.

✓ Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa ($q_{cortante}$).

Las tendencias de la sensibilidad a la muesca como función del radio de la muesca y la resistencia última se muestran en la Figura 60 para la torsión inversa. (10)

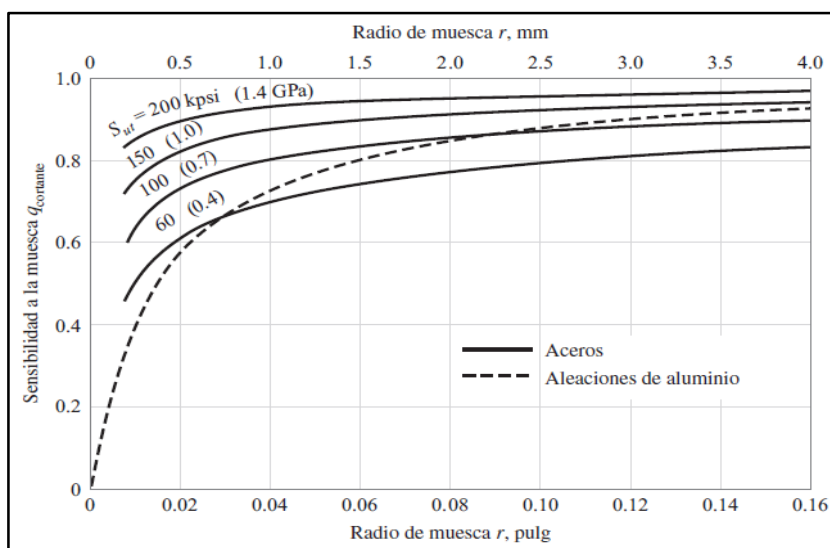


Figura 60. Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa

Fuente: Budynas, Richard G. J, Keith Nisbett, 2012

Como diseñador, consideramos trabajar con un radio de muesca de 0.04 y el acero tiene un $S_{ut} = 1 \text{ GPa}$, por lo tanto la intersección de las líneas en la Figura 60 determina que trabajamos con la sensibilidad a la muesca de $q_{cortante} = 0.92$.

Calculamos el diámetro mínimo, según la fórmula 2.4.

$$d = \left\{ \frac{16 n}{\pi S_e} \left[4 (K_f M_a)^2 + 3 (K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Teniendo los datos:

- Factor de seguridad: $n = 2.5$
- Límite de fluencia del árbol secundario: $S_e = 340 \times 10^6 \text{ N/m}^2$
- Factor de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión. $K_f = 2.05$
- Momentos flexionante alternante máximo en el punto $N I$. $M_a = 49 \text{ N.m}$
- Factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la torsión. $K_{fs} = 2.104$
- Pares de torsión alternante. $T_a = 49 \text{ N.m}$

Reemplazando:

$$d = \left\{ \frac{16 \times 2.5}{\pi \times 340 \times 10^6} [4 (2.054 \times 49)^2 + 3(2.104 \times 49)^2]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 0.021594m$$

Resumen: el área mínima del árbol secundario en la sección A como en los apoyos $N I$ y $N II$ que tienen un factor de seguridad de $n = 2.5$, usando un acero AISI 1045 (H), que soporte par de torsión alternante máxima de palanca de 49 N.m , es de $\emptyset = 0.021594m$ de árbol sólido.

Los criterios para la asignación de los diámetros mínimos para los apoyos $N I$ y $N II$ se detalla en la Tabla 20; así mismo, donde se alojan rodamientos, es que estos deben ser múltiplos de 5 y a partir de dichas secciones se va disminuyendo el diámetro de tal forma que no sea un cambio de sección crítico en el árbol secundario. (3)

Otro punto muy importante es el diámetro de sinfín que ya está determinada en el (Calculo de la geometría del TORNILLO SINFIN), donde se determina que el diámetro exterior es de 78 y la longitud de la parte roscada es de 100 mm de forma práctica.

Tabla 20. Diámetros de las secciones del árbol secundario

Sección	Elemento ubicado en la sección	Diámetro mínimo requerido (mm)	Diámetro asignado (mm)	Longitud del cubo (mm)
Sección A	Manija	■ 19	83	31
Sección B (Apoyos N I)	Soporte de rodamiento	35	83	22
Sección C	Parte roscada del tornillo sinfín	78	83	100
Sección D (Apoyos N II)	Soporte de rodamiento	35	83	22

Fuente: elaboración propia, 2017

Es de suma importancia indicar que el punto crítico del árbol secundario se ubica en la sección A, donde se aloja el cople de dado, es por esto que a dichas secciones se les establece un área cuadrada de 19 x 19 mm con una longitud de 31 mm para poder alojar el cople de dado de 3/4" (dado comercial).

Para el diseño de la manija se tomó de referencia, DIN469-200 × 22 tomando las medidas estándares que la norma que ofrece como también acondicionando un ratchet de 3/4" dado comercial para un rotación horario o antihorario de vuelta completa o parcial en casos especiales.

4.3.2.4 Cálculo definitivo de árbol secundario

Verificamos el factor de seguridad por secciones con la geometría real del árbol secundario conforme al plano de detalle que tiene como código 1.1 (Sinfín), Para esto el factor de seguridad recomendado debe ser mayor que 2.

- **Calculamos del diámetro mínimo en la sección A (Alojamiento de manija)**

Fórmula:

Datos:

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi S_e} \left[4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$M_a = 49 \text{ N.m} \quad K_f = 2.05$$

$$T_a = 49 \text{ N.m} \quad K_{fs} = 2.104$$

$$n = 2.5$$

$$S_y = 340 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

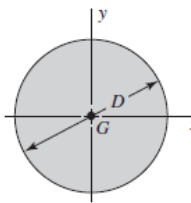
Reemplazando:

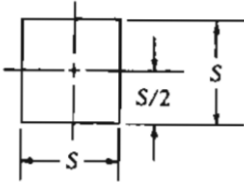
$$d = \left\{ \frac{16 \times 2.5}{\pi \times 340 \times 10^6} \left[4(2.054 \times 49)^2 + 3(2.104 \times 49)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 0.021594 \text{ m}$$

- **Hallando el área mínima en la sección A (Alojamiento del cople de dado), para mayor detalle ver Tabla 21**

Tabla 21. Área mínima en la sección A (Alojamiento del cople de dado)

Área círculo	
$A = \frac{\pi \times D^2}{4}$ 	<p>De manera práctica hallaremos el área de un árbol sólido en cm^2:</p> <p>$D = 2.1594 \text{ cm}$</p> $A = \frac{\pi \times 2.1594^2}{4}$ $A = 3.662 \text{ cm}^2$

Área del cuadrado	
$A = S^2$ 	<p>De manera práctica hallaremos el área cuadrada en cm^2 de la sección A, donde aloja el cople de dado 19 mm del ratchet.</p> <p style="text-align: center;"> $A = 1.9 \times 1.9$ $A = 3.61 \text{ cm}^2$ </p>

Fuente: elaboración propia, 2017

La geometría de la corona con módulo 6 y diámetro entre centro de 129 mm que especifica el sistema reductor de esfuerzos (sinfín corona) en el plano de detalle que tienen como código 1.1 y 1.2, determinados mediante la geometría de la corona y el sinfín. Especifica las medidas para tener una correcta iteración, el diseño del sinfín básicamente son las áreas de apoyo (asientos de rodamiento).

Como todos los diámetros son superiores al diámetro mínimo, el factor de seguridad se incrementa con relación al área.

Tabla 22. Factores de seguridad por secciones del árbol secundario

Sección	Elemento ubicado en la sección	Punto de concentración de esfuerzos crítico	Factor de Seguridad (FS)
A	Manija	Redondeo agudo	2.5
B	Soporte de rodamiento (Apoyos N I)	Redondeo agudo	6
C	Parte roscada del tornillo sinfín	Redondeo agudo	17
D	Soporte de rodamiento (Apoyos N II)	Redondeo agudo	6

Fuente: elaboración propia, 2017

Conclusión: según los cálculos se comprueba que en cada una de las secciones del árbol secundario no fallará, debido a que los factores de seguridad obtenidos por cálculo son superiores a los aceptables, para mayor detalle ver Tabla 22.

4.3.3 Cálculo de las uniones por chavetas de caras paralelas

Las chavetas son los elementos encargados de transmitir la potencia entre elementos dispuestos en sentido axial. Para el diseño, se emplean chavetas según la norma DIN 6885 A. (3) Ver Figura 61.

El árbol principal – cubo porta corona (ver Figura 62). Teniendo como parámetros iniciales lo siguiente:

- **Material de la chaveta: El material de la chaveta según las DIN 6885 A es Acero St, que tiene una presión admisible de**

$$p_{adm} = 95 \text{ N/mm}^2.$$

- **Momento torsor a transmitir (Par de torsión alternante) entre el árbol principal y el cubo porta corona**

Para poder hallar el momento torsor a transmitir que se genera entre el árbol principal y el cubo porta corona recordamos que el (Cálculo de cargas y fuerza geométrica del operador), en el cual determina que W^t es la fuerza tangencial del gusano como también fuerza que genera torsión cuando se multiplica por el radio de paso de la rueda ($r_2 = D_g/2$).

$$M_{tor} = W^t \times D_g/2$$

$$M_{tor} = 14.915 \text{ lb} \times 7.559"/2$$

$$M_{tor} = 56.37 \text{ lb.pul}$$

Para fines prácticos convertimos las unidades a $N.m$

$$M_{tor} = 6.37 \text{ N.m}$$

El momento torsor a transmitir es mínimo por ser propio del diseño de reducción de esfuerzos (sin fin corona).

- **Diámetro de la sección**

En la sección B del árbol principal es donde se alojará el canal chavetero el cual determinó que el diámetro requerido es de:

$$\phi = 70 \text{ mm}$$

- **Cálculo de la longitud efectiva mínima**

La longitud mínima efectiva que debe poseer la chaveta para que no fallen los elementos unidos por un exceso de presión de aplastamiento, el cual se presenta mayormente en el cubo porta corona. Para calcular la longitud mínima se determina,(3) según la fórmula 2.5.

$$L_{ef} \geq \frac{2 \times M_{torsor}}{\phi \times p_{adm} \times t}$$

Donde:

L_{ef}	=	Longitud efectiva mínima (mm)
M_{torsor}	=	Momento torsor a transmitir ($N \cdot m$)
ϕ	=	Diámetro de la sección (mm).
p_{adm}	=	Presión admisible del material de la chaveta (N/mm^2).
t	=	Altura total de la chaveta (h) menos la profundidad que ingresa (t_1).

Sabiendo que:

$$t = h - t_1$$

Teniendo los valores de $h = 12$ y $t_1 = 7.4$ de la Tabla 4. Selección de chavetas según DIN 6885 A reemplazamos en la ecuación:

$$\begin{aligned} t &= h - t_1 \\ t &= 12 - 7.4 \\ t &= 4.6 \end{aligned}$$

Reemplazando en la ecuación de longitud mínima “ L_{ef} ”, es de:

Donde:

$$L_{ef} \geq \frac{2 \times M_{torsor}}{\phi \times p_{adm} \times t}$$

M_{torsor}	=	6.37 N.m
ϕ	=	70 mm
p_{adm}	=	95 N/mm ²
t	=	4.6

$$L_{ef} \geq 41.65 \text{ mm}$$

Donde “ t_1 ” es la profundidad que ingresa la chaveta en el cubo y “ h ” la altura total de la chaveta, como se observa en la Figura 61.

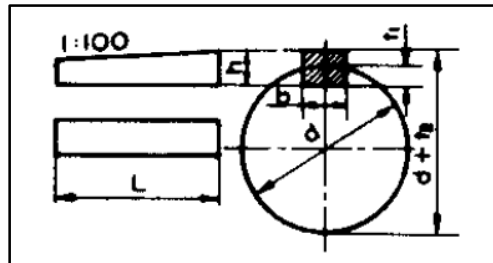


Figura 61. Chavetas planas e inclinadas

Fuente: Francesco Provenza, 1960

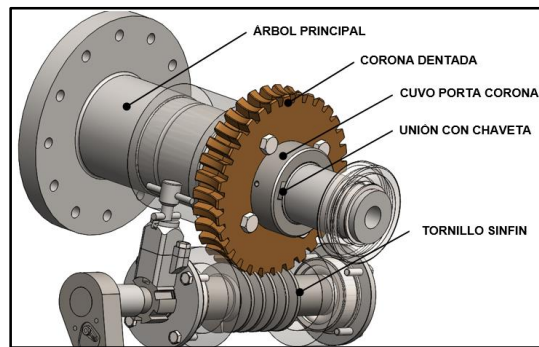


Figura 62. Árbol principal – cubo porta corona

Fuente: elaboración propia, 2017

Los resultados obtenidos se exponen en la Tabla 23. Por lo cual se utiliza la siguiente chaveta según DIN 6885 A. (8) En el caso de la unión entre el árbol principal – cubo porta corona, se vio la necesidad de emplear una chaveta, básicamente para proteger el sistema de reducción de esfuerzos (sinfín corona), como también el momento torsor a transmitir.

Tabla 23. Selección de chavetas

SELECCIÓN DE CHAVETAS SEGÚN DIN 6885 A	
Material : Acero St, $p_{adm} = 95 \text{ N/mm}^2$	
Árbol principal – tubo porta corona	
Mt	686 N.m
d	70 mm
t_1	7.4mm
b	20mm
h	12mm
$t = h - t_1$	4.6mm
$L_{efectiva \text{ min}}$	40.16mm
L	75 mm
DIN 20 x 12 x 75	

Fuente: elaboración propia, 2017

4.3.4 Selección de rodamientos del árbol principal y cálculos de la vida nominal

Los procedimientos propuestos en el presente se basan en las recomendaciones del Grupo SKF, que lleva como título Catálogo general SKF, (12) del cual se han extraído las instrucciones que dan la estructura para la selección de rodamiento y selección del tamaño del rodamiento utilizados. A continuación, se detalla dichas instrucciones.

Como se indicó en el cálculo del árbol principal, este deberá tener un rodamiento en la sección A, y en la sección C una bocina convenientemente, el rodamiento tendrá 60 mm de diámetro interior.

- **Selección de rodamiento**

Como el soporte sujetor para motores será utilizado alternadamente a periodos de tiempo muy cortos, como máximo para una rotación completa en un minuto, los parámetros iniciales para la selección son los siguientes:

- Velocidad de giro del árbol principal.

$$n = 1 \text{ rpm}$$

- Carga dinámica equivalente del rodamiento.

$$F_{AY} = P = 16.575217 \text{ N}$$

- Viscosidad cinemática del aceite a emplear. $v = 20 \text{ mm}^2/\text{s}$
- Fiabilidad deseada. 90 %

Para la selección del rodamiento del árbol principal del soporte sujetor de motores se utiliza convenientemente un rodamiento rígido de una hilera de bolas con obturaciones, el cual es elegido del Catálogo general SKF que tiene la designación de *6212 – 2RS1. (12)

Las características del rodamiento seleccionado con designación de *6212 – 2RS1, son representados en la Figura 63 y dimensionados en la Tabla 24.

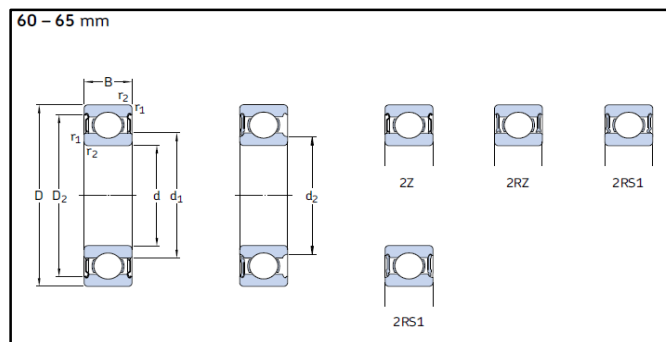


Figura 63. Representación del rodamiento rígido de una hilera de bolas con obturaciones de 60-65 mm.

Fuente: Grupo SKF, 2013

Tabla 24. Dimensionamiento del rodamiento rígido de una hilera de bolas con obturaciones de 60-65 mm.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾	kg	Rodamiento obturado a ambos lados	un lado
mm			kN		kN	rpm			-	-
60	78	10	11,9	11,4	0,49	17 000	8 500	0,11	61812-2RZ	-
	78	10	11,9	11,4	0,49	-	4 800	0,11	61812-2RS1	-
	85	13	16,5	14,3	0,6	16 000	8 000	0,20	61912-2RZ	-
	85	13	16,5	14,3	0,6	-	4 500	0,20	61912-2RS1	-
	95	18	30,7	23,2	0,98	15 000	7 500	0,42	* 6012-2Z	* 6012-Z
	95	18	30,7	23,2	0,98	15 000	7 500	0,42	* 6012-2RZ	* 6012-RZ
	95	18	30,7	23,2	0,98	-	4 300	0,42	* 6012-2RS1	* 6012-RS1
	110	22	55,3	36	1,53	13 000	6 300	0,78	* 6212-2Z	* 6212-Z
	110	22	55,3	36	1,53	-	4 000	0,78	* 6212-2RS1	* 6212-RS1
	110	28	52,7	36	1,53	-	4 000	0,97	62212-2RS1	-
	130	31	85,2	52	2,2	11 000	5 600	1,70	* 6312-2Z	* 6312-Z
	130	31	85,2	52	2,2	-	3 400	1,70	* 6312-2RS1	* 6312-RS1
130	46	81,9	52	2,2	-	3 400	2,50	62312-2RS1	-	

Fuente: Grupo SKF, 2013

- **Cálculos de la vida nominal del rodamiento**

➤ **La vida nominal de un rodamiento según la normativa ISO 281:1990, según la fórmula 2.6.1.**

Formula:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

Donde:

- L_{10} = Vida nominal (con un 90% de fiabilidad), millones de revoluciones.
- p = Exponente de la ecuación de la vida.
= 3 para los rodamientos de bolas.
= 10/3 para los rodamientos de rodillos.

Reemplazando:

$$L_{10} = \left(\frac{55.3 \text{ KN}}{16.58 \text{ KN}} \right)^3$$

$$L_{10} = 37.1 \text{ Millones de revoluciones.}$$

- **Vida expresada en horas, según la fórmula 2.6.2.**

Fórmula:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times n} \times L_{10}$$

Donde:

- L_{10h} = Vida nominal (con un 90% de fiabilidad), horas de funcionamiento.
- n = Velocidad de giro, rpm.
- L_{10} = Vida nominal (con un 90% de fiabilidad), millones de revoluciones.

Reemplazando:

Datos:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times 1} \times 37.1$$

$$L_{10} = 37.1$$

$$n = 1$$

$$L_{10h} = 618 \ 333.33 \text{ horas.}$$

➤ **La vida nominal SKF para una fiabilidad de 90%, según la fórmula 2.6.3.**

Donde:

$$L_{nm} = a_a \times a_{SKF} \times L_{10} = a_1 \times a_{SKF} \times \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

SKF, para calcular la vida nominal, recomienda usar:

- ✓ Como se requiere una fiabilidad de 90 % se debe calcular L_{10m} y $a_1 = 1$.
- ✓ Según la tabla de productos se tiene los siguientes datos de d y D , para la ecuación de: $d_m = 0.5 (60 + 110) = 77.5 \text{ mm}$
 $d_m = 0.5 (d + D)$. Reemplazando:
- ✓ Según la Figura 33, el nivel de viscosidad de aceite a temperatura de funcionamiento para una $d_m = 77.5$, $v_1 = 8.15 \text{ mm}^2/\text{s}$.

Por lo tanto $k = v/v_1 = 20/8.15 = 2.45$

- ✓ Según la Tabla de productos $P_u = 1.34 \text{ kN}$ y $P_u/P = 1.34/16.58 = 0.08$. Como la condición es la máxima limpieza, $n_c = 0.8$ y $n_c \times P_u/P = 0.065$. Con $k = 2.45$ y utilizamos la escala SKF Explorer, ver Figura 30, se tiene $a_{SKF} = 50$.

Reemplazando:

$$L_{nm} = 1 \times 50 \times 6.35$$

$$L_{10m} = 317.5 \text{ Millones de revoluciones.}$$

➤ **En horas de funcionamiento, según la fórmula 2.6.4.**

Fórmula:

$$L_{10mh} = \frac{10^6}{60 \times n} \times L_{10m}$$

Donde:

L_{10m} : 9.525 millones de revoluciones

n : 1 rpm

Reemplazando:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times 1} \times 317.5$$
$$L_{10h} = 5\,291\,666.667 \text{ horas}$$

4.3.5 Selección de rodamientos del árbol secundario y cálculos de la vida nominal

Los procedimientos propuestos en el presente trabajo de investigación se basan en las recomendaciones del Grupo SKF, que lleva como título Catálogo general SKF, (12) del cual se han extraído las instrucciones que dan la estructura para la selección de rodamiento y selección del tamaño del rodamiento que se utiliza en la presente tesis. A continuación, se detalla dichas instrucciones.

Como ya se mencionó en el cálculo del árbol secundario, este deberá poseer rodamientos en el apoyo *NI* y *NI*, el rodamiento tendrá 35 mm de diámetro interior.

- **Selección de rodamiento**

Como soporte sujesor para motores será utilizado intermitentemente o durante cortos periodos de tiempo los parámetros iniciales, para la selección se tuvieron los siguientes:

Velocidad de giro del árbol principal.	$n = 32 \text{ prm}$
Carga máxima dinámica equivalente del rodamiento en la que soporta carga axial y radial.	$Fr_{II} = P = 0.1004$
Viscosidad cinemática del aceite a emplear	$\nu = 20 \text{ mm}^2/\text{s}$
Fiabilidad deseada.	90%

Para la selección del rodamiento del árbol secundario del soporte sujesor de motores se utiliza convenientemente un rodamiento rígido de una hilera de bolas con obturaciones, el cual es elegido del Catálogo general SKF que tiene la designación de *6307 – 2RS1. (12)

Las características del rodamiento seleccionado con designación de *6307 – 2RS1, son representados en la Figura 64 y dimensionados en la Tabla 25.

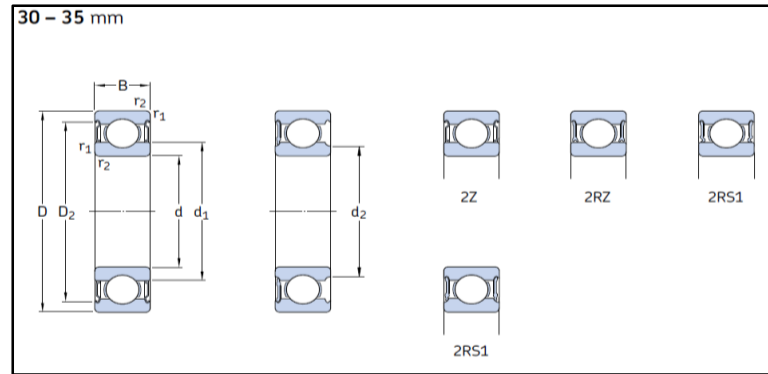


Figura 64. Representación del rodamiento rígido de una hilera de bolas con obturaciones de 30-35 mm.

Fuente: Grupo SKF, 2013

Tabla 25. Dimensionamiento del rodamiento rígido de una hilera de bolas con obturaciones de 60-65 mm.

Dimensiones principales	d	D	B	Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designaciones	
				dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite ¹⁾		Rodamiento obturado a ambos lados	un lado
	mm			kN		kN	rpm		kg	-	-
30	42	7		4,49	2,9	0,146	32 000	16 000	0,027	61806-2RZ	-
	42	7		4,49	2,9	0,146	-	9 500	0,027	61806-2RS1	-
	47	9		7,28	4,55	0,212	30 000	15 000	0,051	61906-2RZ	-
	47	9		7,28	4,55	0,212	-	8 500	0,051	61906-2RS1	-
	55	13		13,8	8,3	0,355	28 000	14 000	0,12	*6006-2Z	*6006-Z
	55	13		13,8	8,3	0,355	28 000	14 000	0,12	*6006-2RZ	*6006-RZ
	55	13		13,8	8,3	0,355	-	8 000	0,12	*6006-2RS1	*6006-RS1
	55	19		13,3	8,3	0,355	-	8 000	0,16	63006-2RS1	-
	62	16		20,3	11,2	0,475	24 000	12 000	0,20	*6206-2Z	*6206-Z
	62	16		20,3	11,2	0,475	24 000	12 000	0,20	*6206-2RZ	*6206-RZ
	62	16		20,3	11,2	0,475	-	7 500	0,20	*6206-2RS1	*6206-RS1
	62	20		19,5	11,2	0,475	-	7 500	0,24	62206-2RS1	-
	72	19		29,6	16	0,67	20 000	11 000	0,35	*6306-2Z	*6306-Z
	72	19		29,6	16	0,67	20 000	11 000	0,35	*6306-2RZ	*6306-RZ
	72	19		29,6	16	0,67	-	6 300	0,35	*6306-2RS1	*6306-RS1
	72	27		28,1	16	0,67	-	6 300	0,48	62306-2RS1	-
35	47	7		4,75	3,2	0,166	28 000	14 000	0,03	61807-2RZ	-
	47	7		4,75	3,2	0,166	-	8 000	0,03	61807-2RS1	-
	55	10		9,56	6,8	0,29	26 000	13 000	0,08	61907-2RZ	-
	55	10		9,56	6,8	0,29	-	7 500	0,08	61907-2RS1	-
	62	14		16,8	10,2	0,44	24 000	12 000	0,16	*6007-2Z	*6007-Z
	62	14		16,8	10,2	0,44	24 000	12 000	0,16	*6007-2RZ	*6007-RZ
	62	14		16,8	10,2	0,44	-	7 000	0,16	*6007-2RS1	*6007-RS1
	62	20		15,9	10,2	0,44	-	7 000	0,21	63007-2RS1	-
	72	17		27	15,3	0,655	20 000	10 000	0,29	*6207-2Z	*6207-Z
	72	17		27	15,3	0,655	-	6 300	0,29	*6207-2RS1	*6207-RS1
	72	23		25,5	15,3	0,655	-	6 300	0,37	62207-2RS1	-
	80	21		35,1	19	0,815	19 000	9 500	0,46	*6307-2Z	*6307-Z
	80	21		35,1	19	0,815	-	6 000	0,46	*6307-2RS1	*6307-RS1
	80	31		33,2	19	0,815	-	6 000	0,66	62307-2RS1	-

Fuente: Grupo SKF, 2013

- **Cálculos de la vida nominal del rodamiento**

- **La vida nominal de un rodamiento según la normativa ISO 281:1990, según la fórmula 2.6.1.**

Fórmula :

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

Donde:

L_{10} = Vida nominal (con un 90% de fiabilidad), millones de revoluciones.

p = Exponente de la ecuación de la vida.
 = 3 para los rodamientos de bolas.
 = 10/3 para los rodamientos de rodillos.

Reemplazando:

$$L_{10} = \left(\frac{35.1 \text{ KN}}{0.1004 \text{ KN}} \right)^3$$

$$L_{10} = 42728752.26 \text{ millones de revoluciones}$$

- **Vida expresada en horas, según la fórmula 2.6.2.**

Fórmula:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times n} \times L_{10}$$

Donde:

L = Vida nominal (con un 90% de fiabilidad), horas de funcionamiento

n = Velocidad de giro, rpm.

L = Vida nominal (con un 90% de fiabilidad), millones de revoluciones.

Reemplazando:

Datos:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times 32} \times 42728752.26$$

$$L_{10} = 42728752.26$$

$$n = 32$$

$$L_{10h} = 2.2255 \times 10^{10} \text{ horas}$$

➤ **La vida nominal SKF para una fiabilidad de 90%, según la fórmula 2.6.3.**

Donde:

$$L_{nm} = a_a \times a_{SKF} \times L_{10} = a_1 \times a_{SKF} \times \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

Las recomendaciones de SKF para calcular la vida nominal son:

- ✓ Como se requiere una fiabilidad de 90 % se debe calcular L_{10m} y a .
- ✓ Según la tabla de productos se Reemplazando:
tiene los siguientes datos de d y D ,
para la ecuación de: $d_m = 0.5 (35+80) = 57.5 \text{ mm}$
 $d_m = 0.5 (d + D)$
- ✓ Según la Figura 33, el nivel de viscosidad de aceite a temperatura de funcionamiento para una $d_m = 57.5 \text{ mm}$,
 $v_1 = 8.15 \text{ mm}^2/\text{s}$.

$$\text{Por lo tanto } k = v/v_1 = 20/8.15 = 2.45$$

- ✓ Según la tabla de productos $P_u = 1.34 \text{ kN}$ y $P_u/P = 1.34/0.1004 = 13.34$. Como las condiciones son las máximas limpietas, $n_c = 0.8$ y $n_c \times P_u/P = 10.68$. Con $k = 2.45$ y utilizamos la escala SKF Explorer, ver Figura 30, se tiene $a_{SKF} = 50$.

Reemplazando:

$$L_{nm} = 1 \times 50 \times 2.2255 \times 10^{10}$$

$$L_{10m} = 1.11275 \times 10^{12} \text{ millones de revoluciones}$$

➤ **En horas de funcionamiento, según la fórmula 2.6.4.**

Formula:

$$L_{10mh} = \frac{10^6}{60 \times n} \times L_{10m}$$

Donde:

L_{10m} : 1.11275×10^{12} Millones de revoluciones.
 n : 32 rpm

Reemplazando:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times 32} \times 1.11275 \times 10^{12}$$

$$L_{10h} = 5.79 \times 10^{14} \text{ horas}$$

4.3.6 Cálculo del diámetro y espesor de columna

Siendo este un caso en particular en donde la línea de acción de la fuerza (peso del motor) y el eje centroidal de la columna están distanciadas, inevitablemente se produce una excentricidad donde las fuerzas de reacción que genera el peso del motor determinan el espesor de columna para poder diseñarlas, por ello determinamos:

4.3.6.1 Espesor mínimo de columna

- **Parámetros iniciales para el cálculo de esfuerzo máximo y nivel de seguridad**

➤ **Esfuerzo puntual máximo:**

Como ya se indicó en el cálculo de árbol principal, la columna soporta directamente la fuerza que genera el peso del motor, ver Figura 65. La reacción máxima que soporta la columna se produce en el punto C en dirección “y” que es de $F_{CY} = 29\,412.22 \text{ N}$, ver Figura 66.

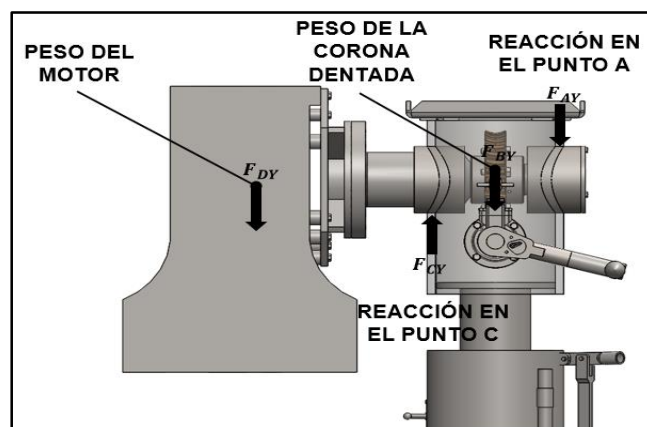


Figura 65. Esfuerzo de la columna

Fuente: elaboración propia, 2017

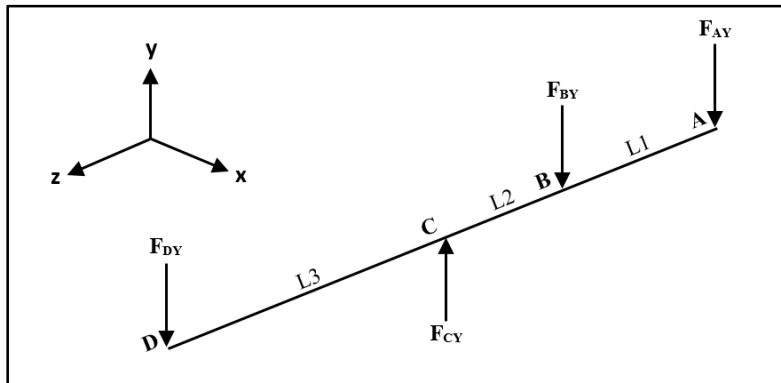


Figura 66. Diagrama de cuerpo libre de árbol principal

Fuente: elaboración propia, 2017

➤ Superficie proyectada

El esfuerzo o fuerza que soporta un cuerpo es proyectado en una determinada área de contacto, esto dependerá de la forma del área que lo soporta. (20) Ver Figura 67.

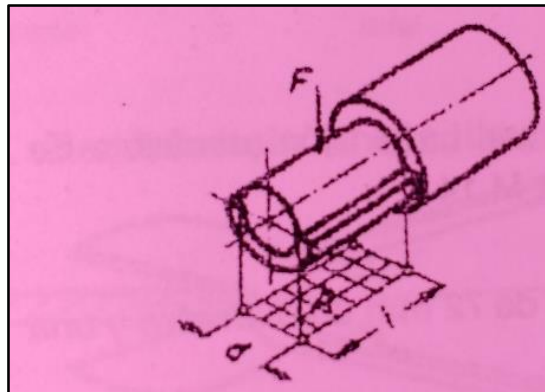


Figura 67. Superficie proyectada

Fuente: Deutsche Gesellschaft für technische Zusammenarbeit (GTZ) GmbH, 1985

Sabiendo que la reacción máxima que soporta la columna se produce en la sección C en dirección “y”, determinamos el área de contacto, ver Figura 68.

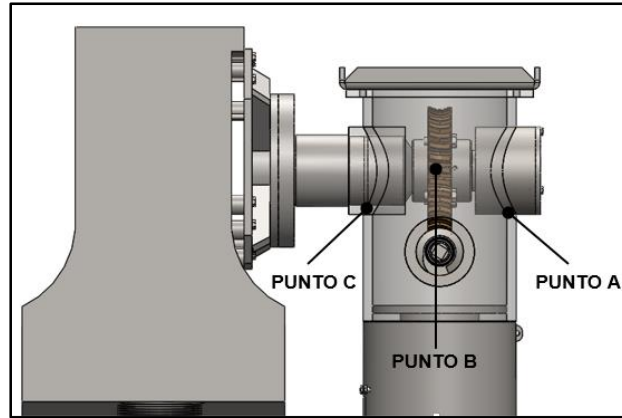


Figura 68. Área de contacto en el punto C

Fuente: elaboración propia, 2017

Para calcular el área de contacto en el punto “C”, se determina por el espesor de pared del tubo sin costura que es de 8.18 mm teóricamente, y el diámetro del árbol principal en el punto “C” proyectado es de 70 mm como se muestra en la Figura 69, donde el área aproximada de contacto resulta $A = 8.18 \text{ mm} \times 70 \text{ mm} = 572 \text{ mm}^2$.

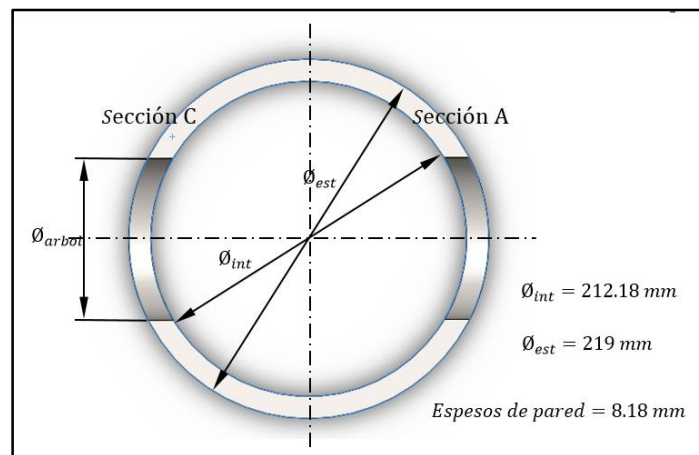


Figura 69. Área aproximada de contacto en la sección C

Fuente: elaboración propia, 2017

➤ Límite de fluencia del material

Las propiedades mecánicas del acero empleado convenientemente para la estructura es de tubos de acero sin costura $\text{Ø}_{\text{nom}} = 8''$ SCHEDULE 40 tipo A, que tiene un límite de fluencia mínima de $206.8427184 \text{ N/mm}^2$. (21)

En resumen:

- ✓ Esfuerzo puntual máximo. $F_{CY} = 29\,412.22\text{ N}$
- ✓ Área aproximada de contacto. $A = 572\text{ mm}^2$
- ✓ Límite de fluencia del material. $S_y = 206.8427184\text{ N/mm}^2$

- **Cálculo de esfuerzo máximo**

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{F}{A} \qquad \sigma_{m\acute{a}x} = \frac{29\,412.22\text{ N}}{572\text{ mm}^2}$$
$$\sigma_{m\acute{a}x} = 51.42\text{ N/mm}^2$$

- **Cálculo de nivel de seguridad**

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{m\acute{a}x}} \qquad n = \frac{206.8427184\text{ N/mm}^2}{51.42\text{ N/mm}^2}$$
$$n = 4.02$$

Conclusión: la columna se diseñará con tubos de acero sin costura $\varnothing_{nom} = 8''$ SCHEDULE 40 tipo A, soportando el peso máximo de 1 300 kg trabajando con un nivel de seguridad de 4.02.

4.3.6.2 Selección de columna

Teniendo limitaciones en los diámetros y espesores comerciales estandarizados de los tubos de acero sin costura (ver Anexo 5 para mayor información), (21) se elige convenientemente trabajar con un acero de diámetro nominal de 8'' (ver Figura 69), donde se alojará el sistema de reducción esfuerzo sinfín corona que será lubricado por bañado de aceite.

Tabla 26. Dimensiones del acero

DIMENSIONES Y PESO UNITARIO				
Diámetro nominal	Diámetro exterior		Schedule	Espesor de pared
Pulg.	Pulg	mm	n°	mm
8	8.65	219.1	40	8.18

Fuente: elaboración propia, 2017

- **Selección de columna fija**

Para reducir costos la columna fija del soporte, ver Figura 70, será de un acero SAE 1020 HR, (10) para conservar el nivel de seguridad se usará un espesor de 3/8" el cual será rolado y soldado.

El límite de fluencia del material $S_y = 210 N/mm^2$, para mayor especificaciones del material. Ver Anexo 6.

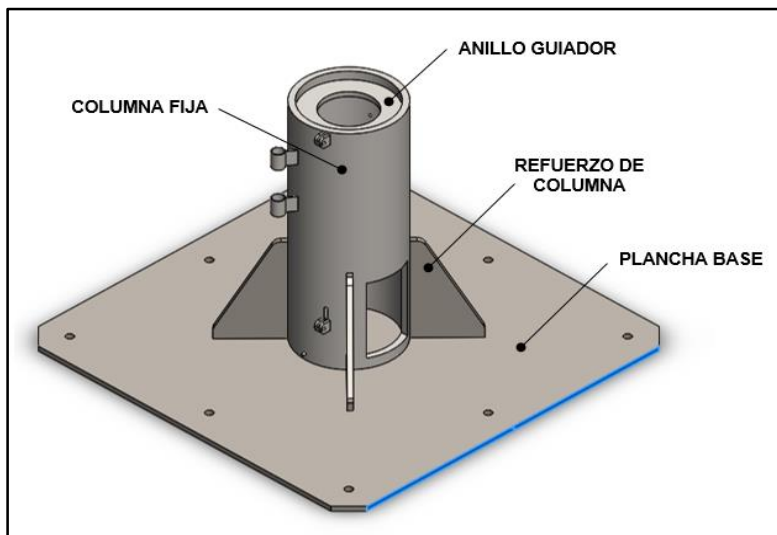


Figura 70. Columna fija del soporte

Fuente: elaboración propia, 2017

En resumen:

- ✓ Esfuerzo puntual máximo. $F_{CY} = 29\,412.22\text{ N}$
- ✓ Área aproximada de contacto. $A = 70\text{mm} \times 9.525\text{ mm}$
 $A = 666.75\text{ mm}^2$
- ✓ Límite de fluencia del material. $S_y = 210\text{ N/mm}^2$

➤ **Cálculo de esfuerzo máximo**

Formula:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{F}{A}$$

Remplazando:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{29\,412.22\text{ N}}{666.75\text{ mm}^2}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 44.11\text{ N/mm}^2$$

➤ **Cálculo de nivel de seguridad**

Formula:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{m\acute{a}x}}$$

Remplazando:

$$n = \frac{210\text{ N/mm}^2}{44.11\text{ N/mm}^2}$$

$$n = 4.76$$

Conclusión: la columna fija será de un acero SAE 1020 HR, para conservar el nivel de seguridad de 4.76, se usará un espesor de 3/8", el cual será rolado y soldado, para poder mantener la rigidez de la columna se pondrán refuerzos (patas de gallo) lo cual permite mantener la rigidez.

4.4 Ensayos realizados para analizar los tiempos de reparación y niveles de riesgos de accidentes

Para poder determinar en cuanto se reduce el tiempo de reparación y los niveles de riesgos de accidentes, entre la forma tradicional de reparar motores de D12 y la forma correcta de reparar motores D12 con el uso del diseño de soporte sujetador para motores. Fue necesario registrar los tiempos promedios de reparación de motores D12 de forma tradicional bajo plan de mantenimiento de la ciudad de Huancayo, sumando un total de 12 pruebas, para mayor detalle de los tiempos de reparación ver Anexo 7.

A continuación, mostraremos como se realiza la reparación de motores D12 de forma tradicional en la empresa LYER S.A.C bajo plan de mantenimiento, donde verificaremos básicamente.

- **Rotación vertical (posición en el área de trabajo)**

Es el proceso donde se posiciona el motor D12 del vehículo al área de trabajo para su posterior reparación, siendo el peso del motor superior a la fuerza del hombre para poder manipularlas se realiza el izaje mediante teche o puente grúa, ver Figura 71.



Figura 71. Forma tradicional de posicionamiento en el área de trabajo de los motores D12

Fuente: elaboración propia, 2017

Conclusión: el proceso tradicional de posicionamiento en el área de trabajo de los motores D12 tiene un nivel de riesgo de accidentes muy elevado por la inadecuada manipulación del motor D12 izado con teche; así mismo, el tiempo promedio para este proceso es de 90 minutos.

- **Desplazamiento vertical (altura de trabajo)**

Es el proceso donde se posiciona el motor D12 a una altura de trabajo adecuada para su posterior reparación, siendo el peso del motor superior a la fuerza del hombre para poder manipularlas se realiza el izaje mediante teche o puente grúa, graduando la altura mediante tacos que permitan elevar a una altura de trabajo adecuada para una mayor eficiencia en la reparación, ver Figura 72.



Figura 72. Forma tradicional de desplazamiento vertical o altura de trabajo de los motores D12

Fuente: elaboración propia, 2017

Conclusión: el proceso tradicional de desplazamiento vertical (altura de trabajo) de los motores D12 tiene un nivel de riesgo de accidentes elevado por la inadecuada manipulación de los motores D12 de forma vertical izado con teche; así mismo, el tiempo promedio para este proceso es de 30 minutos.

- **Rotación horizontal (ángulo de trabajo)**

Es el proceso donde se rota horizontalmente el motor D12 a un ángulo de trabajo adecuado para su posterior reparación, siendo el peso del motor superior a la fuerza del hombre para poder manipularlas se realiza el izaje mediante teche o puente grúa graduándolo mediante tacos que permitan rotar horizontalmente a un ángulo de trabajo adecuada para una mayor eficiencia en la reparación, ver Figura 73.



Figura 73. Forma tradicional de rotación horizontal (Ángulo de trabajo) de los motores D12

Fuente: elaboración propia, 2017

Conclusión: el proceso tradicional de rotación horizontal (ángulo de trabajo) de los motores D12 tiene un nivel de riesgo de accidentes elevado por la inadecuada manipulación de forma vertical izado con tecele; así mismo, el tiempo promedio para este proceso es de 60 minutos.

- **Reparación de motores D12 de forma manual**

Es el proceso final donde se repara el motor D12 bajo plan de mantenimiento ya que con los anteriores procesos como rotación vertical (posición en el área de trabajo), desplazamiento vertical (altura de trabajo) y rotación horizontal (ángulo de trabajo). Se logra posicionar el motor adecuadamente para una mayor eficiencia en la reparación tradicional que se realizara de forma manual como se observa de en la Figura 74.

Conclusión: el tiempo promedio de reparación de los motores D12 bajo plan de mantenimiento es de 450 minutos cuando se tiene disponible los repuestos e insumos como también los equipos y herramientas necesarias para lograr la reparación eficientemente.



Figura 74. Reparación manual de motores D12 de forma tradicional

Fuente: elaboración propia, 2017

A continuación, mostraremos la forma correcta de cómo se realizaría la reparación de motores D12 bajo manuales de reparación, con la simulación del soporte sujetor para motores utilizando el software CAD (*Solidworks Simulation*), Fue necesario registrar los tiempos promedios de mecanismos similares al diseño del soporte sujetor para motores los cuales se emplean en cada uno de sus procesos, sumando un total de 12 pruebas. Donde verificaremos básicamente.

- **Rotación vertical (posición en el área de trabajo)**

El sistema de rotación vertical (posición en el área de trabajo) del diseño del soporte sujetor para motores será sencilla de posicionar, teniendo en consideración que el peso del motor supera la fuerza del hombre para poder manipularlas se izará el motor D12 del vehículo al área de trabajo mediante teche o puente grúa para poder empinar el motor en el plato universal; así mismo, rotara verticalmente en el eje de la columna y contara con un sistema de trabas para su inmovilización, ver Figura 75 y 76.

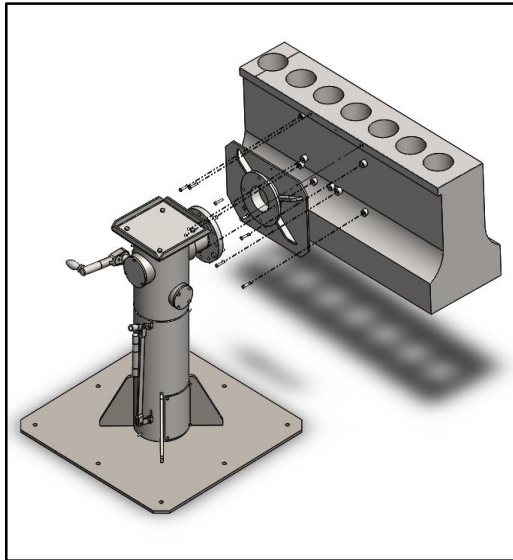


Figura 75. Posicionamiento en el área de trabajo con el diseño del soporte sujeción para motores (Sujeción del motor D12 mediante pernos)

Fuente: elaboración propia, 2017

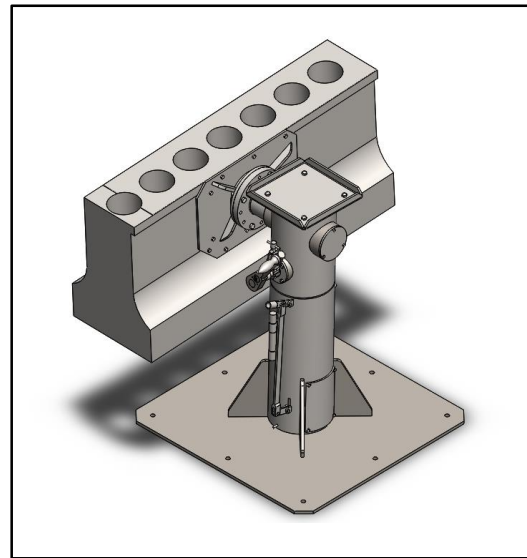


Figura 76. Posicionamiento en el área de trabajo con el diseño del soporte sujeción para motores (rotara verticalmente en el eje de la columna)

Fuente: elaboración propia, 2017

Conclusión: el proceso de rotación vertical (posicionamiento en el área de trabajo), con el diseño del soporte sujeción para motores reduce el nivel de riesgos de accidentes ya que se emplea una adecuada manipulación de izado con tecla o puente grúa como la rotación vertical con el soporte al área de trabajo con el motor D12 sujetado; así mismo, el diseño cumple con los parámetros ergonómicos establecidos en cuanto a la altura de trabajo y fuerza empleada en consecuencia el tiempo total promedio para este proceso es de 30 minutos.

- **Desplazamiento vertical (altura de trabajo)**

El desplazamiento vertical (altura de trabajo), del diseño del soporte sujeción para motores será sencilla de desplazar verticalmente, teniendo en consideración que se empleará una gata hidráulica de 8 toneladas para el desplazamiento vertical graduando a una altura ergonómica de trabajo para una mayor eficiencia en la reparación; así mismo, este contará con un sistema de trabas para su inmovilización lo cual reduce el nivel de riesgos de accidentes, ver Figuras 77 y 78.

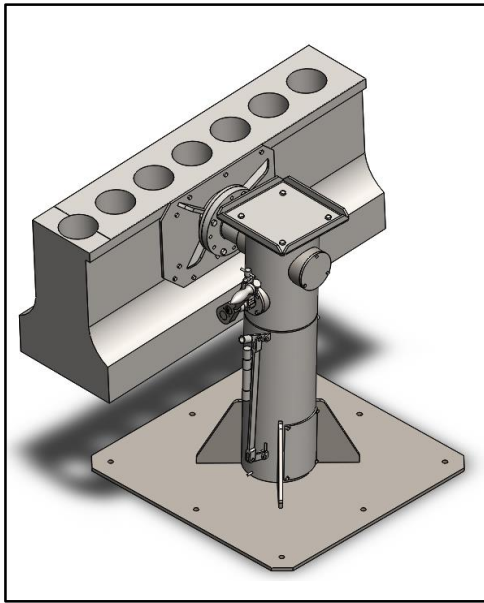


Figura 77. Desplazamiento vertical o altura de trabajo con el diseño del soporte sujetor para motores (altura mínima)

Fuente: elaboración propia, 2017

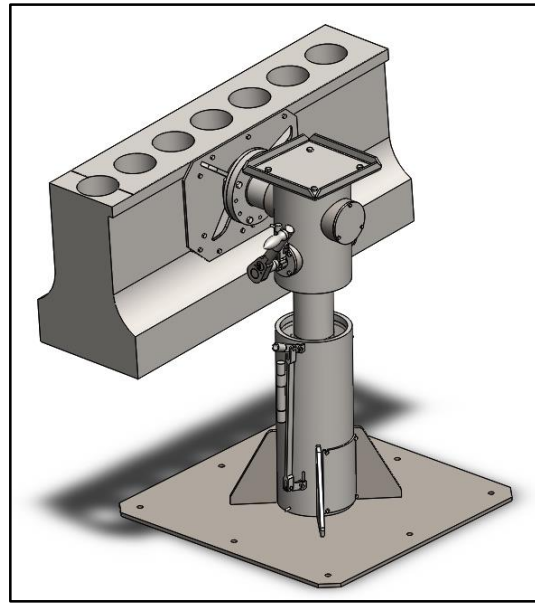


Figura 78. Desplazamiento vertical o altura de trabajo con el diseño del soporte sujetor para motores (altura máxima)

Fuente: elaboración propia, 2017

Conclusión: el desplazamiento vertical (altura de trabajo) con el diseño del soporte sujetor para motores reduce el nivel de riesgos de accidentes ya que se empleará una gata hidráulica de 8 toneladas; así mismo, el diseño cumple con los parámetros ergonómicos establecidos en cuanto a la altura de trabajo y fuerza empleada en consecuencia el tiempo total promedio para este proceso es de 10 minutos.

- **Rotación horizontal (ángulo de trabajo)**

La rotación horizontal (ángulo de trabajo), del diseño del soporte sujetor para motores emplea un sistema reductor de esfuerzos (sinfín corona) donde la relación de transmisión es de 32 a 1 lo que permite girar al motor D12 al ángulo de trabajo que se requiera los 360 grados para una mayor eficiencia en la reparación; así mismo, este contara con un sistema de protección adicional (trinquete) para su inmovilización ante cualquier accionamiento externo lo cual reduce el nivel de riesgos de accidentes, ver Figuras 79 y 80.

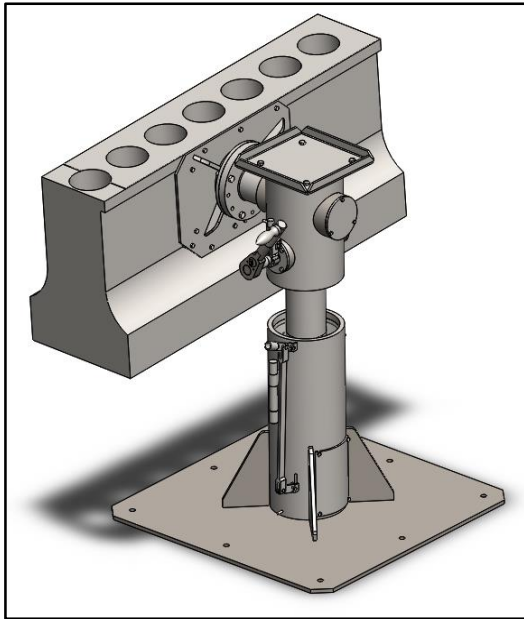


Figura 79. Rotación horizontal (ángulo de trabajo) con el diseño del soporte sujetor para motores, para reparar la parte superior del motor

Fuente: elaboración propia, 2017

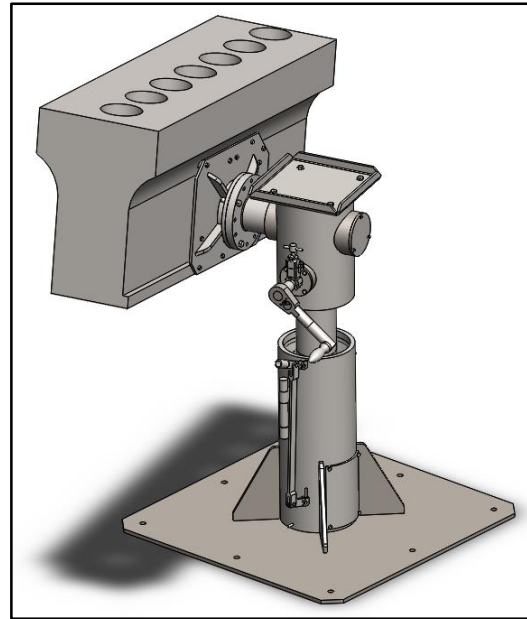


Figura 80. Rotación horizontal (ángulo de trabajo) con el diseño del soporte sujetor para motores, para reparar la parte inferior del motor

Fuente: elaboración propia, 2017

Conclusión: la rotación horizontal (ángulo de trabajo) con el diseño del soporte sujetor para motores reduce el nivel de riesgos de accidentes ya que se empleará un sistema reductor de esfuerzos (Sinfín corona) el cual tiene una relación de 32 a 1 y puede girar los 360 grados; así mismo, el diseño cumple con los parámetros ergonómicos establecidos en cuanto a la altura de trabajo y fuerza empleada en consecuencia el tiempo total promedio para este proceso es de 5 minutos.

- **Reparación de motores D12 de forma manual**

Es el proceso fino donde se repara el motor D12 bajo plan de mantenimiento ya que con los anteriores procesos como la rotación vertical (posición en el área de trabajo), desplazamiento vertical (altura de trabajo) y rotación horizontal (ángulo de trabajo). Se logra posicionar el motor adecuadamente para una mayor eficiencia en la reparación ya que se tiene una iteración humano-máquina-ambiente bajo parámetros ergonómicos como se observa de en las Figuras 81 y 82.

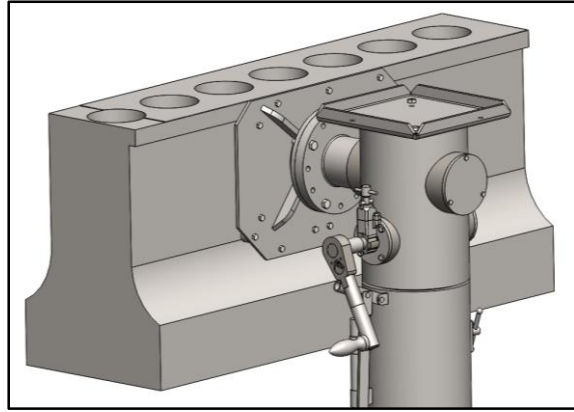


Figura 81. Reparación manual de motores D12 con el diseño del soporte sujetor para motores (vista frontal)

Fuente: elaboración propia, 2017

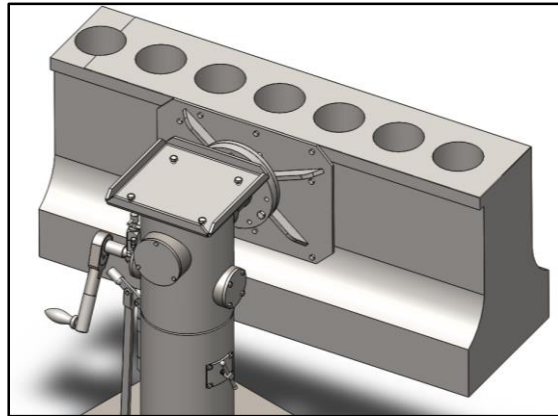


Figura 82. Reparación manual de motores D12 con el diseño del soporte sujetor para motores (vista lateral)

Fuente: elaboración propia, 2017

Conclusión: la reparación de los motores D12 bajo plan de mantenimiento con el diseño del soporte sujetor para motores reduce el nivel de riesgos de accidentes ya que brinda 2 grados de libertad y un desplazamiento vertical cumpliendo con todos los parámetros ergonómicos en consecuencia el tiempo total promedio para este proceso es de 300 minutos.

Los resultados de la toma de tiempos promedios entre la forma tradicional de reparar motores de D12 y la forma correcta de reparar motores D12 con el diseño de soporte sujetor de motores se muestran en la Tabla 27.

Tabla 27. Ensayos realizados para analizar los tiempos de reparación y niveles de riesgos de accidentes

Tiempos promedios en la reparación de motores D12 de forma tradicional en talleres de Huancayo.		Tiempos promedios en la reparación de motores D12 usando el diseño del soporte sujetor para motores.	
Descripción	Tiempo (minutos)	Descripción	Tiempo (minutos)
Posición en el área de trabajo.	90	Rotación vertical (posición en el área de trabajo).	30
Altura de trabajo.	30	Desplazamiento vertical (altura de trabajo).	10
Ángulo de trabajo.	60	Rotación horizontal (ángulo de trabajo).	5
Reparación de motores de combustión interna de forma manual.	450	Reparación de motores de combustión interna de forma manual.	300
Tiempo total:	630	Tiempo total:	319

Fuente: elaboración propia, 2017

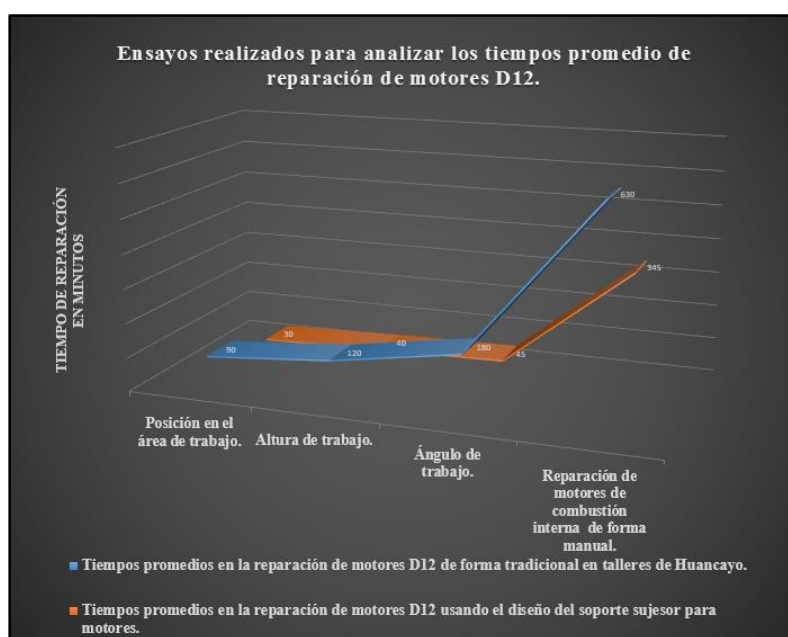


Figura 83. Resultados de ensayos realizados para analizar los tiempos de reparación.

Fuente: elaboración propia, 2017



Figura 84. Forma correcta de reparar motores del grupo 21

Fuente: <https://es.slideshare.net/BuboyIbea/manual-de-reparacion-tad1241-tad1242>



Figura 85. Forma correcta de reparar motores D12A

Fuente: <https://es.slideshare.net/BuboyIbea/manual-de-reparacion-tad1241-tad1242>

Resumen: los resultados de los ensayos realizados para analizar los tiempos de reparación de la Tabla 27 muestra que se reducirá aproximadamente en un 50 % el tiempo de reparación de los motores de combustión interna D12 utilizando el diseño del soporte sujetador para motores como se muestra en la Figura 83, ya que es la forma correcta de reparar motores bajo los manuales de reparación de motores como se muestran en las Figuras 84 y 85. Cumpliendo con todos los parámetros ergonómicos para poder tener una mayor eficiencia en la reparación.

4.5 Planos

El presente capítulo tiene por objetivo listar y describir los planos necesarios para la correcta construcción del soporte sujetor para motores, los cuales fueron obtenidos; luego, de realizar los cálculos correspondientes y analizar las funciones que cada elemento cumple en conjunto. Dichos planos se encuentran listados y codificados en la Tabla 28. (3) Para mayor detalle se muestran en el Anexo 8.

Teniendo como objetivos específicos en cada tipo de plano, lo siguiente:

4.5.1 Planos de ensamble

Muestran la disposición de todos los componentes empleados para la construcción del soporte sujetor para motores, detallando la interacción entre los mismos con los correspondientes juegos o aprietes. Asimismo, muestran todas las vistas necesarias, secciones y detalles para el correcto entendimiento al momento del ensamble de los componentes. Además, el plano de ensamble deberá poseer medidas generales para tener una visión aproximada sobre el tamaño total que ocupará el soporte sujetor para motores. Por último, el plano de ensamble detalla la lista de piezas especificando el ítem, código, descripción, material, cantidad y peso; los cuales son muy importantes para conocer el orden de ensamblado y todas las piezas que se requerirán. (3)

4.5.2 Planos de despiece

Muestran todas las dimensiones necesarias para la construcción del componente. Señalizan todas las tolerancias dimensionales requeridas para lograr que todos los componentes del soporte sujetor para motores funcionen realizando sus labores de manera óptima. Además, muestran los acabados superficiales de las áreas que necesiten de estos para poder cumplir con sus funciones. Por último, se indica el código, descripción, cantidad, material, peso; así mismo, la escala del dibujo. (3)

Tabla 28. Listado de planos

ID	Descripción	Código	N° de planos
1	Plano de ensamble: SOPORTE SUJESOR PARA MOTORES	1	1
2	Plano de despiece: TORNILLO SIN FIN	1.1	1
3	Plano de despiece: CORONA DENTADA	1.2	1
4	Plano de despiece: CUBO PORTA CORONA	1.2.1	1
5	Plano de despiece: ÁRBOL PRINCIPAL	1.3	1
6	Plano de despiece: COLUMNA FIJA	1.4	1
7	Plano de despiece: COLUMNA MÓVIL SUPERIOR	1.5	1
8	Plano de despiece: COLUMNA MÓVIL INFERIOR	1.6	1

Fuente: elaboración propia, 2017

CAPÍTULO V

SIMULACIÓN EN CAD

El presente capítulo tiene por objetivo simular los componentes del soporte sujetador para motores, utilizando los métodos de análisis de elementos finitos (FEA) con el *Solidworks Simulation*; así mismo, utilizaremos el análisis de tensión lineal para determinar el comportamiento de los componentes debido a la concentración de esfuerzos al que están sometido.

Según las características técnicas de los manuales de servicio, los motores D12 son los más pesados, los cuales se reparan en los talleres automotrices de Huancayo, el peso máximo de este tipo de motores es de 1 115 kg. (17) Debido a las posibles variaciones de dicho peso se considerará un factor de 1.17, el cual aumenta el peso del motor a 1 300 kg, con el cual se simularán utilizando el *Solidworks Simulation* todos los componentes del soporte sujetador para motores. A continuación, se muestra los resultados de la simulación de cada elemento.

5.1 Simulación de CORONA DENTADA

- Resultados de estudio

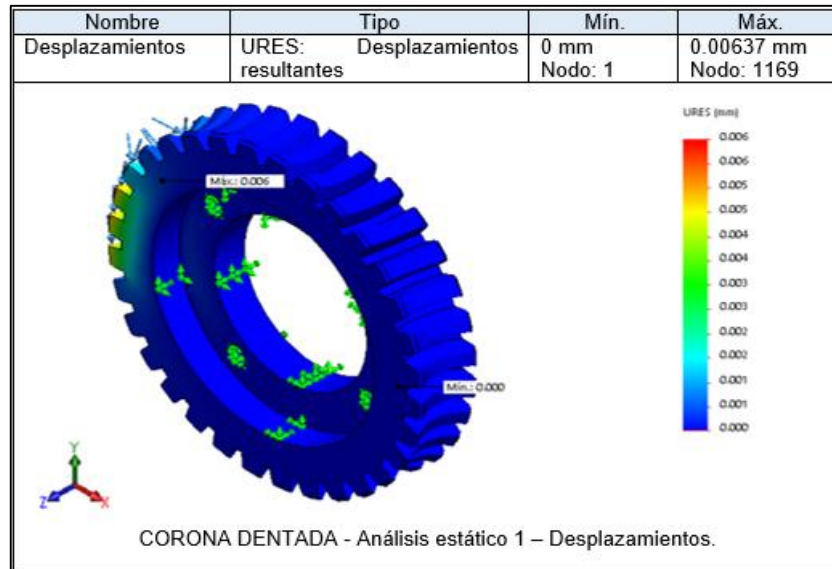


Figura 86. Análisis estático de CORONA DENTADA (desplazamientos)

Fuente: elaboración propia, 2017

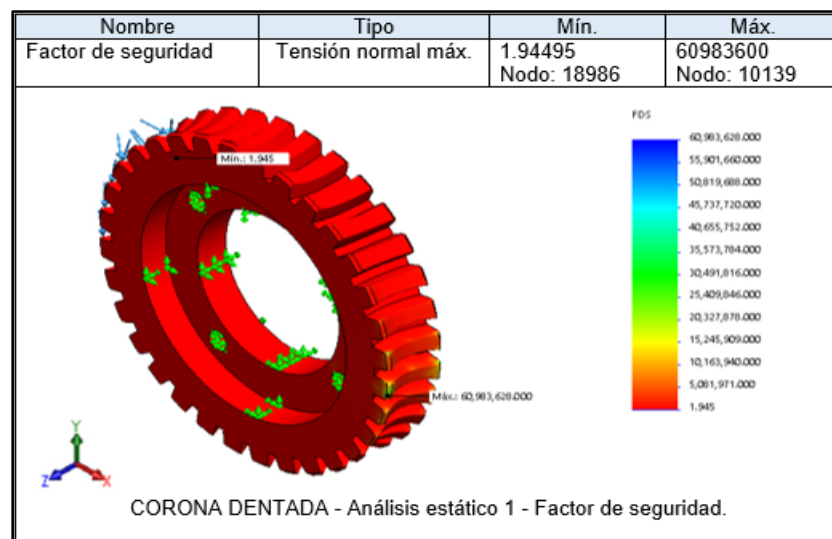


Figura 87. Análisis estático de CORONA DENTADA (factor de seguridad)

Fuente: elaboración propia, 2017

Conclusión: el análisis estático de CORONA DENTADA sometido a esfuerzos máximos muestra que el desplazamiento máximo es de 0.006 mm y que el factor de seguridad mínimo es de 1.945, determinando que el material empleado para el diseño muestra que es conservativo.

5.2 Simulación de TORNILLO SINFÍN

- Resultados de estudio

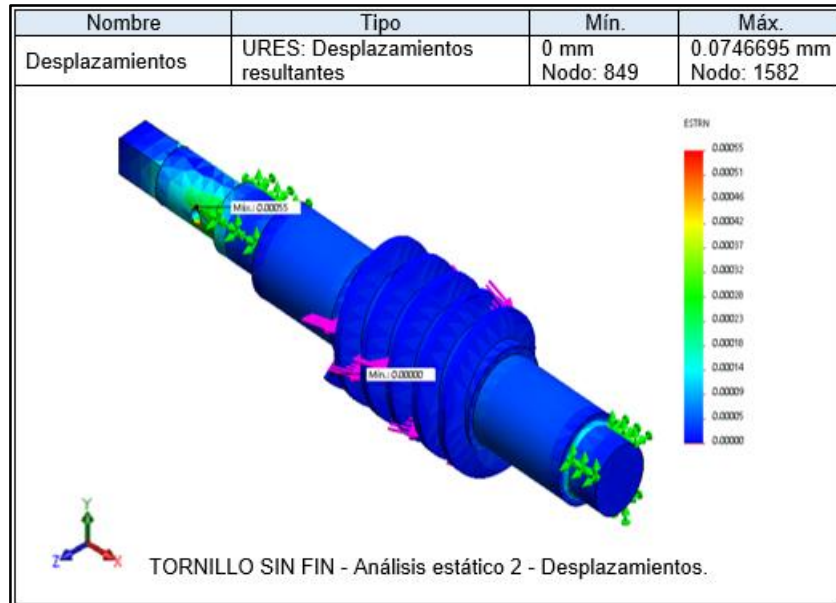


Figura 88. Análisis estático de TORNILLO SINFÍN (desplazamientos)

Fuente: elaboración propia, 2017

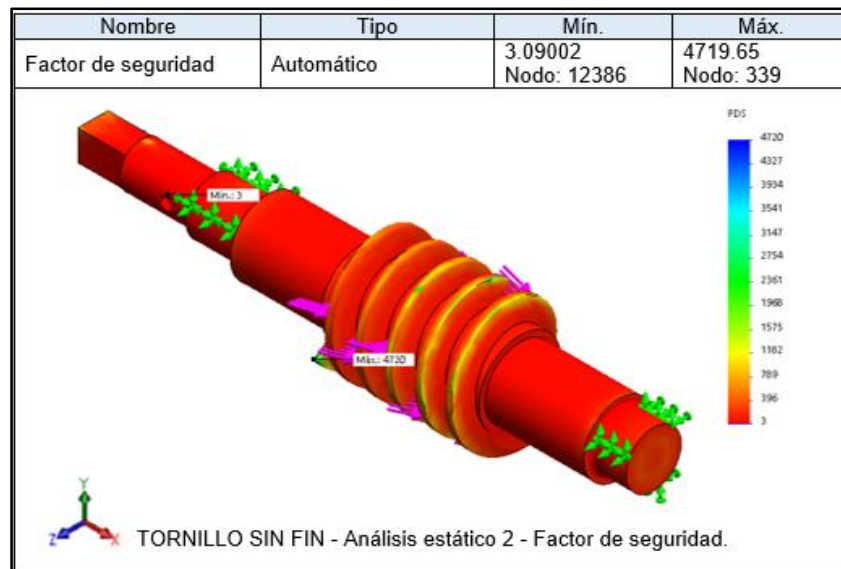


Figura 89. Análisis estático de TORNILLO SINFÍN (factor de seguridad)

Fuente: elaboración propia, 2017

Conclusión: el análisis estático de TORNILLO SINFÍN sometido a esfuerzos máximos muestra que el desplazamiento máximo es de 0.074 mm y que el factor de seguridad mínimo es de 3, determinando que el material empleado para el diseño es el correcto.

5.3 Simulación de ÁRBOL PRINCIPAL

- Resultados de estudio

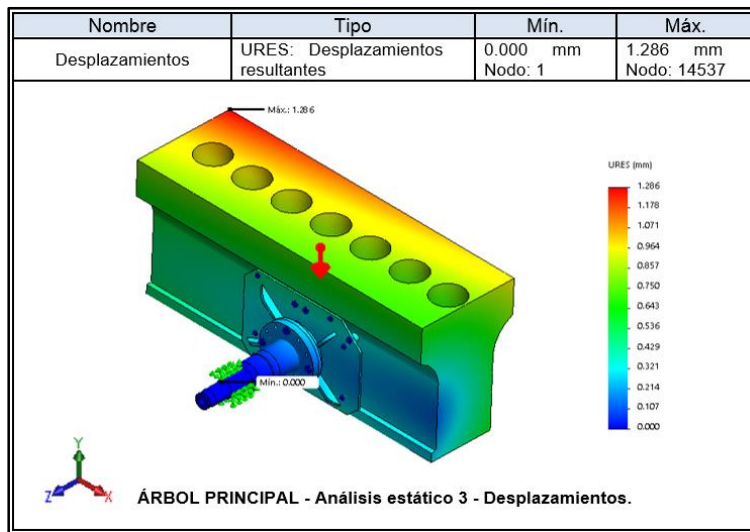


Figura 90. Análisis estático de ÁRBOL PRINCIPAL (desplazamientos)

Fuente: elaboración propia, 2017

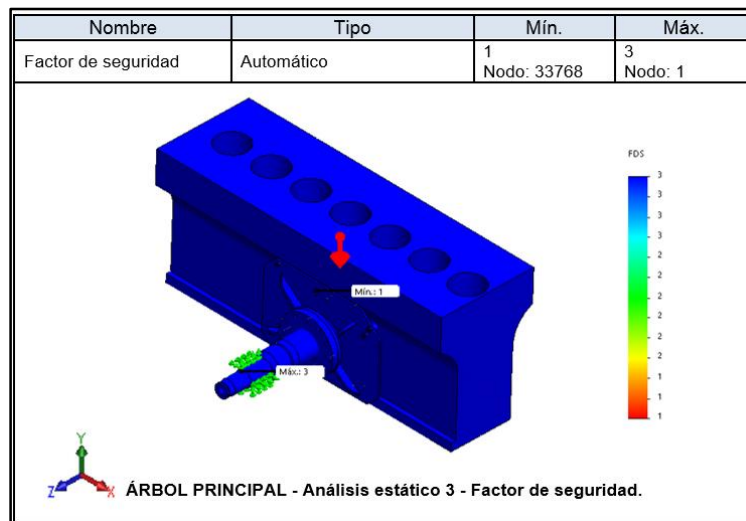


Figura 91. Análisis estático de ÁRBOL PRINCIPAL (factor de seguridad)

Fuente: elaboración propia, 2017

Conclusión: el análisis estático de ÁRBOL PRINCIPAL sometido a fuerzas máximas muestra que el desplazamiento máximo es fuera del ÁRBOL PRINCIPAL y que el factor de seguridad mínimo es de 1, determinando que los materiales empleados en el diseño son los adecuados.

5.4 Simulación de COLUMNA MÓVIL

- Resultados de estudio

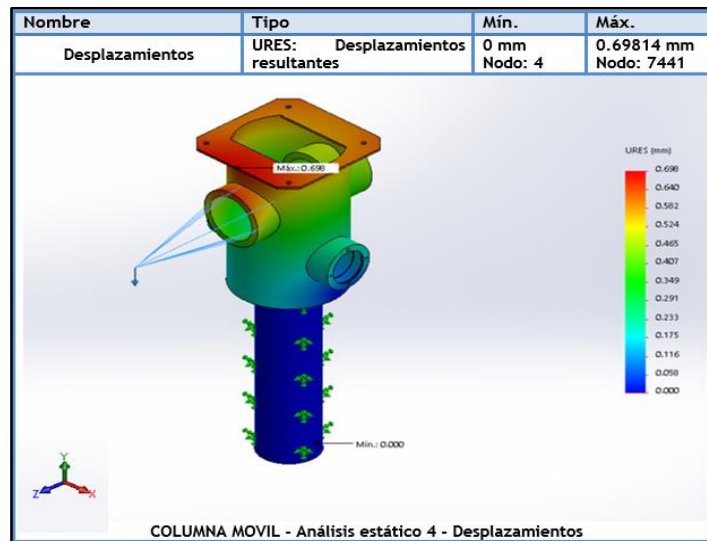


Figura 92. Análisis estático de COLUMNA MÓVIL (desplazamientos)

Fuente: elaboración propia, 2017

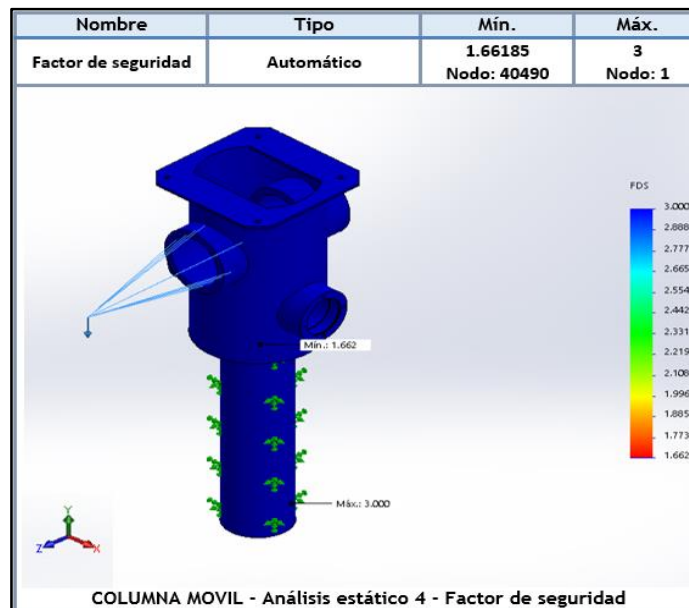


Figura 93. Análisis estático de COLUMNA MÓVIL (factor de seguridad)

Fuente: elaboración propia, 2017

Conclusión: el análisis estático de COLUMNA MÓVIL sometido a esfuerzos máximos muestra que el desplazamiento máximo es de 0.698 mm y que el factor de seguridad mínimo es de 1.66, determinando que el material empleado para el diseño es el correcto.

5.5 Simulación de COLUMNA FIJA

- Resultados de estudio

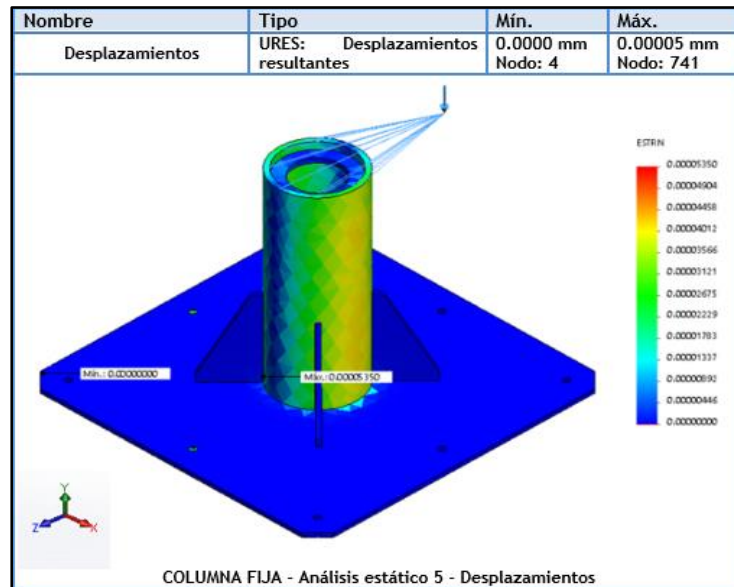


Figura 94. Análisis estático de COLUMNA FIJA (desplazamientos)

Fuente: elaboración propia, 2017

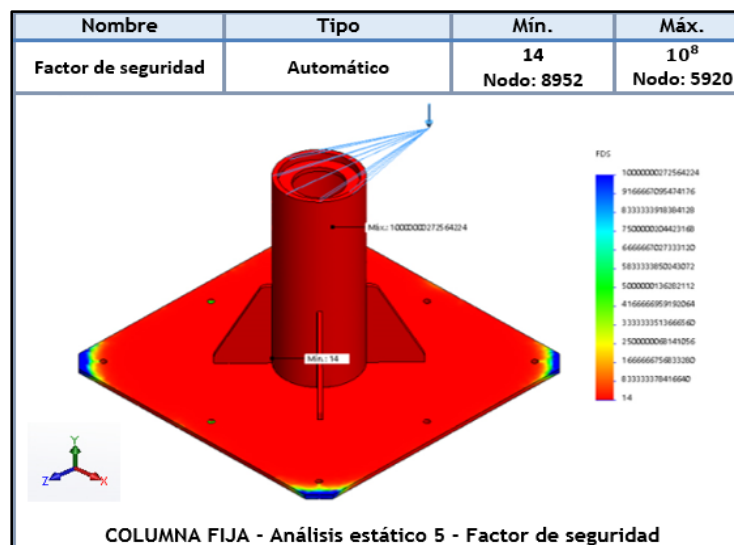


Figura 95. Análisis estático de COLUMNA FIJA (factor de seguridad)

Fuente: elaboración propia, 2017

Conclusión: el análisis estático de COLUMNA FIJA sometido a esfuerzos máximos muestra que el desplazamiento máximo es de 0.00005 mm y que el factor de seguridad mínimo es de 14, determinando que el material empleado para el diseño es el correcto.

CAPÍTULO VI

COSTOS DE CONSTRUCCIÓN

El presente capítulo tiene como objetivo obtener el costo aproximado de la construcción del primer ejemplar del soporte sujetor para motores, como se mencionó en capítulos anteriores los materiales empleados para el diseño se encuentran en el mercado local. Para calcular el costo aproximado del primer ejemplar se tomará en cuenta las recomendaciones de la tesis que lleva como título “Diseño de una máquina compactadora de latas de bebidas de aluminio”. (3) A continuación, se detallan dichas recomendaciones.

- Costos de adquisición de elementos normalizados.
- Costos de adquisición de materiales para los elementos del soporte sujetor para motores.
- Costos de maquinado y ensamble.
- Obtención de costos totales.

Así también, para conseguir los costos se detallan las siguientes consideraciones generales:

- Los materiales base para los elementos del soporte sujetor para motores deberán tener tolerancia aceptable a las medidas para su posterior mecanizado, esto se debe a que cuando uno adquiere material debe eliminar la oxidación que lo recubre.

- Para el caso de la gata hidráulica, ha sido considerado dentro de los elementos normalizados, independientemente de la marca es comercializado de forma estándar en el mercado local.
- Todos los materiales base para la fabricación de los elementos del soporte sujetor para motores son fácilmente adquiribles en el mercado local, tomando como catálogos generales los brindados por aceros Arequipa, FIERROS TRADI S.A. y el manual de Aceros Böhler para el caso de aceros especiales.
- Los costos presentados estarán calculados en base a la moneda local, soles (S/.).
- Los subcostos y costos totales incluyen el impuesto general a las ventas. (IGV)

6.1 Costos de adquisición de elementos normalizados

Los elementos normalizados son componentes que son fácil de adquirir en el mercado local, ya que en su gran mayoría no requiere de un mecanizado posterior a su adquisición, para ser utilizado en el soporte sujetor para motores como, por ejemplo: pernos, prisioneros, rodamientos, anillos seeger, etc. Los precios parciales de dichos elementos se encuentran en la Tabla 29, Así mismo, las proformas en el Anexo 8.

Tabla 29. Precios parciales de los elementos normalizados

ID	Descripción	Material	Cant.	Und	Precio Unitario (S/.)	Precio Parcial (S/.)
1	Perno M8 x 20 x 1.25	Grado 8.8	21	pza	0.60	8.80
2	Perno M12 x 40 x 1.25	Grado 12.9	4	pza	0.90	3.00
3	Prisionero 3/8 – NC x ½ “	Grado 8.8	3	pza	0.50	1.50
4	Rodamiento *6212 – 2RS1	SKF	1	pza	130.00	130.00
5	Rodamientos *6307 – 2RS1	SKF	2	pza	46.00	92.00
6	Chaveta 20 x 12 x 75	ASTM - A36	1	pza	10.00	10.00
7	Anillo seeger 60 x 2		2	pza	4.50	13.00
8	Reten		1	pza	4.00	4.00
9	Gata hidráulica	8 ton	1	pza	47.00	47.00
10	Mango de sujeción	DIN 98	1	pza	20.00	20.00
Subtotal						329.30

Fuente: elaboración propia, 2017

6.2 Costos de adquisición de materiales para los elementos del soporte sujetor para motores

Son aquellos materiales que requieren un mecanizado para ser elementos del soporte sujetor para motores, que tiene como proceso el cortado, torneado, cepillado, taladrado, soldado, etc. Los materiales especiales como los aceros AISI 4140, AISI 1045 y bronce SAE 65 son seleccionados del Manual de Acero Especial de Böhler, ver cotización en Anexo 8. Las planchas de material ASTM A36 y tubo de pared gruesa de material AISI 1020 son adquiridos por kg, el precio del tubo de 8" cedula 40 es S/. 5.00 soles x kg, el precio del tubo de pared gruesa es S/. 4.50 soles x kg y el de planchas es S/. 3.30 soles x kg. Los precios parciales de dichos materiales se encuentran en la Tabla 30.

Tabla 30. Costos de adquisición de materiales para los elementos de soporte sujetor para motores

ID	Descripción	Materiales	Cantidad	Unidad	Peso unitario (kg)	Precio Parcial (S/.)
1	Eje Ø 4 1/2" x 8"	AISI 4140	1	pza	16.42	205.00
2	Eje Ø 3" x 23.7"	AISI 4140	1	pza	20.80	280.00
3	Bronce SAE 65 de 8 1/2"x3 1/8"x2"	SAE 65	1	pza	4.96	297.50
4	Tubo de pared gruesa. Øext=5 1/2" y Øint=4" x 10"	AISI 1020	1	pza	12.99	59.00
5	Tubo de pared gruesa Øext = 4 1/2" y Øint=2 1/2" x 4"	AISI 1020	1	pza	5.68	26.00
6	Plancha de 2 1/2"x2 1/2"x1"	ASTM A36	1	pza	0.94	3.50
7	Plancha de 10 1/2"x10 1/2"x1"	ASTM A36	1	pza	14.78	52.00
8	Plancha de 6"x6"x1/2"	ASTM A36	2	pza	2.42	17.00
9	Plancha de 5"x5"x1/2"	ASTM A36	1	pza	1.68	6.00
10	Plancha de 6 1/2"x6 1/2"x1/2"	ASTM A36	1	pza	2.90	10.50
11	Plancha de 9"x9"x1/2"	ASTM A36	2	pza	5.43	38.00
12	Plancha de 8 1/2"x8 1/2"x1/2"	ASTM A36	2	pza	4.85	34.00

13	Plancha de 43½"x29½"x3/8"	ASTM A36	1	pza	86.96	278.50
14	Tubo de 8" cedula 40 x 18½"	ASTM A53	1	pza	11	55.00
15	Plancha de 103/4"x103/4"x1"	ASTM A36	1	pza	15.16	53.50
16	Plancha de 11½"x11½"x1/4"	ASTM A36	2	pza	4.78	34.00
Sub total						1 449.50

Fuente: elaboración propia, 2017

6.3 Costos de maquinado y ensamble

- **Costo de maquinado**

Estos costos comprenden los diferentes procesos de maquinado que se realizaría en los componentes del soporte sujetador para motores, el presupuesto fue adquirido en la empresa CIDERMETAL S.R.L como se muestra a detalle en la Tabla 31, siendo el costo promedio de S/. 23.00 soles por hora donde se considera el costo de mano de obra de dos operarios. Bajo criterio de la empresa, anteriormente mencionada estimó que todo el maquinado se realizaría en un tiempo aproximado de 32 horas efectivas. Los precios parciales de maquinado se encuentran en la Tabla 32.

Tabla 31. Precio de maquinado en taller

Proceso	Precio Parcial (S/.) por hora
Torno paralelo	25.00
Fresa universal	30.00
Cepillo de codo	20.00
Soldadura	25.00
Oxicorte	15.00
Promedio	23.00

Fuente: elaboración propia, 2017

- **Ensamblaje del soporte sujetor para motores**

El ensamblaje del soporte sujetor para motores es un proceso de suma importancia ya que se tiene que calibrar, dar ajustes, poner a prueba todas las partes del soporte sujetor para motores para que funcione correctamente el cual se realizara con las mismas personas que hicieron el maquinado ya que si hay posibilidad de una posible falla se arán responsables de ello sin generar costo adicional alguno. El precio establecido para dicho ensamblaje es de S/. 80.00 soles. Los precios parciales del ensamblaje de soporte sujetor para motores se encuentran en la Tabla 32.

Tabla 32. Precios parciales para el maquinado y ensamblaje

ID	Descripción	Precio parcial (S/.)
1	Maquinado de los componentes	736.00
2	Ensamblaje del soporte sujetor para motores	80.00
Subtotal		816.00

Fuente: elaboración propia, 2017

6.4 Obtención de costos totales

Logrando obtener los subcostos necesarios para la construcción del soporte sujetor para motores, obtenemos el costo total del primer ejemplar, que resulta aproximadamente S/. 2 594.80, para mayor detalle ver Tabla 33.

Por lo tanto, el costo de construcción del primer ejemplar cumple con lo deseado en la lista de exigencias.

Tabla 33. Obtención de los costos de construcción

ID	Descripción	Precio parcial (S/.)
1	Adquisición de elementos normalizados.	329.30
2	Adquisición de material para los elementos del soporte sujetor para motores.	1 449.50
3	Maquinado de componentes y ensamblaje del soporte sujetor para motores.	816.00
Total (S/.)		2594.80

Fuente: elaboración propia, 2017

CONCLUSIONES

1. Se diseñó un soporte sujetor para motores accionada por fuerza humana que cumple con el objetivo de optimizar el tiempo de reparación y reducir los niveles de riesgo de accidentes; así mismo, cuenta con un presupuesto aproximado de construcción de S/ 2 594.80 soles.
2. Ante el hecho de que el soporte sujetor para motores pueda estar sometida a sobreesfuerzos, por encima de los límites para poder reparar los distintos modelos de motor de combustión interna, en los cálculos se han considerado factores de seguridad aceptables a todos los componentes para su posterior selección, a fin de garantizar su funcionamiento.
3. Considerar los niveles de riesgo de accidentes fue de gran importancia debido a que la reducción de técnicos es de 3 a 1 en cuanto a la operación del soporte sujetor para motores. Esta consideración ha determinado la forma, funcionamiento y nivel de seguridad de diversos componentes del soporte sujetor para motores.
4. Los mecanismos principales diseñados para el soporte sujetor para motores han sido validados gracias a la simulación con el software CAD (*Solidworks Simulation*), ya que se comprueba que los factores de seguridad de los componentes seleccionados superan los aceptables.
5. El análisis del tiempo de reparación muestra que se redujo aproximadamente en un 50% el tiempo promedio de la reparación de los motores de combustión interna usando el diseño del soporte sujetor para motores.
6. Por su fácil manufactura, bajo costo y simplicidad de operación, el sistema basado en la acción de la palanca resulta ser una buena opción para el diseño del soporte sujetor para motores sin el uso de energía eléctrica.

TRABAJOS FUTUROS

1. Se realizará la construcción y puesta a prueba del prototipo del diseño del soporte sujetador para motores.
2. Se realizará la evaluación del tiempo de reparación de motores de combustión interna que tengan la capacidad máxima de 1 300 kg, entre la reparación tradicional y la reparación con el prototipo del soporte sujetador para motores.
3. Se evaluará la eficiencia con la que se realiza la reparación de motores de combustión interna que tengan la capacidad máxima de 1 300 kg, entre la reparación tradicional y la reparación con el prototipo del soporte sujetador para motores.
4. Se evaluará los riesgos de accidentes que se efectúen, entre la reparación tradicional y la reparación con el prototipo del soporte sujetador para motores.
5. Se implementarán sistemas de seguridad del prototipo del soporte sujetador para motores según las nuevas exigencias del mercado.
6. Se evaluará la capacidad de producción de las empresas automotrices de Huancayo con la implementación del prototipo del soporte sujetador para motores de combustión interna de capacidad máxima de 1 300 kg.
7. Teniendo como base el diseño del soporte sujetador para motores de la presente tesis se podrá construir nuevos soportes para motores de una mayor capacidad mejorando la calidad de los materiales.
8. Utilizando ingeniería inversa en el diseño del soporte sujetador para motores de la presente tesis se podrá satisfacer las nuevas exigencias del mercado.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. GERMÁN CASTILLO. Parque automotor de Junín registra 54 mil vehículos. *diario correo* [en línea]. 2013. [Consultado el 1 de agosto de 2013]. Disponible en: <https://diariocorreo.pe/ciudad/parque-automotor-de-junin-registra-54-mil-ve-86009/>
2. GERMÁN CASTILLO. 150 unidades ingresan al mes a parque automotor de Huancayo. *diario correo* [en línea]. 2015. [Consultado el 3 de octubre de 2015]. Disponible en: <https://diariocorreo.pe/ciudad/150-unidades-ingresan-al-mes-a-parque-automotor-622863/>
3. BALTUANO PARRA, EDWIN ANTONIO. *DISEÑO DE UNA MÁQUINA COMPACTADORA DE LATAS DE BEBIDAS DE ALUMINIO* [en línea]. PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ, 2013. Disponible en: http://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/bitstream/handle/123456789/4950/BALTUANO_EDWIN_DISEÑO_MAQUINA_COMPACTADORA_LATAS_BEBIDAS_ALUMINIO.pdf?sequence=1&isAllowed=y
4. MOTT, Robert L. *Diseño de elementos de máquinas*. Cuarta edi. México D. F. : Pearson Educación., 2006. ISBN 970-26-0812-0.
5. CARAZO LÓPEZ, Marino. *Máquinas herramientas apuntes de taller - 3 engranajes*. Madrid : UPC, 2003. ISBN 84-8301-698-2.
6. V, Marcos Alegre. *DISEÑO DE ELEMENTO DE MÁQUINAS TORNILLO SIN FIN RUEDA DENTADA*. tercera ed. 1998.
7. JASHIMOTO, Lizeth Muñoz, DE LA VEGA BUSTILLOS, Enrique, OCTAVIO, Francisco, MILLAN, Lopez, ORTIZ NAVAR, Bertha Alicia and DUARTE, Karla Lucero. FUERZA MÁXIMA DE AGARRE CON MANO DOMINANTE Y NO DOMINANTE. [en línea]. 2009. [Consultado el 23 de noviembre de 2017]. Disponible en: <http://www.semec.org.mx/archivos/congreso11/BIOM01.pdf>
8. PROVENZA, Francesco. *Projetista de máquinas*. Primera ed. Sao Paulo, 1960.
9. PARMEGIANNI, Luigi and ESPAÑA. MINISTERIO DE TRABAJO Y SEGURIDAD SOCIAL.. *Enciclopedia de salud y seguridad en el trabajo* [en línea]. Ministerio de Trabajo y Seguridad Social, 1989. [Consultado el 23 de noviembre de 2017]. ISBN 8474346185. Disponible en:

- http://ccoo1.webs.upv.es/Salud_Laboral/Guia_manipulacion_Cargas/G_cargas.htm
mContiene: Vol. 1: A-E -- Vol. 2: F-O -- Vol. 3: P-Z.
10. BUDYNAS, Richard G. and J, Keith Nisbett. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. Novena edic. México, D.F. : McGraw-Hill, 2012. ISBN 978-607-15-0771-6.
 11. LARAB, Jairo. *Cap 1 Teorías de Falla* [en línea]. [Consultado el 24 de Noviembre de 2017]. Disponible en:
https://www.academia.edu/7431790/Cap_1_Teorías_de_Falla
 12. GRUPO SKF. *Catálogo general SKF*. Sedisa, 2013.
 13. Soluciones de SOLIDWORKS Simulation | SOLIDWORKS. [en línea]. [Consultado el 6 de febrero de 2018]. Disponible en:
<https://www.solidworks.es/sw/products/simulation/capabilities.htm>
 14. Análisis de tensión lineal | SOLIDWORKS. [en línea]. [Consultado el 6 de febrero de 2018]. Disponible en:
<https://www.solidworks.es/sw/products/simulation/stress-analysis.htm>
 15. Análisis de elementos finitos | SOLIDWORKS. [en línea]. [Consultado el 6 de febrero de 2018]. Disponible en:
<https://www.solidworks.es/sw/products/simulation/finite-element-analysis.htm>
 16. BARRIGA GAMARRA, Benjamín. *Métodos de diseño en Ingeniería Mecánica*. Primera ed. Lima, 1985.
 17. Gestión electrónica del motor integrada en el sistema electrónico del vehículo El motor D12D está equipado con el Volvo EMS (Engine Management System). [en línea]. [Consultado el 12 de febrero de 2018]. Disponible en:
http://productinfo.vtc.volvo.se/files/pdf/lo/D12D460_EM_EC96_Spa_02_541022.pdf
 18. ACEROS BOEHLER DEL PERÚ S.A. *MANUAL DE ACEROS ESPECIALES*. Lima, [sin fecha].
 19. LÓPEZ CASILLAS, Arcadio. *“Máquinas - Cálculos de Taller.”* España, 1997.
 20. DEUTSCHE GESELLSCHAFT FÜR TECHNISCHE ZUSAMMENARBEIT (GTZ) GMBH. *GTZ Matemática aplicada para técnica mecánica*. novena edic. Ecuador, 1985.
 21. ASME/ASTM A53 - Phione Limited. [en línea]. [Consultado el 25 de noviembre de 2017]. Disponible en:
<http://www.spanish.phione.co.uk/products/pipes/a-53>

ANEXOS

Anexo 1. Matriz de consistencia y operacionalización de variables

1.1 MATRIZ DE CONSISTENCIA

PROBLEMA PRINCIPAL	OBJETIVO PRINCIPAL	HIPÓTESIS PRINCIPAL	OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES
<p>¿Cómo sería el diseño del soporte sujetador para motores para optimizar el tiempo de reparación y reducir los niveles de riesgos de accidentes?</p>	<p>Diseñar el soporte sujetador para motores para optimizar el tiempo de reparación y reducir los niveles de riesgos de accidentes.</p>	<p>El diseño del soporte sujetador para motores, logrará optimizar el tiempo de reparación y reducir los niveles de riesgos de accidentes.</p>	<p>X: Diseño del soporte sujetador para motores.</p> <p>X1: Diseñar el soporte sujetador para motores siguiendo la metodología basada en las recomendaciones de la Asociación Alemana de Ingenieros (VDI).</p> <p>X2: Calcular y seleccionar los componentes del soporte sujetador para motores.</p> <p>X3: Simular el comportamiento del soporte sujetador para motores utilizando un software CAD (Solidworks Simulation), verificando los factores de seguridad y desplazamientos máximos de los componentes seleccionados.</p> <p>X4: Analizar los tiempos de reparación de motores y niveles de riesgo de accidentes entre la forma tradicional de reparación y la forma correcta de repararlos con el diseño del soporte sujetador.</p> <p>Y: Optimizar el tiempo de reparación y reducir los niveles de riesgos de accidentes.</p>

Fuente: elaboración propia, 2017

1.2 OPERALIZACION DE VARIABLES

VARIABLE INDEPENDIENTE	DEFINICIÓN CONCEPTUAL	DIMENSIÓN	SUBDIMENCION	INDICADOR
Diseño del soporte sujetor para motores.	Concepto original de una máquina que permite determinar las exigencias ordenadas y clasificadas; así mismo, las funciones parciales para determinar el concepto de solución.	Concepto original de una máquina.	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Exigencias ordenadas y clasificadas. ➤ Funciones parciales (Matriz morfológica). ➤ Determinación de concepto de solución (Evaluación técnica – económica). 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Lista de deseos y exigencias. ➤ Matriz morfológica. ➤ Evaluación técnica - económica.
VARIABLE DEPENDIENTE	DEFINICIÓN CONCEPTUAL	DIMENSIÓN	SUBDIMENCION	INDICADOR
Optimizar el tiempo de reparación y reducir los niveles de riesgos de accidentes.	Proceso innovador altamente iterativo que permite reducir los riesgos de accidentes y optimizar los tiempos empleados en la reparación.	Proceso innovador altamente iterativo.	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Riesgos de accidentes (nivel de riesgo). ➤ Tiempo de reparación. 	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Nivel de riesgo. ➤ Análisis de los tiempos en la reparación.

Fuente: elaboración propia, 2017

Anexo 2. Bronce B – PB10 (SAE 64)

BRONCE B - PB10

ASTM B505/B271 : C93700 (SAE 64)
 EN 1982 : CuSn10Pb10 (CC495K)
 ISO 1338 : CuPb10Sn10

Bronce Rojo al estaño-plomo con alta resistencia al desgaste y tracción, además de excelentes propiedades antifricción. Resistente a la corrosión. Adecuado para fricción de rodajes en aplicaciones con altas velocidades, presiones, impactos y vibración.

APLICACIONES: El Bronce B-PB10 presenta buena maquinabilidad y resistencia al desgaste bajo cargas pesadas y altas velocidades en donde hay deficiente lubricación. Chumaceras y Cojinetes para alta velocidad y alta presión, impulsores de bomba, en la fabricación de cojinetes para máquinas- herramientas, trenes de laminación, grúas, dragas, molinos, trapiches, trituradoras y aplicaciones donde se requiere resistencia a la corrosión.

COMPOSICIÓN QUÍMICA (%):

	Cu ⁽¹⁾	Sn	Pb	Zn	P	Fe	Ni	Sb	S	Al	Mn	Si
Min.	78,0	9,0	8,0									
Max.	82,0	11,0	11,0	2,0	0,10	0,25	2,0	0,5	0,10	0,01	0,2	0,01

(1) Incluye Ni

PROPIEDADES MECÁNICAS:

Proceso	Límite Elástico R _{pe2} (Mpa)	Carga de Rotura R _m (Mpa)	Elongación A5 (%)	Dureza HBW 10/1000	Módulo Elástico Kn/mm ₂
Continuo (GC)	110-172	220-280	8-13	70-84	75- 83
Centrifugo (GZ)	110-172	220-280	8-13	70-84	75- 83

PROPIEDADES FÍSICAS:

Proceso	Densidad kg/dm ³	Calor Específico J/kg °K	Expansion Térmica 10-6 m. °K/m	Conductividad Térmica W/m. °K	Conductividad Eléctrica m(Ohm.mm ²)
GC - GZ	9,0	376	18,50	54	6,0

00



44

Fuente: ACEROS BOEHLER DEL PERÚ S.A.

Anexo 3. Acero bonificado VCL (AISI 4140)

VCL

AISI : 4140
DIN : 42 Cr Mo 4
W N° : 1.7223/25

Tipo de aleación promedio : C 0,41 Cr 1,1 Mo 0,2 Si 0,2 Mn 0,7 %
Color de identificación : Verde - Blanco
Estado de suministro : Bonificado, 250-310 HB Típico. Ver tabla inf.
Largo Standard : 3,5 - 5 metros

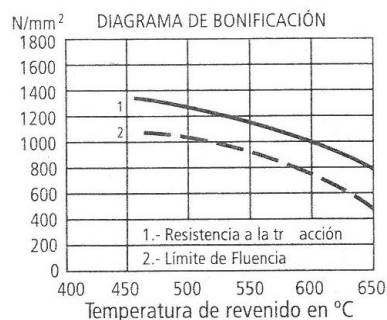
Acero especial de bonificación con aleación de cromo molibdeno.

Muy resistente a la tracción y a la torsión, como también a cambios de flexión. Se suministra en estado bonificado, lo que permite, en la mayoría de los casos, su aplicación sin necesidad de tratamiento térmico adicional.

APLICACIONES: Partes de maquinaria y repuestos de dimensiones medianas, con grandes exigencias en las propiedades arriba mencionadas y también ciertos elementos para la construcción de motores, engranajes, pernos, tuercas, pines, émbolos, árboles de transmisión, ejes de bombas, cañones de armas para la cacería.

INDICACIONES PARA EL TRATAMIENTO TÉRMICO

Forjado: 1050 - 850 °C
Normalizado: 840 - 880 °C
Recocido: 690 - 720 °C
Enfriamiento lento en el horno
Temple: al aceite 830 - 860 °C
al agua 820 - 850 °C
Dureza Obtenible: 52 - 56 HRC
Revenido: 540 - 680 °C
Nitrurar: 580 °C



Resistencia en estado Recocido		CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS EN ESTADO BONIFICADO						
máx. N/mm ²	Dureza Brinell máx.	Diámetro mm.		Límite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Elongación (Lo = 5d) % mín.	Estricción % mín.	Resiliencia según DVM Joule
		desde	hasta					
770	241	16	16	835	1030 - 1250	10	40	34
		40	40	715	930 - 1130	11	45	41
		100	100	595	830 - 1030	12	50	41
		160	160	530	730 - 900	13	55	41
		160	250	490	690 - 840	14	55	41

Soldadura: Consultar con nuestro Departamento Técnico

BÖHLER

27

Fuente: ACEROS BOEHLER DEL PERÚ S.A.

Anexo 4. Acero al carbono H (AISI 1045)

H		AISI : 1045																															
		DIN : CK 45																															
		W N° : 1.1191																															
Tipo de aleación promedio : C 0,45 Si 0,3 Mn 0,7 % Color de identificación : Rojo - Blanco - Rojo Estado de suministro : Dureza natural 193 HB máx.																																	
ACERO FINO AL CARBONO DE ALTA CALIDAD Gran pureza de fabricación y estricto control de calidad.																																	
APLICACIONES: Partes de maquinaria y repuestos sometidos a esfuerzos normales. Árboles de transmisión, ejes, pernos, tuercas, ganchos, pines de sujeción, pasadores, cuñas, chavetas, etc. También para herramientas de mano, portamatrices, etc.																																	
INDICACIONES PARA EL TRATAMIENTO TÉRMICO																																	
Forjar:	1100	- 850 °C																															
Normalizar:	840	- 870 °C																															
Recocer:	650	- 700 °C																															
Enfriamiento lento en el horno																																	
Temple: al agua (*)	820	- 850 °C																															
Dimensiones menores: al aceite	830	- 860 °C																															
Revenido: Según el uso	100	- 300 °C																															
Nitrurado: en baño de sal		580 °C																															
SOLDADURA: Con soldadura especial de alta resistencia. Según tamaño y complejidad del trabajo, se recomienda un pre-calentamiento. Electrodo BÖHLER UTP 6020 ó 6824LC.																																	
1.- Resistencia a la tracción 2.- Límite de Fluencia																																	
<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">Estado</th> <th colspan="5">CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS</th> </tr> <tr> <th>Diámetro mm.</th> <th>Límite de fluencia N/mm²</th> <th>Resistencia a la tracción N/mm²</th> <th>Álargamiento (Lo = 5d) mín. %</th> <th>Contracción mín. %</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Natural</td> <td>-</td> <td>370</td> <td>650</td> <td>15</td> <td>35</td> </tr> <tr> <td rowspan="2">Recocido</td> <td>16 - 100</td> <td>340</td> <td>650 - 750</td> <td>17</td> <td>35</td> </tr> <tr> <td>100 - 250</td> <td>330</td> <td>580 - 700</td> <td>18</td> <td>-</td> </tr> </tbody> </table>						Estado	CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS					Diámetro mm.	Límite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Álargamiento (Lo = 5d) mín. %	Contracción mín. %	Natural	-	370	650	15	35	Recocido	16 - 100	340	650 - 750	17	35	100 - 250	330	580 - 700	18	-
Estado	CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS																																
	Diámetro mm.	Límite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Álargamiento (Lo = 5d) mín. %	Contracción mín. %																												
Natural	-	370	650	15	35																												
Recocido	16 - 100	340	650 - 750	17	35																												
	100 - 250	330	580 - 700	18	-																												
(*) Consultar con el Departamento Técnico.																																	
			28																														

Fuente: ACEROS BOEHLER DEL PERÚ S.A.

Anexo 5. Tubos de acero sin costura ASTM A-53 grado B / ASTM A-106 / API 5L
 ASTM A-53 grado B / ASTM A-106 / API 5L

FIERRO TRADI S.A.		TUBOS DE ACERO SIN COSTURA ASTM A-53 GRADO B / ASTM A-106 / API 5L					
Descripción: Producto que se obtiene por Laminación en Caliente de un Tocho de Acero Estructural.							
Usos: ASTM A-53 Tubos para conducción de fluidos y gases en la minería, petroquímica, pesca y servicios en general. ASTM A-106 Tubos para servicio a altas temperaturas. API 5L Tubos para la industria petrolera.							
PROPIEDADES MECANICAS							
NORMA TECNICA	F		R		A		NORMA
	Kg/mm ²		Kg/mm ²		%		EQUIVALENTE
ASTM A-53 GR-A	21 min		34 min		23 min		JIS G-3454
ASTM A-53 GR-B	25 min		42 min		18 min		JIS G-3454
ASTM A-106 GR-B	25 min		42 min		18 min		JIS G-3456
API 5L B	25 min		42 min		19 min		JIS G-3454
DIMENSIONES Y PESO UNITARIO *							
DIAMETRO NOMINAL	DIAMETRO EXTERIOR		SCHEDULE	ESPESOR DE PARED	PESO NOMINAL	PRESION DE PRUEBA	
	pula.	m.m.				n°	m.m.
3/8	0.675	17.1	40	2.31	0.84	700	49.2
			80	3.20	1.10	850	60.0
1/2	0.840	21.3	40	2.77	1.27	700	49.2
			80	3.73	1.62	850	60.0
3/4	1.050	26.7	40	2.87	1.69	700	49.2
			80	3.91	2.20	850	60.0
1	1.315	33.4	40	3.38	2.50	700	49.2
			80	4.55	3.24	850	60.0
1 1/4	1.660	42.2	40	3.56	3.39	1300	91.0
			80	4.85	4.47	1900	133.0
1 1/2	1.900	48.3	40	3.68	4.05	1300	91.0
			80	5.08	5.41	1900	133.0
			160	7.14	7.25	2050	140.0
2	2.375	60.3	40	3.91	5.44	2500	175.0
			80	5.54	7.48	2500	175.0
			160	8.74	11.11	2500	175.0
2 1/2	2.875	73.0	40	5.16	8.63	2500	175.0
			80	7.01	11.41	2500	175.0
3	3.500	88.9	40	5.49	11.29	2500	175.0
			80	7.62	15.27	2500	175.0
			160	11.13	21.35	2500	175.0

3 1/2	4.000	101.6	40	5.74	13.57	2370	186.0
			80	8.08	18.63	2800	196.0
4	4.500	114.3	40	6.02	16.07	2210	155.0
			80	8.56	22.32	2800	196.0
			160	13.49	33.54	2800	196.0
5	5.563	141.3	40	6.55	21.77	1960	137.0
			80	9.53	30.94	2800	196.0
6	6.625	168.3	40	7.11	28.26	1780	125.0
			80	10.97	42.56	2740	192.0
8	8.625	219.1	40	8.18	42.56	1570	110.0
			80	12.70	64.64	2430	170.0
10	10.750	273.0	40	9.27	60.29	1430	100.0
			80	15.09	95.97	2320	162.0
			STD.	9.27	60.31	1430	100.0
12	12.750	323.8	40	10.31	79.70	1340	94.0
			80	17.48	132.04	2270	159.0
			STD.	9.53	73.88	1240	87.0
14	14.000	355.6	40	11.13	94.55	1310	92.0
			80	19.05	158.10	2250	158.0
			STD.	9.53	81.33	1120	79.0
16	16.00	406.4	40	12.70	123.30	1310	92.0
			80	21.44	203.53	2220	156.0
			STD.	9.53	93.27	980	69.0
18	18.00	457.0	40	14.27	155.80	1210	92.0
			80	23.83	254.55	2190	154.0
			STD.	9.53	105.16	880	62.0
20	20.00	508.0	40	15.09	183.42	1250	88.0
			80	26.19	311.17	2170	152.0
			STD.	9.53	117.15	790	55.0

NOTA: Esta Norma y/o Tabla corresponden a los Tubos ASTM A-53 Grados A y B con costura

Longitud : Entre 5 a 7 mts.
Extremos planos y/o biselados.

Fuente: http://ml370.qnet.com.pe/hosting/tradisa/index.php?option=com_content&view=article&id=130%3Atubos-de-acero-sin-costura-astm-a-53-grado-b--astm-a-106--api-51&catid=36%3Acatalogo&Itemid=58

Anexo 6. Resistencia determinística mínima a la tensión y a la fluencia ASTM

Resistencias determinísticas mínimas a la tensión y a la fluencia ASTM de algunos aceros laminados en caliente (HR) y estirados en frío (CD). [Las resistencias listadas son valores ASTM mínimos estimados en el intervalo de tamaños de 18 a 32 mm ($\frac{3}{4}$ a $1\frac{1}{4}$ pulg). Estas resistencias resultan adecuadas para usarse con el factor de diseño definido en la sección 1-10, a condición que los materiales se ajusten a los requisitos ASTM A6 o A568 o que se requieran en las especificaciones de compra. Recuerde que un sistema de numeración no es una especificación.] Fuente: 1986 SAE Handbook, p. 2.15.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Fuente: Budynas, Richard G. J, Keith Nisbett, 2012

Anexo 7. Registro de tiempos de reparación de forma tradicional bajo plan de mantenimiento de motores D12 realizadas en la empresa LYER S.A.C en la ciudad de Huancayo

		Tiempos en la reparación (minutos)			
		Rotación vertical (posición en el área de trabajo).	Desplazamiento vertical (altura de trabajo).	Rotación horizontal (ángulo de trabajo).	Reparación manual de motores D12.
Motores D12	FH 12 D12A340	85	35	60	447
	FH 12 D12A340	90	25	58	440
	FH 12 D12A380	87	32	51	417
	FH 12 D12A380	88	25	57	430
	FH 12 D12A420	82	27	55	435
	FH 12 D12D460	95	35	70	450
	EM-EC96	97	35	64	470
	TAD 1249GE	89	32	62	465
	TAD1241GE	98	37	55	491
	TAD1241GE	85	28	60	465
	TAD1242GE	96	26	65	437
	TWD1240VE	93	28	68	458
Tiempo promedio parcial.		90	30	60	450
Tiempo promedio total.		630			

Fuente: elaboración propia, 2017

Anexo 8. Costos de materiales

8.1 Cotización de la empresa ACEROS DEL CENTRO S.A. para elementos normalizados del diseño del soporte sujetor para motores.

ACEROS DEL CENTRO S.A. TRATAMIENTO TERMICO
 Representante Exclusivo de: Aceros BOEHLER del Perú S.A. PEDIDO
 Jr. P. Gálvez N° 443 Telefax 246143 RPA. # 541977 El Tambo - Huancayo COTIZACIÓN
 email: acerosedelcentro@hotmail.com

Sr.(en): ING° CRISPIN BARZOLA PEDRO Huancayo, 12 de FEBRERO del 2018
 DOMICILIO: HUANCAYO

Acero H. Sae - 1045	1	ACERO VCL-140 ϕ 115 mm x 0,20MT = 7205.00
Acero Trefilado 1020		
Acero Bonificado 4140	2	ACERO VCL-140 ϕ 75 mm x 0.60MT = 7280.00
Acero de Cement. E - 230		
Barra perforada SKF - 260		
Especial K.	3	Ac. B.P. 280 cementacion ϕ 140 mm x 100 mm x 0,25MT = 7380.00
Amulfi S.		
Planchas T1 - 400 HB Y 500 HB		
Inoxidable 304	4	Ac. B.P. 280 cementacion ϕ 118 mm x 63 mm x 0,10MT = 7492.00
Inoxidable 316		
Bronce dulce Ind.		
Bronce Grafilado		
Bronce SAE - 64,65	5	Bronce SAE-65. ϕ 216 mm x 180 mm x 2" \Rightarrow H. 46 Kg \times 1.50 = 69.00
Nylon, Ertalyte		
Soldadura		
Máquinas		

ISO 9001

Validez de la cotización hasta: _____

M.H.
 p. ACEROS DEL CENTRO S.A.

Fuente: ACEROS DEL CENTRO S.A, 2018

8.2 Proforma de la empresa FIVCO MAQUINARIAS & HERRAMIENTAS S.A.C. para elementos normalizados del diseño del soporte sujetor para motores.

FIVCO RUC. 20541514466
 FIVCO MAQUINAS & HERRAMIENTAS S.A.C. PROFORMA
 MINERIA - CONSTRUCCIÓN - AGRINDUSTRIA - ART. DE SEGURIDAD - CARPINTERIA - MECANICA AUTOMOTRIZ Y DE PRODUCCION CONTRATO
 Jr. Ricardo Palma N° 525 El Tambo - Huancayo Telf. 247131
 Av. Mariscal Castilla N° 1238 El Tambo - Huancayo Telf. 244337
 Av. Mariscal Castilla N° 1855 El Tambo - Huancayo Telf. 253915 Nº 004613

STIHL, PEDRULLO, KOHLER, WELKER, OERLIKON, LINCOLN ELECTRIC, BOSCH, BAHCO, STANLEY

Señor (es): Pedro Crispin Barzola FECHA: 08/02/2018
 Dirección: _____ RUC. / DNI: _____ VENDEDOR

CANT.	DESCRIPCIÓN	P. UNIT.	IMPORTE
01	Gata tipo botella 8TON. uyustool	\$	47.00
	Rodamiento 6212-2RS1/C3 SKF	\$	130.00
	Rodamiento 6307-2RS1/C3 SKF	\$	46.00

Precio en Soles
 Incluye I.S.V.

NOTA: La proforma está sujeta a cualquier variación de precios después de 15 días de vigencia a partir de la fecha


WELKER, HONDA, JLD, KARCHER

Firma del cliente _____
 LA ENTREGA ESTÁ SUJETA A CONFIRMACIÓN EN EL MOMENTO DE RECEPCIÓN A LA ORDEN DE COMPRA

TOTAL S/ _____
 A Cuenta _____
 Saldo S/ _____

Fuente: FIVCO MAQUINARIAS & HERRAMIENTAS S.A.C, 2018

8.3 Proforma de IMPORTADORA DISTRIBUIDORA MABEL ANDREA S.A.C para elementos normalizados del soporte sujetor para motores.



EL UNIVERSO DE LOS PERNOS

IMPORTADORA DISTRIBUIDORA MABEL ANDREA S.A.C. - IDIMA S.A.C.
 PERNOS - HERRAMIENTAS - REPUESTOS
 Suc: Av. José Carlos Mariátegui N° 401 - El Tambo - Huancayo - Junín
 Princ: Jr. Nemesio Róez N° 1570 - El Tambo - Huancayo - Junín
 RPM # 595963 - Telf. (064)254186 - Cel. 971232333

RUC 20518164717			PROFORMA		
Fecha	DIA	MES	AÑO	Nº 016342	

Señor. (es): _____

Dirección: _____ D. I. _____

CANT.	DESCRIPCION	P. U.	IMPORTE
71	178 x 70 x 1.75		8.80
4	177 x 40 x 1.75		8.00
3	Arandanas 3/8 x 1/2		1.50
1	chaveta 70 x 75 x 12		10.00
2	60 x 2 anillos singer		13.00
1	manga sujetor.		70.00
			6430

Son: _____ Soles **6430**

Valido por: _____ dias

Forma de Pago: Contado Crédito

APROBADO POR _____

Fuente: IMPORTADORA DISTRIBUIDORA MABEL ANDREA S.A.C, 2017

Anexo 9.
PLANOS