

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PULIDORA DE ENGRANES PARA EL LABORATORIO DE MÁQUINAS HERRAMIENTAS DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

PROYECTO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TITULO DE INGENIERO MECÁNICO

RAMIRO IVÁN MEDINA BETANCOURT

kpo23nera@hotmail.com

ROBERTO PATRICIO RIVADENEIRA ROMERO

roberto_prr@yahoo.com

DIRECTOR: ING. TITO HERNÁN VELASTEGUÍ BENALCÁZAR

tito.velastegui@epn.edu.ec

Quito, Junio 2010

DECLARACIÓN

Nosotros, Ramiro Iván Medina Betancourt y Roberto Patricio Rivadeneira Romero, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

Ramiro Iván Medina Betancourt

Roberto Patricio Rivadeneira Romero

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por Ramiro Iván Medina Betancourt y Roberto Patricio Rivadeneira Romero, bajo mi supervisión.

ING. TITO VELASTEGUÍ

AGRADECIMIENTOS

A Dios y a mis padres por amor infinito.

A los profesores y trabajadores de la facultad de Ingeniería Mecánica en especial al ingeniero Tito Velastegui por sus conocimientos impartidos, la dirección y ayuda para la realización de este trabajo

Con todo cariño a los compañeros de mi promoción en especial a todos los jugadores y seguidores de los Tercera es todo y todos los chamos por brindarme su apoyo.

A mi compañero Roberto quien demostró su amistad sincera desde los inicios de la carrera.

Iván.

Doy gracias a Dios y a la Virgen del Quinche por darme salud y vida en toda mi vida estudiantil.

A mi familia que estuvo apoyándome en todo momento, al Ing. Tito Velastegui por su acertada dirección y colaboración de este proyecto; a mi amigo y compañero de tesis Iván.

A mis compañeros del "Tercera es todo", durante estos años que pasamos juntos en las buenas y en las malas en las aulas y en el deporte.

Roberto.

DEDICATORIA

A Dios porque siempre me mantuvo a su lado y nunca se olvido de su hijo que le ama con todo el corazón.

A mi familia, Cristina Betancourt mi madre que con su gran carácter y su incondicional amor siempre me llevo por el camino del bien, Pedro Medina mi padre por su apoyo y llevar en su corazón a su familia pesar de la distancia, mis hermanos Fabián y William por estar siempre unidos y apoyarme.

A Pamela Díaz por su apoyo incondicional en la etapa más importante de mi vida.

Iván.

Dedico este proyecto al Lic. Fernando Rivadeneira mi padre que ya no está con nosotros, ha sido guía y apoyo en toda mi vida estudiantil y personal.

A mi madre Ana Romero que ha sido un soporte fundamental en la vida más en este ultimo año.

A mi abuelita Mamita Maruja que ha estado en los momentos difíciles de mi vida me ha dado su apoyo incondicional.

A mis hermanos Christian y Ximena por todo lo que vivimos en la vida.

A mi novia Diana en estos últimos años apoyándome incondicionalmente.

Roberto.

INDICE GENERAL

CAPITULO 1	1
GENERALIDADES	1
1.1 INTRODUCCIÓN	1
1.2 OBJETIVOS	1
1.2.1 OBJETIVO GENERAL	1
1.2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	1
1.3 ALCANCE	2
1.4 JUSTIFICACIÓN	2
1.5 ANTECEDENTES	3
1.6 HISTORIA	3
1.7 FUNCIÓN DE LOS ENGRANES Y RELACIÓN DE TRANSMISIÓN	5
1.8 TIPOS DE ENGRANAJES	7
1.8.1 CARACTERISITCAS DE UN ENGRANE DE DIENTES RECTOS	9
1.8.2 CARACTERISITCAS DE UN ENGRANE DE DIENTES HELICOIDALES	12
1.9 ENGRANAJES NORMALIZADOS	13
1.10 APLICACIONES DE LOS ENGRANAJES	15
1.11 LUBRICACIÓN DE LOS ENGRANES	16
1.11.1 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LOS LUBRICANTES	16
1.11.2 ELECCIÓN DEL LUBRICANTE Y SU VISCOSIDAD MÁS ADECUADA	16
1.11.3 MANTENIMIENTO PREVENTIVO DE LAS TRANSMISIONES	17
1.12 TRATAMIENTO TERMICO DE LOS ENGRANES	17
CAPÍTULO 2	19
MARCO TEÓRICO	19
2.1. INTRODUCCIÓN	19
2.2. ESTUDIO PARA DETERMINAR LAS REVOLUCIONES QUE SE REQUIERE PARA PULIR LOS FLANCOS DE LOS ENGRANAJES.	19
2.3. DISEÑO DEL MECANISMO POLEA – BANDA	20
2.3.1 RELACIÓN DE TRANSMISIÓN SENCILLA	20
2.3.2. CÁLCULO DE LAS MASAS DE LAS POLEAS	21
2.3.3 CÁLCULO DE LA MASA DE LOS ENGRANES	21

2.3.4 CÁLCULO DE LA INERCIA DE LAS MASAS EN MOVIMIENTO PARA EL EJE 1 Y EJE 2.	22
2.3.5 CÁLCULO DE LA ACELERACIÓN ANGULAR PARA EL EJE 1 Y EJE 2.	23
2.3.6 CÁLCULO DEL TORQUE PARA EL EJE 1 Y EJE 2.	24
2.3.7 CÁLCULO DE LA POTENCIA PARA EL EJE 1 Y EJE 2.	24
2.3.8 POTENCIA REQUERIDA PARA EL SISTEMA.	24
2.4. CÁLCULO DE TENSIONES EN LA POLEA.	25
2.5. CÁLCULO DE LA FUERZA EN EL ENGRANE 1.	27
2.6 DISEÑO DEL EJE 1.	28
2.6.1 DISEÑO ESTÁTICO	28
2.6.2 CÁLCULO DE ESFUERZOS	30
2.6.3 DISEÑO DINÁMICO	32
2.7. CÁLCULO DE LA FUERZA EN EL ENGRANE 2.	38
2.8 DISEÑO DEL EJE 2.	39
2.8.1 DISEÑO ESTÁTICO	39
2.9 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS	40
2.9.1 SOLICITACIÓN ESTÁTICA DE LOS RODAMIENTOS.	40
2.9.2 SOLICITACIÓN DINÁMICA DE LOS RODAMIENTOS.	41
2.10 SELECCIÓN DEL MOTOR.	42
2.11 DISEÑO DE LA POLEA	43
2.11.1 DISEÑO ESTÁTICO	43
2.12 SELECCIÓN DE LA BANDA Y POLEA.	43
2.12.1 DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA DE DISEÑO DE LA BANDA.	44
2.12.2 DETERMINACIÓN DEL ÁNGULO DE CONTACTO DE LA BANDA.	44
2.12.3 DETERMINACIÓN DE LA LONGITUD DE LA BANDA.	44
2.13 SELECCIÓN DE LOS PERNOS	46
2.13.1 PERNOS SOMETIDOS A TENSIÓN	46
2.13.2 PERNOS SOMETIDOS A CORTE.	48
2.14 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA.	49
2.14.1 CÁLCULO DEL PERFIL 1.	50
2.14.1.1 Cálculo de reacciones y momentos	50
2.14.1.2 Cálculo del factor de seguridad	51
2.14.2 CÁLCULO DEL PERFIL 2.	52

2.14.2.1 Cálculo de reacciones y momentos	52
2.14.2.2 Cálculo del factor de seguridad	53
2.14.3 CÁLCULO DEL PERFIL VERTICAL.	53
CAPÍTULO 3	56
PREFACTIBILIDAD	56
3.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	56
3.2 ESTUDIO DE MERCADO.....	56
3.3 ENCUESTAS REALIZADAS	56
3.4 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS EN LAS ENCUESTAS	57
3.5. RESTRICCIONES Y LIMITACIONES	64
3.5.1 FORTALEZAS.....	64
3.5.2 OPORTUNIDADES.....	65
3.5.3 DEBILIDADES.....	65
3.5.4 AMENAZAS	65
3.6 ESPECIFICACIONES	65
3.7. REQUERIMIENTOS FUNCIONALES.	66
CAPÍTULO 4	68
FACTIBILIDAD	68
4.1 ESTUDIO DE LAS ALTERNATIVAS.....	68
4.1.1 ALTERNATIVA 1: PULIDORA CON MANDRILES.....	68
4.1.1.1 Ventajas	69
4.1.1.2. Desventajas.....	69
4.1.2 ALTERNATIVA 2: PULIDORA CON ENTENALLA	69
4.1.2.1 Ventajas	70
4.1.2.2 Desventajas.....	70
4.1.3 ALTERNATIVA 3: PULIDORA MEDIANTE BRAZO MOVIL	71
4.1.3.1 Ventajas.	72
4.1.3.2 Desventajas.....	72
4.2 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA	72
4.3 DIMENSIONAMIENTO DE LA ALTERNATIVA.	76
4.3.1 DETERMINAR LAS REVOLUCIONES REQUERIDAS PARA PULIR LOS FLANCOS DE LOS ENGRANAJES.	76
4.3.2 DISEÑO DEL MECANISMO POLEA – BANDA	77

4.3.2.1 Relación de transmisión y diámetros de las poleas.....	77
4.3.2.2 Cálculo de la masa de las poleas.....	78
4.3.2.3 Cálculo de la masa de los rodamientos.....	78
4.3.2.4 Cálculo de la masa de los engranes.....	78
4.3.2.5 Cálculo de la inercia de las masas en movimiento para el eje 1.....	79
4.3.2.6 Cálculo de la aceleración angular para el eje 1.....	81
4.3.2.7 Cálculo del torque para el eje 1.....	81
4.3.2.8 Cálculo de la potencia para el eje 1.....	81
4.3.2.9 Cálculo de la inercia de las masas en movimiento para el eje 2.....	82
4.3.2.10 Cálculo de la aceleración angular para el eje 2.....	83
4.3.2.11 Cálculo del torque para el eje 2.....	83
4.3.2.12 Cálculo de la potencia para el eje 2.....	83
4.3.2.13 Potencia requerida para el sistema.....	84
4.3.3 CÁLCULO DE TENSIONES EN LA POLEA.....	84
4.3.4 CÁLCULO DE LA FUERZA EN EL ENGRANE 1.....	85
4.3.5 DISEÑO DEL EJE 1.....	86
4.3.5.1 Cálculo de reacciones.....	86
4.3.5.2 Diagrama de momentos y fuerzas.....	88
4.3.5.3 Determinar la sección crítica.....	91
4.3.5.4 Cálculo de esfuerzos.....	92
4.3.5.5 Selección del material.....	93
4.3.5.6 Diseño del eje (Fatiga).....	94
4.3.6 CÁLCULO DE LA FUERZA EN EL ENGRANE 2.....	95
4.3.7. DISEÑO DEL EJE 2.....	96
4.3.7.1 Cálculo de reacciones.....	96
4.3.7.2 Diagrama de momentos y fuerzas.....	98
4.3.7.3 Determinar la sección crítica.....	102
4.3.7.4 Cálculo de esfuerzos.....	103
4.3.7.5 Selección del material.....	104
4.3.7.6 Diseño del eje (Fatiga).....	104
4.3.8 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS PARA LOS EJES.....	106
4.3.8.1 Rodamientos Solicitados Estáticamente.....	106
4.3.8.2 Rodamientos Solicitados Dinámicamente.....	107

4.3.9 SELECCIÓN DEL MOTOR.....	108
4.3.10 DISEÑO DE LA POLEA.....	108
4.3.11 SELECCIÓN DE LA BANDA.....	109
4.3.11.1 Determinación de la potencia de diseño de la banda.....	109
4.3.11.2 Determinación del ángulo de contacto de las bandas.....	109
4.3.11.3 Longitud de la banda.....	110
4.3.12 DISEÑO DE LOS PERNOS.....	110
4.3.13 CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA.....	111
4.3.13.1 Cálculo del perfil 1.....	112
4.3.13.2 Cálculo del perfil 2.....	115
4.3.13.3 Cálculo del perfil vertical.....	117
4.4 CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA.....	119
4.4.1 REQUERIMIENTOS PARA LA CONSTRUCCIÓN.....	119
4.4.2 HOJA DE PROCESOS.....	121
4.5 PROTOCOLO DE PRUEBAS.....	122
4.5.1 PRUEBAS SIN CARGA.....	122
4.5.2 CARACTERISTICAS DEL ENGRANE FABRICADO.....	123
4.5.3 PRUEBAS CON DIFERENTES PULIMENTOS.....	124
4.6 ANÁLISIS DE COSTOS.....	126
4.6.1 COSTOS DIRECTOS.....	127
4.6.1.1 Costos de materiales para la construcción.....	127
4.6.1.2 Costos de accesorios normalizados.....	127
4.6.1.3 Costos de maquinado y mano de obra.....	128
4.6.1.4 Costos de montaje.....	128
4.6.1.5 Costo directo total.....	128
4.6.2 COSTOS INDIRECTOS.....	129
4.6.2.1 Costos de materiales indirectos.....	129
4.6.2.2 Costos de ingeniería.....	129
4.6.2.3 Gastos imprevistos.....	129
4.6.2.4 Costo total indirecto.....	129
4.6.3 COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA.....	130
CAPÍTULO 5.....	131
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	131

5.1 CONCLUSIONES.....	131
5.2 RECOMENDACIONES.	132
BIBLIOGRAFIA	134
CONSULTAS WEB.....	135
A N E X O S.....	136

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1.- Mecanismo de Anticitera.....	4
Figura 1.2.- Engranaje helicoidal de Leonardo.....	5
Figura 1.3.- Engranajes de ejes paralelos.....	7
Figura 1.4.- Engranajes de ejes paralelos.....	8
Figura 1.5.- Engranajes Especiales.....	8
Figura 1.6.- Engranajes Cilíndricos	10
Figura 1.7.- Elementos de un engrane	11
Figura 1.8.- Juego de engranajes helicoidales	13
Figura 1.9.- Caja de Velocidades	15
Figura 2.1.- Esquema de la relación de transmisión.	20
Figura 2.2.- Fuerzas que actúen en la polea.....	25
Figura 2.3.- Diagrama de fuerzas en el engranaje 1	27
Figura 2.4.- Esquema del eje 1	28
Figura 2.5.- Diagrama de cuerpo libre del eje 1.	29
Figura 2.6.- Cálculo de esfuerzos.....	30
Figura 2.7.- Factor de acabado superficial	33
Figura 2.8.- Diagrama de sensibilidad a las ranuras para aceros y aleaciones de aluminio y hierro forjado sometidos a cargas flexionantes o axiales invertidas alternativamente.....	36
Figura 2.9.- Diagrama en el que se indica la línea de Goodman.....	37
Figura 2.10.- Diagrama de fuerzas en el engranaje 2	38
Figura 2.11.- Esquema del eje 2	39
Figura 2.12.- Diagrama de cuerpo libre del eje 2.	39
Figura 2.13.- Gráfico de tipo de banda.....	45
Figura 2.14.- Fuerza sometida a tensión sobre el tornillo.....	46
Figura 2.15.- Fuerza cortante sobre el tornillo.....	48
Figura 2.16.- Fuerzas que actúen en la estructura.....	49
Figura 2.17.- Diagrama de las cargas sobre el perfil 1	50
Figura 2.18.- Diagrama de cuerpo libre del perfil 1	50
Figura 2.19.- Diagrama de las cargas sobre el perfil 2.....	52
Figura 2.20.- Diagrama de cuerpo libre del perfil 2	52

Figura 2.21.- Diagrama de las cargas sobre el perfil vertical	53
Figura 3.1.- Porcentajes Pregunta 1 Engranajes Rectos.	58
Figura 3.2.- Porcentajes Pregunta 1 Engranajes Helicoidales.	58
Figura 3.3.- Porcentajes Pregunta 2.....	59
Figura 3.4.- Porcentajes Pregunta 3.....	60
Figura 3.5.- Porcentajes Pregunta 4.....	61
Figura 3.6.- Porcentaje Pregunta 5	62
Figura 3.7.- Porcentaje Pregunta 6	62
Figura 3.8.- Porcentaje Pregunta 7	63
Figura 3.9.- Porcentaje Pregunta 8	64
Figura 4.1.- Modelo de pulidora con mandriles	68
Figura 4.2.- Esquema de una pulidora con entenalla.	70
Figura 4.3.- Esquema de una pulidora mediante brazo móvil	71
Figura 4.4.- Máquina pulidora con entenalla	76
Figura 4.5.- Esquema de las poleas y banda.	77
Figura 4.6.- Fuerzas que actúen en la polea.....	84
Figura 4.7.- Diagrama de fuerzas en el engranaje 1	85
Figura 4.8.- Diagrama de cuerpo libre del eje 1.	86
Figura 4.9.- Fuerzas que actúan en el eje 1 en el plano X – Y.....	86
Figura 4.10.- Fuerzas que actúan en el eje 1 en el plano X – Z.....	87
Figura 4.11.- Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector del eje 1 en el plano X – Y.....	88
Figura 4.12.- Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector del eje 1 en el plano X – Z.....	90
Figura 4.13.- Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector.....	92
Figura 4.14.- Diagrama de fuerzas en el engranaje 2	95
Figura 4.15.- Diagrama de cuerpo libre del eje 2.	96
Figura 4.16.- Fuerzas que actúan en el eje 2 en el plano X – Y.....	97
Figura 4.17.- Fuerzas que actúan en el eje 2 en el plano X – Z.....	97
Figura 4.18.- Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector del eje 2 en el plano X – Y.....	99
Figura 4.19.- Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector del eje 2 en el plano X – Z.....	101

Figura 4.20.- Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector.....	103
Figura 4.21.- Diagrama de cuerpo libre del perfil 1	112
Figura 4.22.- Diagrama de esfuerzo cortante	113
Figura 4.23.- Diagrama de momento flector	113
Figura 4.24.- Diagrama de cuerpo libre del perfil 2	115
Figura 4.25.- Diagrama de esfuerzo cortante	116
Figura 4.26.- Diagrama de momento flector.....	116
Figura 4.27.- Diagrama de cuerpo libre del perfil vertical	117
Figura 5.1.- Prueba sin carga	122
Figura 5.2.- Engrane fabricado	123
Figura 5.3.- Prueba con pulimento	124
Figura 5.5.- Prueba con pulimento polvo de esmeril	125
Figura 5.6.- Prueba con pulimento Lion Brand	125
Figura 5.7.- Resultados protocolos de pruebas.....	126

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1.- Series de módulos normalizados	14
Tabla 2.1.- Datos obtenidos al realizar el pulido (Acabado).....	19
Tabla 2.2.- Valor del límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria	34
Tabla 2.3.- Valor de la Confiabilidad	34
Tabla 2.4.- Designaciones normales para bandas trapeciales o en V.....	46
Tabla 2.5.- Para determinar el coeficiente de apoyo	54
Tabla 3.1.- Especificaciones Técnicas de la máquina.....	66
Tabla 4.1.- Valoración de parámetros para selección de alternativas	73
Tabla 4.2.- Evaluación del Parámetro Construcción	73
Tabla 4.3.- Evaluación del Parámetro Costo	74
Tabla 4.4.- Evaluación del Parámetro Montaje.....	74
Tabla 4.5.- Evaluación del Parámetro Mantenimiento.....	74
Tabla 4.6.- Evaluación del Parámetro Precisión.....	74
Tabla 4.7.- Conclusión de la alternativa ganadora	75
Tabla 5.1.- Rotaciones alcanzadas por el motor sin cargas	122
Tabla 5.2.- Datos obtenidos sin carga utilizando pulimentos	125
Tabla 5.3.- Resultados de los protocolos	126
Tabla 5.4.- Costos de materiales para la construcción.....	127
Tabla 5.5.- Costos de Accesorios Normalizados.....	127
Tabla 5.6.- Costos de maquinado y mano de obra.....	128
Tabla 5.7.- Costo directo total.	128
Tabla 5.8.- Costos de materiales indirectos.	129
Tabla 5.9.- Costo total indirecto.....	130
Tabla 5.10.- Costo total de la máquina.....	130

SIMBOLOGÍA UTILIZADA

a = ancho. [m]

A = área [m²]

A_t = área transversal. [m²]

b = base.

C' = Capacidad de carga dinámica. [N]

C = distancia entre los centros de las poleas

D = diámetro [m]

d = diámetro nominal del perno. [m]

d_e = Diámetro equivalente. [m]

D_{ext} = diámetro exterior. [m]

D_{int} = diámetro interior. [m]

δ = densidad del acero.

e = espesor.

E = módulo de elasticidad. [MPa]

F_s = factor de servicio.

F = fuerza. [N]

F_c = fuerza de corte. [N]

F_p = precarga del perno debido al apriete. [kip]

h = altura [m]

I = momento de inercia.

ΣI = sumatoria momentos de inercia.

J_u = momento polar de área unitario. [m³]

J = momento polar de área del grupo de juntas. [m⁴]

K_a = factor de superficie

K_b = factor de tamaño.

K_c = factor de confiabilidad.

K_d = factor de temperatura.

K_e = factor de concentración de esfuerzos.

K_t = factor teórico de concentración de esfuerzos.

K_b = constante de rigidez del perno. [lb/pulg]

K_m = constante de rigidez de los elementos. [lb/pulg]

- K_b' = constante de rigidez del perno.
 L = largo, longitud. [m]
 L_{10} = Duración nominal en horas de servicio[h]
 L = longitud del eje. [m]
 L' = perímetro interior de la banda.
 L_p = longitud de paso (o efectiva) de la banda.
 L_s = longitud de soldadura.
 m = masa.
 M = momento flector [Nm]
 n = velocidad de rotación. [rpm]
 n = factor de seguridad.
 N_d = número de dientes.
 N = número de pernos.
 $[\sigma]$ = esfuerzo admisible a la compresión.
 σ_x = esfuerzo a la compresión.
 θ_s = ángulo de contacto de la banda.
 P' = Carga dinámica equivalente sobre el rodamiento. [N]
 p = Exponente de la fórmula de duración.
 P_c = potencia de corte. [hp]
 P_{ot} = potencia nominal. [hp]
 P_r = potencia requerida. [hp]
 P_d : potencia de diseño. [hp]
 P = carga externa total que soporta los pernos. [N]
 q = sensibilidad a las ranuras.
 Q = carga distribuida. [N]
 R = reacciones. [N]
 r = radio. [m]
 s = longitud de arco. [m]
 S_p = resistencia a prueba. [MPa]
 S_y = resistencia a la fluencia. [MPa]
 S_B, S_A = resistencias. [MPa]
 S_e = límite a la fatiga. [MPa]
 S_e' = límite de fatiga por viga rotatoria. [MPa]

S_{ut} = límite último a la tracción. [MPa]

T = torque. [Nm]

t = tiempo. [s]

τ = esfuerzo de corte. [N/m^2]

t_s = ancho del cordón de soldadura.

V = volumen. [m^3]

V_c = velocidad de corte. [m/min]

ν_t = esfuerzo de tracción. [N/m^2]

ν_c = esfuerzo de compresión. [N/m^2]

ν = esfuerzo normal. [N/m^2]

ω = velocidad angular. [rad/s]

ω_f = velocidad angular final. [rad/s]

ω_o = velocidad angular inicial. [rad/s]

W = peso. [N]

α = aceleración angular. [rad/s^2]

RESUMEN

El presente proyecto tiene como objetivo principal diseñar y construir una máquina pulidora de flancos para engranes, con la finalidad de cumplir una necesidad específica para el sector metalmecánico.

Para ello el presente proyecto se lo divide en 5 capítulos. Además se incluyen Anexos, los cuales hacen referencia a las características generales de los elementos que constituyen la máquina, los planos de taller y los planos de conjunto.

En el **primer capítulo (Introducción)**, se hace referencia a los antecedentes, justificación, objetivos, alcances de este proyecto, así como también generalidades, fabricación, tipos, función, lubricación de los engranes.

En el **segundo capítulo (Marco Teórico)**, se presenta toda la información teórica detallada y necesaria de los elementos que conforman la máquina pulidora de flancos de los engranes.

En el **tercer capítulo (Prefactibilidad)**, se define el problema, el estudio de mercado mediante encuestas realizadas, las restricciones y limitaciones que presentará el diseño de la máquina y por último las especificaciones de la misma, donde se encuentran las dimensiones básicas, vida útil, costo, etc.

En el **cuarto capítulo (Factibilidad)**, se divide de la siguiente forma:

Estudio de las alternativas para el diseño y construcción de la máquina.

El análisis y selección de alternativas que cumplan los requerimientos.

El dimensionamiento de los elementos que constituyen de la alternativa ganadora.

Las pruebas y verificación de los elementos que conforman la máquina pulidora de engranes.

Los costos de los elementos que lo conforman y el costo total de la máquina mediante proformas realizadas a empresas.

En el **quinto capítulo** se presentan las conclusiones y recomendaciones sobre el diseño y construcción de la máquina pulidora de engranes, que permitirán alcanzar un mejor funcionamiento del prototipo en el Laboratorio de Máquinas Herramientas de la Facultad de Ingeniería Mecánica.

En los anexos se encuentran las hojas de procesos, los planos de taller y de conjunto de la máquina, además de la encuesta realizada, catálogos y normas para los elementos a fabricar.

PRESENTACIÓN

En la mayoría de las máquinas existe transmisión de movimiento de rotación entre ejes para lo cual los engranajes frecuentemente se constituyen como la mejor opción.

En la actualidad la construcción de engranajes en talleres metalmecánicos es muy común; este procedimiento consta de varios pasos y uno de ellos es el pulido de flancos, pero no se dispone de máquinas que realicen este procedimiento específicamente. Por esta razón se adaptan máquinas para realizar este trabajo, y esto ocasiona que el pulido de los flancos no sea de buena calidad.

El Laboratorio de Máquinas Herramientas de la Facultad de Ingeniería Mecánica ha visto la necesidad de poseer esta máquina; por esta razón se propuso el diseño y construcción de la misma como proyecto de titulación, en base a todos los requerimientos pertinentes.

El presente Proyecto de Titulación tiene como objetivo principal Diseñar y Construir una Máquina Pulidora de Engranajes. Para ello se aprovechará de los recursos disponibles y material existente en el mercado.

CAPITULO 1

GENERALIDADES

1.1 INTRODUCCIÓN

Los engranajes y las transmisiones de engranajes están presentes en muchas de las máquinas que podemos encontrar a nuestro alrededor, además de ayudar a mover las ruedas y hélices de nuestros medios de transporte, ya sea por tierra, mar o aire.

Rectificar de una forma correcta y corregir su tallado evitará ruido a cualquier nivel de velocidad de giro que tengan.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir una máquina pulidora de engranes para el Laboratorio de Máquinas Herramientas de la Facultad de Ingeniería Mecánica.

1.2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Mejorar la fabricación de engranes industriales tallados en fresa en la industria ecuatoriana.
- Mejorar el acabado superficial de los dientes para lograr un funcionamiento silencioso de los engranajes industriales tallados con fresas.

- Determinar una mayor eficiencia y rapidez a la hora de pulir engranajes. Esto influirá en el costo final de este procedimiento.
- Construir la máquina con materiales existentes en el mercado nacional.
- Bajar los costos de la máquinas en relación a las importadas y por lo tanto los costos de la fabricación del engrane.

1.3 ALCANCE

- Recopilación de la información.
- Análisis de información.
- Estudio de mercado.
- Análisis de estudio de mercado.
- Planteamiento de alternativas.
- Análisis y selección de alternativas.
- Diseño de alternativas seleccionadas.
- Elaboración de los planos.
- Elaboración de las hojas de procesos.
- Construcción de la máquina.- Ensamble de los elementos del prototipo.
- Pruebas y errores.- Calibración de la máquina para un óptimo funcionamiento.

1.4 JUSTIFICACIÓN

En casi la totalidad de las máquinas existe transmisión de movimientos de rotación entre ejes, para lo cual los engranajes frecuentemente se constituyen como la mejor opción.

Tomando en cuenta el avance de la tecnología en el campo industrial mediante la automatización, el presente proyecto busca mejorar la fabricación de engranes industriales tallados en fresas en la industria ecuatoriana.

El presente proyecto también apunta a la necesidad de bajar los costos finales de las máquinas en relación a las importadas y por lo tanto los costos de la fabricación del engranaje.

1.5 ANTECEDENTES

Los engranajes están formados por dos ruedas dentadas, de las cuales a la mayor se le denomina corona y a la menor piñón. Un engranaje sirve para transmitir movimiento circular mediante contacto de ruedas dentadas. Una de las aplicaciones más importantes de los engranajes es la transmisión del movimiento desde el eje de una fuente de energía, como puede ser un motor de combustión interna o un motor eléctrico, hasta otro eje situado a cierta distancia y que ha de realizar un trabajo.

Entonces una de las ruedas está conectada por la fuente de energía y es conocido como engranaje motor y la otra está conectada al eje que debe recibir el movimiento del eje motor y que se denomina engranaje conducido. Si el sistema está compuesto de más de un par de ruedas dentadas, se denomina tren de engranajes.

1.6 HISTORIA

Desde épocas muy remotas se han utilizado cuerdas y elementos fabricados en madera para solucionar los problemas de transporte, impulsión, elevación y movimiento. Nadie sabe a ciencia cierta dónde ni cuándo se inventaron los engranajes. La literatura de la antigua China, Grecia, Turquía y Damasco mencionan engranajes pero no aportan muchos detalles de los mismos.

El mecanismo de engranajes más antiguo de cuyos restos disponemos es el mecanismo de Anticitera¹. Se trata de una calculadora astronómica datada entre el 150 y el 100 a. C. y compuesta por al menos 30 engranajes de bronce con dientes triangulares. Presenta características tecnológicas avanzadas como por ejemplo trenes de engranajes epicicloidales que, hasta el descubrimiento de este mecanismo, se creían inventados en el siglo XIX. Por citas de Cicerón se sabe que el de Anticitera no fue un ejemplo aislado sino que existieron al menos otros dos mecanismos similares en esa época, construidos por Arquímedes y por Posidonio. Por otro lado, a Arquímedes se le suele considerar uno de los inventores de los engranajes porque diseñó un tornillo sin fin.



Figura 1.1.- Mecanismo de Anticitera

No está claro cómo se transmitió la tecnología de los engranajes en los siglos siguientes. Es posible que el conocimiento de la época del mecanismo de Anticitera sobreviviese y, con el florecimiento de la cultura del Islam los siglos XI-XIII y sus trabajos en astronomía, fuera la base que permitió que volvieran a fabricarse calculadoras astronómicas. En los inicios del Renacimiento esta tecnología se utilizó en Europa para el desarrollo de sofisticados relojes, en la mayoría de los casos destinados a edificios públicos como catedrales.

¹ www.es.wikipedia.org/wiki/Engranaje

Leonardo da Vinci, muerto en Francia en 1519, dejó numerosos dibujos y esquemas de algunos de los mecanismos utilizados hoy diariamente, incluido varios tipos de engranajes de tipo helicoidal.

Leonardo se dedica mucho a la creación de máquinas de guerra para la defensa y el ataque, sus materiales son madera, hierro y cuerdas las que se elaboran en forma rudimentaria, pero sus esquemas e invenciones trascienden el tiempo y nos enseñan las múltiples alternativas que nos brindan mecanismos básicos de palancas, engranes y poleas unidas entre si en una máquina cuyo diseño geométrico es notable.

La forma más básica de un engrane es una pareja de ruedas, una de ellas provistas de barras cilíndricas y la otra formada por dos ruedas unidas por barras cilíndricas.



Figura 1.2.- Engranaje helicoidal de Leonardo²

1.7 FUNCIÓN DE LOS ENGRANES Y RELACIÓN DE TRANSMISIÓN

El objetivo de los engranajes es transmitir una rotación entre dos ejes con una relación de velocidades angulares constante. Así, se habla de "Par de engranes,

² www.emc.uji.es/d/IngMecDoc/Mecanismos/Engranajes/EngrCilindr.html

ruedas dentadas o engranaje" para referirse al acoplamiento que se utiliza para transmitir potencia mecánica entre dos ejes mediante contacto directo entre dos cuerpos sólidos unidos rígidamente a cada uno de los ejes.

La "Relación de Transmisión" es el cociente entre la velocidad angular de salida ω_2 (velocidad de la rueda conducida) y la de entrada ω_1 (velocidad de la rueda conductora): $\mu = \omega_2 / \omega_1$. Dicha relación puede tener signo positivo si los ejes giran en el mismo sentido o negativo si los giros son de sentido contrario. Del mismo modo, si la relación de transmisión es mayor que 1 ($\mu > 1$) se hablará de un mecanismo multiplicador, y si es menor que 1 ($\mu < 1$) que suele resultar lo más habitual de un mecanismo reductor, o simplemente de un reductor.

Por otro lado, este objetivo de transmitir una rotación entre dos ejes con una relación de velocidades angulares constante se puede conseguir también mediante otros dispositivos como correas, cadenas, ruedas de fricción, levas o mecanismos de barras articuladas, pero todos ellos tienen sus limitaciones:

- Las correas, cadenas, ruedas de fricción y levas no pueden transmitir grandes potencias.
- Los mecanismos de barras articuladas son aplicables solo en casos concretos.

Por el contrario, los engranajes presentan toda una serie de ventajas:

- Son relativamente sencillos de construir.
- Pueden transmitir grandes potencias.
- Están universalmente aceptados, de tal modo que, además, su diseño está normalizado.
- Permiten obtener soluciones variadísimas y adaptarse, por tanto, a cualquier tipo de problema de transmisión de rotación -con relación constante- entre ejes.

Todo ello da lugar a que los engranajes sea el elemento de máquinas más utilizado: cajas de velocidades, reductoras, diferenciales, cadenas de transmisión.

1.8 TIPOS DE ENGRANAJES

La principal clasificación de los engranajes se efectúa según la disposición de sus ejes de rotación y según los tipos de dentado. Según estos criterios existen los siguientes tipos de engranajes:

Ejes paralelos:

- Cilíndricos de dientes rectos
- Cilíndricos de dientes helicoidales
- Doble helicoidales

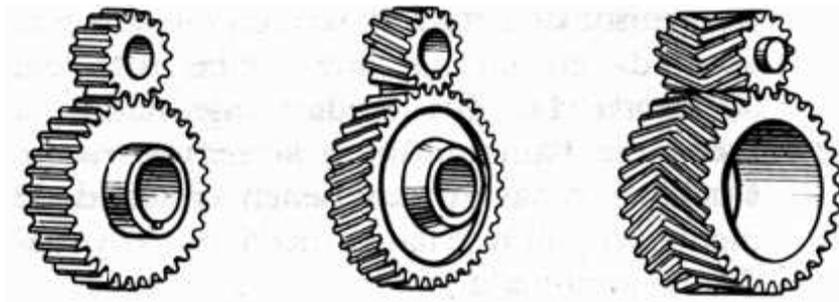


Figura 1.3.- Engranajes de ejes paralelos.

Ejes perpendiculares

- Helicoidales cruzados
- Cónicos de dientes rectos
- Cónicos de dientes helicoidales
- Cónicos hipoides
- De rueda y tornillo sinfín

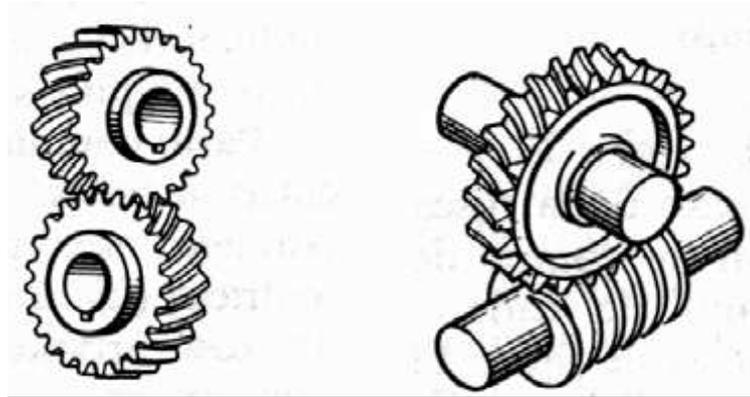


Figura 1.4.- Engranajes de ejes paralelos.

Por aplicaciones especiales se pueden citar:

- Planetarios
- Interiores
- De cremallera

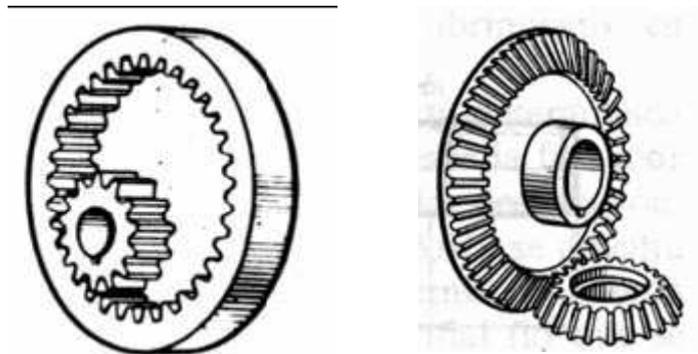


Figura 1.5.- Engranajes Especiales

1.8.1 CARACTERISITCAS DE UN ENGRANE DE DIENTES RECTOS

Los engranajes cilíndricos rectos son el tipo de engranaje más simple y corriente que existe. Se utilizan generalmente para velocidades pequeñas y medias; a grandes velocidades, si no son rectificadas, o ha sido corregido su tallado, producen ruido cuyo nivel depende de la velocidad de giro que tengan.

- **Diente de un engranaje:** son los que realizan el esfuerzo de empuje y transmiten la potencia desde los ejes motrices a los ejes conducidos. El perfil del diente, o sea la forma de sus flancos, está constituido por dos curvas evolventes de círculo, simétricas respecto al eje que pasa por el centro del mismo.

- **Módulo:** el módulo de un engranaje es una característica de magnitud que se define como la relación entre la medida del diámetro primitivo expresado en milímetros y el número de dientes. En los países anglosajones se emplea otra característica llamada **Diametral Pitch**, que es inversamente proporcional al módulo. El valor del módulo se fija mediante cálculo de resistencia de materiales en virtud de la potencia a transmitir y en función de la relación de transmisión que se establezca. El tamaño de los dientes está normalizado. El módulo está indicado por números. Dos engranajes que engranen tienen que tener el mismo módulo.

- **Circunferencia primitiva:** es la circunferencia a lo largo de la cual engranan los dientes. Con relación a la circunferencia primitiva se determinan todas las características que definen los diferentes elementos de los dientes de los engranajes.

- **Paso circular:** es la longitud de la circunferencia primitiva correspondiente a un diente y un vano consecutivos.



Figura 1.6.- Engranajes Cilíndricos

Elementos de un engranaje

- **Espesor del diente:** es el grosor del diente en la zona de contacto, o sea, del diámetro primitivo.
- **Número de dientes:** es el número de dientes que tiene el engranaje. Se simboliza como (Z) . Es fundamental para calcular la relación de transmisión. El número de dientes de un engranaje no debe estar por debajo de 18 dientes cuando el ángulo de presión es 20° ni por debajo de 12 dientes cuando el ángulo de presión es de 25° .
- **Diámetro exterior:** es el diámetro de la circunferencia que limita la parte exterior del engranaje.
- **Diámetro interior:** es el diámetro de la circunferencia que limita el pie del diente.
- **Pie del diente:** también se conoce con el nombre de *dedendum*. Es la parte del diente comprendida entre la circunferencia interior y la circunferencia primitiva.

- **Cabeza del diente:** también se conoce con el nombre de *addendum*. Es la parte del diente comprendida entre el diámetro exterior y el diámetro primitivo.
- **Flanco:** es la cara interior del diente, es su zona de rozamiento.
- **Altura del diente:** es la suma de la altura de la cabeza (*addendum*) más la altura del pie (*dedendum*).
- **Angulo de presión:** el que forma la línea de acción con la tangente a la circunferencia de paso, ϕ (20° ó 25° son los ángulos normalizados).
- **Largo del diente:** es la longitud que tiene el diente del engranaje
- **Distancia entre centro de dos engranajes:** es la distancia que hay entre los centros de las circunferencias de los engranajes.

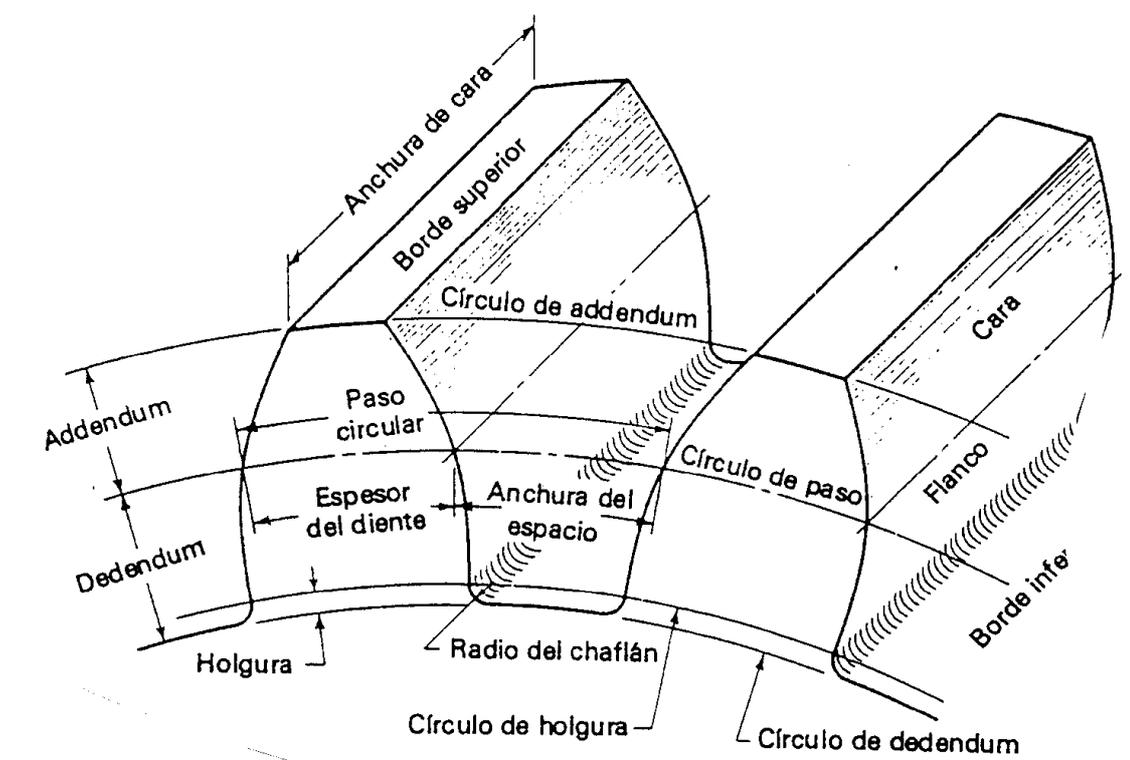


Figura 1.7.- Elementos de un engrane

1.8.2 CARACTERISITCAS DE UN ENGRANE DE DIENTES HELICOIDALES

Los engranajes cilíndricos de dentado helicoidal están caracterizados por su dentado oblicuo con relación al eje de rotación. En estos engranajes el movimiento se transmite de modo igual que en los cilíndricos de dentado recto, pero con mayores ventajas. Los ejes de los engranajes helicoidales pueden ser paralelos o cruzarse, generalmente a 90° . Para eliminar el empuje axial el dentado puede hacerse doble helicoidal.

Los engranajes helicoidales tienen la ventaja que transmiten más potencia que los rectos, y también pueden transmitir más velocidad, son más silenciosos y más duraderos; además, pueden transmitir el movimiento de ejes que se corten. De sus inconvenientes se puede decir que se desgastan más que los rectos, son más caros de fabricar y necesitan generalmente más engrase que los rectos.

Lo más característico de un engranaje cilíndrico helicoidal es la hélice que forma, siendo considerada la hélice como el avance de una vuelta completa del diámetro primitivo del engranaje. De esta hélice deriva el ángulo β que forma el dentado con el eje axial. Este ángulo tiene que ser igual para las dos ruedas que engranan pero de orientación contraria, o sea: uno a derechas y el otro a izquierda. Su valor se establece a priori de acuerdo con la velocidad que tenga la transmisión, los datos orientativos de este ángulo son los siguientes:

Velocidad lenta: $\beta = (5^\circ - 10^\circ)$

Velocidad normal: $\beta = (15^\circ - 25^\circ)$

Velocidad elevada: $\beta = 30^\circ$

Las relaciones de transmisión que se aconsejan son más o menos parecidas a las de los engranajes rectos.



Figura 1.8.- Juego de engranajes helicoidales

1.9 ENGRANAJES NORMALIZADOS

En general, para que dos ruedas dentadas con perfil de evolvente sean intercambiables entre sí deben de cumplir las siguientes condiciones.

- Tener el mismo módulo (o mismo paso circular, ya que $m = p / \pi$).
- Igual ángulo de presión de generación φ .
- Presentar addendum y dedendum normalizados.
- Anchura del hueco igual al espesor del diente, ambos sobre la circunferencia primitiva.

Un "**Sistema de Dientes**" es una norma que especifica las relaciones que deben existir entre addendum, dedendum, espesor del diente y ángulo de presión, con el objetivo de posibilitar la intercambiabilidad de las ruedas dentadas. No obstante, también hay que constatar que la necesidad de obtener ruedas de alto poder de transmisión puede aconsejar importantes desviaciones con respecto a lo señalado en los sistemas de ruedas normalizadas.

En el estado español, la construcción y valores a emplear para los engranajes ha sido normalizada por el Instituto Nacional de Racionalización del Trabajo,

siguiendo las recomendaciones de la norma ISO. Así, existe una **normalización** sobre:

- El valor a tomar para el **módulo del engranaje**. Están definidas tres series de valores representadas en la tabla 1.1, de los que conviene evitar los valores comprendidos en las series II y III, dando preferencia a los módulos comprendidos en la serie I.

Tabla 1.1.- Series de módulos normalizados

I	1	1.25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20
II	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18	
III					3,25	3,75		6,5						

- el **tipo de diente: normal** o **corto**. Se establecen sus dimensiones con respecto al valor del módulo "m".

Diente normal:

- addendum (a) = 1.00 m
- dedendum (l) = 1.25 m
- espacio de fondo (c) = 0.25 m

Diente corto:

- addendum (a) = 0.75 m
- dedendum (l) = 1.00 m
- espacio de fondo (c) = 0.25 m

La **cremallera** tipo y, en consecuencia, los dientes con ángulo de presión φ de valor 20°; aunque, muy ocasionalmente, puedan emplearse 14.5° y 15°.

Las normas que recogen estas recomendaciones son: **UNE 18016**, **UNE 18022** y **UNE 18028**

1.10 APLICACIONES DE LOS ENGRANAJES

Existe una gran variedad de formas y tamaños de engranajes, desde los más pequeños usados en relojería e instrumentos científicos (se alcanza el módulo 0,05) a los de grandes dimensiones, empleados, por ejemplo, en las reducciones de velocidad de las turbinas de vapor de los buques, en el accionamiento de los hornos y molinos de las fábricas de cemento, etc.

El campo de aplicación de los engranajes es prácticamente ilimitado. Los encontramos en las centrales de producción de energía eléctrica, hidroeléctrica y en los elementos de transporte terrestre: locomotoras, automotores, camiones, automóviles, transporte marítimo en buques de todas clases, aviones, en la industria siderúrgica: laminadores, transportadores, etc., minas y astilleros, fábricas de cemento, grúas, montacargas, máquinas-herramientas, maquinaria textil, de alimentación, de vestir y calzar, industria química y farmacéutica, etc., hasta los más simples movimientos de accionamiento manual.

Toda esta gran variedad de aplicaciones del engranaje puede decirse que tiene por única finalidad la transmisión de la rotación o giro de un eje a otro distinto, reduciendo o aumentando la velocidad del primero.

Incluso, algunos engranes coloridos y hechos de plástico son usados en algunos juguetes educativos.

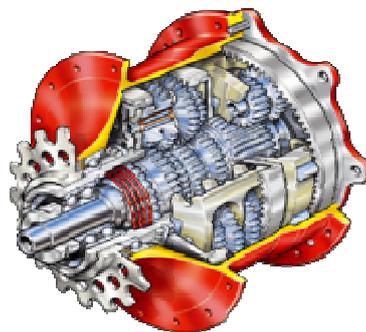


Figura 1.9.- Caja de Velocidades³

³ www.emc.uji.es/d/IngMecDoc/Mecanismos/Engranajes/EngrCilindr.html

1.11 LUBRICACIÓN DE LOS ENGRANES

Las transmisiones por engranajes, principalmente las que están sometidas a un gran esfuerzo y funcionamiento de gran velocidad deben tener el lubricante adecuado para poder contribuir a conservar sus propiedades mecánicas durante el uso.

La clasificación de los lubricantes de transmisión de uso industrial se realiza según diferentes criterios:

1.11.1 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LOS LUBRICANTES

Las especificaciones de los lubricantes de transmisión difieren ligeramente según el ente que las haya emitido.

En Europa las especificaciones más conocidas son las que la norma DIN 51517 define como LUBRICANTES tipo CLP. A los propósitos de esta norma, LUBRICANTES CLP son aquellos basados en aceite mineral incluyendo aditivos diseñados para aumentar las propiedades anticorrosivos (Símbolo C), aumentar la resistencia al envejecimiento (Símbolo L), y disminuir el desgaste (Símbolo P)".

Esta norma define las viscosidades para los grados ISO 68, 100, 150, 220, 380, 460, y 680.

1.11.2 ELECCIÓN DEL LUBRICANTE Y SU VISCOSIDAD MÁS ADECUADA

El primer indicador del lubricante a utilizar en un determinado equipo debe ser siempre la recomendación del fabricante que lo ha diseñado y conoce sus necesidades. La elección de la adecuada viscosidad para un sistema de engranajes de dientes rectos o helicoidales es dependiente de potencia expresada en kW o HP reducciones múltiples o simples velocidad expresada en rpm tipo de lubricación (circulación o salpicado)

1.11.3 MANTENIMIENTO PREVENTIVO DE LAS TRANSMISIONES

El cambio de lubricantes y el mantenimiento de los niveles en las cajas de transmisiones por engranajes forman parte del mantenimiento preventivo que hay que realizar a todo tipo de máquinas después de un periodo de funcionamiento. Este mantenimiento puede tener una frecuencia en horas de funcionamiento, en kilómetros recorridos o en tiempo cronológico, semanal, mensualmente o anualmente.

1.12 TRATAMIENTO TERMICO DE LOS ENGRANES

Los engranajes están sometidos a grandes presiones tanto en la superficie de contacto y por eso el tratamiento que la mayoría de ellos recibe consiste en un tratamiento térmico de cementación o nitruración con lo cual se obtiene una gran dureza en la zona de contacto de los dientes y una tenacidad en el núcleo que evite su rotura por un sobreesfuerzo.

La cementación consiste en efectuar un calentamiento prolongado en un horno de atmósfera controlada y suministrarle carbono hasta que se introduzca en la superficie de las piezas a la profundidad que se desee. Una vez cementada la pieza se la somete a temple, con lo cual se obtiene gran dureza en la capa exterior, ideal para soportar los esfuerzos de fricción a que se someten los engranajes. Los engranajes que se someten a cementación están fabricados de aceros especiales adecuados para la cementación.

Otras veces el tratamiento térmico que se aplica a los engranajes es el de nitruración, que está basado en la acción que ejerce sobre la superficie exterior de las piezas la acción del carbono y del nitrógeno. La nitruración reduce la velocidad crítica de enfriamiento del acero, alcanzando un mayor grado de dureza una pieza nitrurada y templada que cementada y templada, aun para un mismo tipo de material.

En la actualidad, y particularmente en la industria de la automoción, se están supliendo aceros aleados por aceros más sencillos dadas las grandes ventajas técnicas que ofrece la nitruración (elevadas durezas, regularidades de temple, menos deformaciones...). En los procesos de nitruración se puede obtener capas entre 0.1-0.6mm., siendo las durezas en la periferia del orden de los 60-66 HRC.

La nitruración es un proceso para endurecimiento superficial que consiste en penetrar el nitrógeno en la capa superficial. La dureza y la gran resistencia al desgaste proceden de la formación de los nitruros que forman el nitrógeno y los elementos presentes en los aceros sometido a tratamiento.

A veces hay engranajes que se les aplica un temple por inducción donde el calentamiento es limitado a la zona a tratar y es producido por corrientes alternativas inducidas. Cuando se coloca un cuerpo conductor dentro del campo de una bobina o de un solenoide con corrientes de media o alta frecuencia, el cuerpo es envuelto por una corriente inducida, la cual produce el calentamiento. Para ello se emplea inductores que tienen la forma apropiada de la dentadura que queremos tratar.

La ausencia de todo contacto entre el inductor y la pieza sometida a calentamiento permite la obtención de concentraciones del orden de los 25.000 W cm^{-2} . La velocidad de calentamiento es casi unas 15 veces más rápida que por soplete. Para templar una pieza por inducción será necesario que tenga un espesor por lo menos unas diez veces superior al espesor que se desea templar. El éxito de un buen temple reside en acertar con la frecuencia de corriente de calentamiento, para que ésta produzca una concentración suficiente de corriente inducida en la zona a templar.

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1. INTRODUCCIÓN.

En este capítulo se realiza el diseño y construcción de la de la máquina Pulidora de engranes tanto para la selección de los elementos de la máquina a construir como los Normalizados, y se toma como referencia la teoría como las ecuaciones del Libro Manual de Diseño Mecánico de SHIGLEY tercera edición.

2.2. ESTUDIO PARA DETERMINAR LAS REVOLUCIONES QUE SE REQUIERE PARA PULIR LOS FLANCOS DE LOS ENGRANAJES.⁴

Para determinar con que revoluciones se obtiene un mejor pulido de los engranajes se hace pruebas mediante una maqueta en las cuales nos indicará el acabado de dichos engranajes.

Para las pruebas se procedió a utilizar 4 pares de engranajes en las cuales en la tabla 2.1 se refleja las revoluciones que se utilizó. El tiempo utilizado para todos los engranajes fue de 30 min.

Ver anexo 12

Tabla 2.1.- Datos obtenidos al realizar el pulido (Acabado).

R.P.M	ACABADO
60	REGULAR
80	BUENO
100	MUY BUENO
120	MUY BUENO

⁴ Fuente: PROPIA

2.3. DISEÑO DEL MECANISMO POLEA – BANDA⁵

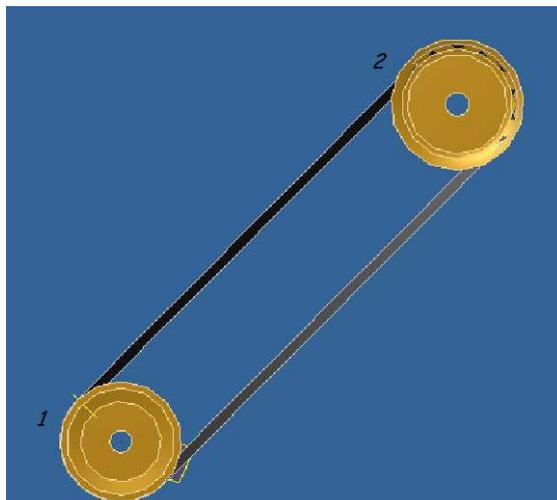


Figura 2.1.- Esquema de la relación de transmisión.

El sistema de la pulidora de engrane está dada por una transmisión sencilla que a continuación se calcula la relación.

2.3.1 RELACIÓN DE TRANSMISIÓN SENCILLA

La velocidad de salida del motor es variable (motor disponible), con lo cual haríamos variar algunas revoluciones hasta alcanzar la deseada.

$$n_1 * d_1 = n_2 * d_2 \quad \text{Ec. 2.1}$$

$$n_2 = \frac{n_1 * d_1}{d_2}$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

Donde:

n_1 = polea motriz [rpm]

d_1 = diámetro polea motriz

n_2 = polea conducida [rpm]

d_2 = diámetro polea conducida

i = relación de transmisión

⁵ ROLF LOBERT: Prontuario de Máquinas: Editorial Reverte: Barcelona-España:1984: Pág. 82

2.3.2. CÁLCULO DE LAS MASAS DE LAS POLEAS.⁶

$$V = \frac{\pi * (d_{ext}^2 - d_{int}^2) * e}{4} \quad \text{Ec. 2.2}$$

Donde:

V = volumen.

d_{ext} = diámetro exterior.

d_{int} = diámetro interior.

e = espesor.

$$\delta = \frac{m}{V} \rightarrow m = \delta \cdot V \quad \text{Ec. 2.3}$$

Donde:

δ = densidad

m = masa

V = volumen.

2.3.3 CÁLCULO DE LA MASA DE LOS ENGRANES.⁷

$$m = \frac{d}{z} \quad \text{Ec. 2.4}$$

Donde:

m = módulo

d = diámetro

z = número de dientes

$$b = 10 * m \quad \text{Ec. 2.5}$$

⁶ ROLF LOBERT; Prontuario de Máquinas; Editorial Reverte; Barcelona-España; 1984; Pág. 42

⁷ SHIGLEY J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 3ª edición: 1983; pág. 604.

Donde:

b = anchura de diente

m = módulo

$$V = \frac{\pi * (d_{ext}^2 - d_{int}^2) * e}{4} \quad \text{Ec. 2.6}$$

$$\delta = \frac{m}{V} \Rightarrow m = \delta \cdot V \quad \text{Ec. 2.7}$$

Donde:

V = volumen.

d_{ext} = diámetro exterior.

d_{int} = diámetro interior.

e = espesor.

δ = densidad.

m = masa.

V = volumen.

2.3.4 CÁLCULO DE LA INERCIA DE LAS MASAS EN MOVIMIENTO PARA EL EJE 1 Y EJE 2.⁸

$$m \cong \frac{m}{l} * l \quad \text{Ec. 2.8}$$

Donde:

m / l = masa por metro

l = longitud

$$I = \frac{m}{8} * d^2 \quad \text{Ec. 2.9}$$

⁸ SHIGLEY J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 3ª edición: 1983; pág. 897.

Donde:

I = momento de inercia cilindro macizo

m = masa

d = diámetro

Polea _{1 y 2}, Rodamiento, Engrane.

$$I = \frac{m}{8} * (d_{\text{ext}}^2 + d_{\text{int}}^2)$$

Ec. 2.10

Donde:

I = momento de inercia cilindro hueco.

m = masa.

d_{ext} = diámetro exterior.

d_{int} = diámetro interior.

$$\Sigma I = I_P + I_{R2} + I_E + I_{Ej}$$

Ec. 2.11

Donde:

ΣI = sumatoria de momentos de Inercia

I_P = momento de Inercia de la polea

I_{R2} = momento de Inercia de los rodamientos

I_E = momento de inercia del engrane

I_{Ej} = momento de inercia del eje 1

2.3.5 CÁLCULO DE LA ACELERACIÓN ANGULAR PARA EL EJE 1 Y EJE 2.⁹

$$\alpha = \frac{\omega_f - \omega_o}{t}$$

Ec. 2.12

⁹ VALLEJO P.; Física Vectorial; Editorial Rodin; Quito-Ecuador; 2007; Pág. 136.

Donde:

α = aceleración angular.

ω_f = velocidad angular final.

ω_o = velocidad angular inicial.

t = tiempo.

2.3.6 CÁLCULO DEL TORQUE PARA EL EJE 1 Y EJE 2.¹⁰

$$T = \Sigma I * \alpha \quad \text{Ec. 2.13}$$

Donde:

T = torque.

ΣI = Sumatoria de los momentos de inercia.

α = aceleración angular.

2.3.7 CÁLCULO DE LA POTENCIA PARA EL EJE 1 Y EJE 2.¹¹

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley.

$$H = \frac{T * \omega}{63000} \quad \text{Ec. 2.14}$$

Donde:

H = potencia. [Hp]

T = torque. [Lb-pulg]

ω = velocidad angular. [rpm]

2.3.8 POTENCIA REQUERIDA PARA EL SISTEMA

$$Pr = Pot_1 + Pot_2 \quad \text{Ec. 2.15}$$

¹⁰ SHIGLEY J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 3^a edición: 1983 pág. 897.

¹¹ SHIGLEY J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 3^a edición: 1983 pág. 73.

Donde:

P_r : potencia requerida.

Pot_1 : potencia del eje 1.

Pot_2 : potencia del eje 2.

2.4. CÁLCULO DE TENSIONES EN LA POLEA¹²

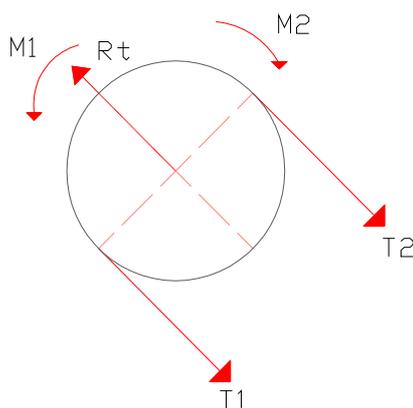


Figura 2.2.- Fuerzas que actúen en la polea.

De acuerdo a la fig. 2.2 la polea está sometido a las siguientes fuerzas:

T_1 = tensión que somete la banda en el extremo 1

T_2 = tensión que somete la banda en el extremo 2

R_t = reacción total

M_1 = momento en el extremo 1

M_2 = momento en el extremo 2

Según el análisis de Firbank, se presentara aquí un estudio simplificado en forma de un análisis convencional que ha sido empleado durante muchos años. Se supone que la fuerza de fricción o rozamiento sobre la banda es uniforme sobre todo el arco de contacto, y que las fuerzas centrífugas que aparecen en la correa pueden ser despreciadas. Entonces, la relación entre la tensión en el lado tirante

¹² SHIGLEY J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 3ª edición: 1983 pág. 802.

T_1 y la tensión en el lado flojo T_2 es la misma que en el caso de los frenos de cinta, y es:

$$T_1 = T_2 e^{f\beta} \quad \text{Ec. 2.16}$$

Donde:

f = rozamiento / polea - banda

β = Relación de transmisión 1:1 ($\beta = \pi$)

El coeficiente de fricción para el caso de caucho sobre aluminio es de 0.22.

Reemplazando f y β se tiene:

$$T_1 = 2T_2 \quad \mathbf{1} \quad T_1 > T_2 \quad m_1 > m_2$$

$$M = M_1 - M_2$$

$$M = \frac{d}{2} (T_1 - T_2) \quad \mathbf{2} \quad \text{Ec. 2.17}$$

Momento = torque

$$\frac{d}{2} (T_1 - T_2) = \text{Torque} \quad \text{Ec. 2.18}$$

Reemplazo 1 en 2

$$\frac{d}{2} \left(T_1 - \frac{T_1}{2} \right) = \text{Torque} \quad \text{Ec. 2.19}$$

2.5. CÁLCULO DE LA FUERZA EN EL ENGRANE 1

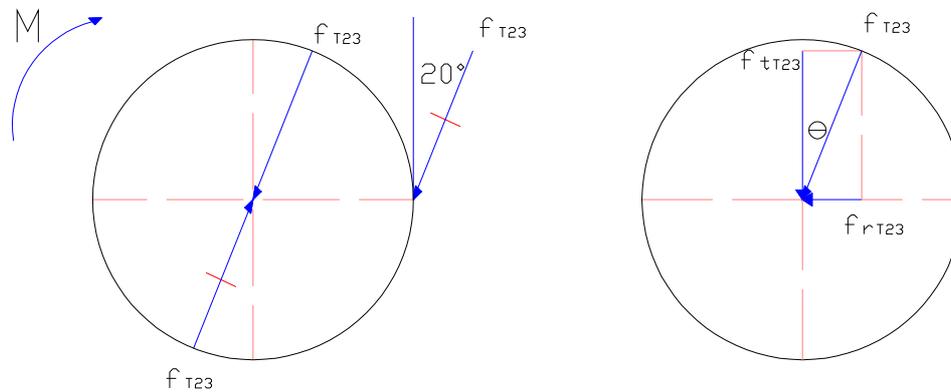


Figura 2.3.- Diagrama de fuerzas en el engranaje 1

De acuerdo a la fig. 2.3 el engrane está sometido a las siguientes fuerzas:

f_{32}^t = fuerza tangencial en el punto 23

f_{32}^r = fuerza radial en el punto 23

$$T = \frac{d}{2} \omega t \quad \text{Ec. 2.20}$$

$$M = f_{23}^t * \frac{d_2}{2}$$

$$f_{23}^t = 2 * \frac{M}{d_2}$$

$$f_{23}^t = 2 * \frac{T}{d_2} \quad \text{Ec. 2.21}$$

$$\text{Tg } 20^\circ = \frac{f_{32}^r}{f_{32}^t} \quad \text{Ec.2.22}$$

2.6 DISEÑO DEL EJE 1.

Para el diseño del eje se realiza a través del diseño estático como dinámico, utilizando el manual de Diseño Mecánico de Shigley.

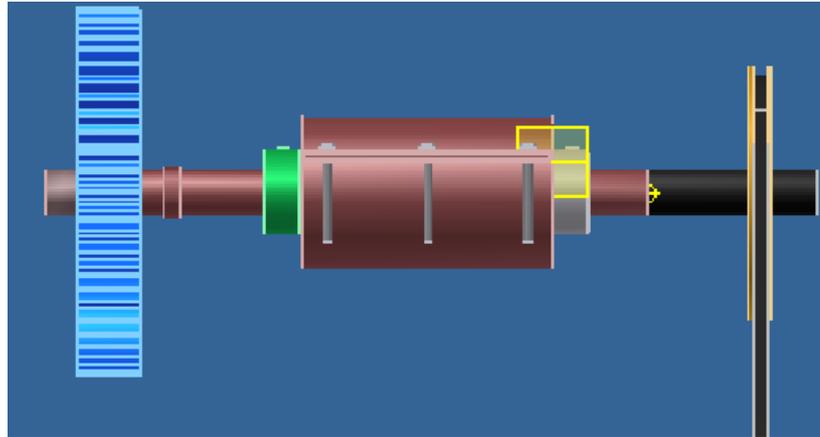


Figura 2.4.- Esquema del eje 1

2.6.1 DISEÑO ESTÁTICO

De acuerdo a la figura 2.5 el eje está sometido a las siguientes fuerzas:

T_{ay} = Fuerza que ejerce la polea en el eje y.

T_{az} = Fuerza que ejerce la polea en el eje z.

R_{By} = Reacción en el apoyo B en el eje y.

R_{Bz} = Reacción en el apoyo B en el eje z.

R_{Cz} = Reacción en el apoyo C en el eje z

R_{Cy} = Reacción en el apoyo C en el eje y

F_{3Ay} = Fuerza que ejerce el engrane 3 en el eje y.

F_{3Az} = Fuerza que ejerce el engrane 3 en el eje z.

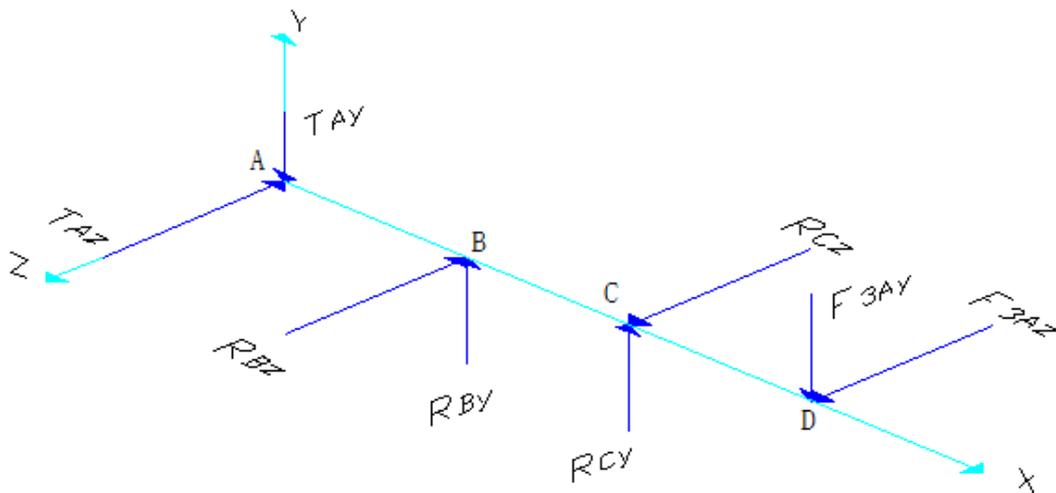


Figura 2.5.- Diagrama de cuerpo libre del eje 1.

Plano x – y

$$\square F_x = 0 \quad \text{Ec. 2.23}$$

$$\square F_y = 0 \quad \text{Ec. 2.24}$$

$$\square M_{By} = 0 \quad \text{Ec. 2.25}$$

$$T_{Ay} * AB + R_{Cy} * BC - F_{3Ay} * CD = 0$$

$$R_{Cy} = \frac{-T_{Ay} * AB + F_{3Ay} * CD}{BC} \quad \text{Ec. 2.26}$$

$$\square M_{Cy} = 0 \quad \text{Ec. 2.27}$$

$$T_{Ay} * AC - R_{By} * BC - F_{3Ay} * CD = 0$$

$$R_{By} = \frac{T_{Ay} * AB - F_{3Ay} * CD}{BC} \quad \text{Ec. 2.28}$$

Plano x – z

$$\square M_{Bz} = 0 \quad \text{Ec. 2.29}$$

$$T_{Az} * AB + R_{Cz} * BC + F_{3Az} * CD = 0$$

$$R_{Cz} = \frac{-T_{Az} * AB - F_{3Az} * CD}{BC} \tag{Ec. 2.30}$$

$$\square M_{Cz} = 0 \tag{Ec. 2.31}$$

$$T_{Az} * AC - R_{Bz} * BC + F_{3Ay} * CD = 0$$

$$R_{Bz} = \frac{-T_{Az} * AB - F_{3Az} * CD}{BC} \tag{Ec. 2.32}$$

2.6.2 CÁLCULO DE ESFUERZOS

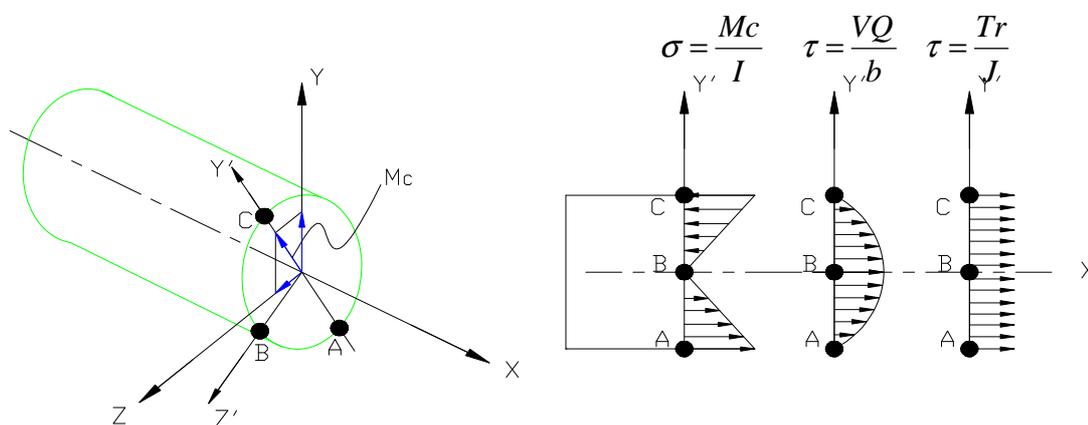
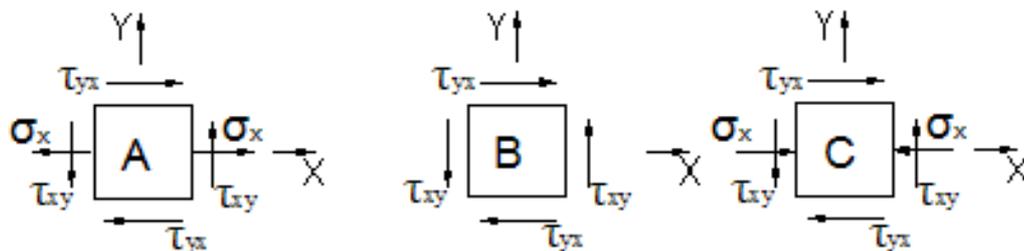


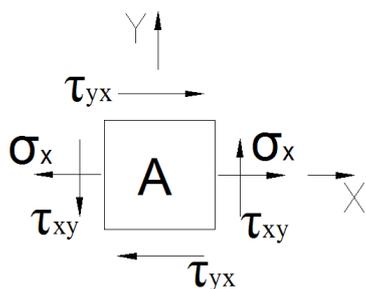
Figura 2.6.- Cálculo de esfuerzos



$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{32Mc}{\pi d^3} \tag{Ec. 2.33}$$

$$\tau_{xy} = \frac{Tr}{J} = \frac{16T}{\pi d^3} \tag{Ec. 2.34}$$

Cálculo de esfuerzos de la sección y punto crítico.



$$\sigma_{A,B} = \frac{\sigma_x}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad \text{Ec. 2.35}$$

Diseño por esfuerzos principales a corte:

$$\tau_1 = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad \text{Ec. 2.36}$$

$$\tau_1 = \sqrt{\left(\frac{32M}{2\pi d^3}\right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi d^3}\right)^2}$$

Relacionar esfuerzos principales con resistencias para determinar el parámetro requerido.

$$\tau_p^2 = \left(\frac{16M}{\pi d^3}\right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi d^3}\right)^2 \quad \text{Ec. 2.37}$$

$$\tau_p = \left(\frac{16}{\pi d^3}\right) * \sqrt{M^2 + T^2}$$

$$d = \sqrt[3]{\left(\frac{16}{\pi \tau_p}\right) * \sqrt{M^2 + T^2}}$$

$$d = \sqrt[3]{\left(\frac{16}{\pi \tau_p}\right) * \sqrt{M^2 + T^2}}$$

Diseño por esfuerzos principales normales:

Cálculo de esfuerzos de la sección y punto crítico.

$$\sigma_1 = \frac{16M}{\pi d^3} + \sqrt{\left(\frac{32M}{2\pi d^3}\right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi d^3}\right)^2} \quad \text{Ec. 2.38}$$

$$\sigma_1 = \frac{16M}{\pi d^3} + \sqrt{\left(\frac{16M}{\pi d^3}\right)^2 + \left(\frac{16T}{\pi d^3}\right)^2}$$

Relacionar esfuerzos principales con resistencias para determinar el parámetro requerido.

$$\sigma_1 = \frac{16}{\pi d^3} (M + \sqrt{M^2 + T^2}) = \sigma_p$$

$$d = \sqrt[3]{\left(\frac{16}{\sigma_p * \pi}\right) * (M + \sqrt{M^2 + T^2})}$$

Ec. 2.39

2.6.3 DISEÑO DINÁMICO

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$S_e = S_e' * K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f$$

Ec. 2.40

$$S_e' = 0.5 S_{ut}$$

Ec. 2.41

Donde:

S_e : límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

K_a : factor de superficie.

K_b : factor de tamaño.

K_c : factor de confiabilidad.

K_d : factor de temperatura.

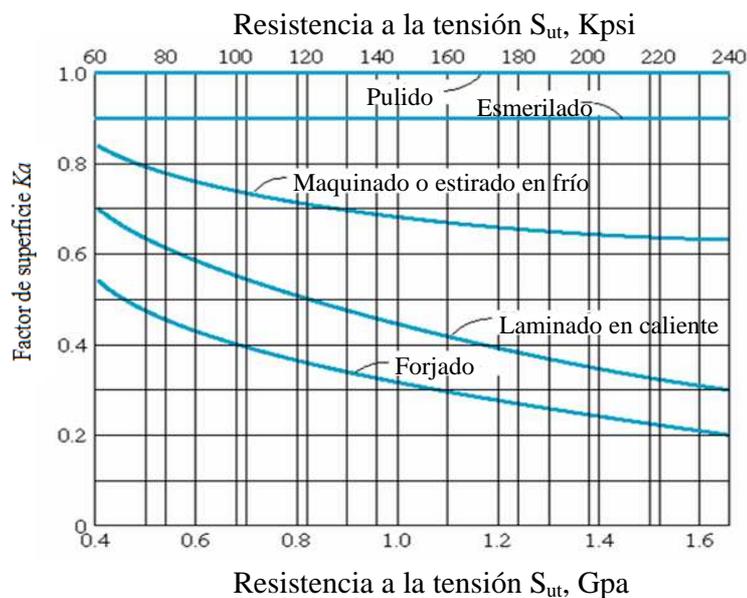
K_e : factor de modificación por concentración de esfuerzos.

K_f : factor de efectos diversos.

S_e' : límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria.

S_{ut} : resistencia última a la tracción.

- **Factor de acabado superficial k_a .**- Este factor se determina en la Fig. 7-10 (pág. 309 de Shigley), el cual se muestra a continuación.



- **Factor de corrección por tamaño k_b**

Flexión, Torsión o ambos

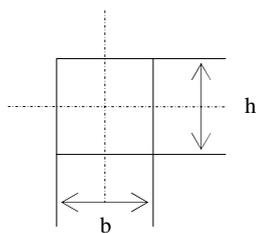
$$k_b = 0.869 \cdot d^{-0.097} \quad \text{Si} \quad 0.3'' < d < 10''$$

$$k_b = 1 \quad \text{Si} \quad d \leq 0.3''$$

$$k_b = 1.189 \cdot d^{-0.097} \quad \text{Si} \quad 8\text{mm} < d < 250\text{mm}$$

Ec. 2.42

Para elementos rectangulares, se determina un diámetro equivalente:



$$d = \sqrt{\frac{0.05 \cdot h \cdot b}{0.0766}}$$

$$k_b = 0.869 \cdot d^{-0.097} \quad \text{Si} \quad 0.3'' < d < 10''$$

$$k_b = 1 \quad \text{Si} \quad d \leq 0.3''$$

$$k_b = 1.189 \cdot d^{-0.097} \quad \text{Si} \quad 8\text{mm} < d < 250\text{mm}$$

Para elementos de otras secciones ver la Fig. 7.15 del Manual de Shigley.

Carga Axial

Realizando pruebas en viga axial:

$$Se' = 19.2 + 0.314Suc \quad \text{si } Suc \geq 60$$

Si se emplea esta fórmula, entonces $k_b = 1$

Realizando pruebas de viga rotatoria:

$$k_b = \begin{cases} 0.71 & \text{cuando se hacen pruebas} \\ 0.6 & \text{cuando no se hacen pruebas (valores de tablas)} \end{cases}$$

Para este caso el valor de Se' se determina según la siguiente Tabla:

Tabla 2.2.- Valor del límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria

MATERIAL	RELACIÓN	CONDICIÓN
Dúctil	$Se' = 0.5Sut$	$Su_t \leq 200Kpsi$
	$Se' = 100Kpsi$	$Su_t > 200Kpsi$
Frágil	$Se' = 0.45Sut$	$Su_t \leq 88Kpsi$
	$Se' = 40Kpsi$	$Su_t > 88Kpsi$

Fuente: Shigley

- **Factor de Confiabilidad k_c .**- Se determina según la siguiente Tabla 2.3.

Tabla 2.3.- Valor de la Confiabilidad

Confiabilidad	Factor de Confiabilidad k_c
0.50	1.000
0.90	0.897
0.95	0.868
0.99	0.814
0.999	0.753
0.999 9	0.702
0.999 99	0.659
0.999 999	0.620
0.999 999 9	0.584
0.999 999 99	0.551
0.999 999 999	0.520

Fuente: Shigley

Si el problema no especifica alguna confiabilidad, se asume $R = 50\%$ y $K_c = 1$

- **Factor de corrección por temperatura k_d .**- Se determina según las siguientes fórmulas:

$$\begin{aligned} k_d &= 1 \quad \text{Si } T \leq 450^\circ\text{C} \text{ (840}^\circ\text{F)} \\ k_d &= 1 - (5.8 \cdot 10^{-3}) * (T - 450) \quad \text{Si } 450^\circ\text{C} < T \leq 550^\circ\text{C} \\ k_d &= 1 - (3.2 \cdot 10^{-3}) * (T - 840) \quad \text{Si } 840^\circ\text{F} < T \leq 1020^\circ\text{F} \end{aligned}$$

- **Factor de concentración de esfuerzos K_e .**- Los elementos mecánicos tienen: agujeros, ranuras, muescas u otras clases de discontinuidades, los cuales aumentan el esfuerzo, de acuerdo a las fórmulas siguientes:

$$\sigma_{\max} = k_t \cdot \sigma_o \quad \text{y} \quad \tau_{\max} = K_{ts} \cdot \tau_o$$

Los valores de K_t y K_{ts} se determinan en la Tabla A - 26 del anexo del Manual de Shigley.

En *diseño estático* los materiales dúctiles no experimentan concentrador de tensiones; pero, los aceros de alta resistencia y baja ductilidad, aceros endurecidos superficialmente, y los materiales frágiles si les afecta el concentrador de tensiones.

No se aplica el valor total de k_t o k_{ts} directamente, sino un valor reducido de k_t o k_{ts} igual a k_{ft} o k_{fs} .

$$k_f = 1 + q(k_t - 1), \quad \text{ó} \quad k_{fs} = 1 + q_s(k_{ts} - 1)$$

Donde:

$$k_e = \frac{1}{k_f}, \quad \text{ó} \quad k_{es} = \frac{1}{k_{fs}}$$

A flexión o carga axial:

$$k_e = \frac{1}{k_f} = \frac{1}{1 + q(k_t - 1)}$$

Donde, q = sensibilidad a la ranura o entalles a flexión

Si $q = 0$ $k_t = 1$

Si $q = 1$ $k_f = k_t$

A torsión:

$$k_{es} = \frac{1}{k_{fs}} = \frac{1}{1 + q_s(k_{ts} - 1)}$$

Donde:

q_s = sensibilidad a la ranura o entalles a torsión

Si $q_s = 0$ $k_{fs} = 1$

Si $q_s = 1$ $k_{fs} = k_{ts}$

En el caso de flexión y torsión, el factor sería: $k_e = k_{ef} * k_{es}$.

El valor de q se obtiene de las figuras: Fig. 7-18 (cargas axial y flexión) y Fig. 7-19 (torsión) del Manual de Shigley.

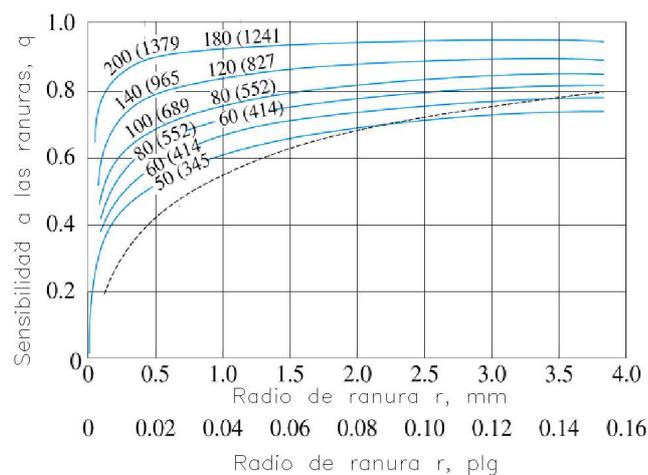


Figura 2.8.- Diagrama de sensibilidad a las ranuras para aceros y aleaciones de aluminio y hierro forjado sometidos a cargas flexionantes o axiales invertidas alternativamente.

Nota:

Para los materiales frágiles la sensibilidad es baja, $0 \leq q \leq 0.2$

Para hierros fundidos $q = 0.2$

- **Factor de efectos diversos k_c .**- No se dispone de valores reales de k_f de efectos residuales remanentes, corrosión, recubrimiento electrolítico, metalizado por aspersion, etc. Se considera este valor solo en el caso de análisis de engranes, como un mejoramiento al límite de resistencia a la fatiga ($k_f > 1$), por lo tanto, en general se considera $k_f = 1$.

A continuación se indica el gráfico del diagrama en el que se indica la línea modificada de Goodman, para esfuerzos normales puros: tensión y compresión.

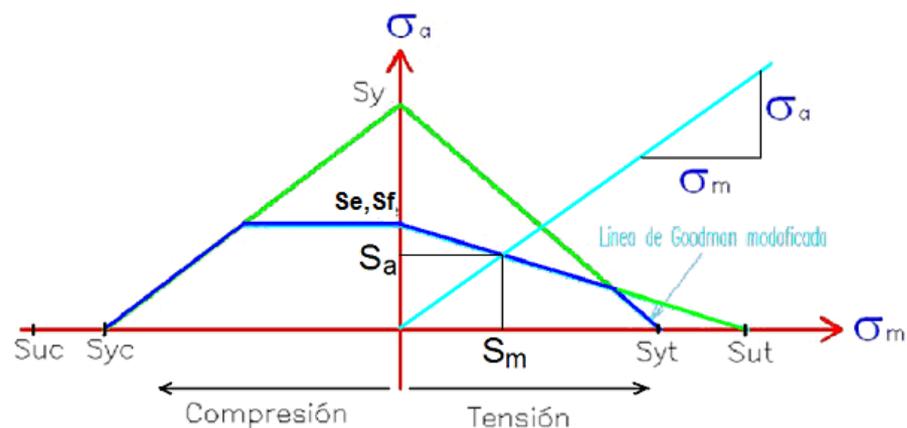


Figura 2.9.- Diagrama en el que se indica la línea de Goodman

$$Ec.1 \quad S_a = -\frac{S_e}{S_{ut}} * S_m + S_e \quad \text{Línea de Goodman Modificado} \quad \text{Ec. 2.43}$$

$$Ec.2 \quad S_a = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} * S_m \quad \text{Línea de Esfuerzos} \quad \text{Ec. 2.44}$$

Este diagrama es el que se empleará para fines de diseño; tanto para vida finita como para vida infinita.

En este caso el factor de seguridad será:

$$n = \frac{S_a}{\sigma_a} = \frac{S_m}{\sigma_m} \quad \text{Fatiga} \quad \text{Ec. 2.45}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{\text{máx}}} \quad \text{Estático}$$

Ec.2 en Ec.1

$$S_m = \frac{S_e}{\frac{\sigma_a}{\sigma_m} + \frac{S_e}{S_{ut}}} \quad \text{Ec. 2.46}$$

2.7. CÁLCULO DE LA FUERZA EN EL ENGRANE 2

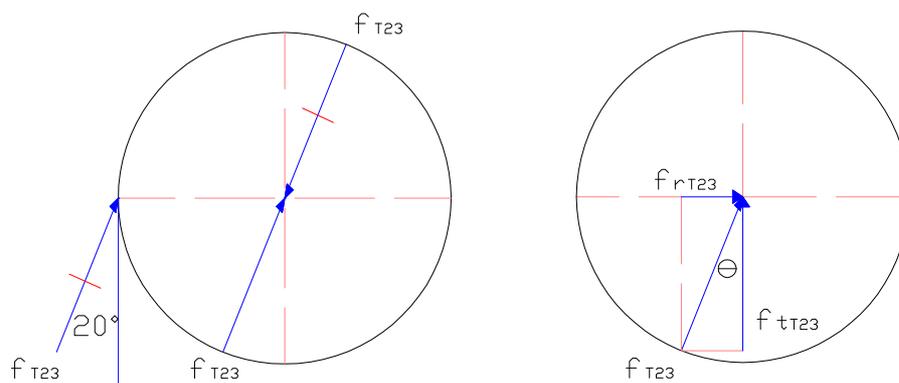


Figura 2.10.- Diagrama de fuerzas en el engranaje 2

$$T = \frac{d}{2} \omega t$$

$$f_{23}^t = 2 * \frac{T}{d_2} \quad \text{Ec. 2.47}$$

$$\text{Tg } 20^\circ = \frac{f_{23}^r}{f_{23}^t}$$

$$f_{23}^r = \text{tg } 20^\circ * f_{23}^t \quad \text{Ec. 2.48}$$

2.8 DISEÑO DEL EJE 2.

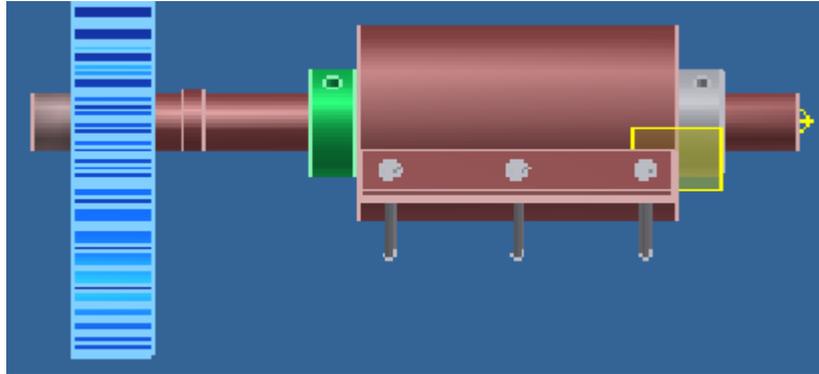


Figura 2.11.- Esquema del eje 2

2.8.1 DISEÑO ESTÁTICO

De acuerdo a la figura 2.12 el eje está sometido a las siguientes fuerzas:

R_{By} = Reacción en el apoyo B en el eje y.

R_{Bz} = Reacción en el apoyo B en el eje z.

R_{Cz} = Reacción en el apoyo C en el eje z

R_{Cy} = Reacción en el apoyo C en el eje y

F_{23Ay} = Fuerza que ejerce el engrane 2 en el eje y.

F_{23Az} = Fuerza que ejerce el engrane 2 en el eje z.

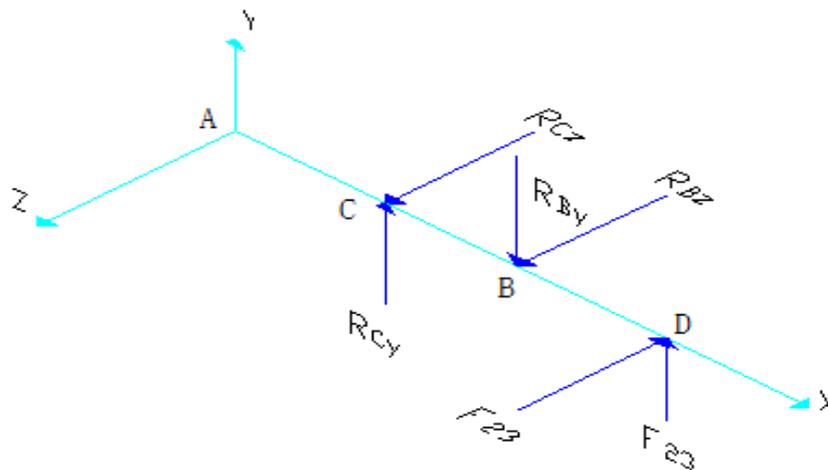


Figura 2.12.- Diagrama de cuerpo libre del eje 2.

Plano x – y

$$\square F_x = 0 \quad \text{Ec. 2.49}$$

$$\square F_y = 0 \quad \text{Ec. 2.50}$$

$$\square M_{By} = 0 \quad \text{Ec. 2.51}$$

$$f_{23}^t * AB - R_{Cy} * BC = 0$$

$$R_{Cy} = \frac{f_{23}^t * AB}{BC} \quad \text{Ec. 2.52}$$

$$\square M_{Ay} = 0 \quad \text{Ec. 2.53}$$

$$R_{Ay} * BC - f_{23}^t * AC = 0$$

$$R_{Ay} = \frac{f_{23}^t * AC}{BC} \quad \text{Ec. 2.54}$$

Plano x – z

$$\square M_{Cz} = 0 \quad \text{Ec. 2.55}$$

$$R_{Bz} * BC - f_{23}^r * AC = 0$$

$$R_{Bz} = \frac{f_{23}^r * AC}{BC} \quad \text{Ec. 2.56}$$

$$\square M_{Bz} = 0 \quad \text{Ec. 2.57}$$

$$R_{Cz} * BC + f_{23}^r * AC = 0$$

$$R_{Cz} = \frac{-f_{23}^r * AC}{BC} \quad \text{Ec. 2.58}$$

2.9 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

2.9.1 SOLICITACIÓN ESTÁTICA DE LOS RODAMIENTOS

En base a los cálculos que presenta el catálogo FAG se procederá a seleccionar los rodamientos.

El tamaño del rodamiento se calcula mediante la fórmula:

$$C_o = f_s \cdot P_o [Kg] \quad \text{Ec. 2.59}$$

C_o = capacidad de carga estática. Esta es en los rodamientos axiales una carga radial, en los axiales, una carga axial tal, que la deformación permanente producida en los puntos de contacto entre los cuerpos rodantes y los caminos de rodadura sea igual a 1/10000 del diámetro de dichos cuerpos rodantes.

f_s = factor de seguridad estáticos. Los valores son los siguientes:

$f_s = 1,2$ hasta $2,5$ para solicitaciones elevadas.

$f_s = 0,8$ hasta $1,2$ para solicitaciones normales.

$f_s = 0,5$ hasta $0,8$ para solicitaciones pequeñas.

P_o = carga estática equivalente (Kg). Esta es, en los rodamientos radiales, una carga radial ficticia, en los rodamientos axiales, una carga axial ficticia que, referida a la deformación permanente, tiene el mismo efecto que la carga real que actúa sobre el rodamiento.

Se calcula con la siguiente fórmula:

$$P_o = X_o \cdot F_r + Y_o \cdot F_a [Kg] \quad \text{Ec. 2.60}$$

En donde:

F_a = carga axial (Kg)

F_r = carga radial

X_o = factor radial.

Y_o = factor axial.

2.9.2 SOLICITACIÓN DINÁMICA DE LOS RODAMIENTOS

El tamaño del rodamiento se calcula con la siguiente ecuación:

$$C = \frac{f_L}{f_n \cdot f_H} P [Kg] \quad \text{Ec. 2.61}$$

C = capacidad de carga dinámica.

f_L = factor de esfuerzos dinámicos.

f_n = factor de velocidad, que depende del número de revoluciones.

fH = factor de dureza, que está en función a la temperatura de servicio.

P = carga dinámica equivalente (Kg).

Esta carga dinámica se obtiene con la siguiente fórmula:

$$P = X.F_r + Y.F_a \quad \text{Ec. 2.62}$$

Siendo:

Fr = carga radial [Kg]

Fa = carga axial [Kg]

X = factor radial.

Y = factor axial.

2.10 SELECCIÓN DEL MOTOR¹³

El motor a seleccionar debe cumplir la potencia requerida (P_r) para accionar los elementos móviles de la máquina, además de vencer las fuerzas de fricción de los mismos.

Se considera situaciones de sistemas mecánicos en malas condiciones como bandas mal tensadas, mal anclaje del motor y vibraciones excesivas, además de prolongadas horas de operación, numerosos arranques y malas instalaciones eléctricas, se recomienda un factor de servicio de 1.5.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$P_m = P_r * F_s \quad \text{Ec. 2.63}$$

Donde:

P_m : potencia del motor.

P_r : potencia requerida.

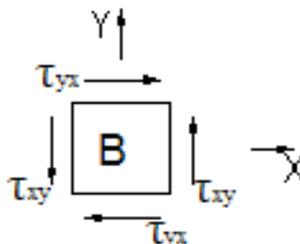
F_s : factor de servicio.

¹³ SHIGLEY J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 3ª edición: 1983 pág. 813.

2.11 DISEÑO DE LA POLEA¹⁴

2.11.1 DISEÑO ESTÁTICO

Para el diseño de la polea solo se considera el diseño estático.



$$\tau_{xy} = \frac{Tr}{J}$$

$$J = \frac{\pi}{32} (d^4 - d_i^4)$$

Ec. 2.64

$$\eta = \frac{S_{sy}}{\tau_{xy}} = \frac{0.577 S_y}{\tau_{xy}}$$

Donde:

T = torsión

r = radio externo

J = momento polar de inercia.

d = diámetro externo

d_i = diámetro interno

La máxima resistencia a tracción del aluminio es de 160-200 N/mm² en estado puro, y de 1400-6000 N/mm² en estado aleado.

2.12 SELECCIÓN DE LA BANDA Y POLEA¹⁵

La máquina pulidora de engrane se utilizará solo una banda trapecial en V, ya que trabajan con poleas pequeñas y distancias entre centros cortas.

¹⁴ SHIGLEY J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 3^a edición: 1983 pág. 73.

¹⁵ SHIGLEY J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 3^a edición: 1983 pág. 804-813.

2.12.1 DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA DE DISEÑO DE LA BANDA.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$P_d = f * P_m \quad \text{Ec. 2.65}$$

Donde:

P_d = potencia de diseño.

f = factor de servicio de sobrecarga 1.

P_m = potencia del motor.

2.12.2 DETERMINACIÓN DEL ÁNGULO DE CONTACTO DE LA BANDA.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$\theta_s = 2 \cos^{-1} \left(\frac{D - d}{2c} \right) \quad \text{Ec. 2.66}$$

Donde:

θ_s = ángulo de contacto de la banda.

D = diámetro de la polea mayor.

d = diámetro de la polea menor.

c = distancia entre los centros de las poleas.

2.12.3 DETERMINACIÓN DE LA LONGITUD DE LA BANDA.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$L_p = 2c + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4c} \quad \text{Ec. 2.67}$$

Donde:

L_p = longitud de paso (o efectiva) de la banda.
 D = diámetro de la polea mayor.
 d = diámetro de la polea menor.
 c = distancia entre los centros de las poleas.

Para determinar el perímetro interior de la banda; se calcula utilizando la siguiente ecuación, con factor de aumento de longitud 1.3 según tabla.

Según el Manual de Diseño Mecánico de Shigley:

$$L' = L_p - 1.3$$

Ec. 2.68

Donde:

L' = perímetro interior de la banda.

L_p = longitud de paso (o efectiva) de la banda.

Por lo tanto para la selección de la banda se toma en cuenta la fig. 2.13 y se determinará el de tipo A.

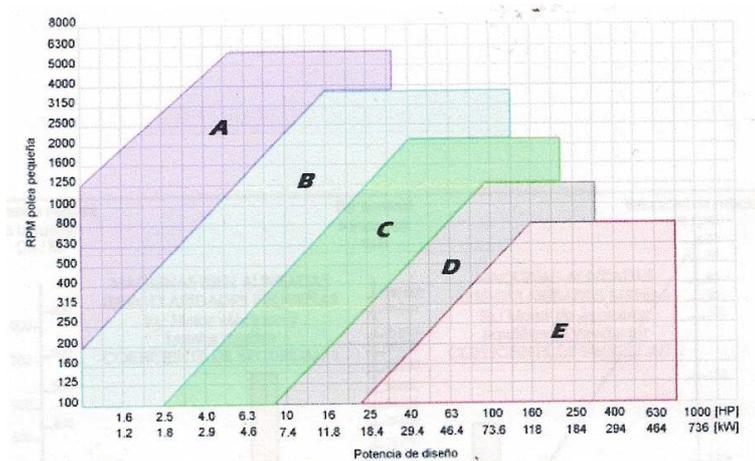


Figura 2.13.- Gráfico de tipo de banda.¹⁶

Para la selección de la polea de acuerdo a la tabla 2.4.

¹⁶ Catalogo Roflex

Tabla 2.4.- Designaciones normales para bandas trapeciales o en V

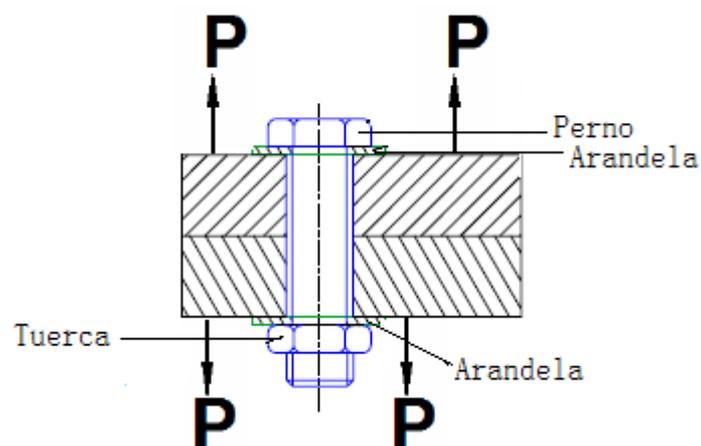
TIPO	SECCIÓN TRANSVERSAL	DIAMETRO MINIMO DE POLEA	NORMA
Común para servicio pesado	A	3.0[plg]	ANSI/RMA-1P-20-1977
	B	5.4[plg]	
	C	9.0[plg]	
	D	13.0[plg]	
	E	21.0[plg]	
Común SI para servicio pesado	13C	80[mm]	ANSI/RMA-1P-20-1977
	16C	140[mm]	
	22C	224[mm]	
	32C	355[mm]	

Fuente: SHIGLEY J.

2.13 SELECCIÓN DE LOS PERNOS¹⁷

Para el diseño se tomará en consideración los pernos que sujetan al motor con el perfil. El perno superior está sometido a tensión y el perno inferior a corte.

2.13.1 PERNOS SOMETIDOS A TENSIÓN

**Figura 2.14.-** Fuerza sometida a tensión sobre el tornillo.

¹⁷ SHIGLEY J; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; 3^a edición: 1983 pág. 393,395,398,399

$$F_b = \frac{K_b P}{K_b + K_m} + F_i \quad \text{Ec. 2.69}$$

Donde:

F_i = Precarga

K_m = módulo de rigidez de los miembros de la junta soldada.

K_b = constante de rigidez del perno.

P = carga exterior.

El módulo de rigidez del perno se calcula con la siguiente ecuación:

$$K_b = \frac{AE}{l} = \frac{\pi * d^2 E}{4l} \quad \text{Ec. 2.70}$$

Donde:

d = diámetro mayor [m]

E = módulo de elasticidad [kgf/m²].

l = longitud de agarre del perno [m].

El módulo de rigidez de los miembros de la junta atornillada K_m

$$K_m = \frac{\pi E d}{2 \ln \left\{ 5 \left[\frac{l + 0.5d}{l + 2.5d} \right] \right\}} \quad \text{Ec. 2.71}$$

Para simplificar el cálculo se ha determinado la constante C :

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} \quad \text{Ec. 2.72}$$

La condición para seguridad de la precarga debe estar en el intervalo:

$$CP < F_i < A_t S_y$$

A_t = área de esfuerzos a la tensión, que se obtiene de la tabla 8-1 del Manual de

Diseño Mecánico de Shigley.

S_y = resistencia a la fluencia que se obtiene de la tabla 8-5 del mismo libro.

Para asegurar el correcto funcionamiento de la junta atornillada la precarga debe estar en el intervalo mostrado a continuación.

$$0.6F_p \leq F_i \leq 0.9F_p \quad \text{Ec. 2.73}$$

F_p = precarga de prueba y es igual a:

$$F_p = A_t \cdot S_p \quad \text{Ec. 2.74}$$

S_p = resistencia a la prueba que se encuentra en la tabla 8-5 del Manual de Shigley.

El factor de seguridad η se calcula con la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{A_t S_y - F_i}{C * P} \quad \text{Ec. 2.75}$$

2.13.2 PERNOS SOMETIDOS A CORTE

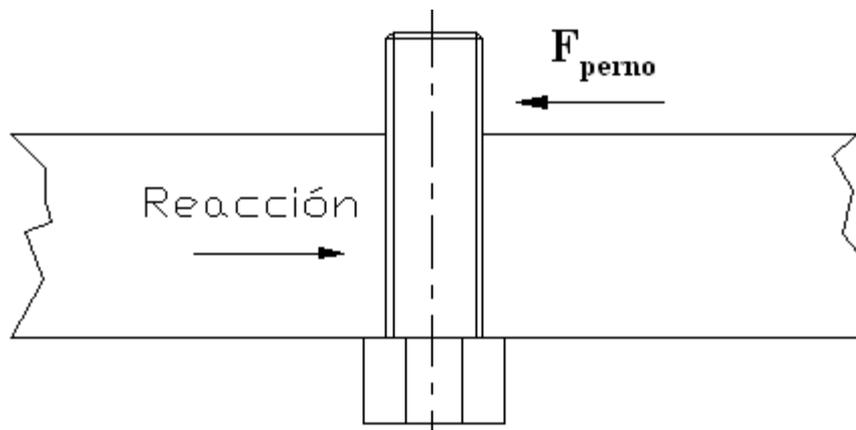


Figura 2.15.- Fuerza cortante sobre el tornillo.

El esfuerzo cortante a que está sometido un perno es:

$$\tau = \frac{F_{\text{perno}}}{A} = \frac{4F_{\text{perno}}}{\pi d^2} \quad \text{Ec. 2.76}$$

Donde:

d = diámetro del perno.

F_{Perno} = fuerza que soporte cada perno.

A = área de corte.

La resistencia de fluencia al corte se obtiene con la ecuación 2.77:

$$S_{sy} = 0.577 S_y \quad \text{Ec. 2.77}$$

Finalmente el factor de seguridad es:

$$\eta = \frac{S_{sy}}{\tau} \quad \text{Ec. 2.78}$$

2.14 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

Las cargas que soportará la estructura son el peso de la antena y el motor; se considerará que los travesaños principales soportarán las cargas. La carga de la antena se distribuye como una carga puntual en la mitad de cada travesaño dividido para 2 para su análisis, además se considerará al elemento como una viga empotrada.

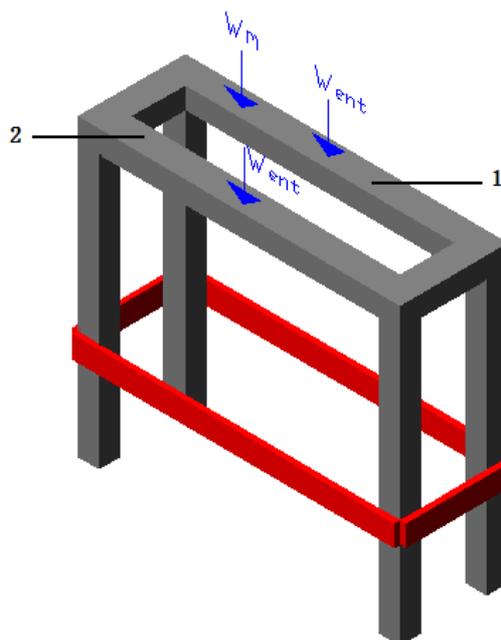


Figura 2.16.- Fuerzas que actúen en la estructura

2.14.1 CÁLCULO DEL PERFIL 1.¹⁸

Se considera que esta empotrada en los extremos como se indica en la figura 2.17.

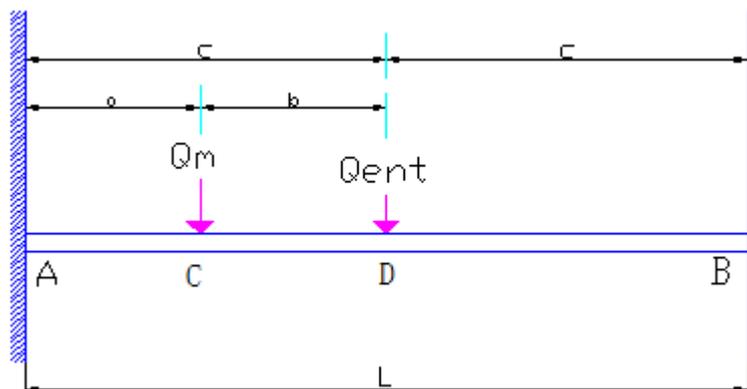


Figura 2.17.- Diagrama de las cargas sobre el perfil 1

2.14.1.1 Cálculo de reacciones y momentos

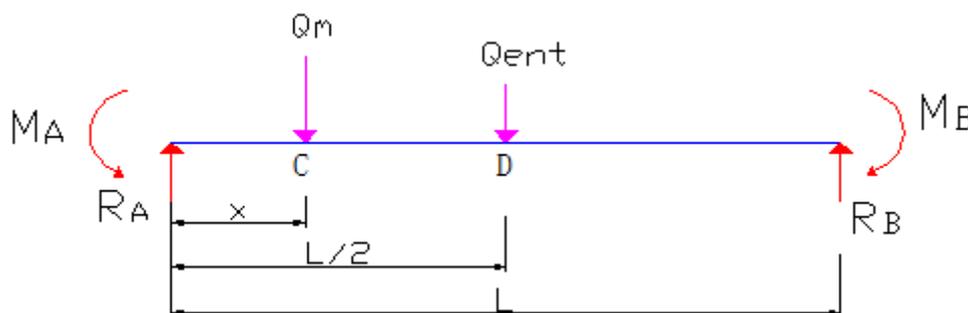


Figura 2.18.- Diagrama de cuerpo libre del perfil 1

Para el cálculo de las reacciones en los extremos y momentos en los extremos se realizan mediante ecuaciones siguientes:

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_A - Q_m - Q_{ent} + R_B = 0$$

Ec. 2.79

$$\Sigma M_A = 0$$

¹⁸ TIMOSHENKO; Resistencia de Materiales; Editorial San Marcos; pág. 76-78.

$$Q_m * AC + Q_{ent} * AD - R_B * AB = 0$$

$$R_B = \frac{Q_m * AC + Q_{ent} * AD}{AB} \quad \text{Ec. 2.80}$$

$$M_A = R_B * AB - Q_{ent} * AD - Q_m * AC \quad \text{Ec. 2.81}$$

$$M_B = R_A * AB - Q_m * CB - Q_{ent} * DB \quad \text{Ec. 2.82}$$

Donde:

R_A = Reacción en el apoyo A.

R_B = Reacción en el apoyo B.

M_A = Momento en el apoyo A.

M_B = Momento en el apoyo B.

Q_m = Carga del motor.

Q_{ent} = Carga de la entenalla.

$c = L/2$ = mitad de la longitud total.

$a = x$ = longitud desde el extremo hasta la carga.

b = longitud desde la carga del motor hasta la carga de la entenalla.

2.14.1.2 Cálculo del factor de seguridad

Para el cálculo se obtiene el momento flector máximo y determinamos el perfil que vamos a utilizar:

El perfil seleccionado es cuadrado de acero de 36ksi o 250Mpa.

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{S_{xx}} \quad \text{Ec. 2.83}$$

$$\square = \frac{S_y}{\sigma} \quad \text{Ec. 2.84}$$

Donde:

σ : Esfuerzo

M_{\max} : Momento flector máximo

S_y : Resistencia a la fluencia

S_{xx} : Momento de inercia o módulo de la sección.

\square : Factor de seguridad

2.14.2 CÁLCULO DEL PERFIL 2.¹⁹

Se considera que esta empotrada en los extremos como se indica en la figura 2.19.

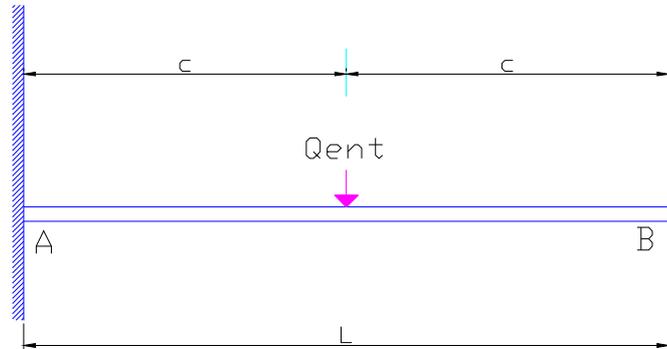


Figura 2.19.- Diagrama de las cargas sobre el perfil 2

2.14.2.1 Cálculo de reacciones y momentos

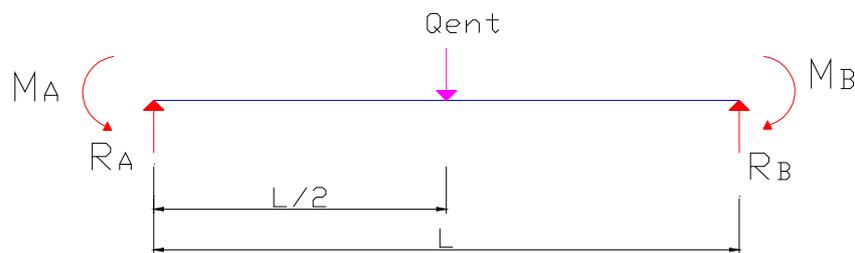


Figura 2.20.- Diagrama de cuerpo libre del perfil 2

Para el cálculo de las reacciones en los extremos y momentos en los extremos se realizan mediante ecuaciones resueltas en Resistencia de Timoshenko.

$$R_A = R_B = \frac{Q_{ent}}{2} \quad \text{Ec. 2.85}$$

$$M_A = M_B = -\frac{Q_{ent} * L}{8} \quad \text{Ec. 2.86}$$

¹⁹ TIMOSHENKO; Resistencia de Materiales; Editorial San Marcos; pág. 76-78.

Donde:

R_A = Reacción en el apoyo A.

R_B = Reacción en el apoyo B.

M_A = Momento en el apoyo A.

M_B = Momento en el apoyo B.

Q_{ent} = Carga de la entenalla.

$c = L/2$ = mitad de la longitud total.

2.14.2.2 Cálculo del factor de seguridad

Para el cálculo del factor de seguridad del perfil 2 se obtiene de las ecuaciones 2.83 y 2.84 que es igual al cálculo del perfil 1 lo único que cambia es el momento flector máximo.

2.14.3 CÁLCULO DEL PERFIL VERTICAL.²⁰

Se considera que esta empotrada en los extremos como se indica en la figura 2.19 y se lo realizará mediante estabilidad.

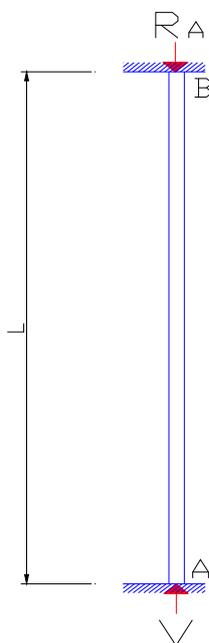


Figura 2.21.- Diagrama de las cargas sobre el perfil vertical

²⁰ AISC: Manual of Steel Construction: Capítulos 3, 5.

Se utiliza la fórmula de la esbeltez que está determinado por la siguiente ecuación:

$$\lambda = \frac{K * L}{r_{\min}} \quad \text{Ec. 2.87}$$

Donde:

λ = esbeltez.

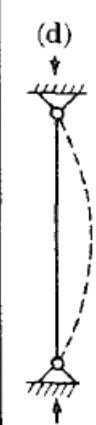
K = Coeficiente de apoyo.

L = longitud de la columna.

r_{\min} = radio mínimo

De acuerdo a la tabla 2.5 se determina el coeficiente de apoyo.

Tabla 2.5.- Para determinar el coeficiente de apoyo

Buckled shape of column is shown by dashed line	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
						
Theoretical K value	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Recommended design value when ideal conditions are approximated	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	2.0
End condition code	   	Rotation fixed and translation fixed Rotation free and translation fixed Rotation fixed and translation free Rotation free and translation free				

Con valor de la esbeltez se determina el valor del esfuerzo admisible de compresión F_a que se encuentra en el manual de la AISC en la página 3-16.

De la relación:

$$f_a = \frac{R_A}{A}$$

Ec. 2.88

Donde:

f_a = esfuerzo real de compresión

R_A = fuerza de compresión

A = área

Siendo el factor de índice de trabajo:

$$I_a = \frac{f_a}{F_a} \leq 1$$

Ec. 2.89

Condición para que no falle el perfil.

CAPÍTULO 3

PREFACTIBILIDAD

3.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

La construcción de una máquina pulidora de engranes tiene como objetivo proporcionar engranajes con un acabado superficial de calidad, esto dirigido al Laboratorio de máquinas-herramientas de la EPN además de las metalmecánicas que fabrican engranes tallados en fresa.

Actualmente en el campo metalmecánico generalmente no se cuenta con una maquina pulidora de engranes que sean económicamente accesibles y de buenos resultados por tanto, el diseño y construcción de la máquina pulidora de engranes encaminado al mercado nacional.

3.2 ESTUDIO DE MERCADO

Como primer paso en el diseño de la pulidora de engranes se debe determinar como el producto satisficera las necesidades del Laboratorio de máquinas herramientas y tener una buena acogida en el mercado. Para obtener estos datos se elabora una encuesta, la cual consta de 8 preguntas las mismas que están dirigidas al personal del laboratorio y los fabricantes de engranes.

El estudio de mercado permite determinar la realización del diseño en base a las necesidades que tiene el fabricante.

3.3 ENCUESTAS REALIZADAS

Ver anexo 1.

3.4 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS EN LAS ENCUESTAS

La encuesta ha sido dirigida al Laboratorio de máquinas herramientas y metalmecánicas que fabrican engranajes rectos como helicoidales. Han sido encuestadas 38 personas que elaboran en ellas.

Pregunta 1.- ¿Qué cantidad de engranajes fabrica mensualmente?

Se grafica el número de engranajes que se fabrica mensualmente en las encuestas, para cada tipo.

RECTOS

PERSONAS	C/MENSUAL
14	5
12	10
4	8
4	2
2	7
2	6
38	

HELICOIDALES

PERSONAS	C/MENSUAL
12	2
7	8
6	1
5	4
4	0
2	20
2	10
38	

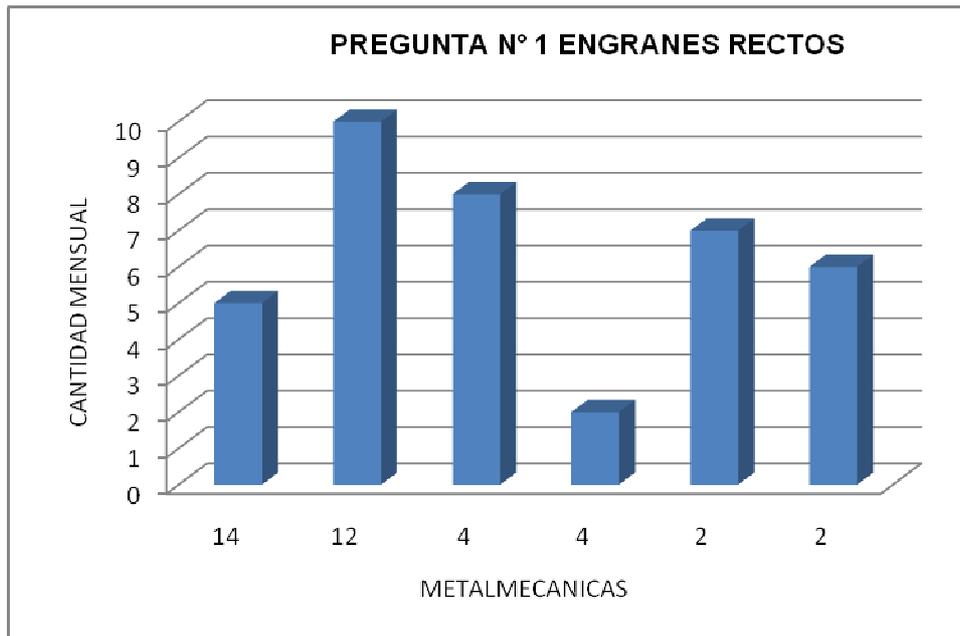


Figura 3.1.- Porcentajes Pregunta 1 Engranés Rectos.

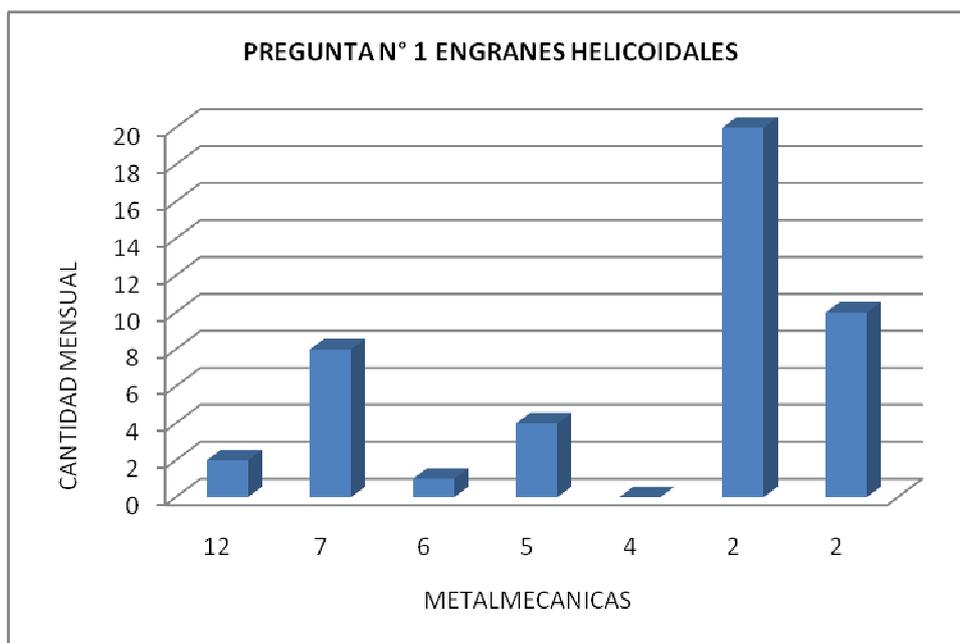


Figura 3.2.- Porcentajes Pregunta 1 Engranés Helicoidales.

Pregunta 2.- ¿Qué módulos comúnmente utiliza?

En este caso las 38 personas que fabrican engranajes utilizan desde módulos 0,75 hasta 3,75

MODULOS	
3.75	3
3.5	4
3	38
2,75	4
2.5	15
2	12
1.5	10
1	6
0.75	2

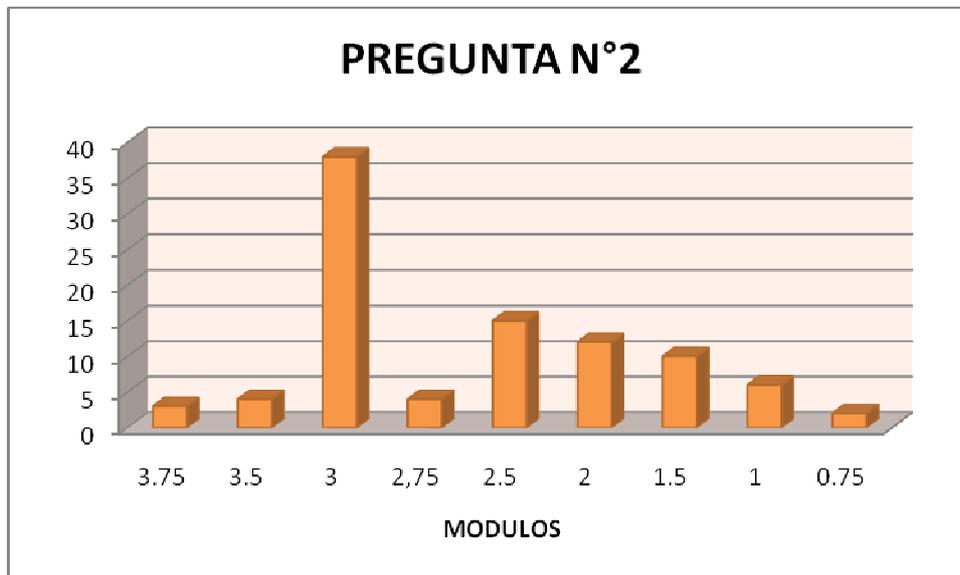


Figura 3.3.- Porcentajes Pregunta 2

Pregunta 3.- ¿Qué material utiliza para fabricar engranes?

De los encuestados nos indicaron que el material que más utilizan es el E7210 para fabricar sus engranajes.

MATERIAL	
E7210	31,5%
E410	15,8%
Aluminio	5,30%
K100	10,50%
K705	5,30%
Bronce	21,10%
Eje transmisión	10,50%

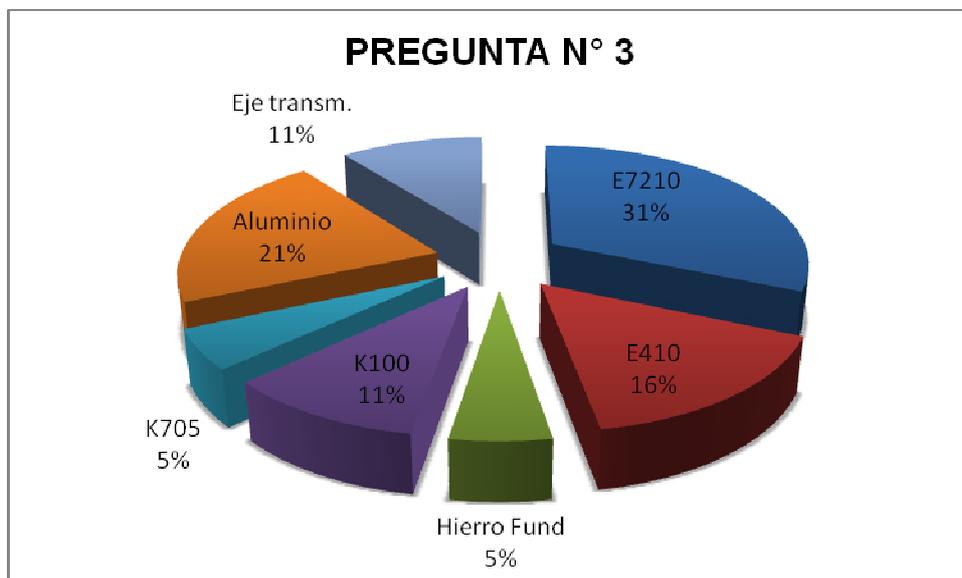


Figura 3.4.- Porcentajes Pregunta 3

Pregunta 4.- ¿Dónde realiza el pulido de los flancos de sus engranes?

Las personas encuestadas nos indicaron que lo realizan en su propio taller.

PROPIO TALLER	36
EMPRESA	0
NO LO HACE	2

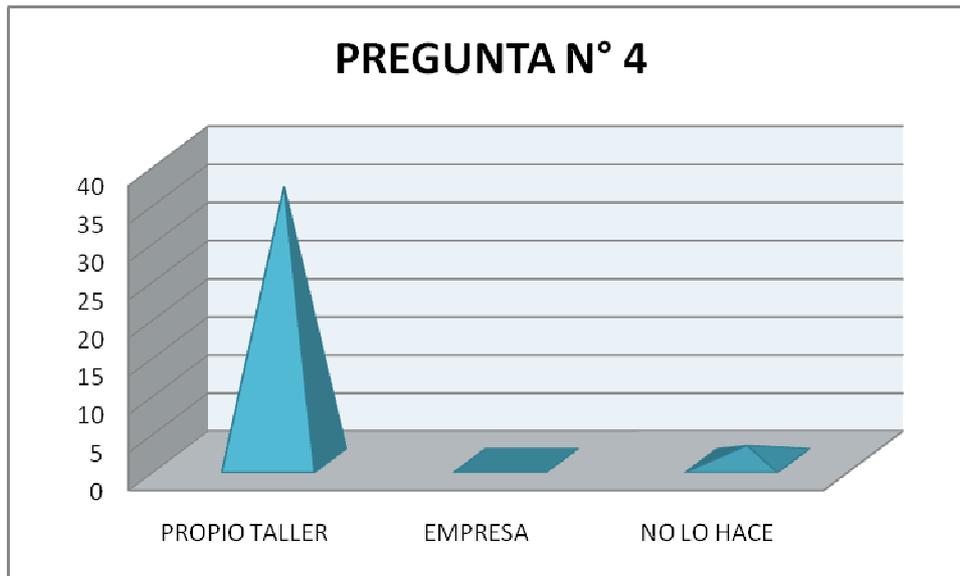


Figura 3.5.- Porcentajes Pregunta 4

Pregunta 5.- ¿Qué máquina acopla para realizar el pulido?

En esta pregunta se inclinaron más a la fresadora pero en algunas empresas utilizan el personal para hacerlo manualmente.

TORNO	27,27%
FRESADORA	45,45%
MANUAL	22,73%
NINGUNA	4,55%

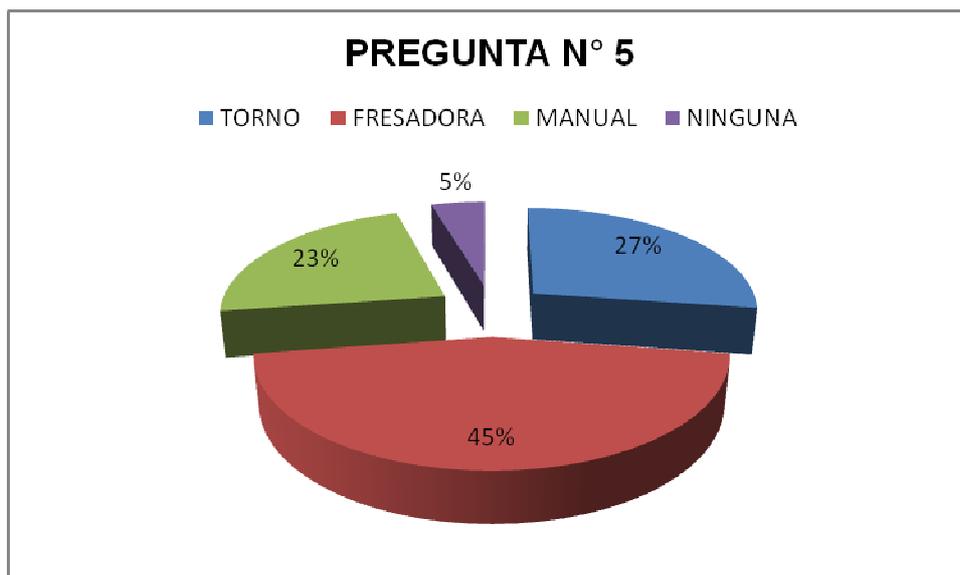


Figura 3.6.- Porcentaje Pregunta 5

Pregunta 6.- ¿Realiza Tratamiento Térmico a sus engranajes?

La mayoría de los que fabrican realizan tratamiento térmico en una empresa y los restantes no lo realizan ya que fabrican en aluminio.

SI	98%
NO	2%

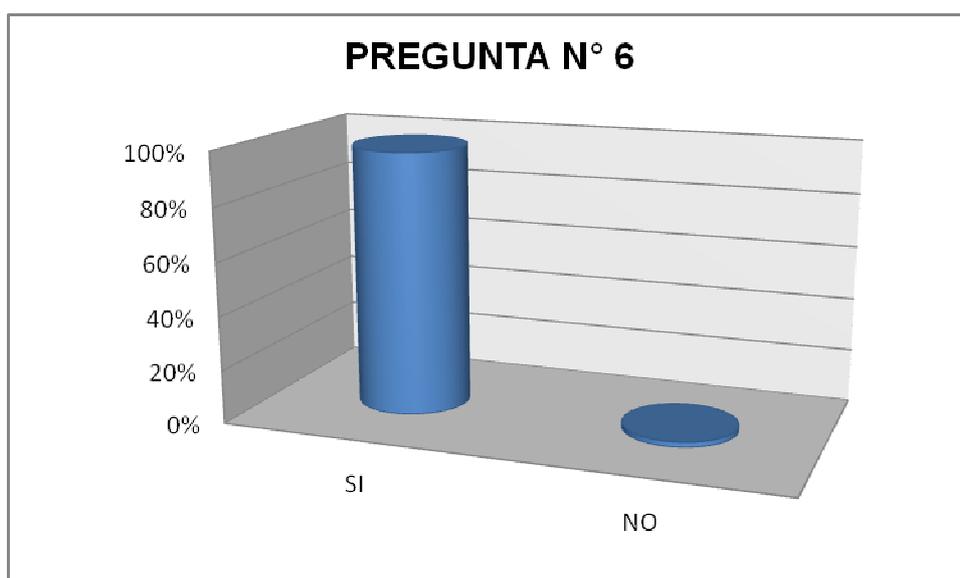


Figura 3.7.- Porcentaje Pregunta 6

Pregunta 7.- ¿Ud., estaría dispuesto a adquirir una máquina pulidora?

De las personas encuestadas, 24 metalmecánicas estarían dispuestos a adquirir la máquina ya que es necesario para darle mejor acabado y precisión a los engranajes.

SI	24
NO	14

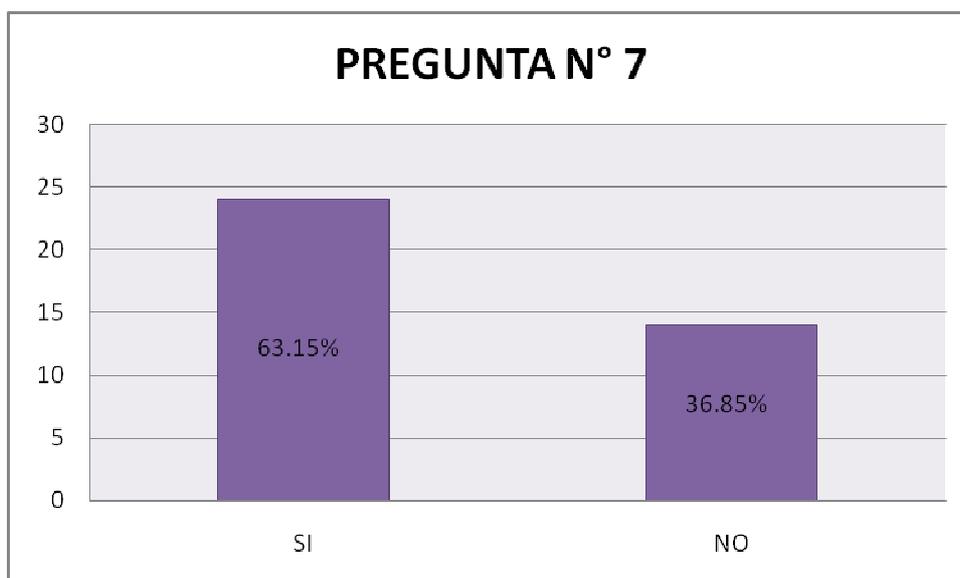


Figura 3.8.- Porcentaje Pregunta 7

Pregunta 8.- En caso de adquirir la máquina preferiría una:

De todos los encuestados que comprarían una máquina pulidora desearían que sea nacional y no extranjera pero que contenga todas las normas internacionales y sea segura para dicho trabajo.

NACIONAL	18
IMPORTADA	6

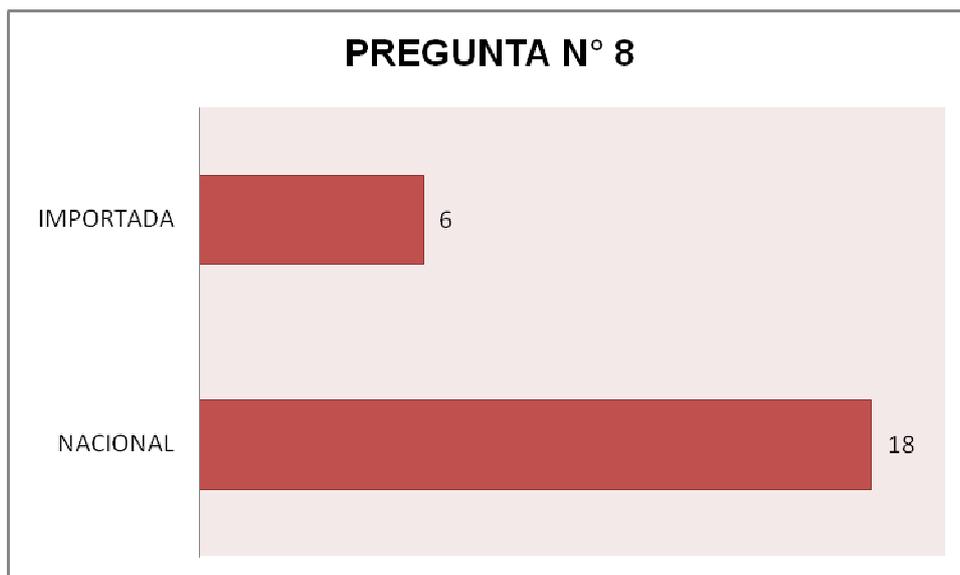


Figura 3.9.- Porcentaje Pregunta 8

3.5. RESTRICCIONES Y LIMITACIONES

3.5.1 FORTALEZAS

- Se cuenta con todo el conocimiento adquirido a lo largo de la carrera, esto facilitará el diseño y la construcción de la máquina requerida en el Laboratorio.
- El laboratorio cuenta con el personal capacitado en el manejo y mantenimiento de maquinaria.
- En su mayoría las máquinas utilizan engranajes para transmitir el movimiento, lo cual implica una gran cantidad de construcción de engranajes.
- Se tiene la materia prima para la construcción de la máquina como para los engranajes.
- Se cuenta con el equipo y la herramienta requerida a la hora de construir engranajes.

3.5.2 OPORTUNIDADES

- En las encuestas realizadas las metalmecánicas no cuentan con la máquina para realizar este procedimiento.
- Se puede prestar servicios de pulido de engranajes.
- Sector metalmecánico en crecimiento.
- Dentro del establecimiento puede llegar a ser visto por personas que necesiten la máquina.
- Posibilidad de crecer si existe crecimiento económico.

3.5.3 DEBILIDADES

- Debido a que la máquina es un primer prototipo existirán limitaciones respecto a las dimensiones de los engranajes.
- No se cuenta con apoyo financiero para la construcción de varias máquinas y tecnológicas del prototipo.

3.5.4 AMENAZAS

- Subida constante del precio de la materia prima para la construcción de la máquina, ya que el país tiene inestabilidad.
- La máquina puede ser clonada, y se pueden crear prototipos que tengan falencias, lo que ocasionaría desprestigio.

3.6 ESPECIFICACIONES

Para determinar las especificaciones de la máquina (Tabla 3-1) se consideran los resultados de las encuestas, algunos factores dentro de los parámetros de diseño y las necesidades de los trabajadores del Laboratorio que son parte fundamental para la construcción de la máquina, las mismas que darán las características del diseño.

Tabla 3.1.- Especificaciones Técnicas de la máquina

Parámetro a considerar	Medición o tipo de parámetro
Capacidad de producción	2 pares de engranajes por hora
Tipo de energía a utilizar	Eléctrica
Potencia del motor	600 W
RPM del motor	Variable-5000(máximo)
Tipo de funcionamiento	Semiautomático
Longitud estimada	60 cm
Altura estimada	100 cm
Ancho estimado	30 cm
Material	Acero A36 en su mayoría
Peso	50 lb
Temperatura de trabajo	50 °C (máximo)
Lubricación	Grasa en los rodamientos
Limpieza	Cada 24 horas
Tipo de operación	Fácil
Tipo de Pulimento	Grano fino y grueso
Cambio del pulimento	Cada pulida
Temperatura de ambiente de trabajo	20°C
Vida útil	10 años antes de la primera reparación.
Costo estimado de la máquina	750 USD

3.7. REQUERIMIENTOS FUNCIONALES.

El diseño debe satisfacer los siguientes requerimientos funcionales:

- ❖ La máquina debe ser de fácil operación es decir ser manejada por una persona.
- ❖ La máquina debe estar colocada en una estructura, alrededor de 80 cm desde el piso.
- ❖ Fácil mantenimiento de las piezas requeridas.

- ❖ Accionamiento eléctrico con un motor reductor monofásico.
- ❖ La máquina pulirá engranajes rectos y helicoidales.
- ❖ Diámetro mayor: 75mm con un módulo de 3.75 de acuerdo a las encuestas.
- ❖ Diámetro menor: 60mm con un módulo de 0,75 de acuerdo a las encuestas.
- ❖ Anchura del diente: 37.5
- ❖ Para la construcción de los engranajes se trabajarán con ejes mandrinos de $\varnothing=16\text{mm}$ y $\varnothing=20\text{mm}$
- ❖ El asentamiento de los flancos debe ser por fricción utilizando pastas de pulimento.

CAPÍTULO 4

FACTIBILIDAD

4.1 ESTUDIO DE LAS ALTERNATIVAS.

Se tomará en cuenta tres alternativas para tener una mejor visión de lo que se pretende desarrollar las cuales se detallan a continuación:

4.1.1 ALTERNATIVA 1: PULIDORA CON MANDRILES

La alternativa 1 consiste de un motor acoplado en la parte inferior de la estructura que transmite el movimiento mediante un sistema de poleas, obteniendo la rotación del eje que esta acoplado a un mandril el cual sujetará al engrane conductor. Existe un mandril opuesto que sujeta al otro engrane (conducido).

La máquina consta de un mecanismo de deslizamiento tanto vertical como horizontal en el mandril conducido para poner los engranajes en posición de pulido.

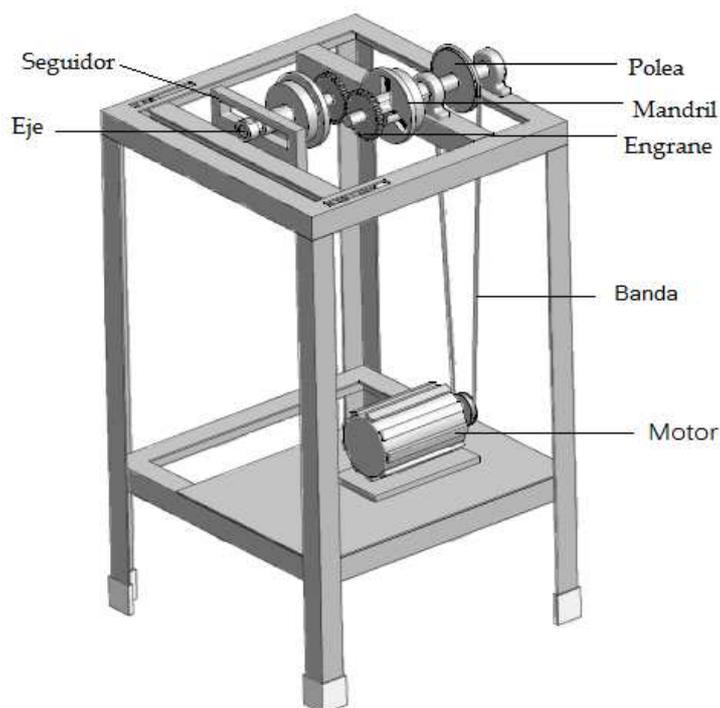


Figura 4.1.- Modelo de pulidora con mandriles

4.1.1.1 Ventajas

- Fácil elaboración y operación de la máquina
- Fácil montaje de los engranajes
- Se puede pulir engranes de mayor número de módulos
- No se necesita de mantenimiento de sus partes

4.1.1.2. Desventajas.

- El peso de los mandriles.
- Mayor costo por mayor número de partes
- Difícil centrado para el movimiento horizontal del mandril.
- Difícil centrado para el movimiento transversal del mandril.

4.1.2 ALTERNATIVA 2: PULIDORA CON ENTENALLA

La alternativa 2 consiste de un motor acoplado por debajo del mecanismo que transmite el movimiento mediante un sistema de poleas, obteniendo la rotación del eje y en este eje se acoplará el engrane mediante anillos.

La estructura soportará una entenalla que esta acoplada a un eje mediante una chumacera, en este eje se acoplará el engrane conducido.

Este mecanismo también consta de un contrapunto para cada eje para evitar que fleje.

Los engranajes estarán sumergidos en aceite para mejorar el acabado.

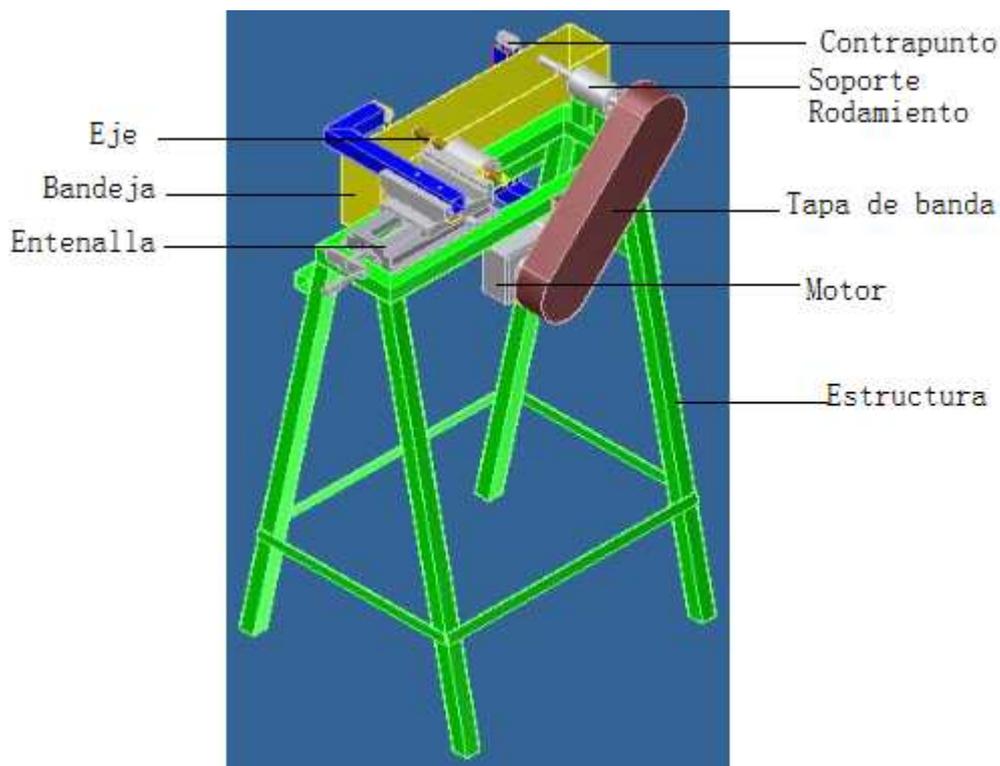


Figura 4.2.- Esquema de una pulidora con entenalla.

4.1.2.1 Ventajas

- El costo es aceptable.
- Mejor precisión en centrar los engranajes
- Contiene contrapuntos para evitar la fatiga
- Buen sistema de seguridad en los engranajes
- Fácil operación de la máquina
- Sistema de freno para la entenalla y para el mecanismo

4.1.2.2 Desventajas

- Solo se tiene para ciertos módulos.
- Poca dificultad de montar los engranajes.
- Dificultad a la hora de retirar el pulimento.

4.1.3 ALTERNATIVA 3: PULIDORA MEDIANTE BRAZO MOVIL

La alternativa 3 consiste de un motor acoplado directamente al eje que sostiene al engrane motriz, en la parte superior acoplado a la estructura se encuentra una placa con un eje que sostiene un brazo el cual tiene movimiento rotatorio.

En la parte inferior del brazo se encuentra un eje que sostiene al engrane conducido.

Para que los engranajes se pulan el brazo móvil con el engrane tiene la capacidad de girar y llegar al engrane motriz, para que se mantengan acoplados en la parte de la placa existe un seguro.

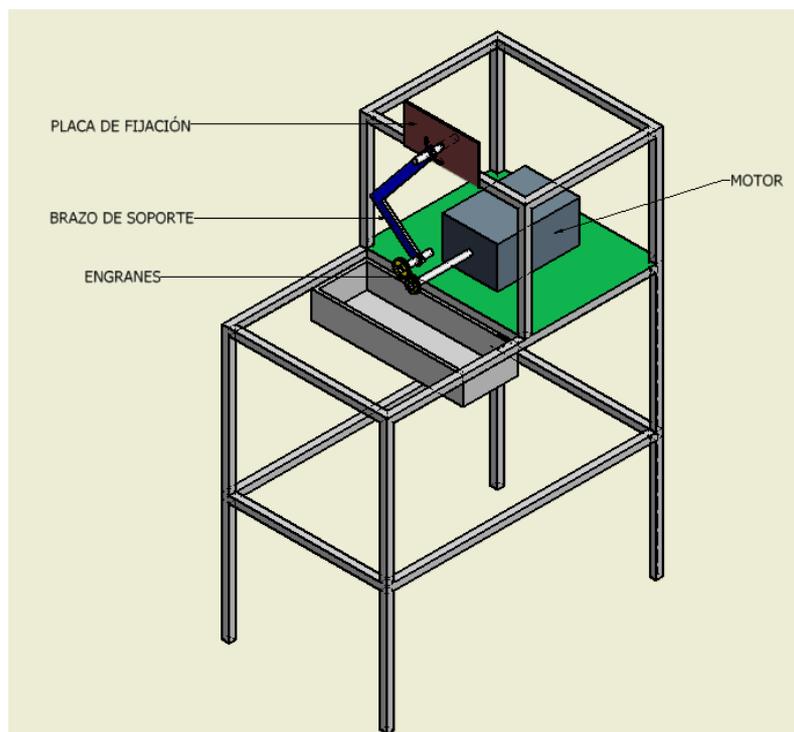


Figura 4.3.- Esquema de una pulidora mediante brazo móvil

4.1.3.1 Ventajas.

- Fácil montaje de los engranajes.
- Fácil operación de la máquina.
- Se puede pulir mayor número de módulos.
- Es de bajo costo

4.1.3.2 Desventajas.

- Ocupa mayor espacio físico.
- Difícil centrado de los engranajes.
- Difícil centrado del brazo.

4.2 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA

Para la selección de la alternativa se toma en cuenta varios factores que a continuación mencionaremos: Facilidad de Construcción, Costos de fabricación, Versatilidad, Mantenimiento, Precisión en el montaje de los engranes, Montaje, peso, materiales, etc.

Facilidad de Construcción.

Es un parámetro importante ya que en este se define como estará construido la máquina utilizando los materiales y accesorios necesarios que se encuentran en el mercado nacional además la facilidad del manejo de la máquina para su propósito.

Costos de Fabricación.

Es un parámetro muy importante ya que permite seleccionar una alternativa de bajo costo tanto de materiales, accesorios y tecnología a relación de otras máquinas nuevas como viejas que se encuentran en el mercado.

Versatilidad.

Es un parámetro en el cual estarán desempeñando todos los elementos acoplados para el funcionamiento de la máquina ya que cualquier fallo complicaría su función de pulir.

Mantenimiento.

El mantenimiento es muy importante ya que es la vida útil que estará funcionando la máquina. Pasado el tiempo los elementos y accesorios se desgastan con lo cual hay que cambiarlos o repararlos por lo que debe haber facilidad de cambiar las piezas.

Precisión en los engranes

Este es un parámetro más importante ya que se necesita que los engranes estén bien posicionados el uno con el otro para realizar el pulido.

Ya que si no se encuentran bien posicionados no se pulirán uniformemente y habrá pérdidas en lo económico como material.

Para la valoración de la alternativa se utilizó el “método de criterios ponderados” la cual se basa en tablas. Se asigna los valores:

1 si el criterio de las filas es superior al de las columnas.

0,5 si el criterio de las filas es equivalente al de las columnas.

0 si el criterio de las filas es inferior al de las columnas.

Tabla 4.1.- Valoración de parámetros para selección de alternativas

Parámetro	Construcción	Costos	Versatilidad	Mantenimiento	Precisión	Suma+1	Ponderación [A]
Construcción		0	0,5	1	0,5	3,0	0,2
Costo	1		0	1	0	3,0	0,2
Versatilidad	0,5	1		1	1	4,5	0,3
Mantenimiento	0	0	0		0,5	1,5	0,1
Precisión	0,5	1	0	0,5		3,0	0,2
						15,0	1,0

Tabla 4.2.- Evaluación del Parámetro Construcción

Construcción	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Suma+1	Ponderación [B]
Alternativa 1		0,5	0	1,5	0,25
Alternativa 2	0,5		1	2,5	0,42
Alternativa 3	1	0		2,0	0,33
				6,0	1,00

Tabla 4.3.- Evaluación del Parámetro Costo

Costo	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Suma+1	Ponderación [C]
Alternativa 1		0	0	1	0,17
Alternativa 2	1		0	2	0,33
Alternativa 3	1	1		3	0,50
				6	1,00

Tabla 4.4.- Evaluación del Parámetro Montaje

Versatilidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Suma+1	Ponderación [D]
Alternativa 1		0,5	1	2,5	0,42
Alternativa 2	0,5		1	2,5	0,42
Alternativa 3	0	0		1,0	0,16
				6,0	1,00

Tabla 4.5.- Evaluación del Parámetro Mantenimiento

Mantenimiento	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Suma+1	Ponderación [E]
Alternativa 1		0,5	0	1,5	0,25
Alternativa 2	0,5		0	1,5	0,25
Alternativa 3	1	1		3,0	0,50
				6,0	1,00

Tabla 4.6.- Evaluación del Parámetro Precisión

Precisión	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Suma+1	Ponderación [F]
Alternativa 1		0,5	1	2,5	0,42
Alternativa 2	0,5		1	2,5	0,42
Alternativa 3	0	0		1,0	0,16
				6,0	1,00

Tabla 4.7.- Conclusión de la alternativa ganadora

Conclusión	Construcción [A*B]	Costo [A*C]	Versátil [A*D]	Mantenimiento [A*E]	Precisión [A*F]	Suma	Prioridad
Alternativa 1	0,050	0,034	0,126	0,025	0,084	0,319	2
Alternativa 2	0,084	0,066	0,126	0,025	0,084	0,385	1
Alternativa 3	0,066	0,100	0,048	0,050	0,032	0,296	3

Una vez analizadas las ventajas y desventajas de las tres alternativas propuestas se determinó que la propuesta de la alternativa 2 obtuvo una cierta ventaja contra las otras alternativas.

Se diseñará y se construirá una máquina pulidora de engranajes cuyo principio sea pulir los flancos mediante fricción la cual constará con un sistema de precisión en base a un motor que transmite el movimiento a través de una polea al engranaje conducido. Tendrá un sistema de precisión en base a una entenalla lo cual garantizará un muy buen acabado del flanco.

4.3 DIMENSIONAMIENTO DE LA ALTERNATIVA.



Figura 4.4.- Máquina pulidora con entenalla

4.3.1 DETERMINAR LAS REVOLUCIONES REQUERIDAS PARA PULIR LOS FLANCOS DE LOS ENGRANAJES.

Las revoluciones que se requiere se establece experimentalmente para ello se realizaran pruebas para escoger las revoluciones que tengan mejor resultado.

4.3.2 DISEÑO DEL MECANISMO POLEA – BANDA

4.3.2.1 Relación de transmisión y diámetros de las poleas.

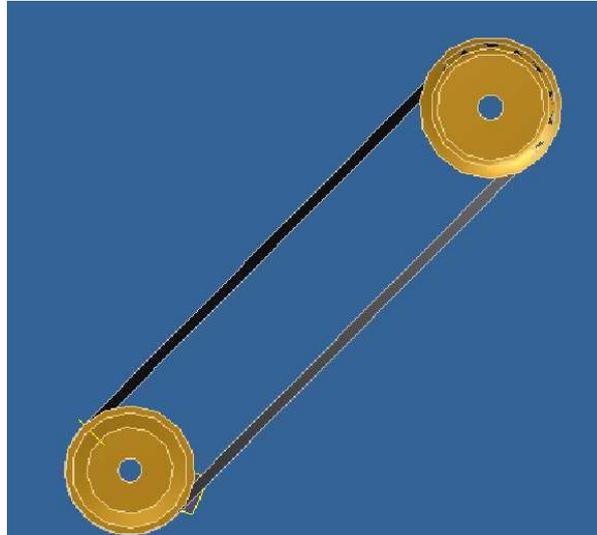


Figura 4.5.- Esquema de las poleas y banda.

Ya que el motor es variable y hecho las pruebas las revoluciones que se tomara son de 100rpm y elegido los diámetros de las poleas adecuados que es de 3plg se calcula la relación de transmisión.

$$n_1 * d_1 = n_2 * d_2$$

$$n_2 = \frac{100 * 76.2}{76.2}$$

$$n_2 = 100$$

$$i = \frac{100}{100}$$

$$i = \frac{1}{1}$$

Se selecciona los siguientes diámetros

$$\rightarrow d_1 = d_2 = 3\text{plg} = 76.2\text{mm}$$

4.3.2.2 Cálculo de la masa de las poleas.

Polea.

$$d_{\text{ext}} = 76.2\text{mm} = 0.0762\text{m}$$

$$d_{\text{int}} = 15\text{mm} = 0.015\text{m}$$

$$e = 22.6\text{mm} = 0.0226\text{m}$$

Utilizando la Ec. 2.2 y Ec. 2.3

$$V = \frac{\pi * ((76.2)^2 - (15)^2) \text{mm}^2 * 22.6\text{mm}}{4}$$

$$V = 99070.55\text{mm}^3 = 9.91 \times 10^{-5} \text{m}^3$$

$$m = 7.85 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 9.91 \times 10^{-5} \text{m}^3$$

$$m = 0.78 \text{kg}$$

4.3.2.3 Cálculo de la masa de los rodamientos.

$$d_{\text{int}} = 15\text{mm} = 0.015\text{m}$$

$$m = 0.048\text{kg}$$

Según el manual Fag.

4.3.2.4 Cálculo de la masa de los engranes.

$$d_{\text{ext}} = 150\text{mm} = 0.15\text{m}$$

$$d_{\text{int}} = 16\text{mm} = 0.016\text{m}$$

$$e = 37.5\text{mm} = 0.0375\text{m}$$

Utilizando la Ec. 2.4 y Ec. 2.5; además se toma en cuenta el máximo del módulo que realizan.

$$z = \frac{150\text{mm}}{3.75} \text{ (Máximo)}$$

$$z = 40 \text{ dientes}$$

$$b = 10 * 3.75\text{mm}$$

$$b = 37.5 \text{ mm}$$

$$V = \frac{\pi * ((0.15)^2 - (0.016)^2) m^2 * 0.0375 m}{4}$$

$$V = 6.55 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$m = 7.85 \times 10^3 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 6.55 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$m = 5.14 \text{ kg}$$

4.3.2.5 Cálculo de la inercia de las masas en movimiento para el eje 1.

Eje 1.

$$d = 15 \text{ mm} = 0.015 \text{ m}$$

$$l = 260 \text{ mm} = 0.26 \text{ m}$$

Utilizando la Ec. 2.8 y Ec. 2.9

$$m \geq \frac{1 \text{ kg}}{1 \text{ m}} * 0.26 \text{ m}$$

$$m \geq 0.26 \text{ kg}$$

$$I = \frac{0.26 \text{ kg}}{8} (0.015)^2 \text{ m}^2$$

$$I = 7.31 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Polea

$$d_{\text{ext}} = 76.2\text{mm} = 0.0762\text{m}$$

$$d_{\text{int}} = 15\text{mm} = 0.015\text{m}$$

$$e = 22.6\text{mm} = 0.0226\text{m}$$

$$I = \frac{0.78 \text{ kg}}{8} ((0.0762)^2 + (0.015)^2) \text{m}^2 \quad \text{Ec. 2.10}$$

$$I = 5.88 \times 10^{-4} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

Rodamiento.

$$d_{\text{int}} = 15\text{mm} = 0.015\text{m}$$

$$m = 0.048\text{kg}$$

$$I = \frac{0.048 \text{ kg}}{8} ((0.035)^2 + (0.015)^2) \text{m}^2 \quad \text{Ec. 2.10}$$

$$I = 8.7 \times 10^{-6} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

$$I_{(2)} = 1.74 \times 10^{-5} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

Engrane

$$d_{\text{ext}} = 150\text{mm} = 0.15\text{m}$$

$$d_{\text{int}} = 16\text{mm} = 0.016\text{m}$$

$$e = 37.5\text{mm} = 0.0375\text{m}$$

$$I = \frac{5.14 \text{ kg}}{8} ((0.15)^2 + (0.016)^2) \text{m}^2 \quad \text{Ec. 2.10}$$

$$I = 0.014 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

$$\Sigma I = 5.88 \times 10^{-4} + 1.74 \times 10^{-5} + 0.014 + 7.31 \times 10^{-6} \text{ kg}\cdot\text{m}^2 \quad \text{Ec. 2.11}$$

$$\Sigma I = 0.015 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

4.3.2.6 Cálculo de la aceleración angular para el eje 1.

$$\omega_o = 0 \text{ rad/s}$$

$$\omega_f = 100 \text{ rpm} = 10.47 \text{ rad/s}$$

$$t = 0.012 \text{ s}$$

$$\alpha = \frac{10.47 \text{ rad/s}}{0.012 \text{ s}} \quad \text{Ec. 2.12}$$

$$\alpha = 872.5 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

4.3.2.7 Cálculo del torque para el eje 1.

$$\Sigma I = 0.015 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

$$\alpha = 872.5 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

$$T = 0.015 \text{ kg}\cdot\text{m}^2 * 872.5 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \quad \text{Ec. 2.13}$$

$$T = 13.09 \text{ N}\cdot\text{m}$$

4.3.2.8 Cálculo de la potencia para el eje 1.

$$T = 13.09 \text{ N}\cdot\text{m} = 115.86 \text{ Lb}\cdot\text{plg}$$

$$\omega_f = 100 \text{ rpm} = 10.47 \text{ rad/s}$$

$$H = \frac{115.86 * 100}{63000} \quad \text{Ec. 2.14}$$

$$H = 0.18 \text{ Hp}$$

$$\text{Pot}_1 = 0.2 \text{ HP}$$

4.3.2.9 Cálculo de la inercia de las masas en movimiento para el eje 2.

Eje 2.

$$d = 15 \text{ mm} = 0.015 \text{ m}$$

$$l = 192 \text{ mm} = 0.192 \text{ m}$$

$$m \geq \frac{1 \text{ kg}}{1 \text{ m}} * 0.192 \text{ m} \quad \text{Ec. 2.8}$$

$$m \geq 0.192 \text{ kg}$$

$$I = \frac{0.192 \text{ kg}}{8} (0.015)^2 \text{ m}^2 \quad \text{Ec. 2.9}$$

$$I = 5.4 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Engrane 2

$$d_{\text{ext}} = 150 \text{ mm} = 0.15 \text{ m}$$

$$d_{\text{int}} = 16 \text{ mm} = 0.016 \text{ m}$$

$$e = 37.5 \text{ mm} = 0.0375 \text{ m}$$

$$m = 5.14 \text{ kg}$$

$$I = \frac{5.14 \text{ kg}}{8} ((0.15)^2 + (0.016)^2) \text{ m}^2 \quad \text{Ec. 2.10}$$

$$I = 0.014 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Rodamiento

$$d_{\text{int}} = 15 \text{ mm} = 0.015 \text{ m}$$

$$m = 0.048 \text{ kg}$$

$$I = \frac{0.048 \text{ kg}}{8} ((0.035)^2 + (0.015)^2) \text{ m}^2 \quad \text{Ec. 2.10}$$

$$I = 8.7 \times 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_{(2)} = 1.74 \times 10^{-5} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

$$\Sigma I = 1.74 \times 10^{-5} + 0.014 + 3.6 \times 10^{-6} \text{ kg}\cdot\text{m}^2 \quad \text{Ec. 2.11}$$

$$\Sigma I = 0.014 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

4.3.2.10 Cálculo de la aceleración angular para el eje 2.

$$\omega_o = 0 \text{ rad/s}$$

$$\omega_f = 100 \text{ rpm} = 10.47 \text{ rad/s}$$

$$t = 0.012 \text{ s}$$

$$\alpha = \frac{10.47 \text{ rad/s}}{0.012 \text{ s}} \quad \text{Ec. 2.12}$$

$$\alpha = 872.5 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

4.3.2.11 Cálculo del torque para el eje 2.

$$\Sigma I = 0.014 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

$$\alpha = 872.5 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

$$T = 0.014 \text{ kg}\cdot\text{m}^2 * 872.5 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \quad \text{Ec. 2.13}$$

$$T = 12.22 \text{ N}\cdot\text{m}$$

4.3.2.12 Cálculo de la potencia para el eje 2.

$$T = 12.22 \text{ N}\cdot\text{m} = 108.16 \text{ Lb}\cdot\text{plg}$$

$$\omega_f = 100 \text{ rpm} = 10.47 \text{ rad/s}$$

$$H = \frac{108.16 * 100}{63000} \quad \text{Ec. 2.14}$$

$$H = 0.17 \text{Hp}$$

$$\text{Pot}_2 = 0.2 \text{ Hp}$$

4.3.2.13 Potencia requerida para el sistema.

$$\text{Pot}_T = \text{Pot}_1 + \text{Pot}_2$$

$$= 0.2 + 0.2$$

$$\text{Pot}_T = 0.4 \text{HP}$$

4.3.3 CÁLCULO DE TENSIONES EN LA POLEA

En la figura 4.6 se observa las fuerzas a la que está sometida las poleas.

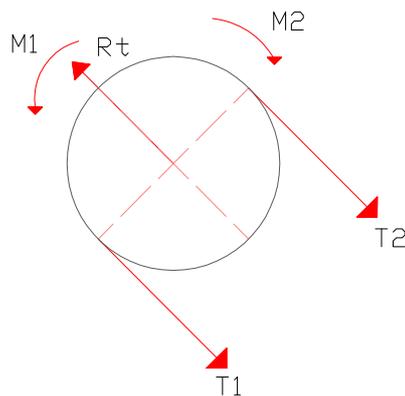


Figura 4.6.- Fuerzas que actúen en la polea.

Potencia del motor

$$H = T * \omega$$

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

$$T = \frac{600w}{10.5rad}$$

$$T = 57,3N.m$$

$$\frac{d}{2} (T_1 - \frac{T_1}{2}) = 57.3 N.m$$

Ec. 2.19

$$\frac{d}{2} * \frac{T_1}{2} = 57.3 N.m$$

$$T_1 = \frac{57.3 * 4 N.m}{0.076 m}$$

$$T_1 = 3015.78 N$$

$$T_2 = 1507.89 N$$

$$R_T = T_1 + T_2 = 4523.67 N$$

4.3.4 CÁLCULO DE LA FUERZA EN EL ENGRANE 1

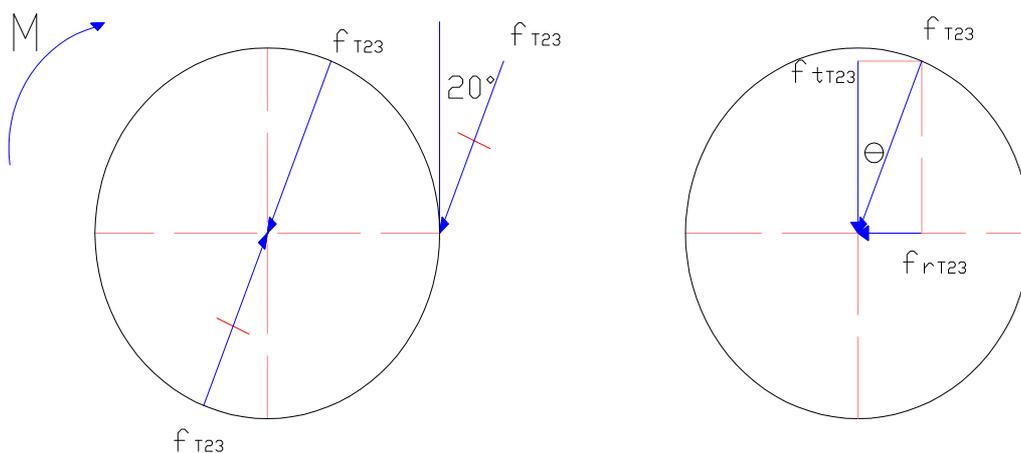


Figura 4.7.- Diagrama de fuerzas en el engranaje 1

$$f_{23}^t = 2 * \frac{r}{d_2} \quad \text{Ec. 2.21}$$

$$f_{32}^t = \frac{57.3 * 2 \text{ N}\cdot\text{m}}{0.15 \text{ m}}$$

$$f_{32}^r = \text{tg } 20^\circ * 764 \text{ N} \quad \text{Ec. 2.22}$$

$$f_{32}^r = 278 \text{ N}$$

4.3.5 DISEÑO DEL EJE 1

4.3.5.1 Cálculo de reacciones

La figura 4.8 muestra el diagrama de cuerpo libre del eje 1.

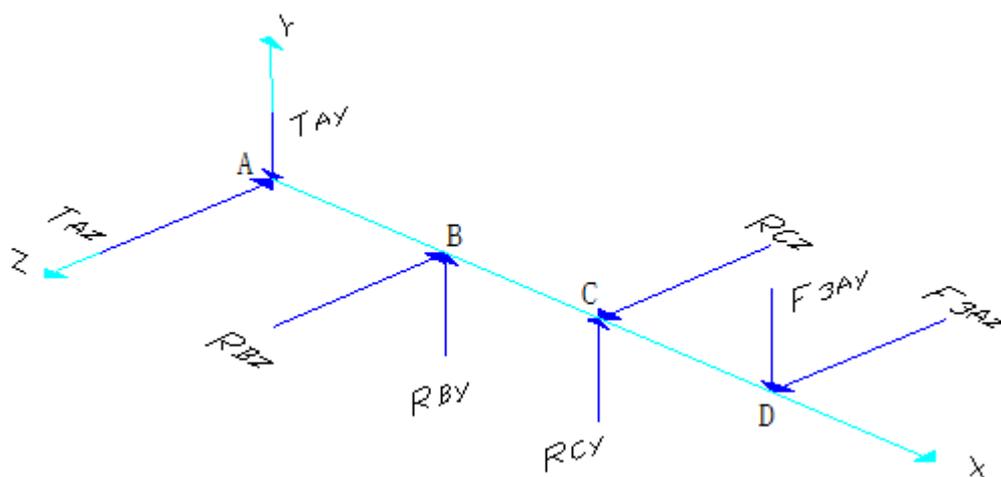


Figura 4.8.- Diagrama de cuerpo libre del eje 1.

Determinación de cargas sobre el eje

Para el plano x – y

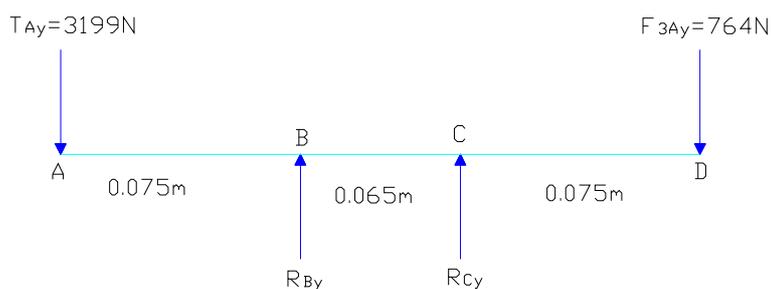


Figura 4.9.- Fuerzas que actúan en el eje 1 en el plano X – Y

$$\square M_{By} = 0 \quad \text{Ec. 2.25}$$

$$T_{Ay} * 0.075 + R_{Cy} * 0.065 - F_{3Ay} * 0.14 = 0$$

$$3199 \text{ N} * 0.075 + R_{Cy} * 0.065 - 764 * 0.14 = 0 \quad \text{Ec. 2.26}$$

$$R_{Cy} = -2045.61 \text{ N}$$

$$\square M_{Cy} = 0 \quad \text{Ec. 2.27}$$

$$T_{Ay} * 0.14 - R_{By} * 0.065 - F_{3Ay} * 0.075 = 0$$

$$3199 * 0.14 - R_{By} * 0.065 - 764 * 0.075 = 0$$

$$R_{By} = \frac{-764 \text{ N} * 0.075 \text{ m} + 3199 \text{ N} * 0.14 \text{ m}}{0.065} \quad \text{Ec. 2.28}$$

$$R_{By} = 6008.61 \text{ N}$$

Para el plano x – z

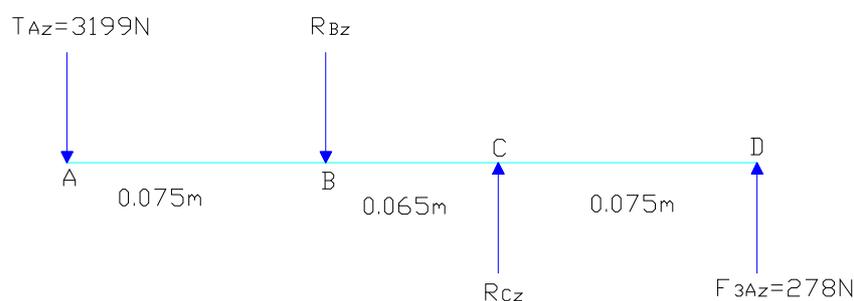


Figura 4.10.- Fuerzas que actúen en el eje 1 en el plano X – Z

$$\square M_{Bz} = 0$$

$$T_{Az} * 0.075 + R_{Cz} * 0.065 + F_{3Az} * 0.14 = 0$$

$$3199 * 0.075 + R_{Cz} * 0.065 + 278 * 0.14 = 0$$

$$R_{Cz} = \frac{-278 \text{ N} * 0.14 \text{ m} - 3199 \text{ N} * 0.075 \text{ m}}{0.065} \quad \text{Ec. 2.30}$$

$$R_{Cz} = -4289.92 \text{ N}$$

$$\square M_{Cz} = 0$$

$$T_{Az} * 0.14 + R_{Bz} * 0.065 + F_{3Az} * 0.075 = 0$$

$$3199 * 0.14 + R_{Bz} * 0.065 + 278 * 0.075 = 0$$

$$R_{Bz} = \frac{-3199 \text{ N} * 0.14 - 278 \text{ N} * 0.075 \text{ m}}{0.065}$$

Ec. 2.32

$$R_{Bz} = -7210.92 \text{ N}$$

4.3.5.2 Diagrama de momentos y fuerzas

Las figuras 4.11 y 4.12 muestran los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector.

Para el plano x – y

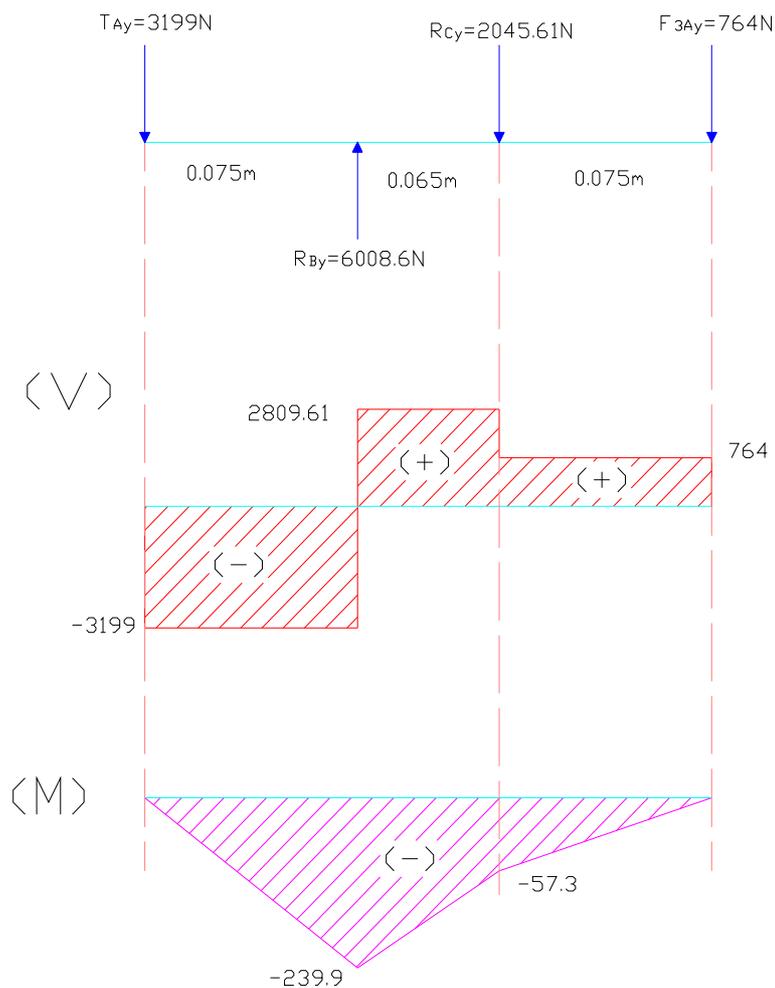
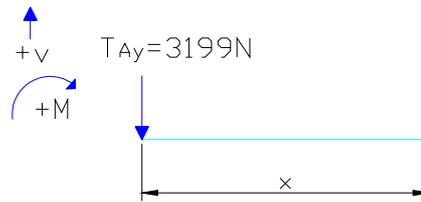


Figura 4.11.- Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector del eje 1 en el plano X – Y

Cálculo del esfuerzo cortante y momento flector por partes



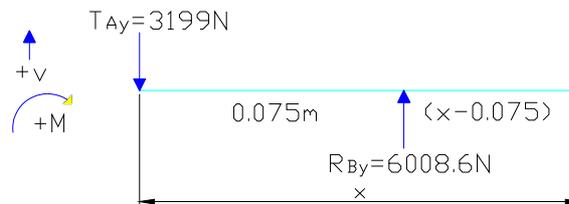
$$0 \leq x \leq 0.075$$

$$V = -3199 \text{ N}$$

$$M = -3199 * x$$

$$\rightarrow x = 0 \quad M = 0$$

$$\rightarrow x = 0.075 \quad M = -239.9 \text{ N.m}$$



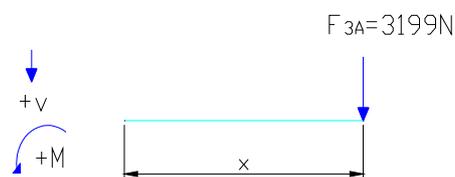
$$0.075 \leq x \leq 0.14$$

$$V = (-3199 + 6008.61) \text{ N} = 2809.61 \text{ N}$$

$$M = -3199 * x + 6008.61(x - 0.075)$$

$$\rightarrow x = 0.075 \quad M = -239.9 \text{ N.m}$$

$$\rightarrow x = 0.14 \quad M = -57.3 \text{ N.m}$$



$$0 \leq x \leq 0.075$$

$$V = 764 \text{ N}$$

$$M = -764 * x$$

$$\rightarrow x = 0 \quad M = 0$$

$$\rightarrow x = 0.075 \quad M = -57.3 \text{ N.m}$$

Para el plano x – z

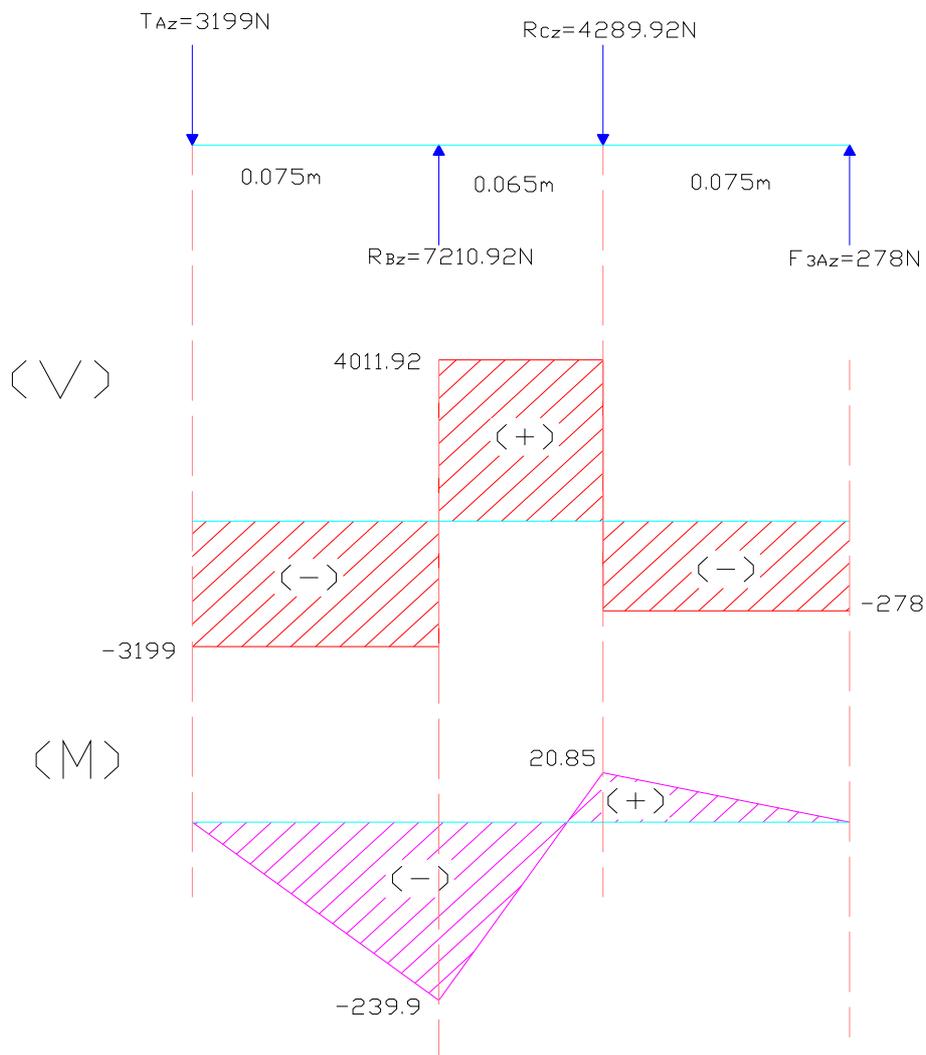
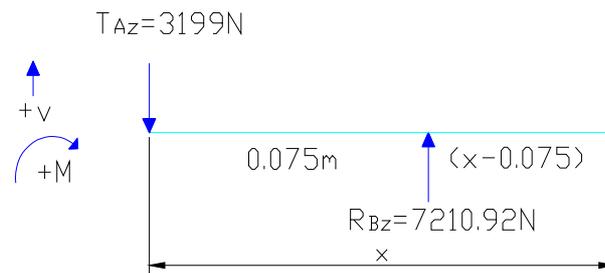


Figura 4.12.- Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector del eje 1 en el plano X – Z

Cálculo del esfuerzo cortante y momento flector por partes

$\uparrow +V$
 $\curvearrowright +M$
 $T_{Az} = 3199 \text{ N}$

 $0 \leq x \leq 0.075$
 $V = -3199 \text{ N}$
 $M = -3199 \cdot x$
 $\rightarrow x = 0 \quad M = 0$
 $\rightarrow x = 0.075 \quad M = -239.9 \text{ N}\cdot\text{m}$



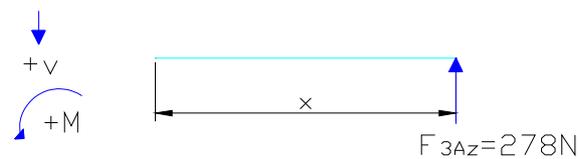
$$0.075 \leq x \leq 0.14$$

$$V = (-3199 + 7210.92) \text{ N} = 4011.92 \text{ N}$$

$$M = -3199 * x + 7210.92(x - 0.075)$$

$$\rightarrow x = 0.075 \quad M = -239.9 \text{ N.m}$$

$$\rightarrow x = 0.14 \quad M = 20.85 \text{ N.m}$$



$$0 \leq x \leq 0.075$$

$$V = -278 \text{ N}$$

$$M = 278 * x$$

$$\rightarrow x = 0 \quad M = 0$$

$$\rightarrow x = 0.075 \quad M = 20.85 \text{ N.m}$$

4.3.5.3 Determinar la sección crítica

$$M_B = \sqrt{M'_B + M''_B}$$

$$M_B = \sqrt{(239.9)^2 + (239.55)^2}$$

$$M_B = 338.91 \text{ N.m}$$

$$M_C = \sqrt{M'_C + M''_C}$$

$$M_C = \sqrt{(57.3)^2 + (20.85)^2}$$

$$M_C = 60.97 \text{ N.m}$$

Sección crítica en $M_B = 338.91 \text{ N.m}$

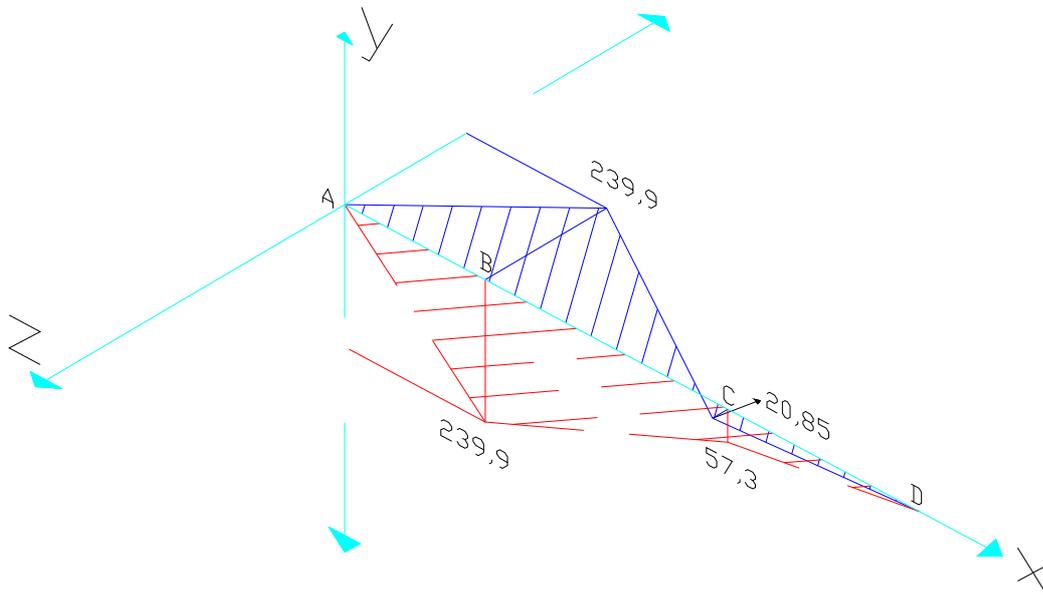


Figura 4.13.- Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector

4.3.5.4 Cálculo de esfuerzos

Utilizando la ecuación 2.33 se obtiene la amplitud de esfuerzo normal y el esfuerzo medio normal respectivamente.

Datos:

$$M = 338.91\text{N.m} = 33891\text{N.cm} = 3456.88\text{kg/cm}^2$$

$$T(x) = 57.3\text{N.m} = 5730\text{N.cm} = 584.46\text{kg/cm}^2$$

$$\sigma_{xa} = \sigma_{xmax} = \frac{32 * 3456.88}{\pi * (3.6)^3}$$

$$\sigma_{xa} = \sigma_{xmax} = 754.70\text{kg/cm}^2$$

El esfuerzo cortante máximo y medio a la vez se obtiene con la ecuación 2.34

$$\tau_{xy\min} = \tau_{xy\max} = \frac{16 * 584.46}{\pi * (3.6)^3}$$

$$\tau_{xy\min} = \tau_{xy\max} = 63.8 \text{ kg/cm}^2$$

La amplitud el esfuerzo cortante es cero:

$$\tau_{xya} = 0$$

Para el análisis estático se encuentra el esfuerzo equivalente a partir de la ecuación 2.34

$$\sigma'_m = 63.8 * \sqrt{3}$$

$$\sigma'_m = 110.5 \text{ kg/cm}^2$$

4.3.5.5 Selección del material.

El material seleccionado para realizar el dimensionamiento del eje 1 es acero SAE 1018.

$$S_{ut} = 59780 \text{ N/cm}^2$$

$$S_y = 30380 \text{ N/cm}^2$$

$$d_{\min} = \left[\frac{32 * n}{\pi * S_y} * (M^2 + T^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

n = 2 factor de seguridad

$$M = 338.91 \text{ N.m} = 33891 \text{ N.cm} = 3456.88 \text{ kg/cm}^2$$

$$T = 57.3 \text{ N.m} = 5730 \text{ N.cm} = 584.46 \text{ kg/cm}^2$$

$$d_{\min} = \left[\frac{32 * 2}{\pi * 30380} * (33891^2 + 5730^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{\min} = 2.85 \text{ cm}$$

4.3.5.6 Diseño del eje (Fatiga)

Considerando la ecuación 2.40

$$S_e = S_e' * K_a * K_b * K_c * K_d * K_e$$

Para aceros:

$$S_e' = 29890 \text{ N/cm}^2 \quad \text{Ec.2.41}$$

Los factores correspondientes a corrección por fatiga son:

K_a = factor de superficie = 0.8

K_b = factor de tamaño = 0.84

K_c = factor de confiabilidad = 1

K_d = factor de temperatura = 1

K_e = factor de concentración de esfuerzos = 1

K_t = factor teórico de concentración de esfuerzos = 1

Resuelta la ecuación 2.40 se tiene:

$$S_e = 29890 * 0.8 * 0.84 * 1 * 1 * 1 * 1$$

$$S_e = 20086.08 \text{ N/cm}^2 = 2048.78 \text{ kg/cm}^2$$

Se aplica la ecuación de Goodman modificada con la ecuación 2.46

$$S_m = \frac{S_e}{\left(\frac{S_e}{S_{ut}}\right) + \left(\frac{\sigma_r}{\sigma_m}\right)}$$

$$S_m = \frac{2048.78}{\left(\frac{2048.78}{6097.56}\right) + \left(\frac{754.70}{110.5}\right)}$$

$$S_m = 285.74 \text{ kg/cm}^2$$

Para el cálculo del factor de seguridad es mediante la ecuación 2.45

$$\eta = \frac{S_m}{\sigma_m}$$

$$\eta = \frac{285.74}{110.5}$$

$$\eta = 2.6$$

El valor del factor de seguridad nos indica que el eje de transmisión no falle por fatiga.

4.3.6 CÁLCULO DE LA FUERZA EN EL ENGRANE 2

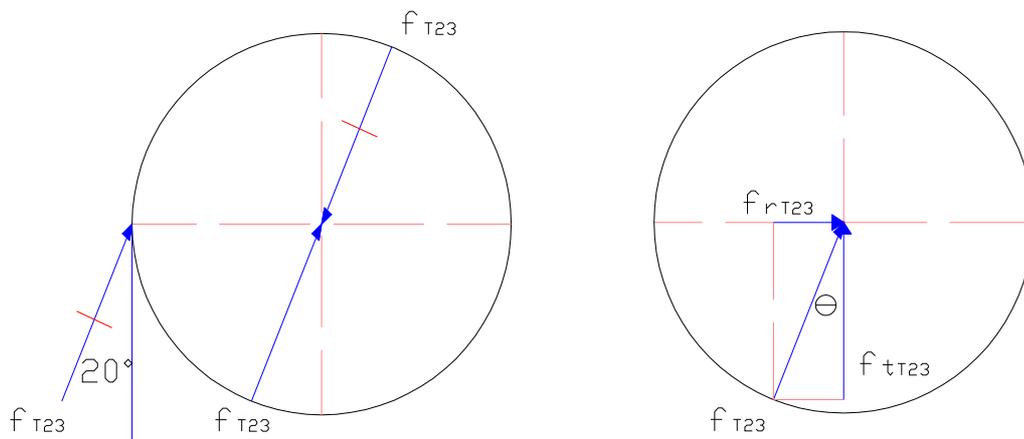


Figura 4.14.- Diagrama de fuerzas en el engranaje 2

$$H = T * \omega$$

$$T = \frac{600 \text{ W}}{10.5 \text{ rad}}$$

$$T = 57.3 \text{ N.m}$$

$$T = \frac{d}{2} \omega t$$

$$f_{23}^t = 2 * \frac{T}{d_2}$$

$$f_{23}^t = \frac{57.3 * 2 \text{ N*m}}{0.15 \text{ m}}$$

$$f_{23}^t = 764 \text{ N}$$

$$\text{Tg } 20^\circ = \frac{f_{23}^r}{f_{23}^t}$$

$$f_{23}^r = \text{tg } 20^\circ * 764 \text{ N}$$

$$f_{23}^r = 278 \text{ N}$$

4.3.7. DISEÑO DEL EJE 2.

4.3.7.1 Cálculo de reacciones

La figura 4.15 muestra el diagrama de cuerpo libre del eje 2.

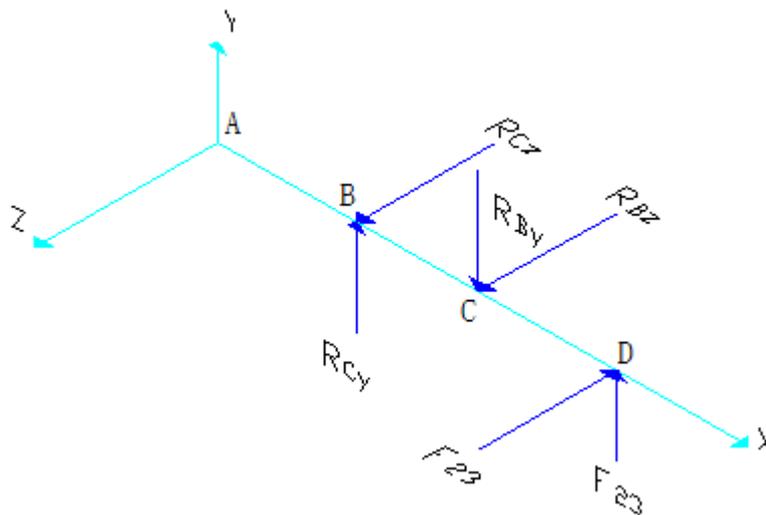


Figura 4.15.- Diagrama de cuerpo libre del eje 2.

Determinación de cargas sobre el eje

Para el plano x – y

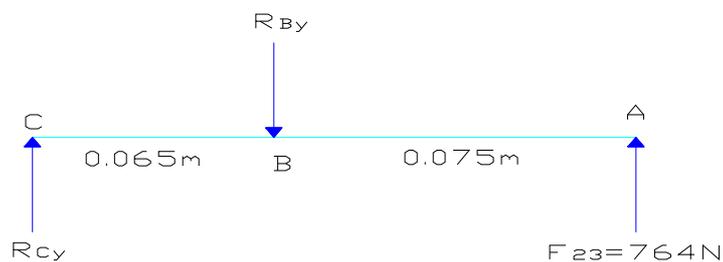


Figura 4.16.- Fuerzas que actúan en el eje 2 en el plano X – Y

$$\square M_{By} = 0$$

$$F_{23}^* 0.075 - R_{Cy} * 0.065 = 0$$

$$764 * 0.075 - R_{Cy} * 0.065 = 0$$

$$R_{Cy} = \frac{764N * 0.075m}{0.065m} \quad \text{Ec. 2.52}$$

$$R_{Cy} = 881.53N$$

$$\square M_{Ay} = 0$$

$$R_{Ay} * 0.065 - F_{23}^* 0.14 = 0$$

$$R_{Ay} * 0.065 - 764 * 0.14 = 0$$

$$R_{Ay} = \frac{764N * 0.14m}{0.065m} \quad \text{Ec. 2.54}$$

$$R_{Ay} = 1645.53N$$

Para el plano x – z

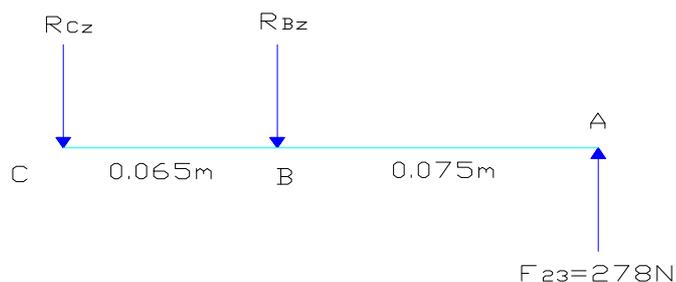


Figura 4.17.- Fuerzas que actúan en el eje 2 en el plano X –

$$\square M_{Cz} = 0$$

$$R_{Bz} * 0.065 - f_{23}'' * 0.14 = 0$$

$$R_{Bz} * 0.065 - 278 * 0.14 = 0$$

$$R_{Bz} = \frac{278 \text{ N} * 0.14 \text{ m}}{0.065} \quad \text{Ec. 2.56}$$

$$R_{Bz} = 600.21 \text{ N}$$

$$\square M_{Bz} = 0$$

$$R_{Cz} * 0.065 + f_{23}'' * 0.075 = 0$$

$$R_{Cz} * 0.065 + 278 * 0.075 = 0$$

$$R_{Cz} = \frac{-278 \text{ N} * 0.075 \text{ m}}{0.065} \quad \text{Ec. 2.58}$$

$$R_{Cz} = -321.54 \text{ N}$$

4.3.7.2 Diagrama de momentos y fuerzas

Las figuras 4.18 y 4.19 muestran los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector.

Para el plano x – y

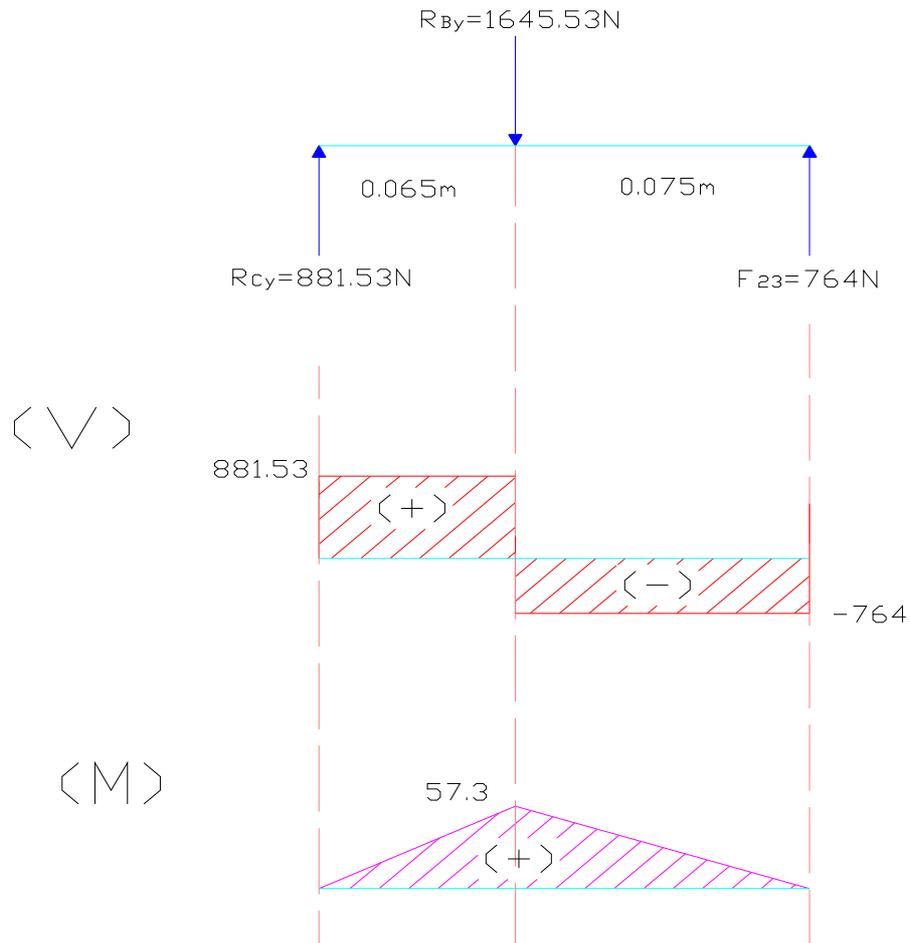
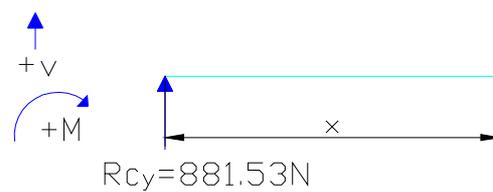


Figura 4.18.- Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector del eje 2 en el plano X – Y

Cálculo del esfuerzo cortante y momento flector por partes



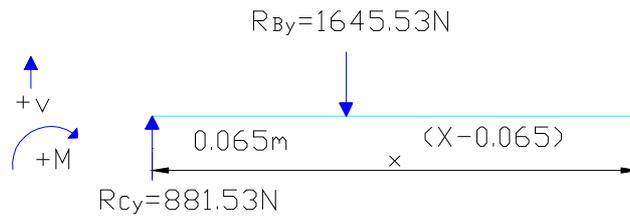
$$0 \leq x \leq 0.065$$

$$V = 881.53 \text{ N}$$

$$M = 881.53 \cdot x$$

$$\rightarrow x = 0 \quad M = 0$$

$$\rightarrow x = 0.065 \quad M = 57.29 \text{ N}\cdot\text{m}$$



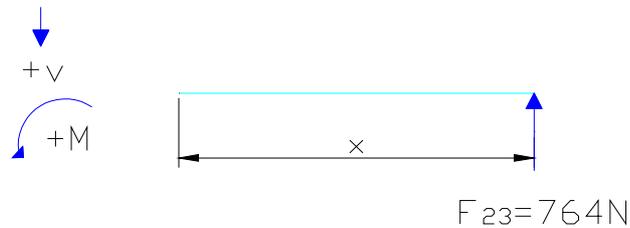
$$0.065 \leq x \leq 0.14$$

$$V = (881.53 - 1645.53)\text{N} = -764\text{N}$$

$$M = 881.53 * x - 1645.5(x - 0.065)$$

$$\rightarrow x = 0.075 \quad M = 57.26\text{N.m}$$

$$\rightarrow x = 0.14 \quad M = 0$$



$$0 \leq x \leq 0.075$$

$$V = -764\text{N}$$

$$M = 764 * x$$

$$\rightarrow x = 0 \quad M = 0$$

$$\rightarrow x = 0.075 \quad M = -57.26\text{N.m}$$

Para el plano $x - z$

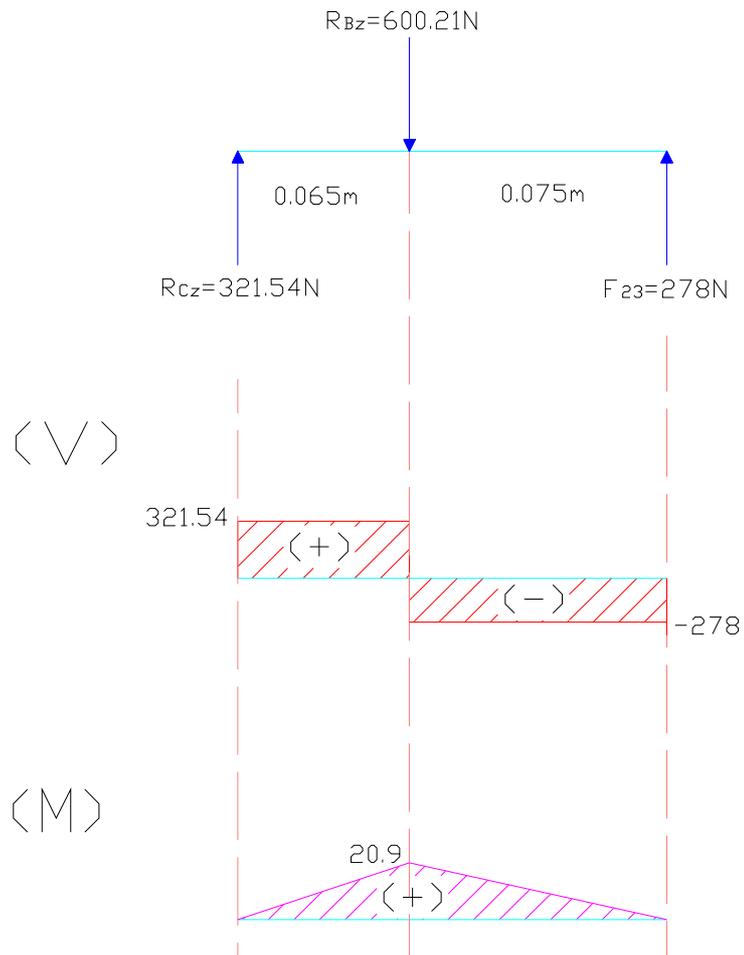
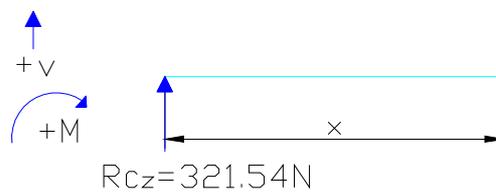


Figura 4.19.- Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector del eje 2 en el plano $X - Z$

Cálculo del esfuerzo cortante y momento flector por partes



$$R_{Cz} = 321.54 \text{ N}$$

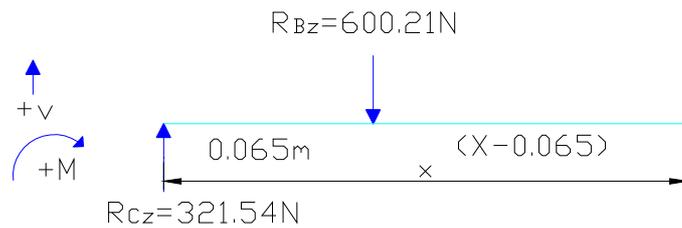
$$0 \leq x \leq 0.065$$

$$V = 321.54 \text{ N}$$

$$M = 321.54 * x$$

$$\rightarrow x = 0 \quad M = 0$$

$$\rightarrow x = 0.065 \quad M = 20.9 \text{ N.m}$$



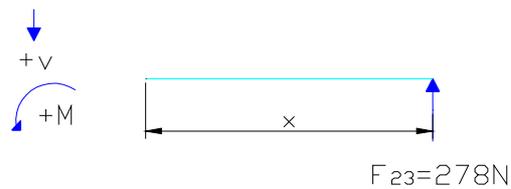
$$0.065 \leq x \leq 0.14$$

$$V = (321.54 - 600.21) \text{ N} = -278.67 \text{ N}$$

$$M = 321.54 * x - 600.21(x - 0.065)$$

$$\rightarrow x = 0.065 \quad M = 20.9 \text{ N.m}$$

$$\rightarrow x = 0.14 \quad M = 0$$



$$0 \leq x \leq 0.075$$

$$V = -278.67 \text{ N}$$

$$M = 278.67 * x$$

$$\rightarrow x = 0 \quad M = 0$$

$$\rightarrow x = 0.075 \quad M = 20.9 \text{ N.m}$$

4.3.7.3 Determinar la sección crítica

$$M_B = \sqrt{M'_B + M''_B}$$

$$M_B = \sqrt{(57.29)^2 + (20.9)^2}$$

$$M_B = 60.98 \text{ N.m}$$

Sección crítica en $M_B = 60.98 \text{ N.m}$

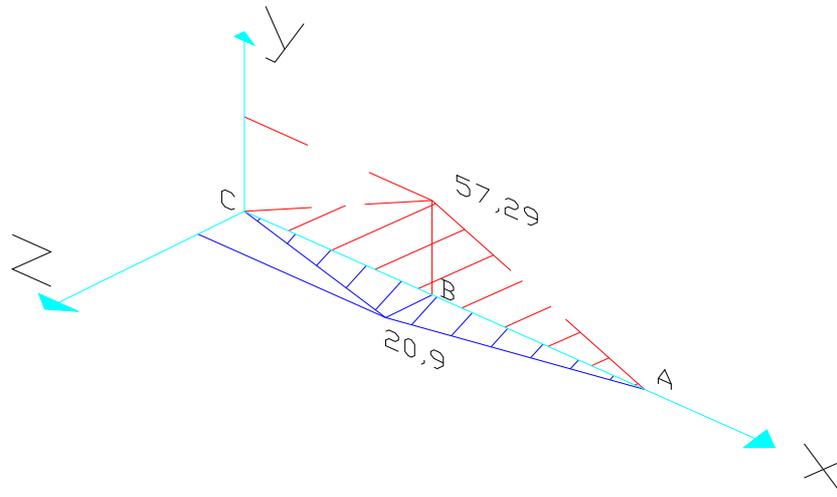


Figura 4.20.- Diagrama de esfuerzo cortante y momento flector

4.3.7.4 Cálculo de esfuerzos

Utilizando la ecuación 2.33 se obtiene la amplitud de esfuerzo normal y el esfuerzo medio normal respectivamente.

Datos:

$$M = 60.98\text{N.m} = 6098\text{N.cm} = 622\text{kg/cm}^2$$

$$T = 57.3\text{N.m} = 5730\text{N.cm} = 584.46\text{kg/cm}^2$$

$$\sigma_{xa} = \sigma_{xmax} = \frac{32 * 622}{\pi * (3.6)^3}$$

$$\sigma_{xa} = \sigma_{xmax} = 135.8\text{kg/cm}^2$$

El esfuerzo cortante máximo y medio a la vez se obtiene con la ecuación 2.34.

$$\tau_{xyt} = \tau_{xytmax} = \frac{16 * 584.46}{\pi * (3.6)^3}$$

$$\tau_{xym} = \tau_{xymax} = 63.8 \text{ kg/cm}^2$$

La amplitud el esfuerzo cortante es cero:

$$\tau_{xya} = 0$$

Para el análisis estático se encuentra el esfuerzo equivalente a partir de la ecuación 2.34

$$\sigma'_m = 63.8 * \sqrt{3}$$

$$\sigma'_m = 110.5 \text{ kg/cm}^2$$

4.3.7.5 Selección del material.

El material seleccionado para realizar el dimensionamiento del eje 2 es acero SAE 1018.

$$S_{ut} = 59780 \text{ N/cm}^2$$

$$S_y = 30380 \text{ N/cm}^2$$

$$d_{min} = \left[\frac{32 * n}{\pi * S_y} * (M^2 + T^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

n = 2 factor de seguridad

$$M = 60.98 \text{ N.m} = 6098 \text{ N.cm} = 622 \text{ kg/cm}^2$$

$$T = 57.3 \text{ N.m} = 5730 \text{ N.cm} = 584.46 \text{ kg/cm}^2$$

$$d_{min} = \left[\frac{32 * 2}{\pi * 30380} * (6098^2 + 5730^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{min} = 1.78 \text{ cm}$$

4.3.7.6 Diseño del eje (Fatiga)

Considerando la ecuación 2.40

$$S_e = S_e' * K_a * K_b * K_c * K_d * K_e$$

Para aceros:

$$S_e' = 29890 \text{ N/cm}^2$$

Ec. 2.41

Los factores correspondientes a corrección por fatiga son:

$$K_a = \text{factor de superficie} = 0.8$$

$$K_b = \text{factor de tamaño} = 0.84$$

$$K_c = \text{factor de confiabilidad} = 1$$

$$K_d = \text{factor de temperatura} = 1$$

$$K_e = \text{factor de concentración de esfuerzos} = 1$$

$$K_t = \text{factor teórico de concentración de esfuerzos} = 1$$

Resuelta la ecuación 2.40 se tiene:

$$S_e = 29890 * 0.8 * 0.84 * 1 * 1 * 1 * 1 * 1$$

$$S_e = 20086.08 \text{ N/cm}^2 = 2048.78 \text{ kg/cm}^2$$

Se aplica la ecuación de Goodman modificada

$$S_m = \frac{2048.78}{\left(\frac{2048.78}{6097.56}\right) + \left(\frac{135.8}{110.5}\right)}$$

$$S_m = 1304.96 \text{ kg/cm}^2$$

$$\eta = \frac{1304.96}{110.5}$$

$$\eta = 11.81$$

El valor del factor de seguridad nos indica que el eje de transmisión no falle por fatiga

4.3.8 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS PARA LOS EJES

Para la selección de los rodamientos que intervienen en la máquina utilizamos el Catálogo 41250 SA de la FAG con lo cual utilizamos las ecuaciones 2.59 y 2.61 tanto estáticamente como dinámicamente.

4.3.8.1 Rodamientos Solicitados Estáticamente

$$R_C = \sqrt{R_{C_y}^2 + R_{C_z}^2}$$

$$R_C = \sqrt{(2045.61)^2 + (4289.92)^2}$$

$$R_C = 4752.68\text{N} = 484.77\text{Kg}$$

$$R_B = \sqrt{R_{B_y}^2 + R_{B_z}^2}$$

$$R_B = \sqrt{(6008.61)^2 + (7210.92)^2}$$

$$R_B = 9386.2\text{N} = 957.39\text{Kg}$$

Se utiliza la reacción donde está la sección crítica con lo cual tomaremos la fuerza R_B , pero también se puede tomar en cuenta la fuerza R_C ya que se utilizará el mismo rodamiento en los cuatro puntos donde se colocarán.

Estáticamente

$$C_0 = f_s * P_0$$

Con un factor de seguridad estático $f_s = 1,2$ (para sollicitaciones normales) se calcula la capacidad de carga estática:

$$C_0 = 1.2 * 484,77$$

$$C_0 = 581.72\text{Kg}$$

4.3.8.2 Rodamientos Solicitados Dinámicamente

Según la ecuación 2.61 tenemos:

$$C = \frac{f_L}{f_n * f_H} * P [Kg]$$

Los factores de esfuerzos dinámicos, de velocidad y dureza de acuerdo al mismo catálogo son:

$$f_L = 2$$

$$f_n = 0.693$$

$$f_H = 1$$

$$C = \frac{2}{0.693 * 1} * 484.77 [Kg]$$

$$C = 1399.05Kg$$

Realizados los cálculos se ha seleccionado el siguiente rodamiento mediante el Catálogo FAG.

TIPO 6203

d = 17mm

D = 40mm

B = 12mm

r = 1mm

Con lubricación con grasa

Con este tipo de rodamiento utilizaremos 2 rodamientos para el eje 1 y 2 rodamientos para el eje 2.

4.3.9 SELECCIÓN DEL MOTOR

Para seleccionar el motor debe cumplir la potencia requerida (Pr) para accionar los elementos de la máquina.

Según la ecuación 2.63 se calcula:

$$P_m = 0.4\text{Hp} * 1.5$$

$$P_m = 0.60\text{Hp}$$

Según el cálculo nos toca elegir un motor de modelo MHL-20 de 1HP de $n_1 = 1400\text{RPM}$.

4.3.10 DISEÑO DE LA POLEA

Según la Ec. 2.17 el torque es igual a:

$$M = \frac{76.2\text{mm}}{2} (3015.78 - 1507.89) \text{ N}$$

$$M = 57450.61 \text{ N.mm}$$

Según la Ec. 2.64

$$J = \frac{\pi}{32} \left((76.2)^4 - (15)^4 \right) \text{mm}^4$$

$$J = 3304967.3\text{mm}^4$$

Utilizando la Ec. 2.34

$$\tau_{.xy} = \frac{57450.61\text{Nmm} * 38.1\text{mm}}{3304967.3\text{mm}^4}$$

$$\tau_{.xy} = 0.66 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\eta = \frac{0.577Sy}{\tau_{xy}}$$

$$\eta = \frac{0.577 * 160 \frac{N}{mm^2}}{0.66 \frac{N}{mm^2}}$$

$$\eta = 139$$

Con este factor de seguridad nos indica que soportará las poleas.

4.3.11 SELECCIÓN DE LA BANDA

Para determinar la selección de bandas los cálculos se realizan en unidades del sistema inglés ya que se encuentran las fórmulas en ese sistema.

4.3.11.1 Determinación de la potencia de diseño de la banda.

Utilizando la ecuación 2.65 se obtiene la potencia de diseño:

$$P_d = 1 * 0.60Hp$$

$$P_d = 0.60Hp$$

4.3.11.2 Determinación del ángulo de contacto de las bandas.

Utilizando la ecuación 2.66 se obtiene el ángulo de contacto:

$$\theta_s = 2 \cos^{-1} \left(\frac{D - d}{2c} \right)$$

$$= 2 \cos^{-1} \left(\frac{0}{2c} \right)$$

$$= 2 \cos^{-1}(0)$$

$$\theta_s = 2 * 90^\circ$$

$$\theta_s = 180^\circ$$

4.3.11.3 Longitud de la banda.

Utilizando la ecuación 2.67 para determinar la longitud de la banda:

$$L_p = 2 * 0.28 + 1.57(0.0762 + 0.0762) + \frac{(0.0762 - 0.0762)^2}{4 * 0.28}$$

$$L_p = 0.56 + 0.24$$

$$L_p = 0.8m = 800mm = 31.5in$$

Utilizando la ecuación 2.68 se determina el factor de aumento:

$$L' = L_p - 1.3$$

$$L' = (31.5 - 1.3) in$$

$$L' = 30.2 in = 767.08mm$$

Por lo tanto se selecciona una banda Maska en V de tipo A32.

4.3.12 DISEÑO DE LOS PERNOS

Los pernos utilizados en la máquina son de acero de Grado SAE 4 de diámetro 1/4".

El módulo de rigidez del perno se calcula con la ecuación 2.70:

$$E = 30 \times 10^6 \text{ psi} = 2.11 \times 10^{10} \text{ kgf/m}^2$$

$$K_b = \frac{\pi * (0.0064)^2 m^2 * 2.11 \times 10^{10} \text{ kgf/m}^2}{4 * 0.009m}$$

$$K_b = 7.54 * 10^7 \frac{\text{kgf}}{m}$$

El módulo de rigidez de los miembros se calcula con la Ec. 2.71.

$$K_m = \frac{\pi * 2.11 * 10^{10} * 0.0064}{2 \ln \left\{ 5 \left[\frac{0.009 + 0.5 * 0.0064}{0.009 + 2.5 * 0.0064} \right] \right\}}$$

$$K_m = 2.38 * 10^8 \frac{\text{kgf}}{\text{m}}$$

La constante C se calcula con la Ec. 2.72.

$$C = \frac{7.54 * 10^7}{7.54 * 10^7 + 2.38 * 10^8}$$

$$C = 0.24$$

De acuerdo a la ecuación 2.74 el área de tensión es $0.226 \text{plg}^2 = 2 \times 10^{-5} \text{ m}^2$ y S_p es $65 \text{kpsi} = 4.6 \times 10^7 \text{ kgf/plg}^2$

$$F_p = 2 \times 10^{-5} \text{ m}^2 * 4.6 \times 10^7 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2}$$

$$F_p = 920 \text{ kgf}$$

De la Ec. 2.73 se obtiene el intervalo

$$552 \leq F_i \leq 828$$

El factor de seguridad η se calcula con la ecuación 2.75:

$$\eta = \frac{2 \times 10^{-5} \text{ m}^2 * 7 \times 10^7 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2} - 828 \text{kgf}}{0.32 * 10 \text{kgf}}$$

$$\eta = 238.33$$

De acuerdo al intervalo del factor de seguridad $1.5 < \eta < 3$ este factor es aceptable y soportará los pernos.

4.3.13 CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA

Las cargas que soporta la estructura es de 10kg que pesa la entenalla de una longitud de 24 cm y 10kg el motor.

Se determina el perfil cuadrado 30x30x2 para verificar si soporta este perfil.

4.3.13.1 Cálculo del perfil 1

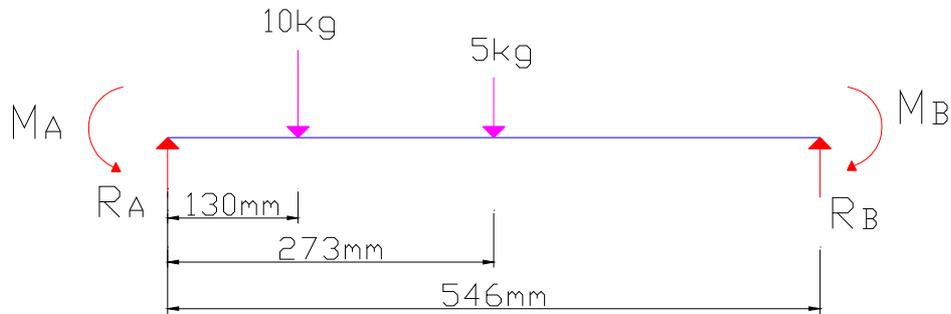


Figura 4.21.- Diagrama de cuerpo libre del perfil 1

Utilizando las ecuaciones 2.79 y 2.80 se calculan las reacciones:

$$R_B = \frac{10\text{kg} * 130\text{mm} + 5\text{kg} * 273\text{mm}}{546\text{mm}}$$

$$R_B = 4.88\text{kg}$$

$$R_B = (10 + 5 - 4.88)\text{kg}$$

$$R_B = 10.12\text{kg}$$

Utilizando las ecuaciones 2.81 y 2.82 se calcula los momentos

$$M_A = (4.88 * 546 - 5 * 273 - 10 * 130)\text{kg} - \text{mm}$$

$$M_A = -0.52\text{kg} - \text{mm}$$

$$M_B = (10.12 * 546 - 10 * 416 - 5 * 273)\text{kg} - \text{mm}$$

$$M_B = 0.52\text{kg} - \text{mm}$$

Las figuras 4.22 y 4.23 muestran los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector.

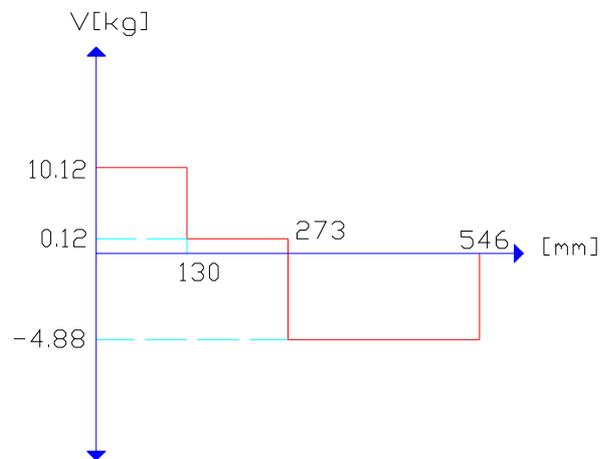


Figura 4.22.- Diagrama de esfuerzo cortante

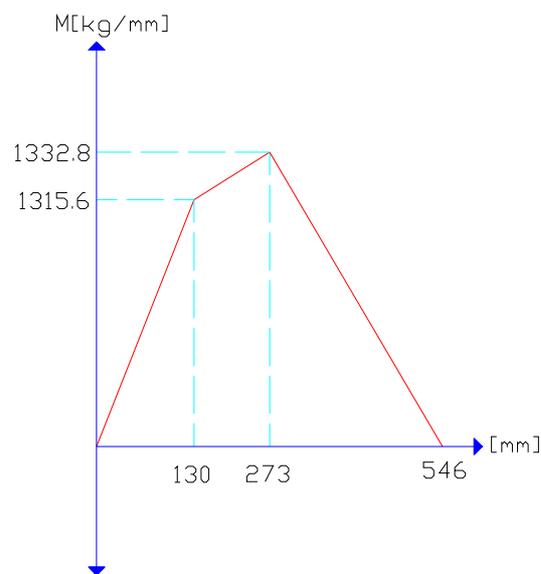
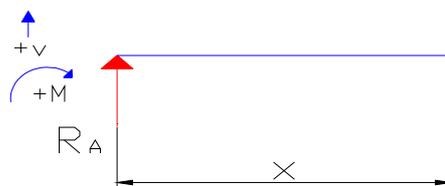


Figura 4.23.- Diagrama de momento flector

Cálculo del esfuerzo cortante y momento flector por partes



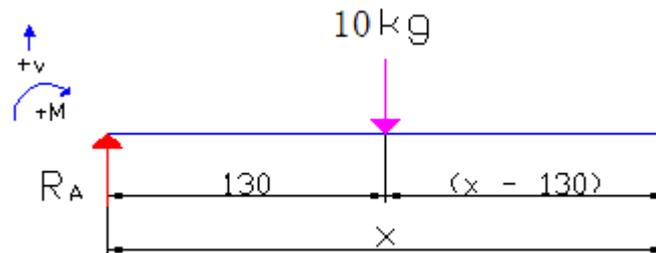
$$0 < x < 130$$

$$V = 10.12 \text{ kg}$$

$$M = R_A * x$$

$$\rightarrow x = 0 \quad M = 0$$

$$\rightarrow x = 130 \quad M = 10.12 * 130 = 1315.6 \text{ kg-mm}$$



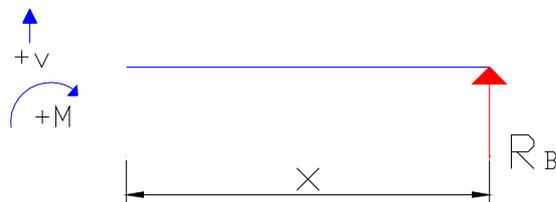
$$130 < x < 273$$

$$V = 10.12 - 19 = -8.88 \text{ kg}$$

$$M = R_A * x - Q_m (x - 130)$$

$$\rightarrow x = 130 \quad M = 10.12 * 130 - 10(130 - 130) = 1315.6 \text{ kg-mm}$$

$$\rightarrow x = 273 \quad M = 10.12 * 273 - 10(273 - 130) = 1332.8 \text{ kg-mm}$$



$$0 < x < 273$$

$$V = -4.88$$

$$M = R_B * x$$

$$\rightarrow x = 0 \quad M = 0$$

$$\rightarrow x = 273 \quad M = 4.88 * 273 = 1332.8 \text{ kg-mm}$$

Utilizando las ecuaciones 2.83 y 2.84 se calcula el factor de seguridad y además con el momento flector máximo

DATOS:

$$S_{xx} = 1.81 \text{cm}^3 = 1.81 \times 10^{-6} \text{m}^3$$

$$S_y = 250 \text{Mpa} = 36 \text{ksi} = 2550.14 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\eta = \frac{1.81 \text{cm}^3 * 2550.14 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{133.28 \text{kg} - \text{cm}}$$

$$\square = 34$$

Se tiene un factor de seguridad alto con lo cual es aceptado y se procede a escoger el perfil estructural cuadrado de 30 x 30 x 2 mm.

4.3.13.2 Cálculo del perfil 2

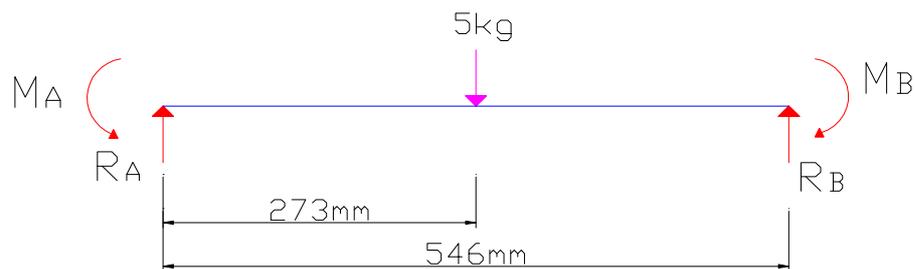


Figura 4.24.- Diagrama de cuerpo libre del perfil 2

Utilizando la ecuación 2.85 se calcula las reacciones:

$$R_A = R_B = \frac{5 \text{kg}}{2}$$

$$R_A = R_B = 2.5 \text{kg}$$

Utilizando las ecuaciones 2.86 se calcula los momentos

$$M_A = M_B = - \frac{5 \text{kg} * 546 \text{mm}}{8}$$

$$M_A = M_B = -341.25 \text{kg} \cdot \text{mm}$$

Las figuras 4.25 y 4.26 muestran los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector.

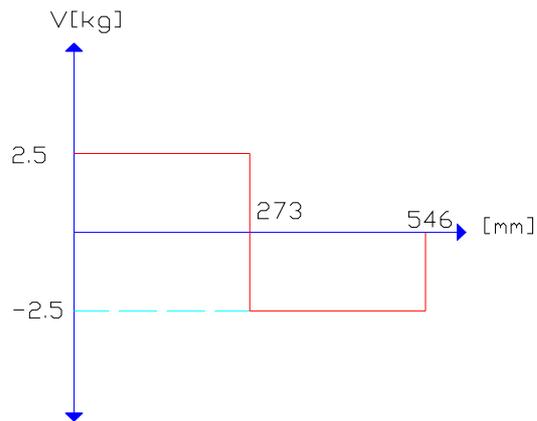


Figura 4.25.- Diagrama de esfuerzo cortante

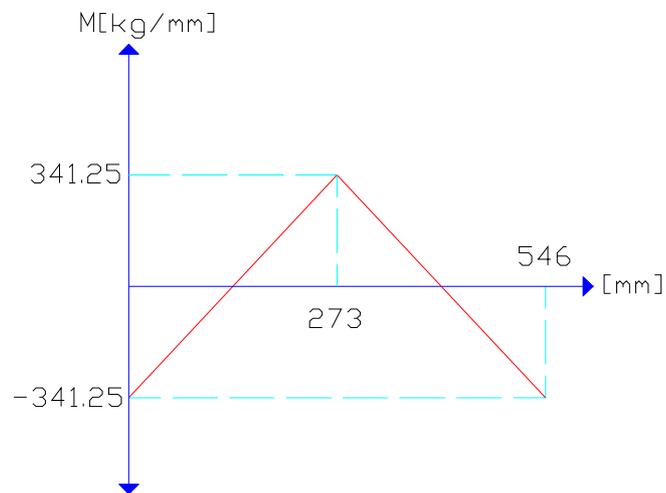


Figura 4.26.- Diagrama de momento flector

Cálculo del esfuerzo cortante y momento flector por partes

$$V_{AB} = -V_{BC} = F/2$$

$$M_{AB} = \frac{F}{8} (4x-l)$$

$$\rightarrow x = 0 \quad M = \frac{5}{8} (4 \cdot 0 - 546) = -341.25 \text{ kg-mm}$$

$$\rightarrow x = 273 \quad M = \frac{5}{8} (4 \cdot 273 - 546) = 341.25 \text{ kg-mm}$$

$$M_{BC} = \frac{F}{8} (3l - 4x)$$

$$\rightarrow x = 273 \quad M = \frac{5}{8} (3 \cdot 546 - 4 \cdot 273) = 341.25 \text{ kg-mm}$$

$$\rightarrow x = 546 \quad M = \frac{5}{8} (3 \cdot 546 - 4 \cdot 546) = -341.25 \text{ kg-mm}$$

Utilizando las ecuaciones 2.83 y 2.84 se calcula el factor de seguridad y además con el momento flector máximo

DATOS:

$$S_{xx} = 1.81 \text{ cm}^3 = 1.81 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$S_y = 250 \text{ Mpa} = 36 \text{ ksi} = 2550.14 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$\eta = \frac{1.81 \text{ cm}^3 * 2550.14 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{34.13 \text{ kg-cm}}$$

$$\square = 135$$

Se tiene un factor de seguridad alto con lo cual es aceptado el perfil cuadrado

4.3.13.3 Cálculo del perfil vertical

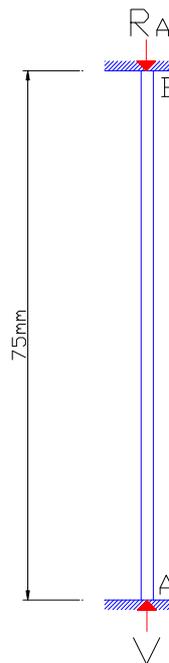


Figura 4.27.- Diagrama de cuerpo libre del perfil vertical

El perfil a utilizar es cuadrado de 30 x 30 x 2.

Utilizando la ecuación 2.87 la esbeltez es:

Datos:

$$L = 75\text{cm}$$

$$K = 0.5$$

$$r_{\min} = 1.13\text{cm}$$

$$A = 2.14\text{cm}^2$$

$$\lambda = \frac{0.5 * 75\text{cm}}{1.13\text{cm}}$$

$$\lambda = 33$$

Con el valor de la esbeltez nos vamos a la tabla que se encuentra en el manual de la AISC y nos da el valor de $F_a = 19.73\text{ksi}$. Ver Anexo 11.

Con la ecuación 2.88 se obtiene la fuerza real de compresión:

$$f_a = \frac{10.12\text{kg}}{2.14\text{cm}^2}$$

$$f_a = 4.72 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} = 0.46\text{Mpa} = 0.0667\text{ksi}$$

Para verificar si falla el perfil se utiliza la ecuación 2.89.

$$l_a = \frac{0.0667\text{ksi}}{19.73\text{ksi}}$$

$$l_a = 0.0033$$

Con este resulta nos indica que no fallará ya que la condición nos indicaba que $l_a \gg 1$ para fallar.

4.4 CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA

La pulidora de engranes es de fácil construcción, por tanto cualquier metalmecánica industrial donde existan los equipos y herramientas necesarios pueden construir cada uno de los elementos que conforman la máquina.

Lo más importante para la construcción de la máquina es la adquisición de la materia prima y los elementos que se encuentran en el mercado local, que conforman la pulidora.

Para la construcción de la máquina es necesario determinar los siguientes requerimientos:

- Requerimientos para la construcción.
- Hojas de procesos.

4.4.1 REQUERIMIENTOS PARA LA CONSTRUCCIÓN.

Para la construcción de la máquina de la pulidora se utilizan máquinas, equipos, herramientas, instrumentos, materia prima, elementos a construir, elementos seleccionados.

1. Máquinas y Equipos:

- ✓ Cizalla.
- ✓ Esmeril.
- ✓ Torno.
- ✓ Soldadora eléctrica.
- ✓ Taladro.
- ✓ Equipo de pintura.
- ✓ Dobladora.
- ✓ Fresadora.

- ✓ Amoladora.

2. Herramientas:

- ✓ Brocas.
- ✓ Útiles de tornear.
- ✓ Escuadras.
- ✓ Limas.
- ✓ Martillo.
- ✓ Llaves.
- ✓ Rayador.
- ✓ Sierra de Arco.

3. Instrumentos de medición y verificación:

- ✓ Calibrador pie de rey.
- ✓ Compas.
- ✓ Flexómetro.
- ✓ Escuadra.
- ✓ Galga.

4. Materia Prima.

- ✓ Eje de acero SAE 1018 d = 25.4 mm.
- ✓ Eje de acero SAE 1018 d = 88.9 mm.
- ✓ Eje de acero SAE 1018 d = 57.1 mm.
- ✓ Perfil de acero ASTM A 36 cuadrada 60 x 30 x 30 x 2 mm.
- ✓ Platina de acero ASTM A 36 PL 12 x 3 mm.
- ✓ Plancha de acero ASTM A 36 PL 240 x 120 x 1 mm.

5. Elementos normalizados y seleccionados.

- ✓ Motor variador de velocidades de 1hp.
- ✓ Polea de aluminio d = 76.20 mm.
- ✓ Rodamientos.

- ✓ Chumaceras.
- ✓ Pernos.
- ✓ Tuercas.
- ✓ Bandas.
- ✓ Tornillo.
- ✓ Arandela.

6. Listado de elementos a construir.

- ✓ Eje 1
- ✓ Eje 2
- ✓ Bocín
- ✓ Engranés
- ✓ Estructura de la máquina
- ✓ Chumacera

4.4.2 HOJA DE PROCESOS.

Se realizará seis hojas de procesos de los elementos principales a construir y que se detallará los procedimientos adecuados de cada uno de ellos que se debe seguir para obtener los diferentes elementos del prototipo.

- Hoja de Procesos del Eje 1
- Hoja de Procesos del Eje 2
- Hoja de Procesos del Acople
- Hoja de Procesos de la Chumacera.
- Hoja de Procesos de los Engranés.
- Hoja de Procesos de la Estructura.

Las hojas de procesos se encuentran en el Anexo 13

4.5 PROTOCOLO DE PRUEBAS.

4.5.1 PRUEBAS SIN CARGA



Figura 5.1.- Prueba sin carga

Se realizan rotaciones de los ejes para comprobar su estabilidad y comportamiento a la hora de alcanzar las revoluciones máximas del motor.

Tiempo de rotación: 60 minutos

Tabla 5.1.- Rotaciones alcanzadas por el motor sin cargas

Evento	ω
	(RPM)
1	130
2	128
3	130
4	131
5	128

Fuente: PROPIA

Elaborado por: MEDINA - RIVADENEIRA

La máquina se comporta correctamente a altas revoluciones, la estructura no presenta vibraciones, el eje se encuentran correctamente centrado, el motor no presenta cambios de temperatura.

4.5.2 CARACTERISTICAS DEL ENGRANE FABRICADO

Para fabricar un engrane de diente recto se necesita el módulo y el número de dientes.

Datos:

$$m = 1.5\text{m}$$

$$z = 51 \text{ dientes}$$

Después se calcula el diámetro exterior y la altura

$$D_e = m (z+2)$$

$$D_e = 1.5 (51+2)$$

$$D_e = 79.5\text{mm}$$

$$h = 2.167 * m$$

$$h = 2.167 * 1.5$$

$$h = 3.25\text{mm}$$

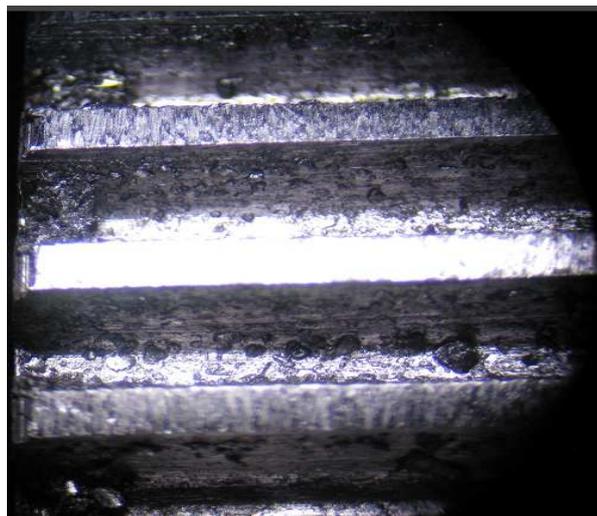


Figura 5.2.- Engrane fabricado

La profundidad del engranaje se lo realizó en 2 pasadas y a bajas revoluciones para simular condiciones extremas.

Teniendo una rugosidad considerable, se someterá al engranaje a las siguientes pruebas con 3 productos que existen en el mercado para cumplir los parámetros establecidos.

4.5.3 PRUEBAS CON DIFERENTES PULIMENTOS



Figura 5.3.- Prueba con pulimento

Las pruebas se realizaron con los siguientes materiales:

Pulimentos

- Permatex
- Lion Brand
- Fino
- Grueso
- Polvo de esmeril.



Figura 5.4.- Prueba con pulimento permatex

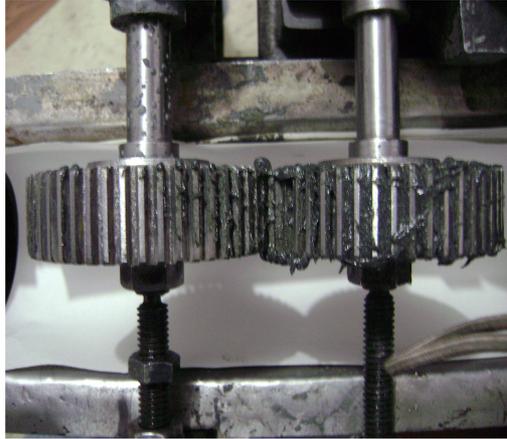


Figura 5.5.- Prueba con pulimento polvo de esmeril



Figura 5.6.- Prueba con pulimento Lion Brand

Los procedimientos de las pruebas se encuentran en el Anexo12.

En todos los procedimientos se debe centrar correctamente los engranajes para lograr un buen pulido.

Se debe girar el engranaje para un pulido uniforme

RESULTADOS

Tabla 5.2.- Datos obtenidos sin carga utilizando pulimentos

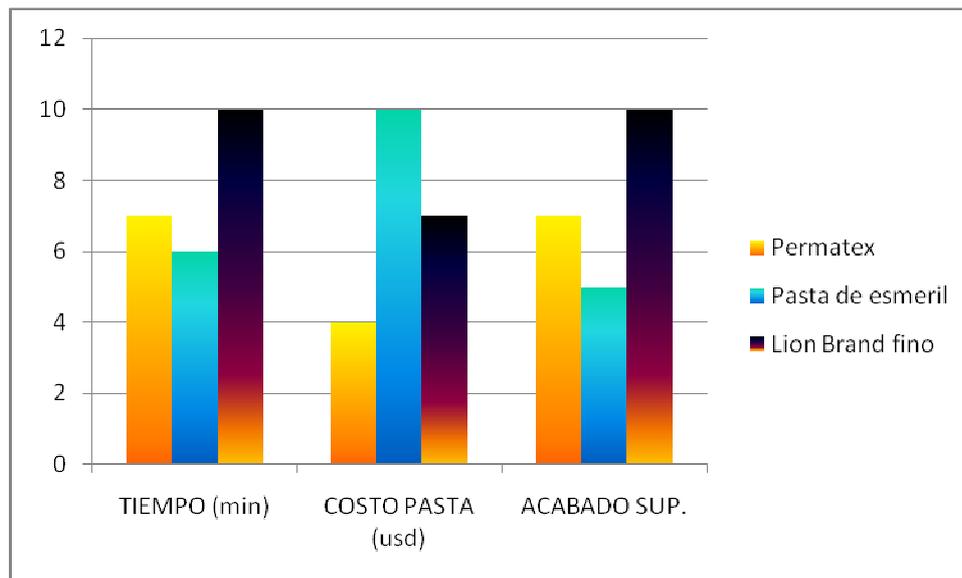
PULIMENTO	TIEMPO (min)	RPM	COSTO (usd)	ACABADO SUP.
Permatex	30	80	6	7
Pasta de esmeril	40	40	0,40	5
Lion Brand fino	40	100	1	9

Tabla 5.3.- Resultados de los protocolos

	TIEMPO (min)	COSTO PASTA (usd)	ACABADO SUP.
Permatex	7	4	7
Pasta de esmeril	6	10	5
Lion Brand fino	10	7	10

Fuente: PROPIA

Elaborado por: MEDINA - RIVADENEIRA

**Figura 5.7.- Resultados protocolos de pruebas**

4.6 ANÁLISIS DE COSTOS

Tiene como objetivo determinar el costo necesario de los elementos para la realización del prototipo.

Para el análisis de costos se toma en cuenta los costos tanto directos como indirectos

Para determinar el costo total de la máquina se suma el total de los costos directos con los costos indirectos.

4.6.1 COSTOS DIRECTOS

4.6.1.1 Costos de materiales para la construcción.

Los costos de materiales para la construcción se presentan en la tabla 5.4.

Tabla 5.4.- Costos de materiales para la construcción.

Material	Cantidad	Valor unitario [usd]	Valor total [usd]
Eje de acero SAE 1018 d = 25.4 mm; l = 300 mm.	1	5,19	5,19
Eje de acero SAE 1018 d = 88.9 mm; l = 110 mm.	1	15,00	15,00
Eje de acero SAE 1018 d = 57.15mm; l = 200 mm.	1	10,00	10,00
Perfil de acero ASTM A 36 cuad. 60 x 30 x 30 x 2 mm.	2	11,72	23,44
Platina de acero ASTM A 36 PLT 12 x 3 mm.	1	2,30	2,30
Plancha de acero ASTM A 36 PL 240 x 120 x 1 mm.	1	42,76	42,76
Subtotal			98,69

Fuente: ACEROS DEL SUR Y ACERO COMERCIAL ECUATORIANO.

Elaboración: Propia.

4.6.1.2 Costos de accesorios normalizados.

Los costos de los accesorios se muestran en la tabla 5.5.

Tabla 5.5.- Costos de Accesorios Normalizados.

Material	Cantidad	Valor unitario [usd]	Valor total [usd]
Rodamientos FAG 6202.	4	12,50	50,00
Motor variador de velocidad	1	275,25	275,25
Banda V tipo A; l = 32mm.	1	4,50	4,50
Perno M5 X 45	2	0,13	0,26
Perno M6 X 50	2	0,15	0,30
Tuerca M5 X 45	2	0,10	0,20
Tuerca M6 X 50	2	0,12	0,24
Polea de aluminio d = 76.2 mm.	2	13,00	26,00
Entenalla	1	250,00	250,00
Tornillo M4 X 5	2	0,08	0,16
Subtotal			606.75

Fuente: MAQUINARIAS HENRIQUES

Elaboración: Propia.

4.6.1.3 Costos de maquinado y mano de obra.

Los costos de maquinado y mano de obra se presentan en la tabla 5.6.

Tabla 5.6.- Costos de maquinado y mano de obra.

Máquina	Costo por máquina incluido mano de obra [usd/h]	Tiempo total [h]	Costo total por máquina [usd]
Torno.	10,00	2	20,00
Soldadura.	7,00	3	21,00
Taladradora.	5,00	1	5,00
Cizalla.	6,00	2	12,00
Dobladora.	4,00	1	4,00
Fresadora	7,00	5	35,00
Subtotal			97,00

Fuente: METALMECÁNICA ALESSI.

Elaboración: Propia.

4.6.1.4 Costos de montaje.

El costo de montaje solo se considera el transporte que es el traslado desde el taller de fabricación hasta el Laboratorio de Máquinas Herramientas por el motivo que la máquina no necesita un montaje por tal motivo el costo es de 10 dólares.

4.6.1.5 Costo directo total.

En la tabla 5.7 se indica la cantidad total del costo directo.

Tabla 5.7.- Costo directo total.

Componente del costo	Valor [usd]
Materiales de construcción	98,69
Accesorios Normalizados	606,75
Maquinado y mano de obra	97,00
Montaje.	10,00
Subtotal	812,44

Fuente: Propia.

Elaboración: Propia.

4.6.2 COSTOS INDIRECTOS.

4.6.2.1 Costos de materiales indirectos.

Los costos de materiales indirectos se muestran en la tabla 5.8

Tabla 5.8.- Costos de materiales indirectos.

Material	Cantidad	Valor unitario [usd]	Valor total [usd]
Electrodos 6011-1/8"(kg).	1	3,00	3,00
Lija	4	0,50	2,00
Pintura anticorrosiva (l)	2	3,50	7,00
Thiñer (l).	1	1,50	1,50
Guaype.	10	0,20	2,00
Pulimento	1	5,00	5,00
Varios.		8,00	8,00
Subtotal			28,50

Fuente: FERRETERIA SAN BARTOLO.

Elaboración: Propia.

4.6.2.2 Costos de ingeniería.

Este costo se refiere al tiempo por el cual el ingeniero se dedica a diseñar la máquina y a inspeccionar la fabricación.

Los costos de diseño, generalmente se utiliza el 20% de los costos de construcción de la máquina.

4.6.2.3 Gastos imprevistos.

Se relacionan principalmente con los costos de movilización de las personas y transporte de materiales. Se estima estos costos aproximadamente en 50 USD.

4.6.2.4 Costo total indirecto.

En la tabla 5.9 se indica la cantidad total del costo indirecto.

Tabla 5.9.- Costo total indirecto

Componente del costo	Valor [usd]
Materiales Indirectos	28,50
Costo de ingeniería	168,19
Gastos Imprevistos	50,00
Subtotal	246,69

Fuente: Propia

Elaboración: Propia.

4.6.3 COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA.

En la tabla 5.10 se resume el total de la máquina:

Tabla 5.10.- Costo total de la máquina.

COMPONENTE DEL COSTO	VALOR[USD]
Costos directos	812,44
Costos indirectos	246,69
Total	1059,13

Fuente: Propia

Elaboración: Propia.

Todos los valores anteriores han sido averiguados mediante proformas a Maquinarias Henríquez, Iván Bohman, Ferretería San Bartolo, Rulimanes SKF, con lo cual se puede decir que la máquina es accesible al mercado y se puede producir en el país a un bajo costo y no traer del exterior.

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES.

- El objetivo general del diseño y construcción de la máquina pulidora de engranajes se ha cumplido satisfactoriamente así también los objetivos secundarios.
- En la actualidad el pulido de los engranajes se lo realiza de una manera no recomendable como se observa en las encuestas esto ocasiona una deficiencia a la hora de proporcionar un buen acabado superficial y un mejor funcionamiento.
- La construcción de engranajes en talleres metalmecánicos es de buena producción por lo cual se requiere este servicio y como un complemento tratamiento superficial.
- La máquina tiene un bajo costo y los materiales de construcción se encuentran en el mercado y los otros son de fácil fabricación ya que se los puede elaborar en una metalmecánica que cuente con torno, fresa, cizalla, dobladora, suelda, taladro, herramienta menor.

- El motor variador es una buena opción, al bajar las revoluciones se puede agregar la pasta de una manera uniforme y aumentar según las necesidades.
- El acople de la entenalla proporciona un manejo fácil y seguro a la hora de montar los engranajes.
- El protocolo de pruebas verifica el normal funcionamiento de la máquina pulidora de engranajes, cumpliendo satisfactoriamente los parámetros requeridos.
- El pulimento óptimo para los flancos en los engranajes es LION BRAND por los resultados obtenidos en el protocolo de pruebas.

5.2 RECOMENDACIONES.

- Usar un motor inversor para disminuir el tiempo y proporcionara un mejor pulido del los engranajes.
- No exceder las revoluciones indicadas debido a que la pasta salpica y esta ocasionara malos resultados.
- La fabricación del engranaje debe ser de buena calidad, empezando por el centrado en el torno y la construcción en la fresadora.
- Los mandrinos utilizados en la construcción del engranaje necesariamente deben medir un diámetro de dieciséis milímetros y veintiuno milímetros.

- Se debe accionar todos los sistemas de fijación que tiene la entenalla para evitar que exista excesivo rozamiento entre los dientes de los engranajes.

- Para la limpieza de los engranajes se recomienda usar diesel ya que su grado de inflamabilidad es bajo y no se producirá accidentes.

BIBLIOGRAFIA

- AISC, Manual of Steel Construction, Eighth edition, 1980.
- Catálogo 41250 SA FAG, para rodamientos de bolas y rodillos
- INEN, Código de Dibujo Técnico Mecánico, Quito – Ecuador, 1987
- MARKS; Manual del Ingeniero Mecánico; Editorial McGraw-Hill; México.
- MIROLIUBOV I., Problemas de Resistencia de Materiales, Ed. Bandeirantes, Sao Paulo, 1985.
- SHIGLEY JOSEPH, Diseño en Ingeniería Mecánica, Cuarta Edición, Editorial McGraw Hill, México, 1985
- TIMOSHENKO, Resistencia de Materiales, Ed. San Marcos, Sao Paulo, 1985.
- VARGAS, J; Fundamentos de Dibujo Industrial; E.P.N; Carrera de Ingeniería Mecánica; Quito – Ecuador; 2005.
- VARGAS, J; Producción por virutaje; E.P.N; Carrera de Ingeniería Mecánica; Quito – Ecuador; 2003
- VARGAS, J; Tecnologia de Virutaje; Area: Fresadora; E.P.N., Facultad de Ingeniería Mecánica; Quito-Ecuador, 2004.

CONSULTAS WEB

- <http://www.icitta.es/gs2.asp?sq1=ENGRANAJES+Y+ELEMENTOS+DE+TRANSMISION&sq=GRANOLLERS>
- <http://www.emc.uji.es/d/IngMecDoc/Mecanismos/Engranajes/EngrCilindr.html>
- <http://es.wikipedia.org/wiki/Engranaje>
- <http://www.unav.es/adi/UserFiles/File/80962075/ApuntesTeorMaqCap5.pdf>
- http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/docencia/asignaturas/tm/pdf/doc_th/apuntes/apuntes_tema7.pdf
- <http://www.scribd.com/doc/16217762/Catalogo-transmision-de-potencia>
- <http://www.scribd.com/doc/3954415/Apuntes-de-Tecnologia-de-mecanismos>

A N E X O S