UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES

INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA

"DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DE UN MEZCLADOR Y UN SISTEMA ELEVADOR DE AGREGADOS PETREOS PARA UNA PLANTA ADOQUINERA-BLOQUERA EN LA UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA".

TESIS PREVIA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO ELECTROMECÁNICO

AUTORES:

- González Telmo.
- Herrera Jimmy.
- Mendoza Diego.
- Paladinez Richard.

DIRECTOR:

Ing. Marco Rojas

LOJA - ECUADOR

2006

INGENIERO MARCO ROJAS MONCAYO.
DIRECTOR DE TESIS.

CERTIFICA:

Que los señores Telmo Javier González Benavides, Jimmy Biron Herrera Cofre, Diego Mauricio Mendoza Herrera, Richard Paúl Paladinez Celi, egresados de la carrera de Ingeniería Electromecánica desarrollaron el trabajo de investigación sobre el tema: "DISEÑO, CONSTRUCCION Y MONTAJE, DE UN MEZCLADOR Y UN SISTEMA ELEVADOR DE AGREGADOS PETREOS PARA UNA PLANTA ADOQUINERA- BLOQUERA EN LA UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA", la misma que ha sido revisada en forma prolija, cumpliendo las normas generales para la graduación en la Universidad Nacional de Loja, para lo cual autorizo su presentación.

Loja, 15 de Mayo del 2006.

……

Ing. Marco Rojas Moncayo.
DIRECTOR DE TESIS.

DECLARACIÓN DE AUTORIDAD.

Nosotros, Telmo Javier González Benavides, Jimmy Biron Herrera Cofre, Diego Mauricio Mendoza Herrera, Richard Paúl Paladinez Celi, autores de este trabajo de tesis, certificamos la propiedad intelectual a favor de la Universidad Nacional de Loja, los cuales podrán hacer uso del mismo con la finalidad académica que estimen conveniente.

Autores:

……..	……
Telmo Javier González Benavides.	Jimmy Biron Herrera Cofre
……	…….
Diego Mauricio Mendoza Herrera.	Richard Paúl Paladinez Celi.

PENSAMIENTO:

Nunca consideres el estudio como una obligación, sino como una oportunidad para penetrar en el interesante mundo del saber.

Albert Einstein

AGRADECIMIENTOS:

Agradecemos:

- A Dios por habernos dado la fuerza y fortaleza para culminar con éxito nuestros estudios.

- A nuestras familias por habernos guiado y apoyado para forjarnos como profesionales de bien.

- Al Ing. Marco Rojas, director de tesis, por haber colaborado en la realización de este proyecto de tesis.

- A la Universidad Nacional de Loja por la formación académica integral que nos han brindado como estudiantes.

Los autores

DEDICATORIA

Dedicamos el presente trabajo de diploma a todas nuestras familias en general, y de manera especial a nuestros padres, que gracias a su esfuerzo, paciencia, dedicación y apoyo incondicional, logramos terminar nuestros estudios superiores.

A la Universidad Nacional de Loja que nos permitió adquirir conocimientos para elevar nuestra cultura general, tanto académica como profesional, para lograr alcanzar grandes metas que nos formen como buenos profesionales para servir a la sociedad.

RESUMEN

El presente trabajo de tesis de grado se basa en el diseño, construcción y montaje de un mezclador y elevador de agregados pétreos para una planta adoquinera bloquera en la Universidad Nacional de Loja, lo que permitirá que dicha institución pueda producir bloques y adoquines para beneficio interno y de la colectividad.

Las máquinas expuestas están conformadas por vagones, ejes, aspas, cojinetes, mecanismos de sujeción, catalinas, cadena, motorreductores, cable de elevación, estructura de soporte, tableros de control y algunos elementos auxiliares.

El cálculo de las piezas y elementos que conforman las máquinas se los desarrolló mediante el empleo de bibliografía de diseño mecánico y el asesoramiento de profesionales que se dedican a la fabricación de esta maquinaria. El proceso de selección de los elementos constitutivos se lo realiza con los criterios mas adecuados de modo que garantice el optimo diseño de las maquinas.

Además se realiza una valoración ambiental y económica para llegar a obtener el costo real de la misma.

SUMMARY

The present work of grade thesis is based on the design, construction and assembly of a mixer and elevator of stony attachés for a plant adoquinera-bloquera in the National University of Loja, what will allow that this institution can produce blocks and paving stones for internal benefit and of the collective.

The exposed machines are conformed by boxcars, axes, crosses, bearings, subjection mechanisms, pinenuts, chain, motoreductores, elevation cable, structures of support, control boards and some auxiliary elements.

The calculation of the pieces and elements that conform the machines developed them to him by means of the employment of bibliography of design mechanic and the advice of professionals that are devoted to the production of this machinery. The process of selection of the constituent elements is carried out it with the approaches but appropriate so it guarantees the good design of you scheme them.

It is also carried out an environmental and economic valuation to end up obtaining the real cost of the same one.

INDICE.

PORTADA.	i
CERTIFICACIÓN	ii
DECLARACIÓN DE AUTORIDAD.	iii
PENSAMIENTO.	iv
AGRADECIMIENTO.	v
DEDICATORIA.	vi
RESUMEN.	vii
SUMARY.	viii
INDICE.	ix
INTRODUCCIÓN.	16
Problematización.	17
Objetivos.	18
Problema de Investigación.	19
Justificación.	20
Planteamiento de Hipótesis.	21
CAPÍTULO I: FUNDAMENTOS TEÓRICOS.	22
1.1 Ejes de transmisión.	22
1.1.1 Momento Torsor.	23
1.1.2 Flexión.	23
1.1.3 Fuerza cortante.	24
1.1.4 Torque.	24
1.1.5 Momento Equivalente.	24
1.1.6 Esfuerzo de trabajo.	25
1.1.7 Diámetro del eje.	25
1.1.8 Potencia transmitida al eje.	25
1.1.9 Momento torsor máximo.	26
1.2 TRANSMISIÓN DE CADENA DE RODILLOS.	26
1.3. CABLES.	31
1.3.1. Constitución.	31

1.3.2. Datos de definición del cable. 32
1.3.3. Nomenclatura de los cables 32
1.3.4. Composición 33
1.3.5. Carga de rotura de un cable 33
1.3.6. Cables cilíndricos de acero, flexibles, para aparatos de arrastre y de Elevación. 33
1.4 PERNOS. 36
1.4.1 Selección del diámetro del perno. 36
1.4.1.1 Paso. 37
1.4.1.2 Avance 37
1.4.1.3 Angulo de la hélice (α) 37
1.4.1.4 Pendiente del perfil de la rosca. 37
1.4.1.5 Momento de giro 37
1.5. CHUMACERAS Y COJINETES. 38
1.5.1. Chumaceras 38
1.5.1.1 Rodamientos de las chumaceras 39
1.5.2. Cojinetes. 40
1.5.2.1. Características generales. 40
1.5.2.1.1 Carga Básica. 40
1.5.2.1.2 Carga radial. 41
1.5.2.2. Tipos de cojinetes. 43
1.5.2.3. Duración o vida de los cojinetes. 43
1.6. SOLDADURA. 44
1.6.1. Soldadura simple. 45
1.6.2. Resistencia de juntas soldadas. 46
1.6.3. Soldadura eléctrica de resistencia 46
1.6.4. Soldadura mig mag. 47
1.7. ANÁLISIS ESTRUCTURAL. 48
1.7.1. Vigas. 48
1.7.1.1 Tipos de vigas. 48
1.7.2. Tensiones simples. 50
1.7.2.1. Flexión. 50
1.7.2.2. Esfuerzo cortante. 50

1.7. 3. Coeficiente de seguridad. 50
1.7.4. Módulo de elasticidad. 51
1.7.5. Momentos y esfuerzos. 51
1.7.5.1. Momento de resistencia. 51
1.7.5.2. Momento de Inercia. 52
1.7.5.3. Momento estático. 52
1.7.5.4. Momento flector 53
1.7.5.5. Esfuerzo cortante. 53
1.7.5.6. Radio de giro. 53
1.8. SISTEMA ELÉCTRICO. 53
1.8.1. Motores de corriente alterna. 53
1.8.2. Conexión de motores trifásicos. 54
1.8.3. Sentido de giro de los motores 54
1.8.4. Reductores y motorreductores 55
1.8.4.1. Mantenimiento de reductores. 56
1.9. AGREGADOS PÉTREOS. 56
1.9.1 Cemento 56
1.9.2. Áridos. 57
1.9.2.1. Árido grueso. 57
1.9.2.2. Árido fino 58
1.9.3. Agua. 58
1.9.4. Morteros y hormigones. 59
1.9.4.1. Mortero. 59
1.9.4.2. Fabricación 59
1.9.4.3. Hormigón. 59
1.9.4.5. Dosificación 60
1.9.4.5.1. Determinación de la relación grava-arena 61

CAPITULO II: CÁLCULOS PARA EL DISEÑO DEL MEZCLADOR Y ELEVADOR. 63

2.1. DISEÑO DEL MEZCLADOR. 63
2.1.1. Área del aspa (A_a). 64

2.1.2. Área del brazo (A_b). 65
2.1.3. Área total (A_t). 66
2.1.4. Velocidad angular (w). 66
2.1.5. Velocidad tangencial (V). 67
2.1.6. Presión de velocidad (P_v). 67
2.1.7. Fuerza de arrastre (F_a). 67
2.1.8. Velocidad tangencial de la catalina. (V_{tc}). 68
2.1.9. Masa del piñón (m_p). 68
2.1.10. Fuerza que ejerce la catalina (F_c). 69
2.1.11. Fuerza del aspa de arrastre (F_A). 69
2.1.12. Fuerza total (F_t) 70
2.1.13. Momento torsor (M_t). 70
2.1.14. Potencia (P) 70
2.1.14.1. Potencia motriz (P_m) 71
2.1.15. Fuerza máxima en el brazo 72
2.1.16. Cálculo de la tensión de trabajo 72
2.1.17. Momento flector máximo en el brazo 72
2.1.18. Momento de resistencia 73
2.2. TRANSMISIÓN POR CADENA. 73
2.2.1. Momento torsor máximo en el eje del motor (M_{tm}) 74
2.2.2. Tensión en la cadena (T_c) 74
2.2.3. Velocidad de la cadena (V_c) 75
2.2.4. Número de eslabones de la cadena (N) 75
2.2.5. Diámetro de piñones motriz y conducto (D_1, D_2) 76
2.3. CÁLCULO DEL EJE. 76
2.3.1. Diagrama de fuerzas en el plano YOX 77
2.3.2. Momento flector 78
2.3.3. Diagrama de fuerza cortante (V) 79
2.3.4. Diagrama de momento flector (Mf) 80
2.3.5. Diagrama de fuerzas en el plano ZOX 80
2.3.6. Momento flector 81
2.3.7. Diagrama de fuerza cortante (V) 81
2.3.8. Diagrama de momento flector 82

2.3.9. Diagrama de torques 82
2.3.10. Análisis de momento equivalente en R1 (Meq_1) 83
2.3.11. Análisis de momento equivalente en el punto medio 83
2.3.12. Diámetro del eje (De) 84
2.4. CÁLCULO DE LAS CHAVETAS. 85
2.4.1. Tensión de trabajo en la chaveta (Tc) 86
2.4.2. Tensión de Trabajo del Eje (Te) 86
2.4.3. Momento de Inercia polar (J) 86
2.4.4. Cálculo del par en el eje (Me) 86
2.4.5. Fuerza en la superficie del eje (Fe) 87
2.4.6. Longitud de la chaveta (L) 87
2.5. DISEÑO DEL ELEVADOR DE CONCRETO. 87
2.5.1. Peso de la mezcla (W_m) 88
2.5.2. Peso del skip (W_s) 88
2.5.3. Fuerza necesaria para elevar el vagón (F_e) 88
2.5.4. Fuerza para evitar resbalamiento (F_r) 89
2.5.5. Momento torsor en el torno (M_t) 89
2.5.6. Velocidad de avance del vagón (v) 89
2.5.7. Potencia necesaria para el elevador (P_s) 90
2.5.8 Diámetro del cable de elevación (d_c) 90
2.5.9. Diámetro del tambor (D) 91
2.5.10. Cálculo del diámetro de los pernos (D_p) 92
2.6. CÁLCULO DE LOS COJINETES. 94
2.6.1. Cálculo del cojinete para el eje de la catalina 95
2.6.2. Carga básica 95
2.6.3. Capacidad estática 96
2.7. CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA. 96
2.7.1. Cálculo de la tensión de trabajo (σ_t). 96
2.7.2. Cálculo del esfuerzo cortante (τ). 97
2.7.3. Determinación de la fuerza máxima de la viga (P'). 97
2.7.4. Cálculo de las reacciones 97
2.7.5. Cálculo del momento flector máximo (M_{fmax}) 98
2.7.6. Cálculo de la tensión cortante (V) 99

2.7.7. Cálculo del momento de resistencia (W_X). 99
2.7.8. Verificación de Momento de resistencia del perfil elegido 100
2.8. CÁLCULO DE LA SOLDADURA DEL MEZCLADOR. 102
2.8.1. Límite elástico calculado originado por el cordón (Tr) 103
2.8.2. Sección de soldadura 104
2.8.3. Cálculo del cordón de soldadura para la unión de vigas (UPN) 104
2.8.4. Límite elástico calculado para el cordón del UPN. 104
2.8.5. Sección de la soldadura. 105

CAPITULO III. VALORACIÓN ECONÓMICA, IMPACTO AMBIENTAL Y MANTENIMIENTO Y SEGURIDAD INDUSTRIAL. 106

3.1 VALORACIÓN ECONÓMICA. 106
3.1.1 Costo de Materiales. 106
3.1.2 Costo de equipos. 107
3.1.3 Costo de Mano de Obra. 108
3.1.4 Costo de transporte. 108
3.1.5 Costo de Energía Eléctrica en la fabricación. 108
3.1.6 Costo de diseño en Ingeniería. 109
3.1.7 Costo total del proyecto 109
3.2 IMPACTO AMBIENTAL. 110
3.2.1 Ley de Gestión Ambiental. 110
3.2.2 Código de la Salud y el Ambiente. 110
3.2.3 Reglamento de Seguridad y Salud de los Trabajadores y Mejoramiento del Medio Ambiente de Trabajo. 112
3.2.4 Descripción de la maquinaría y el espacio físico. 112
3.2.4.1 Maquinaria. 112
3.2.4.2 Espacio Físico. 112
3.2.5 Ruido. 112
3.3. MANTENIMIENTO Y SEGURIDAD INDUSTRIAL. 118
3.3.1 Función de mantenimiento. 118
3.3.2 Objetivos del mantenimiento. 118
3.3.3 Tipos de mantenimiento. 118

3.3.3.1 Mantenimiento correctivo. 118
3.3.3.2 Mantenimiento preventivo 119
3.3.3.3 Mantenimiento predictivo. 119
3.3.3.4 Normas de Seguridad. 119
CONCLUSIONES. 121
RECOMENDACIONES. 123
BIBLIOGRAFÍA. 124
SIMBOLOGÍA. 127
ANEXOS A: Tablas Y Características Técnicas. 129
ANEXOS B: Conjuntos, Subconjuntos y Despiece de Máquinas. 160

INTRODUCCIÓN

La era de las máquinas, que comenzó con la Revolución Industrial durante los siglos XVIII y XIX donde herramientas manuales fueron sustituidas por las máquinas herramientas, se desarrolló a partir de una serie de invenciones entre las que se destaca, la mejora de los procesos metalúrgicos (especialmente el acero y el aluminio), el desarrollo de la electricidad y de la electrónica, la invención del motor de combustión interna y el uso del metal y del cemento u hormigón en la construcción. Los avances actuales para optimizar la utilización de energía prometen iniciar una nueva era de creatividad.

La utilidad de una máquina simple radica en que permite ejercer una fuerza mayor que la que una persona podría aplicar sólo con sus músculos, o aplicarla de forma más eficaz. Combinando máquinas simples se construyen máquinas complejas. Con estas máquinas complejas, a su vez, se construye todo tipo de máquinas utilizadas en las distintas áreas de la ingeniería.

Desde la introducción de la fuerza motriz eléctrica en los elevadores se realizaron varias mejoras en los motores y en los métodos de control. Al principio, los motores de una sola velocidad eran los únicos que se utilizaban. Luego, se introdujeron los motores auxiliares de baja velocidad, pero más tarde se inventaron sistemas para modificar la velocidad mediante la variación del voltaje. En los últimos años se han empleado con frecuencia dispositivos automáticos en los que se destaca el motorreductor.

El presente proyecto tiene la finalidad de diseñar, construir y montar un mezclador y elevador de agregados pétreos para una planta de elaboración de bloques y adoquines, para este fin hemos tomado en cuenta diversos parámetros, que los hemos dividido en tres capítulos los mismos que son indispensables para la culminación exitosa de este proyecto.

PROBLEMATIZACIÓN.

Cada vez se hace necesario implementar nuevos laboratorios, talleres, y demás adecuaciones para impartir y funcionar de manera eficiente en las labores académicas del área, pero debido al elevado costo de construcción esto no se ha podido lograr. Los costos están directamente relacionados con los materiales de construcción, tales como; cemento, ladrillo, varilla de acero, bloque, adoquín, etc., que son indispensables en la labor de construcción civil.

En vista de esto es conveniente impulsar algún mecanismo de solución a estos problemas y se hace necesario ejecutar un proyecto que conlleve como objetivo abaratar los costos de construcción de algunos materiales que intervienen en la labor de construcción.

En vista de ello se ha pensado en calcular, diseñar y construir una planta que permita obtener bloques y adoquines de hormigón. Esto permitirá dar una solución considerable al problema del déficit de infraestructura, ya que se podría obtener el bloque y adoquín con propios recursos económicos y humanos del área, a la par de implementar una unidad de producción que podría generar ingresos por comercialización de este producto a la colectividad.

OBJETIVOS

General.

Diseñar, construir y montar una planta industrial para la elaboración de bloques y adoquines.

Específicos.

1. Diseñar, construir y montar un mezclador y elevador para una planta de fabricación de bloques y adoquines.
2. Integrar la planta de fabricación de adoquines y bloques en las actividades prácticas e investigativas de los programas de capacitación artesanal en técnicas de la construcción civil e ingeniería electromecánica.
3. Aplicar la materia prima más adecuada para la fabricación del producto.

PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN.

“Inexistencia de una planta de producción de adoquines y bloques en la Universidad Nacional de Loja que permita abaratar los costos a través de la tecnificación del proceso y del aporte de los estudiantes del programa de capacitación artesanal en técnicas de la construcción civil.”

JUSTIFICACIÓN.

- Es importante el desarrollo tecnológico de las plantas productoras de adoquines a fin de mejorar su calidad y abaratar costos.
- Nuestra planta permitirá el desarrollo de la infraestructura física de la Universidad logrando la formación práctica de los estudiantes de las ramas técnicas y de ingeniería. Permitiendo el desarrollo de habilidades y destrezas, y generando mayores recursos económicos para el área.
- Es importante que lo formación de los profesionales se de en escenarios reales de las practicas profesionales.

PLANTEAMIENTO DE HIPOTESIS

Hipótesis General.

Implementando la planta de producción de adoquines y bloques en la U.N.L. se permitirá abaratar costos a través de la tecnificación del proceso con el aporte de los futuros Ingenieros en Electromecánica.

Hipótesis Específicas.

1. Con la implementación de un mezclador y elevador para complementar una planta de fabricación de bloques y adoquines en la U.N.L. se logrará contribuir al desarrollo físico del área.
2. Los estudiantes de las carreras artesanales e ingeniería electromecánica podrán afianzar sus conocimientos a través de prácticas en la planta.
3. Con la adquisición de la materia prima adecuada se logrará mejorar el producto

CAPÍTULO I: FUNDAMENTOS TEÓRICOS

1.1 EJES DE TRANSMISIÓN.

Un *eje de transmisión* (o *árbol)* es un elemento cilíndrico de sección circular, estacionario (pero movible) o rotatorio, sobre el que se montan engranes, poleas, volantes, ruedas de cadena, manivelas o manubrios, así como otros elementos mecánicos de transmisión de fuerza o potencia. Los ejes de transmisión o, para simplificar, *ejes*, a secas, son barras sometidas a cargas de flexión, tensión, compresión o torsión, que actúan individualmente o combinadas. En este último caso es de esperar que la resistencia estática y la de fatiga sean consideraciones de diseño importantes, puesto que un eje puede estar sometido simultáneamente a la acción de esfuerzos estáticos completamente invertidos en forma alternante y repetida sin cambio de sentido.

El término "eje" abarca otras variedades, como los ejes de soporte y los husillos. Un *eje de soporte* es el que no transmite carga de torsión y puede ser estacionario o rotatorio.

Un eje de transmisión rotatorio de corta longitud se denomina *husillo*.

Cuando la deformación lateral o torsional de un eje debe mantenerse dentro de límites estrechos, entonces hay que fijar sus dimensiones, considerando tal deformación antes de analizar los esfuerzos.

La razón es que si un eje se hace lo bastante rígido para que esas deformaciones no sean considerables, es probable que los esfuerzos resultantes no rebasen la seguridad.

Pero de ninguna manera debe suponer el diseñador que es seguro; casi siempre es necesario calcularlos para comprobar que están dentro de límites aceptables.

Siempre que sea posible, los elementos de transmisión de potencia como engranes o poleas, deben montarse cerca de los cojinetes de soporte, esto reduce el momento flexionante y, en consecuencia, la deflexión y el esfuerzo por flexión.

Los ejes, de acuerdo a la función que cumplan están sometidos a varias fuerzas o tensiones denominadas *tensiones simples*.

1.1.1 Momento torsor.

Se llama torsión a la deformación de un elemento, producida por la acción de un momento externo que actúa alrededor de su eje longitudinal. Dicho momento recibe el nombre de *Momento de torsión.*

Para analizar el momento torsor en dos planos, aplicamos la siguiente ecuación.

$$M_t = F * r \tag{1.1}$$

Donde:

F = fuerza

r = radio de giro

1.1.2 Flexión.

Es la acción de una fuerza ejercida perpendicularmente a un eje.

$$M_f = \int V * xdx \tag{1.2}$$

Donde:

V = fuerza cortante

x = distancia.

Para analizar el momento flector en dos planos, aplicamos la siguiente ecuación.

$$M_f = \sqrt{M_y + M_z} \tag{1.3}$$

Donde:

M_y = momento flector, eje Y

M_z.= momento flector, eje Z

1.1.3 Fuerza cortante.

Son dos fuerzas iguales F y dirigidas en sentidos opuestos perpendiculares a un mismo plano.

$$V = F * l \tag{1.4}$$

F= Fuerza

L= distancia

1.1.4 Torque.

Si en una barra actúan dos pares de fuerzas, en sentidos opuestos y perpendicularmente al eje, estos tienden a hacer girar cada sección transversal respecto a las demás, sometiendo las secciones de la barra a una tensión transversal uniforme

$$T = \sum M \tag{1.5}$$

Donde:

M = momento torsor.

1.1.5 Momento Equivalente.

$$M_{eq} = \sqrt{Mf^2 + T^2} \tag{1.6}$$

Donde:

M_f = Momento flector.

T = Torque.

1.1.6 Esfuerzo de trabajo.

Es el esfuerzo admisible del material, dividido para un coeficiente de seguridad μ.

$$\tau_t = \frac{\tau_a}{\mu} \tag{1.7}$$

Donde:

τ_t = esfuerzo de trabajo

τ_a = esfuerzo admisible del material.

μ = coeficiente de seguridad.

1.1.7 Diámetro del eje.

Considerando que el árbol trabajará con un tipo de carga determinado, el diámetro de la sección esta dada por la siguiente ecuación.

$$De = \sqrt[3]{\frac{10 * Meq}{\tau_t}} \tag{1.8}$$

1.1.8 Potencia transmitida al eje.

Viene dada por el momento torsor y la velocidad angular a la que debe girar el eje.

$$P = M_t * w \tag{1.9}$$

Donde:

P = Potencia (W)

Mt = momento torsor (Nm)

w = velocidad angular (rad/seg)

1.1.9 Momento torsor máximo.

Se produce a partir de la potencia a transmitir y la velocidad de un eje rotatorio.

$$M_{t\max} = \frac{71600 * P}{n} \qquad (1.10)$$

Donde:

P = potencia (cv)
n = velocidad angular (rpm)
M_{tmax} = momento torsor máximo (kg*cm)

1.2 TRANSMISIÓN DE CADENA DE RODILLOS.

Las características básicas de las transmisiones de cadena incluyen una relación constante de velocidad (puesto que no hay resbalamiento o estirado), larga vida o duración y la capacidad para impulsar cierto número de ejes desde una sola fuente de potencia o fuerza motriz.

Las cadenas de rodillos las ha estandarizado el ANSI, en lo relativo a tamaños. La figura 1-1 ilustra la nomenclatura. El paso es la distancia lineal entre centros de rodillos. El ancho es la distancia entre las caras internas de los eslabones.

Estas cadenas se fabrican en las clases de uno, dos, tres y cuatro cordones. Las dimensiones de los tamaños estándares se listan en la tabla 1-1.

En la figura 1-2 se muestra una rueda dentada para cadena, llamada rueda Catarina (o simplemente Catarina), que impulsa una transmisión de cadena en sentido contrario al del reloj.

Designando el paso de la cadena por p, el ángulo de paso por γ y el diámetro de paso de la rueda por D, por la consideración de las características trigonométricas indicadas en el diagrama de esta transmisión, se tiene:

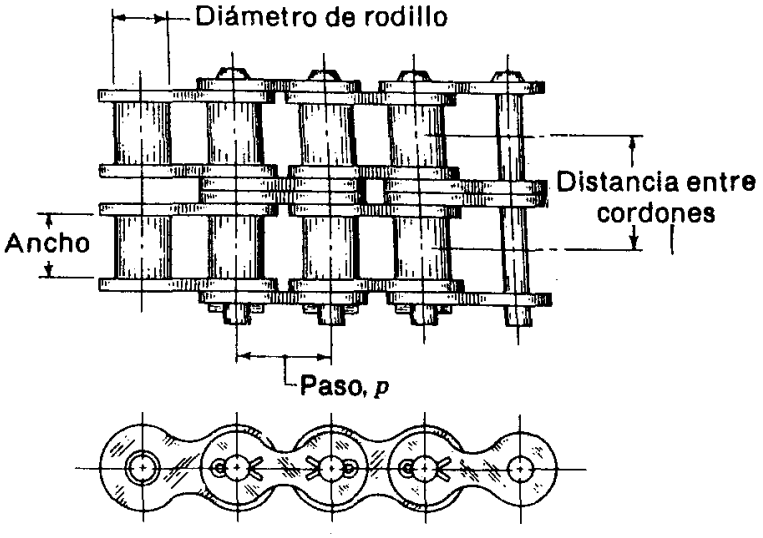


Fig. 1-1 Sección de una cadena de rodillos con dos cordones.

$$sen\frac{\gamma}{2} = \frac{p/2}{D/2} \tag{1.11}$$

$$D = \frac{p}{sen\left(\gamma/2\right)} \tag{1.12}$$

Puesto que γ = 360/Z, donde Z es el número de dientes de la rueda catalina, la ecuación (a) puede escribirse

$$D = \frac{p}{sen(180/Z)} \tag{1.13}$$

El ángulo γ /2 que oscila el eslabón a medida que entra en contacto, se denomina ángulo de articulación. Puede verse que la magnitud de este ángulo es función del número de dientes.

Tabla 1.1 Dimensiones de cadenas de rodillos. Estándares norteamericanas (de un solo cordón)

Número de cadena ANSI	Paso plg	Ancho plg	Resistencia media a la tensión lb	Peso medio lb/pie	Diámetro de rodillo plg	Espaciamiento de los cordones plg
25	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$	875	0.09	0.130	0.252
35	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$	2 100	0.21	0.200	0.399
41	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$	2000	0.25	0.306	
40	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{16}$	3 700	0.42	$\frac{5}{16}$	0.566
50	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{8}$	6 100	0.69	0.400	0.713
60	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	8 500	1.00	$\frac{15}{32}$	0.897
80	1	$\frac{5}{8}$	14 500	1.71	$\frac{5}{8}$	1.153
100	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	24 000	2.58	$\frac{3}{4}$	1.408
120	$1\frac{1}{2}$	1	34 000	3.87	$\frac{7}{8}$	1.789
140	$1\frac{3}{4}$	1	46 000	4.95	1	1.924
160	2	$1\frac{1}{4}$	58 000	6.61	$1\frac{1}{8}$	2.305

FUENTE: SHIGLEY, Joseph. Diseño en ingeniería Mecánica. Pag: 647

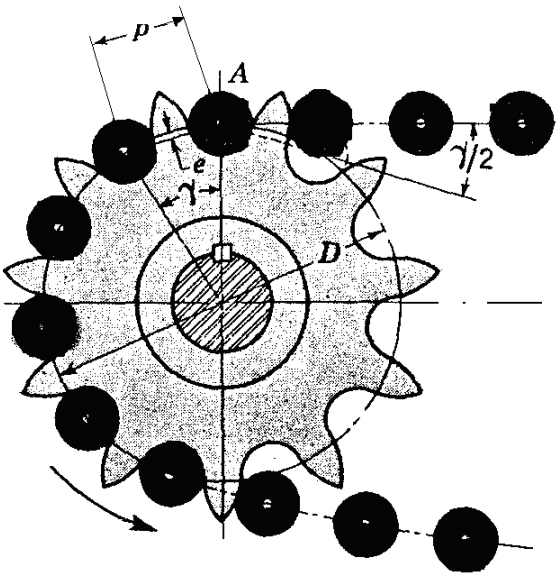


Fig. 1-2 Conexión entre una cadena y una rueda Catarina.

La rotación del eslabón en este ángulo ocasiona impacto entre los rodillos y los dientes de la rueda; también produce desgaste en la junta o unión de la cadena. Puesto que la vida de una transmisión seleccionada apropiadamente es función del desgaste y de la resistencia a la fatiga en la superficie de los rodillos, es importante reducir el ángulo de articulación tanto como sea posible. Los valores de este ángulo se han graficado en función del número de dientes fig. 1-3 a.

El número de dientes de la rueda también afecta a la relación de velocidad durante el periodo en que la rueda gira un ángulo de paso.

En la figura 1-3 b se tiene la gráfica de esta variación en función del número de dientes. Generalmente se define a la velocidad de la cadena como el número de dientes que salen de la rueda en la unidad de tiempo. Por tanto, la velocidad y en metros por minuto es:

$$V = Z * p * n \qquad (1.14)$$

Donde:

Z = número de dientes de la rueda

p = paso de la cadena, mm

n = velocidad de la rueda, rpm

Aunque un gran número de dientes se consideraría deseable para la rueda motriz de una cadena, usualmente es ventajoso que la rueda sea lo más pequeña posible y para esto, se requiere que tenga pocos dientes. Para una operación suave a velocidades moderadas y altas se considera buena práctica que la rueda tenga por lo menos 17 dientes; desde luego, 19 ó 21 darían una mejor esperanza de vida con menos ruido en la cadena. Donde las limitaciones de espacio son severas o en el caso de velocidades muy bajas, pueden utilizarse números más pequeños de dientes, sacrificando la duración probable o esperanza de vida de la cadena.

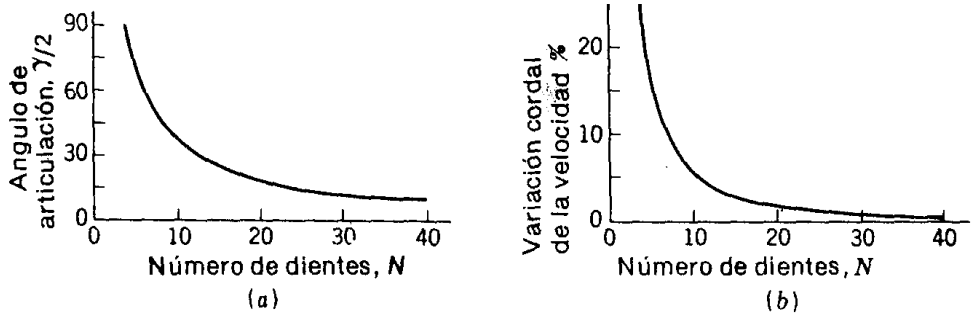


Fig. 1-3 a) Relación entre el ángulo de articulación y el número de dientes de una rueda; b) relación entre el número de dientes de una rueda y la variación cordal de velocidad.

Las ruedas de cadena impulsadas no se hacen en tamaños estándares con más de 120 dientes, porque el alargamiento del paso ocasionará finalmente que la cadena "corra" alto antes que se desgaste por completo. Las transmisiones más eficaces tienen relaciones de velocidad hasta de 6:1, pero pueden usarse valores más elevados, sacrificando la vida de la cadena.

Las cadenas de rodillos rara vez fallan por deficiencia en la resistencia a la tensión; más bien fallan debido a que se las somete a un gran número de horas de servicio.

Tabla 1-2 Capacidad de potencia (en Hp) de cadenas de rodillos de un solo cordón

Velocidad de la rueda	Número de cadena ANSI											
rpm	25	35	41	40	50	60	80	100	120	140	160	200
50	0.08	0.139	0.193	0.322	0.620	1.05	2.44	4.67	7.91	12.3	18.0	34.2
100	0.10	0.264	0.367	0.611	1.16	1.97	4.52	8.56	14.4	22.2	32.4	60.2
150	0.12	0.379	0.523	0.870	1.65	2.82	6.39	12.0	19.9	30.6	44.2	81.3
200	0.14	0.494	0.678	1.13	2.14	3.59	8.09	15.1	24.9	38.0	54.5	98.8
300	0.21	0.705	0.954	1.59	2.99	4.98	11.1	20.3	33.2	49.9	70.5	
400	0.28	0.90	1.21	2.02	3.77	6.22	13.6	25.0	39.7	58.8		
500	0.34	1.08	1.44	2.41	4.46	7.32	15.8	28.2	44.6			
600	0.40	1.25	1.66	2.77	5.09	8.29	17.6	30.9				
800	0.51	1.56	2.04	3.41	6.17	9.91	20.5					
1000	0.61	1.83	2.37	3.95	7.05	11.1						
1200	0.70	2.08	2.65	4.41	7.75	12.1						
1400	0.79	2.29	2.88	4.80	8.31	12.7						
1600	0.87	2.48	3.06	5.10	8.70							
1800	0.94	2.65	...	5.38	8.98							
2000	1.00	2.79	...	5.57	9.13							

FUENTE: SHIGLEY, Joseph. Diseño en ingeniería Mecánica. Pag: 650

La longitud de una cadena debe determinarse en función del número de pasos. Es preferible tener un número par de estos, de otro modo es necesario un eslabón de compensación. La longitud aproximada puede obtenerse por la siguiente ecuación:

$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2 (C/p)} \qquad (1.15)$$

Donde:

L = longitud de la cadena

p = paso de la cadena

C = distancia entre centros

Z_1 = número de dientes en la rueda menor

Z_2 = número de dientes en la rueda mayor

El número de eslabones de la cadena se determina mediante:

$$N = \frac{2*C}{p} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{p(Z_1 + Z_2)^2}{40*C} \qquad (1.16)$$

Tabla 1-3 Factores de corrección por dientes

Número de dientes de la catarina impulsora	Factor de corrección por diente K_T	Número de dientes de la catarina impulsora	Factor de corrección por diente K_T
11	0.53	22	1.29
12	0.62	23	1.35
13	0.70	24	1.41
14	0.78	25	1.46
15	0.85	30	1.73
16	0.92	35	1.95
17	1.00	40	2.15
18	1.05	45	2.37
19	1.11	50	2.51
20	1.18	55	2.66
21	1.26	60	2.80

FUENTE: SHIGLEY, Joseph. Diseño en ingeniería Mecánica. Pag: 651

1.3. CABLES.

1.3.1. Constitución.

El cable está constituido, esencialmente por cordones, y éstos, a su vez, por alambres. Los alambres, elementos básicos de que está formado el cable, son de acero de alta resistencia mecánica; es además muy notable su resistencia al desgaste por rozamiento.

La resistencia de los acero que constituyen el alambre varía entre 100 y 200 kg/mm^2, y su elección depende de los límites del empleo final del cable.

1.3.2. Datos de definición del cable.

Para definir un cable son necesarios varios datos fundamentales:

Fórmula del cable y composición:	6 x 25 + O Relleno.
Tipo de arrollamiento:	cruzado.
Resistencia de los alambres:	160 kg/mm^2.
Tratamiento:	galvanizado.
Diámetro de los alambres:	0,90 mm.
Longitud del cable:	300 m.

De estos valores, el fabricante deduce el diámetro del cable (el del círculo circunscrito). A título de ejemplo, se incluyen diversas secciones de cable, acompañadas de su fórmula,

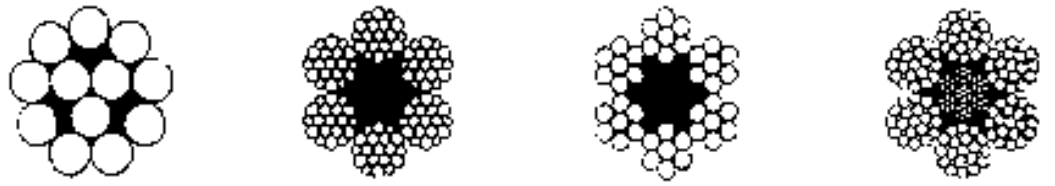


Figura 1-4 Secciones de cables.

1.3.3. Nomenclatura de los cables

Los cables se definen con tres números o grupos de números: el primero de ellos indica el número de cordones del cable; el segundo, el número de alambres que componen el cordón; el tercero, el número de almas o núcleo hechos de fibras textiles. Así, por ejemplo, 8 x 19 + 1, quiere decir que el cable en cuestión está compuesto de 8 cordones, cada uno de ellos lo integran 19 alambres, y además tiene un núcleo textil.

1.3.4. Composición

Se entiende por composición la manera de disponer los alambres en cada cordón; y lo cordones, en su caso. Los tipos más corrientes de composición son:

a. Cables espiroidales o normales.
b. Cables de cordones ordinarios
c. Cables de igual paso
d. Cables antigiratorios
e. Cables de cables o cables guardines
f. Cables de cordones triangulares
g. Cables planos
h. Cables semicerrados
i. Cables cerrados
j. Cables preformados

1.3.5. Carga de rotura de un cable

Referente a la carga de rotura de un cable puede extraerse de los catálogos especializados, si bien puede obtenerse de una manera aproximada, deduciendo en un 20 por 100 la suma de las cargas de rotura de todos los alambres que lo componen.

1.3.6. Cables cilíndricos de acero, flexibles, para aparatos de arrastre y de elevación

Los cables flexibles de acero para aparatos de arrastre y de elevación, generalmente están formados por seis u ocho cordones de alambres de diámetro pequeño y un alma de cáñamo. Los alambres están fabricados con aceros especiales, empleándose comúnmente os de 130, 160 y 180 kg./mm^2 de resistencia a la rotura por tracción.

Según su aplicación, considerando cargas y servicio, se dispone:

- Grupo 1, cables sometidos a cargas parciales y servicio poco frecuente.
- Grupo II, cables sometidos a cargas totales y servicio normal.
- Grupo III, cables sometidos a cargas totales y servicio frecuente.

Tabla 1-4: El coeficiente de seguridad s a la rotura de los cables.

Grupo I	s = 6 – 7
Grupo II	s = 7 – 8
Grupo III	s = 8 – 10

FUENTE: LARBURU, Nicolás, Maquinas prontuario, técnicas, máquinas, herramientas. Pag: 303

El diámetro del cable se hace:

$$d \approx k\sqrt{T} \qquad (1.17)$$

Siendo:

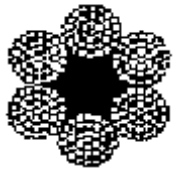
T = carga total o tracción a que está sometido el cable.
K = coeficiente

Tabla 1.5: Coeficientes k

Grupo I	k = 0,32 - 0,34
Grupo II	k = 0,34 - 0,36
Grupo III	k = 0,36 - 0,39

FUENTE: LARBURU, Nicolás, Maquinas prontuario, técnicas, máquinas, herramientas. Pag: 303

Tabla 1.6. Cables normalizados de acero, composición y resistencia a la rotura

Composición del cable	Diámetro del cable d mm	Diámetro de los alambres d' mm	Sección total de los alambres A mm²	Peso por metro de cable g kg	Resistencia de los alambres kg/mm²		
					130	160	180
					Resistencia del cable a la rotura kg		
6 * 19 = 114 alambres y un alma de cáñamo	6.5	0.4	14.3	0.135	1960	2300	2550
	8	0.5	22.4	0.21	2900	3600	4060
	9.5	0.6	32.2	0.30	4200	5150	5800
	11	0.7	43.9	0.41	5700	7000	7900
	12.5	0.8	57.3	0.54	7450	9150	10300
	14	0.9	72.5	0.68	9450	11600	13050
	16	1.0	89.5	0.85	11650	14300	16100
	17	1.1	108.3	1.02	14100	17350	19500
	19	1.2	128.9	1.22	16750	20600	23100
	20	1.3	151.3	1.43	19650	24200	27250
	22	1.4	175.5	1.66	22800	28050	31600
 6 * 37 = 222 alambres y un alma de cáñamo	9	0.4	27.9	0.26	3650	4450	5000
	10	0.45	35.3.	0.34	4600	5650	6350
	11	0.5	43.6	0.41	5850	7000	7850
	12	0.55	52.7	0.50	6850	8450	9500
	13	0.6	62.8	0.59	8150	10050	11300
	14	0.65	73.7	0.70	9600	11800	13250
	15	0.7	85.4	0.81	11100	13650	15350
	16	0.75	98.1	0.93	12750	15700	17650
	18	0.8	111.6	1.06	14500	17850	20100
	20	0.9	141.2	1.34	18350	22600	25400
	22	1.0	174.4	1.65	22650	27900	31400
	24	1.1	211.0	2.00	27450	33750	38000
	27	1.2	251.1	2.38	32650	40200	45200
	29	1.3	294.7	2.80	38200	47150	53050
	31	1.4	341.7	3.24	44400	54650	61500
	33	1.5	392.3	3.72	51000	62450	70600
	35	1.6	446.4	4.24	58050	71400	80350
	37	1.7	503.9	4.78	65500	80600	90700
	40	1.8	564.9	5.36	73450	90400	101700
	42	1.9	629.4	5.97	81800	100700	113300
	44	2.0	697.4	6.62	90650	111600	125550

FUENTE: LARBURU, Nicolás, Maquinas prontuario, técnicas, máquinas, herramientas. Pag. 304

Ejemplo:

Cable de acero para un torno de extracción en servicio continuo; tensión máxima del cable 8500 kg.

Se considera grupo III; s = 9.

Carga de rotura del cable, Tr = 8500*9 = 76500kg

Diámetro del cable $d \approx 0.38\sqrt{8500} = 35mm$.

Según la tabla 1.6, se tomará cable B de 35mm de diámetro y 180 kg/mm^2, de 80350 Kg carga de rotura.

Diámetro de las poleas y tambor $D = 9\sqrt{8500} = 830mm$; se tomará D= 800 o 900 mm (diámetros normalizados)

1.4 PERNOS.

Los tornillos y los pernos se utilizan para unir entre si las diversas partes de una máquina. El proyectista debe conocer perfectamente los diferentes tipos de roscas de uso comercial, así como el método de especificar las tolerancias deseadas para el montaje entre tornillo y tuerca.

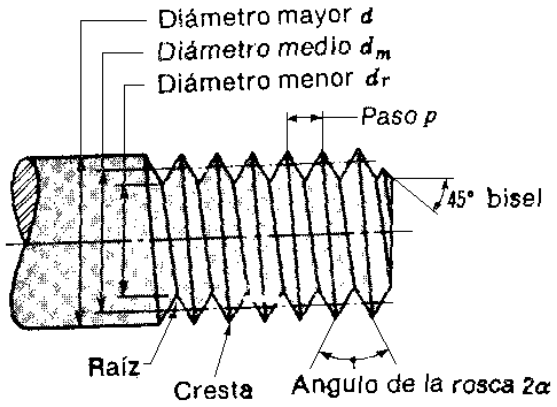


Figura 1-5. Nomenclatura de la rosca de un tronillo.

1.4.1 Selección del diámetro del perno.

La selección del diámetro del perno a cortante, se la realiza en base a la siguiente ecuación:

$$d \geq \sqrt{\frac{4P}{\pi[\sigma_t]}} \qquad (1.18)$$

En esta fórmula, P es el peso que soportará el perno, σ_t es el esfuerzo admisible a cortante de trabajo.

$$\sigma_t = \frac{\sigma_a}{n} \tag{1.19}$$

Donde, σ_a es el esfuerzo admisible del acero. (Acero AISI 1035, Anexo 16) y *n* es el número de pernos.

1.4.1.1 Paso.

Es la distancia desde un punto sobre un filete hasta el punto correspondiente sobre el filete adyacente, medida paralelamente.

1.4.1.2 Avance

Es la distancia que avanzaría el tornillo relativamente a la tuerca en una rotación

1.4.1.3 Angulo de la hélice (α)

Está relacionado con el avance y el radio medio

$$\tan\alpha = \frac{avance}{\pi * Dm} \tag{1.20}$$

1.4.1.4 Pendiente del perfil de la rosca.

Está relacionada con el ángulo de la hélice y con el ángulo de la sección axial

$$\tan\theta_n = \tan\theta \times \cos\alpha \tag{1.21}$$

1.4.1.5 Momento de giro

Está relacionado entre si mediante la siguiente ecuación para avance contra carga (elevando la carga)

$$T = \frac{Pp * Dm}{2}\left[\frac{\tan\alpha + f/\cos\theta_n}{1 - f * \tan\alpha/\cos\theta_n}\right] \tag{1.22}$$

Donde:

P_p = paso

D_m = diámetro medio

1.5. CHUMACERAS Y COJINETES.

1.5.1. Chumaceras

Las chumaceras se componen de un rodamiento rígido de bolas y su alojamiento (housing) de material hecho con hierro fundido (alto grado) o de acero prensado, disponibles en variadas formas.

Figura 1-6. Chumaceras.

La superficie exterior del rodamiento y la superficie interna de la chumacera son esféricas, lo que permite su auto-alineabilidad.

Figura 1-7. Chumacera (corte).

Por lo general y dependiendo de su aplicación, las chumaceras se clasifican en dos tipos, a saber:

a) No relubricables
b) Relubricables

1.5.1.1 Rodamientos de las chumaceras

a. *Rodamiento con prisionero de fijació*n. Adecuados para trabajar en aquellas aplicaciones de uso común, en las que no existe alta velocidad ni vibración.

b. *Rodamientos con anillo de fijación excéntrico con prisionero*. Estos rodamientos deben utilizarse para aquellas aplicaciones en las que se requiera soportar carga y mayor velocidad.

c. *Rodamientos con manguito de fijación*. Adecuados para trabajos en los que se requiere soportar alta velocidad y vibración.

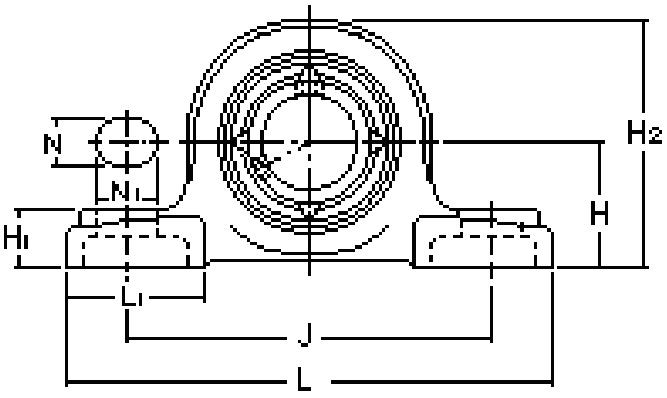


Figura 1.8. Rodamiento de chumacera

La mayoría de las chumaceras generarán picos espectrales a frecuencias más bajas que 1x, y estos se llaman picos subsincronos. A veces, los armónicos de estos picos subsincronos también se generan, lo que indica una fuerte degeneración del rodamiento.

1.5.2. Cojinetes.

Los rodamientos rígidos de bolas, se caracterizan por tener una ranura o surco profundo tanto en el anillo interior como en el exterior. Estos rodamientos, pueden absorber carga radial y axial en ambos sentidos, como también las fuerzas resultantes de estas cargas. Adicionalmente, son adecuadas para operar velocidades altas.
En la actualidad, existen varios tipos de estos rodamientos, tales como los rodamientos con tapa de protección (o de obturación) en ambos lados y pre-lubricación, rodamientos con anillos de fijación y rodamientos abiertos (tipo básico).

Los rodamientos de bolas con tapas de protección, son rodamientos rígidos de bolas que poseen las mismas dimensiones que las del tipo abierto. Las tapas protectoras de acero de estos rodamientos, ofrecen protección contra la penetración de material extraño y previene las fugas de grasa.

Figura 1-9. Cojinetes.

1.5.2.1. Características generales:

1.5.2.1.1Carga Básica.

Es la carga radial fija constante que un grupo de cojinetes de bolas iguales con anillo exterior fijo puede soportar para clasificar la vida de un millón de vueltas del anillo inferior.

$$C = 0.0856 * f_c * Z^{2/3} * D^{1.8} \quad (1.23)$$

Donde:

f_c = constante obtenida en la tabla siguiente, determinada por el valor de $\frac{D * \cos\alpha}{d_m}$

Z = número de bolas por fila.

D = Diámetro de la bola.

d_m = diámetro efectivo de las pistas.

Tabla 1-7. Constantes para rodamientos de bolas de fila única. De contacto radial con muesca.

$\frac{D \cos \alpha}{d_m}$	f_c	$\frac{D \cos \alpha}{d_m}$	f_c	$\frac{F_a}{iZD^2}$	X	Y
0,05	3 550	0,22	4 530	1,75	0,56	2,30
0,06	3 730	0,24	4 480	3,52		1,99
0,07	3 880	0,26	4 420	7,03		1,71
0,08	4 020	0,28	4 340	10,54		1,55
0,09	4 130	0,30	4 250	14,06		1,45
0,10	4 220	0,32	4 160	21,09		1,31
0,12	4 370	0,34	4 050	35,15		1,15
0,14	4 470	0,36	3 930	52,73		1,04
0,16	4 530	0,38	3 800	70,31		1,00
0,18	4 550	0,40	3 660			
0,20	4 550					

FUENTE: SPOTTS. Proyecto de Elementos de Máquinas. Pag: 392

Pueden soportar cargas axiales y radiales en ambas direcciones, Adecuados para operar a altas velocidades.

1.5.2.1.2 Carga radial.

$$P_R^3 = \frac{10^6 * C^3}{60nL} \quad (1.24)$$

Donde:

C = carga básica.

n= número de revoluciones.

L = vida útil en horas.

Los cojinete de rodamiento y cojinete antifricción son cojinetes en los que la carga principal se transmite a través de elementos que están en contacto de rodadura y no en contacto de deslizamiento.

En un cojinete de rodamiento, la fricción inicial es aproximadamente igual al doble de la que hay a la velocidad de funcionamiento. La carga, la velocidad y la viscosidad de trabajo del lubricante afectan las características relacionadas con el rozamiento de un cojinete con contacto de rodamiento.

Tal vez no sea muy correcto describir un cojinete de rodamiento como cojinete "antifricción", pero el uso de esta expresión está muy generalizado en la industria.

Para el diseño de un cojinete los especialistas tienen que considerar factores como cargas de fatiga, rozamiento, calentamiento, resistencia a la corrosión, problemas cinemáticas, propiedades de los materiales, lubricación, tolerancias de maquinado, ensamble, utilización y costo.

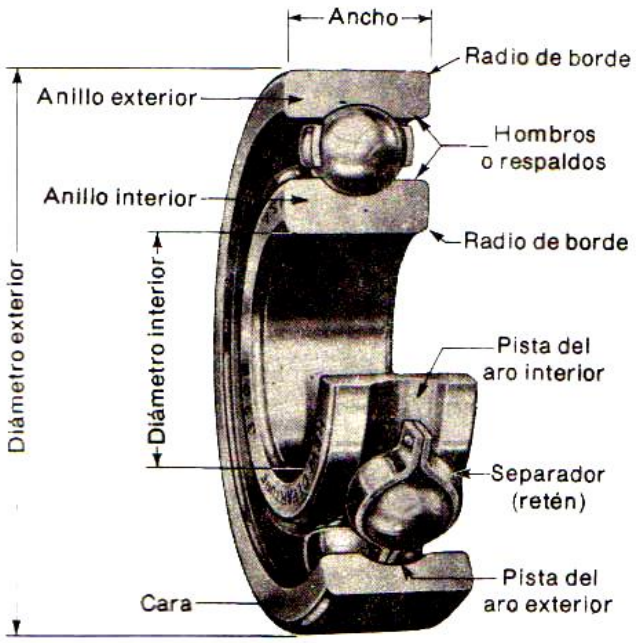


Figura 1.10. Nomenclatura de un cojinete de bolas.

1.5.2.2. Tipos de cojinetes.

Los cojinetes se fabrican para soportar cargas puramente radiales, cargas de empuje puro o una combinación de ambas.

- Cojinete de bolas (o balero).
- Cojinete de contacto angular.
- Cojinetes de rodillos cilíndricos.
- Cojinete de empuje de rodillos esféricos.
- Cojinete de agujas.
- Cojinetes de rodillos cónicos.

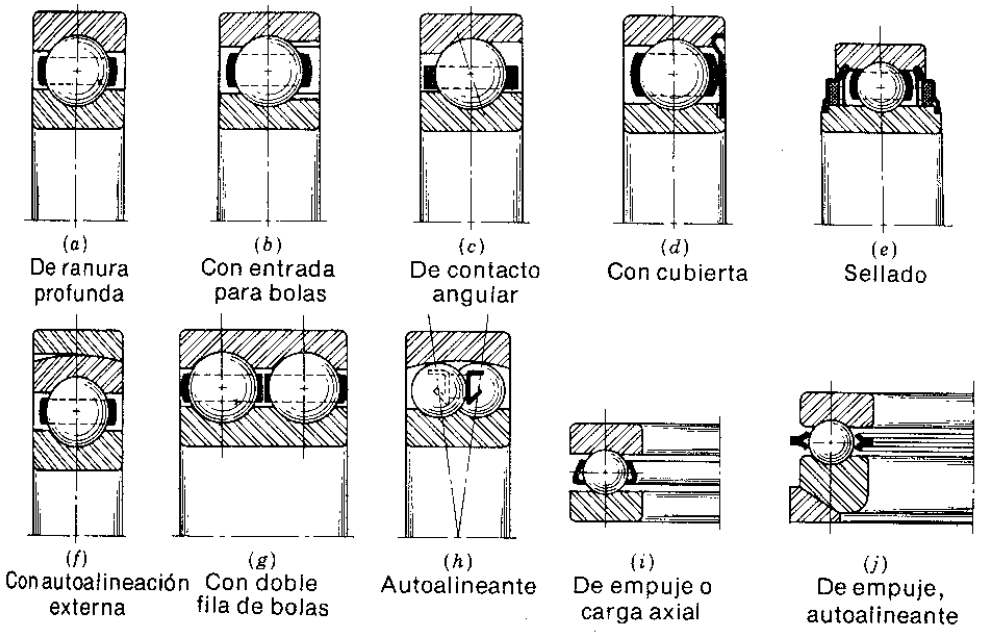


Figura 1.11. Diversos tipos de cojinetes de bolas.

1.5.2.3. Duración o vida de los cojinetes.

La vida de un cojinete en particular se define como el número total de revoluciones, o bien, el número total de horas de trabajo a una velocidad constante dada, requeridas para que se desarrollen los criterios de falla. En condiciones ideales, la falla por fatiga se manifestará como agrietamiento o descascarado de las superficies que soportan la carga. Si un cojinete de rapamiento se limpia y lubrica correctamente, se instala y sella contra

la entrada del polvo y suciedad, se conserva en esta condición y se hace trabajar a temperaturas razonables, entonces la fatiga del metal será la única causa posible de falla.

El término *vida nominal* de un grupo de cojinetes de bolas o de rodillos aparentemente idénticos, se define como el número de revoluciones, o de horas de trabajo a una velocidad constante dada, que puede completar o rebasar el 90% del grupo de cojinetes, antes de que desarrolle el criterio de falla. También se usan las expresiones de vida mínima L_{10} para designar a la vida nominal.

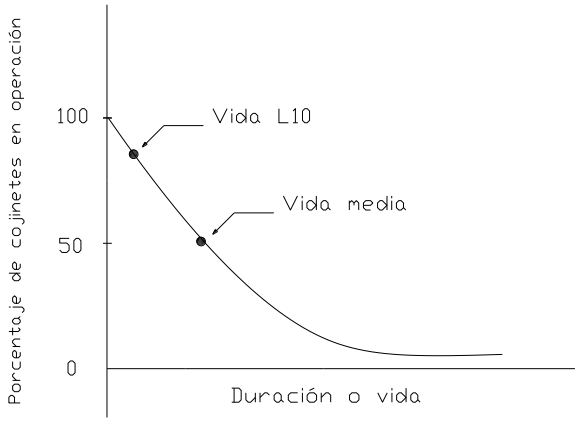


Figura 1.12. Vida útil de cojinetes

1.6. SOLDADURA.

Actualmente, en las operaciones de manufactura se utilizan con amplitud los proceso de unión de piezas denominados (simple o con metal de aporte) y pegadura. Probablemente, siempre que deban montarse o ensamblarse las partes de un dispositivo, se deba considerar uno de estos procesos en el trabajo de diseño preliminar.

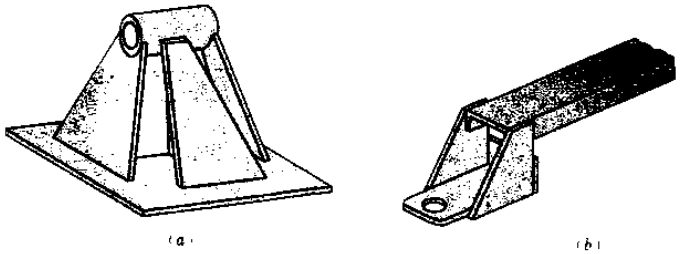


Figura 1.13. Ejemplos de Piezas soldadas. a) Base para cojinete, b) Detalle de una base hecha de canal laminado en caliente y diversas placas recortadas

1.6.1. Soldadura simple.

Para fabricar piezas soldadas, se fija o sujeta en determinada posición a un conjunto de elementos de acero laminado en caliente, con un contenido mediano o bajo de carbono, y cortadas, según configuraciones particulares, antes de proceder a soldar entre sí las diversas partes. En el caso de elementos de máquina generales, la mayor parte de las juntas soldadas son del tipo de filete o cordón de detalle, aunque las del tipo se utilizan mucho en la construcción de recipientes de presión.

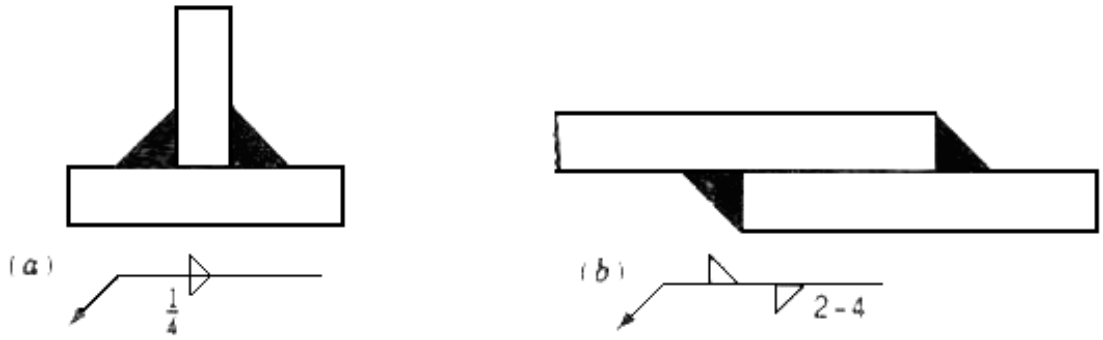


Figura 1.14. Soldadura de filete. a) Junta en T, b) Junta a traslape

Puesto que se utiliza calor en la operación de soldadura, es posible que se produzcan cambios metalúrgicos en el metal principal, en los alrededores de la junta.

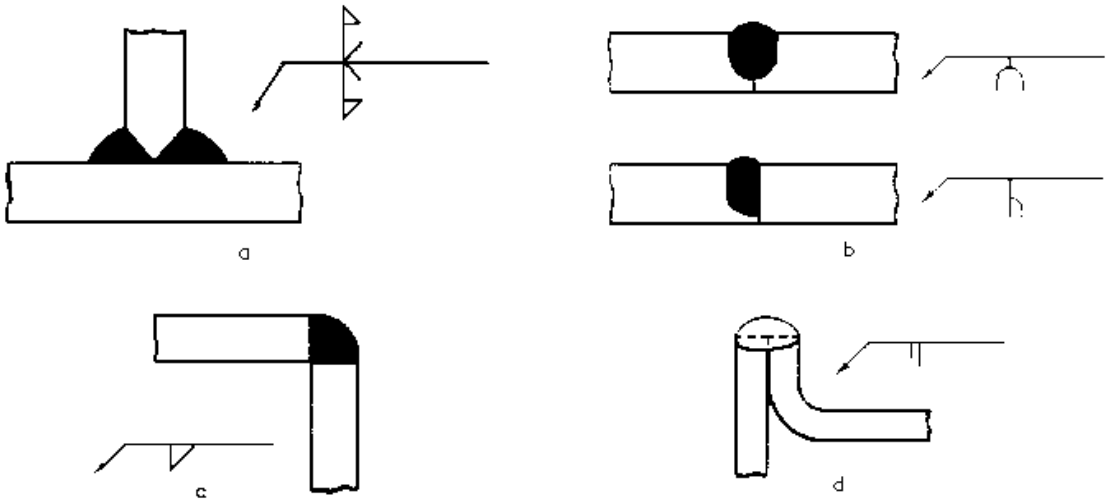


Figura 1.15. Tipos especiales de juntas y ranuras. a) Junta en T para placas gruesas, b) Ranuras en U y en J para placas de espesor grande, c) Junta en esquina o en L, d) Junta de bordes para lámina y cargas ligeras

1.6.2. Resistencia de juntas soldadas.

Al diseñar componentes soldados, es preferible seleccionar un acero que permita efectuar una soldadura rápida y económica, aunque esto implique sacrificar otras cualidades, como la maquinabilidad. En condiciones apropiadas todos los aceros se pueden soldar, pero se obtendrá mejores resultados cuando se eligen materiales que tengan una especificación.

1.6.3. Soldadura eléctrica de resistencia

Se llama soldadura eléctrica de resistencia al calentamiento y la soldadura resultante que se obtiene cuando se pasa una corriente eléctrica por varias partes que se mantienen a presión entre sí. La soldadura de puntos y la soldadura de tramos (o de costura) son las dos formas de este tipo de unión de metales que se utilizan con más frecuencia. Las ventajas de la soldadura de resistencia sobre otras clases son la velocidad, la regulación exacta del tiempo y del calor, la uniformidad de la soldadura y las propiedades mecánicas resultantes, la eliminación del uso de electrodos o varillas de relleno y de fundentes, y el hecho de que el proceso es fácil de automatizar.

Para calcular el cordón de soldadura se emplea las siguientes ecuaciones:

$$Gt = \frac{Ge}{n} \tag{1.25}$$

Donde.

Gt = límite de trabajo

Ge = límite elástico de la soldadura.

n = coeficiente de seguridad

Determinación del coeficiente de resistencia a la fatiga del cordón.

$$\gamma = \frac{1}{1.3 - 0.3 * \frac{P\min}{P\max}} \tag{1.26}$$

Límite elástico originado por el cordón (Tr)

$$[Tr] = \gamma * \Psi * Gt \tag{1.27}$$

Donde:

Ψ = *Coeficiente de resistencia mecánica.*

γ = *coeficiente de resistencia a la fatiga*

1.6.4. Soldadura mig mag.

El uso de soldadura MIG MAG es cada vez más frecuente, siendo en la actualidad el método más utilizado en Europa Occidental, Estados Unidos y Japón. Ello se debe, entre otras cosas, a su elevada productividad y a la facilidad de automatización. Podemos afirmar que la flexibilidad es la característica más sobresaliente del método MIG MAG, ya que permite soldar aceros de baja aleación, aceros inoxidables, aluminio y cobre, con espesores desde 0,5 mm y en todas las posiciones. Además, MIG MAG es

un método limpio y compatible con todas las medidas de protección para el medio ambiente.

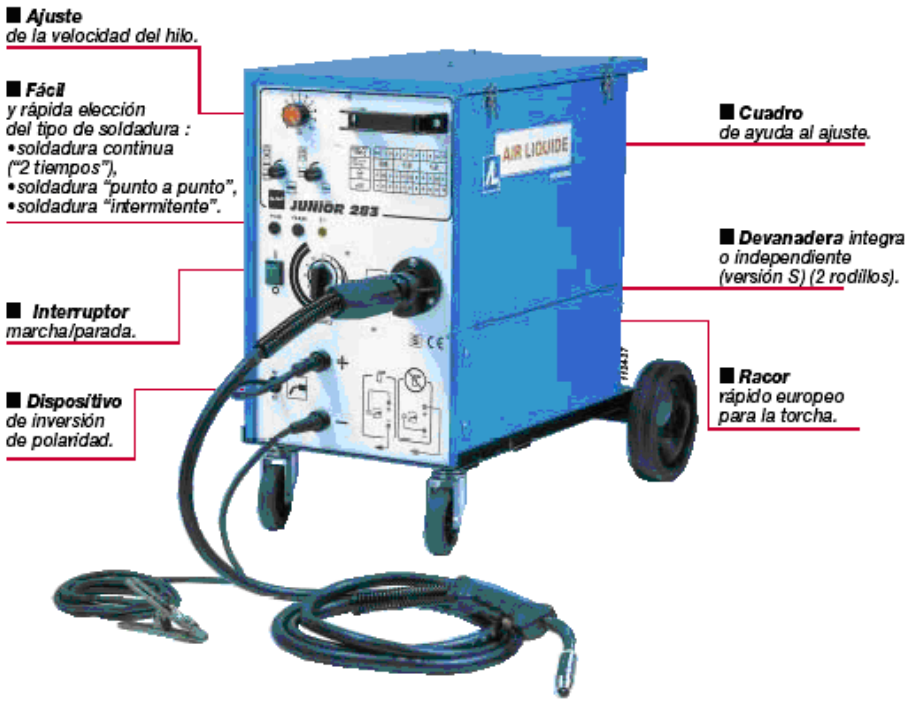


Figura 1.16 Soldadora mig mag

1.7. ANÁLISIS ESTRUCTURAL.

1.7.1. Vigas.

Se llama viga a una barra sometida a fuerzas o pares situados en un plano que contiene a su eje longitudinal. Se supone que las fuerzas actúan perpendicularmente a dicho eje longitudinal.

1.7.1.1 Tipos de vigas.

A continuación se describen los diferentes tipos de vigas con distintas condiciones de sujeción:

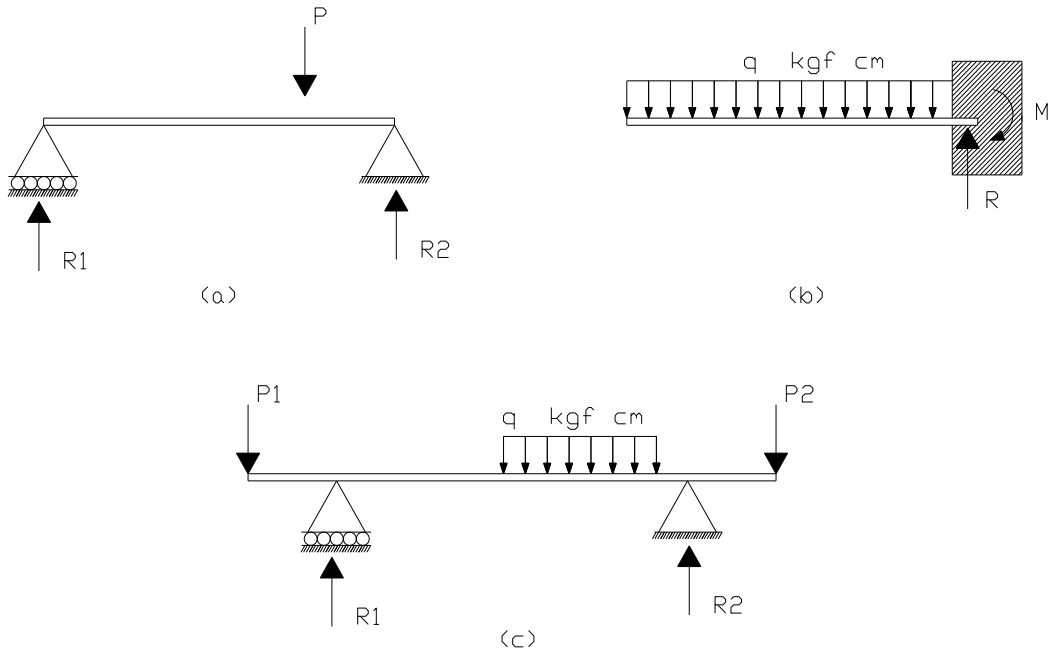


Figura 1.17 Tipos de vigas, a) viga apoyada en sus extremos, b) viga en voladizo o ménsula, c) viga apoyada con voladizos mediante una articulación y un apoyo de rodillos

a) Viga simplemente apoyada en sus extremos (viga simple), tiene una articulación en un extremo y un apoyo móvil sobre rodillos en el otro

b) Viga en voladizo o ménsula, se sujeta en un solo extremo, en un empotramiento que impide el giro.

c) Viga apoyada con voladizos está soportada mediante una articulación y un apoyo de rodillos, pero uno o los dos extremos sobresalen de los soportes

Todas estas vigas son estáticamente determinadas, ya que sus reacciones pueden determinarse directamente mediante la aplicación de las ecuaciones de equilibrio estático.

$$\sum Fx = 0. \qquad \sum Fy = 0. \qquad \sum M = 0 \tag{1.28}$$

Para el cálculo estructural, es necesario definir algunos parámetros:

1.7.2. Tensiones simples.

Se considera que un cuerpo esta sometido a tensiones simples cuando la fuerza o fuerzas solamente opone una de las resistencias citadas.

1.7.2.1. Flexión.

Una barra esta sometida a la acción de una fuerza F, perpendicular a su eje, se dobla o flexa, y considerando la flexión pura, sufre una flexión longitudinal variable de valor máximo.

El momento flexionante es la suma de los momentos de las fuerzas con respecto a un eje que esté en esa sección y sea perpendicular al plano de las fuerzas.

$$\sigma_{\max} = \pm \frac{M}{W} \qquad (1.29)$$

Donde:

M = momento flector
W = momento de resistencia.

17.2.2. Esfuerzo cortante.

Cuando la fuerza cortante a una viga no es igual a cero, se origina un esfuerzo de corte.

$$\tau_V = \frac{\sigma_t}{\sqrt{3}} \qquad (1.30)$$

1.7. 3. Coeficiente de seguridad.

Es la relación entre la reacción límite (rotura), y la máxima admisible (diseño) de un cuerpo sometido a la acción de fuerzas externas. Está determinado por:

$$n = \frac{tensión\ límite}{tensión\ máxima\ admisible} \geq 1 \qquad (1.31)$$

1.7.4. Módulo de elasticidad.

El coeficiente de alargamiento es igual al alargamiento del material, dividido para la tensión de rotura.

$$E = 2150000 \frac{kg}{cm^2} \qquad (1.32)$$

1.7.5. Momentos y esfuerzos.

1.7.5.1. Momento de resistencia.

El momento resistente de la sección de un cuerpo prismático, con respecto a uno de sus ejes, que pasan por su centro de gravedad, es.

$$Wx = \frac{Mf_m}{\sigma_t} \qquad (1.33)$$

Cuando el cuerpo prismático, con respecto a uno de sus ejes no pasa por su centro de gravedad (figura 1.18), es:

$$Ryy = \frac{Iyy}{l} \qquad (1.34)$$

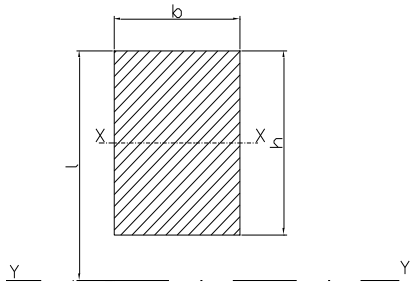


Figura 1.18 Momento de resistencia

1.7.5.2. Momento de Inercia.

El momento se expresa en cm^4

$$Rxx = \frac{b * h^3}{12} \tag{1.35}$$

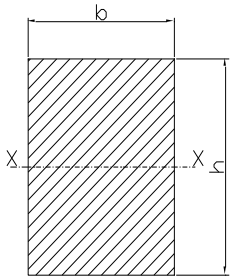


Figura 1.19 Momento de inercia

1.7.5.3. Momento estático.

Es el producto de una fuerza por su brazo de palanca. Cuando pasa por su centro de gravedad es igual a cero, con respecto a su eje.

Cuando no pasa por su centro de gravedad, respecto al eje, es igual al producto de la sección por la distancia del centro de gravedad al eje. Se expresa en cm^3. fig1.20

$$y - y = b * h * l \tag{1.36}$$

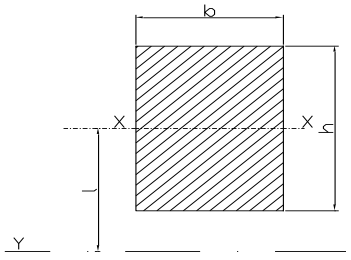


Figura 1.20 Momento estático

1.7.5.4. Momento flector

Es la suma algebraica de los momentos estáticos de todas las fuerzas que actúan a la izquierda o la derecha de la sección que se considere.

$$M = (G\sum M)izq = (\sum M)der \qquad (1.37)$$

1.7.5.5. Esfuerzo cortante.

Es la suma algebraica de todas las fuerzas que actúan, a la izquierda o a la derecha de la sección que se considera.

1.7.5.6. Radio de giro.

Es igual a la raíz cuadrada del momento de inercia, dividido por la sección del perfil. Sirve para calcular la distancia a los ejes, entre presillas de los elementos comprimidos.

$$i_X = \sqrt{\frac{Ix}{A}} \qquad (1.38)$$

1.8. SISTEMA ELÉCTRICO.

1.8.1. Motores de corriente alterna

Se diseñan dos tipos básicos de motores para funcionar con corriente alterna polifásica: los motores síncronos y los motores de inducción. El motor síncrono es en esencia un alternador trifásico que funciona a la inversa. Los imanes del campo se montan sobre un rotor y se excitan mediante corriente continua, y las bobinas de la armadura están divididas en tres partes y alimentadas con corriente alterna trifásica. La variación de las tres ondas de corriente en la armadura provoca una reacción magnética variable con los polos de los imanes del campo, y hace que el campo gire a una velocidad constante, que se determina por la frecuencia de la corriente en la línea de potencia de corriente alterna.

La velocidad constante de un motor síncrono es ventajosa en ciertos aparatos. Sin embargo, no puede utilizarse este tipo de motores en aplicaciones en las que la carga mecánica sobre el motor llega a ser muy grande, ya que si el motor reduce su velocidad cuando está bajo carga puede quedar fuera de fase con la frecuencia de la corriente y llegar a pararse. Los motores síncronos pueden funcionar con una fuente de potencia monofásica mediante la inclusión de los elementos de circuito adecuados para conseguir un campo magnético rotatorio.

1.8.2. Conexión de motores trifásicos.

Los motores trifásicos se conectan los tres conductores R, S, T. La tensión nominal del motor en la conexión de servicio tiene que coincidir con la tensión de línea de la red (tensión de servicio). Conexión de servicio de los motores trifásicos y sus potencias nominales:

Tabla 1-8. Tipos de conexiones para motores trifásicos

Ejecución del devanado (V)	Tensión de la red (V)	Devanado en	% Potencia nominal de placa	Tipo de arranque permitido
220-260Δ/440Y[1)]	220	Δ	80	Directo/Y-Δ
Tamaños 71-160	260	Δ	100	Directo/Y-Δ
	380	Δ	100	Directo
	440	Δ	100	Directo
208 – 220 YY/ 440 Y	208	YY	90	Directo
Tamaños 71-112	220	YY	100	Directo
	440	Y	100	Directo
208-220 ΔΔ / 440 Δ	208	ΔΔ	90	Directo/Y-Δ
Tamaños 132-280	220	ΔΔ	100	Directo/Y-Δ
	380	YY		Directo
	440	Δ	100	Directo/Y-Δ

1.8.3. Sentido de giro de los motores

Los bornes de los motores trifásicos están marcados de tal manera, que el orden alfabético de la denominación de bornes U, V, W, coincide con el orden cronológico si el motor gira hacia la derecha. Esta regla es valida para todas las maquinas, cualquiera que sea su potencia y su tensión. Tratándose de maquinas que solo sean apropiadas para

un sentido de giro, estará este indicando por una flecha en la placa de características. Debajo de la flecha consta en que orden se desconectaran los bornes con las fases correlativas de la red.

Se consigue invertir el sentido de giro, intercambiando la conexión de dos conductores de fase. Antes de poner en marcha el motor debe revisarse la conexión y el sentido de giro.

1.8.4. Reductores y motorreductores.

Los Reductores y los Motorreductores son elementos mecánicos muy adecuados para el accionamiento de todo tipo de máquinas y aparatos de uso industrial, que se necesiten reducir su velocidad de una forma eficiente, constante y segura.

Figura 1.21 Motorreductor

Las ventajas de usar motorreductores:

- Alta eficiencia de la transmisión de potencia del motor.
- Alta regularidad en cuanto a potencia y par transmitidos.
- Poco espacio para el mecanismo.
- Poco tiempo de instalación y mantenimiento.
- Elemento seguro en todos los aspectos, muy protegido.

Los Motorreductores se suministran normalmente acoplando al mecanismo reductor un Motor eléctrico normalizado, cerrado y refrigerado por un autoventilador. Además, este motor suele incluir como protección, un Guarda-Motor que limita su intensidad y un relé térmico de sobrecarga.

1.8.4.1. Mantenimiento de reductores.

Los engranajes, casquillos y rodamientos de los reductores y motorreductores están lubricados habitualmente por inmersión o impregnados en la grasa lubricante alojada en la carcasa principal. Por lo tanto, el Mantenimiento pasa por revisar el nivel de aceite antes de la puesta en marcha. La carcasa tendrá visibles los tapones de llenado, nivel y drenaje del lubricante, que deben estar bien sellados. Debe mantenerse especialmente limpio el orificio de ventilación; también debe respetarse el tipo de lubricante recomendado por el fabricante, que suele ser el más adecuado a su velocidad, potencia y materiales constructivos.

Según el tipo del reductor, se suele recomendar una puesta en marcha progresiva, en cuanto a la carga de trabajo, con unas 50 horas hasta llegar al 100%. Asimismo, es muy recomendable el sustituir el aceite la primera vez tras 200 horas de trabajo, pudiendo incluso el decidir en ese momento un "lavado" del Reductor. A partir de ese momento, los cambios del lubricante deberán hacerse SIEMPRE de acuerdo con las recomendaciones del fabricante, siendo plazos habituales cambios cada 2.000 horas de trabajo.

1.9. AGREGADOS PÉTREOS.

Las materias primas mas utilizadas en la fabricación de adoquines de hormigón se detallan a continuación.

1.9.1 Cemento

El cemento Pórtland es un aglomerante hidráulico esencialmente constituido por silicato de calcio y aluminatos de calcio, se obtiene por la combinación del sílice y cal,

mediante un proceso de alta temperatura, utilizando la presencia de alumina y hierro para regular su combinación. De esto resulta que el cemento tenga aproximadamente la misma composición química en cualquier lugar de fabricación.

Actualmente existen en el mercado varios tipos de cemento Pórtland de los cuales el más usado en nuestra ciudad es el Cemento Pórtland (Tipo I) en la construcción y no requiere propiedades especiales.
La resistencia de un mortero de cemento depende de su adhesión a las partículas de los agregados, de la resistencia del agregado y de la relación agua cemento.

1.9.2. Áridos

El vocablo agregados, que se da a los elementos que junto con el conglomerante y agua forman los morteros y hormigones.
Como áridos para la confección de hormigones puede emplearse arenas y gravas de procedencia natural o mediante trituración que reúnan igual o superior grado de resistencia y durabilidad que exigen las normas existentes para tal efecto.

En cuanto a durabilidad, deben preferirse de tipo silicio y los áridos de río o canteras, también los proveniente de trituración de roca volcánica.

1.9.2.1. Árido grueso

Se denomina grava o árido grueso a la fracción de material mayor de 4,75 mm. A parte, es fácil encontrar en cada país y región, denominaciones diversas mas especificas para la grava, en función del tamaño de las partículas.

La resistencia de la grava viene ligada a la dureza, densidad y modulo de elasticidad; características que se aprecian en la limpieza y agudeza de los cantos vivos resultantes de la trituración ya que algunos estudios han demostrado que los áridos triturados producen mayores resistencias en el hormigón que la grava redondeada. El agregado ideal debe ser limpio, cúbico, angular, triturado en su totalidad con un mínimo de partículas planas y elongadas.

1.9.2.2. Árido fino

Se considera a las partículas menores a 4.75 mm. La arena suele dividirse a partir de los 2 mm en arena gruesa y fina, llamándose polvo o finos a la fracción inferior de los 0,08 mm.

Un agregado fino con partículas de forma redondeada y textura suave ha demostrado que requiere menos agua de mezclado en el hormigón y por esta razón se lo considera mas apropiado e influye de manera determinante en la calidad del hormigón, a diferencia de la grava, el agua e incluso el cemento, pudiendo concluir que la calidad del hormigón depende de la arena.

Se considera que las arenas de río son de mejor calidad que las de mina porque suelen tener arcilla y para su uso adecuado es necesario lavarla, hecho que incrementa el costo de producción

1.9.3. Agua

El agua es uno de los elementos mas importantes dentro del hormigón ;Que mezclada con el cemento y la arena de grano fino, forma una pasta lubricante que debe recubrir todas las superficies de la arena más gruesa y de la grava, sin interposición de partículas o elementos extraños que puedan dificultar tal acción.

Los contactos directos de las superficies de los áridos, sin interposición de la referida pasta de cemento y arena fina, reducen el alto grado de resistencia mecánica del hormigón.

"Cuando no se conoce el origen o vertiente del agua, deberán analizase las aguas y salvo justificación especial de que no alteren las propiedades exigibles al hormigón caso contrario deberán rechazarse.

Pero dado que la mayor parte de las aguas sirven para hacer hormigón, más importancia aún que la calidad del agua tiene su cantidad, ya que de ella depende directamente su

consistencia, la resistencia y la compacidad. Y así ocurre que la consistencia es función inversa de la cantidad de agua; la resistencia es función inversa de la relación agua-cemento y la compacidad, base de la impermeabilidad y durabilidad del hormigón es también función inversa de la relación agua-cemento.

1.9.4. Morteros y hormigones

1.9.4.1. Mortero

Se define a los morteros de cemento como la masa constituida por árido fino, cemento y agua. Eventualmente puede contener algún producto de adición para mejorar alguna de sus propiedades dependiendo de su utilización.

1.9.4.2. Fabricación

La mezcla del mortero podrá realizarse a mano o mecánicamente, en el caso de hacerlo a mano: El cemento y arena se mezclan en seco hasta conseguir un producto homogéneo de color uniforme. A continuación se añadirá el agua en cantidades estrictamente necesarias de tal manera que la masa batida tenga la consistencia adecuada para su aplicación en la obra. Solamente se fabricará el mortero preciso para uso inmediato y debe rechazarse todo lo sobrante y que haya empezado a fraguar y el que no haya sido empleado dentro de los 45 min. Después de su amasadura.

1.9.4.3. Hormigón.

El hormigón se lo obtiene al mezclar apropiadamente cuatro componentes básicos: cemento, arena, grava y agua.

Las propiedades del hormigón dependen en gran medida de la calidad y proporciones de los componentes en la mezcla, y de las condiciones de humedad y temperatura, durante los procesos de fabricación y de fraguado.

Para conseguir propiedades especiales del hormigón (mejor trabajabilidad, mayor resistencia, baja densidad, etc.), se pueden añadir otros componentes como aditivos

químicos, micro sílice, limallas de hierro, textiles, etc., o se pueden reemplazar sus componentes básicos por componentes con características especiales como agregados livianos, agregados pesados, cementos de fraguado lento, etc.

El hormigón ha alcanzado importancia como material estructural debido a que puede adaptarse fácilmente a una gran variedad de moldes, adquiriendo formas arbitrarias, de dimensiones variables, gracias a su consistencia plástica en estado fresco.

El hormigón es un material sumamente resistente a la compresión, pero extremadamente frágil y débil a solicitaciones de tracción. Para aprovechar sus fortalezas y superar sus limitaciones, en estructuras se utiliza el hormigón combinado con barras de acero resistente a la tracción, lo que se conoce como hormigón armado

1.9.4.5. Dosificación

"El problema con el diseño y dosificación de un concreto es encontrar la proporción más adecuada de cada uno de los materiales que lo van a constituir, para producir un concreto que una vez endurecido, tenga la calidad requerida." En lo que respecta al diseño de mezclas para la producción de adoquines de concreto, nuestra investigación presenta recomendaciones prácticas de diseño con énfasis en la incorporación de agregado grueso, y en la obtención de una relación optima entre los agregados utilizados, esto debido que en nuestra ciudad de Loja se ha determinado que, con el fin de mejorar la trabajabilidad de las mezclas no se utiliza agregado grueso sino únicamente arena.

"El concreto debe dosificarse y producirse para asegurar una resistencia igual o mayor a la especificada con el objeto de minimizar la frecuencia de resultados por debajo del valor especificado; para lo cual se debe realizar pruebas con adoquines procedentes de la fábrica, producidos en diferente fecha, llegando a determinar un factor de desviación estándar que nos indica cual es la precisión de la fábrica entre los lotes de adoquines que se producen día a día y establecer la dosificación más apropiada para la resistencia especificada.

1.9.4.5.1. Determinación de la relación grava-arena

Obtener un diseño eficiente para una mezcla de concreto, depende en gran medida de determinar una relación volumétrica óptima entre agregados que de cómo resultado la menor interferencia entre partículas. "Una forma de determinar esta relación optima consiste en determinar la mezcla de agregados con mayor densidad realizando un ensayo de pasos similares al de densidad aparente compactada in-situ" en el cual a una cantidad inicial de agregado grueso se le agrega porciones de agregado fino hasta encontrar una mezcla de mayor densidad,

Los requisitos para la mezcla de bloques de concreto (adoquines) son: "una resistencia especificada de 350 Kg. / cm2, un asentamiento igual a 0 cm y proceso de acomodo de partículas por vibro compactación" Esto de acuerdo a los procesos de fabricación, moldeo, curado, y control de calidad para dichos elementos.

A continuación se presenta un conjunto de diseños de mezcla para adoquines en función de la relación grava / arena y de la resistencia a la compresión especificada.

Dosificaciones en Peso.

Tabla 1.9. Diseño de mezcla para adoquines; resistencia a la compresión = 450 kg/cm^2

f'c	*Rel. g/a*	*Rel. w/c*	*Agua*	*Cemento*	*Agr. Fino*	*Agr. Grueso*
kg/cm2			*Lt*	*Kg.*	*Kg.*	*Kg.*
450	*1.33*	*0.38*	*180.00*	*473.68*	*726.71*	*969.53*
450	*1.00*	*0.38*	*180.00*	*473.68*	*845.01*	*850.47*
450	*0.79*	*0.38*	*180.00*	*473.68*	*946.41*	*748.41*
450	*0.00*	*0.38*	*180.00*	*473.68*	*1690.02*	*0.00*

FUENTE: Normas INEN

Tabla 1.10. Diseño de mezcla para adoquines; resistencia a la compresión = 350 kg/cm^2

f'c	*Rel. g/a*	*Rel. w/c*	*Agua*	*Cemento*	*Agr. Fino*	*Agr. Grueso*
kg/cm2			*Lt*	*Kg.*	*Kg.*	*Kg.*
350	*1.33*	*0.47*	*180.00*	*382.98*	*760.93*	*1015.19*
350	*1.00*	*0.47*	*180.00*	*382.98*	*884.80*	*890.51*
350	*0.79*	*0.47*	*180.00*	*382.98*	*990.98*	*783.65*
350	*0.00*	*0.47*	*180.00*	*382.98*	*1769.60*	*0.00*

FUENTE: Normas INEN

Tabla 1.11. Diseño de mezcla para adoquines; resistencia a la compresión = 250 kg/cm^2

f'c	*Rel. g/a*	*Rel. w/c*	*Agua*	*Cemento*	*Agr. Fino*	*Agr. Grueso*
kg/cm2			*Lt*	*Kg.*	*Kg.*	*Kg.*
250	*1.33*	*0.61*	*180.00*	*295.08*	*794.09*	*1059.43*
250	*1.00*	*0.61*	*180.00*	*295.08*	*923.36*	*929.32*
250	*0.79*	*0.61*	*180.00*	*295.08*	*1034.16*	*817.80*
250	*0.00*	*0.61*	*180.00*	*295.08*	*1846.71*	*0.00*

FUENTE: Normas INEN

CAPITULO II: CÁLCULOS PARA EL DISEÑO DEL MEZCLADOR Y ELEVADOR

2.1. Diseño del Mezclador.

Para el diseño del mezclador nos basaremos en las diversas maquinas que existen en el mercado. De lo que hemos constatado, la forma más apropiada que deberá tener la bandeja de mezclado es cilíndrica, para ello emplearemos planchas de 6mm por su facilidad de doblarse y resistencia.

Tabla 2.1: Dimensiones y Pesos

DIMENSIONES (mm)			PESOS
ANCHO	LARGO	ESPESOR	KG
1220	2440	2	46.74
1220	2440	3	70.1
1220	2440	4	93.47
1500	2440	4	114.92
1220	2440	5	116.84
1500	2440	5	143.66
1800	2440	5	172.39
1220	2440	6	140.21
1500	2440	6	172.39
1800	2440	6	206.86
1220	2440	8	186.94
1500	2440	8	229.85
1800	2440	8	275.82
1220	2440	10	233.68
1500	2440	10	287.31
1800	2440	10	344.77
1220	6000	12	689.54

FUENTE: DIPAC

Las dimensiones del mezclador serán de 0.90m x 1.24m, por lo que debemos de considerar que, desde el eje de transmisión a la circunferencia de la bandeja de mezclado podremos colocar las aspas de mezclado con un radio máximo de 0.45m.

El volumen del concreto para el mezclado será 0.086 m^3, lo que cubrirá una tercera parte del vagón de mezclado.

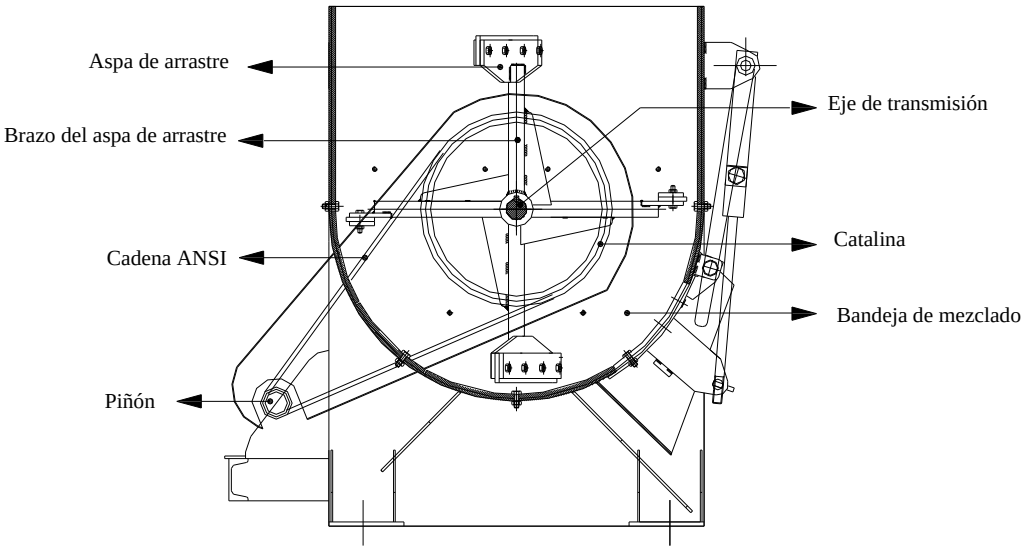


Figura 2.1 Mezclador (Corte lateral)

Para el cálculo de la potencia debemos considerar los siguientes parámetros:

2.1.1. Área del aspa (A_a).

En el área del aspa debemos tomar en cuenta la longitud, altura y el número de aspas que se van a sumergir en el concreto al mismo tiempo.

Área del paralelogramo. (A_p)

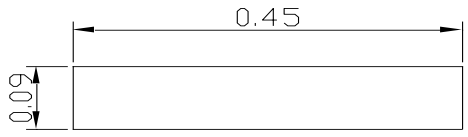


Figura 2.2 Paralelogramo

Datos:

b = base

h = altura

$$A_p = b * h$$

$$A_p = 0.45m * 0.09m$$

$$A_p = 0.0405m^2$$

Área del trapecio.(A_t)

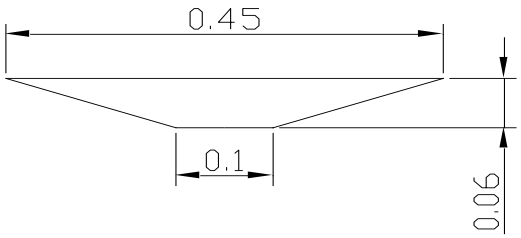


Figura 2.3 Trapecio

Datos:

b = base

B = longitud

h = altura

$$A_t = \frac{B+b}{2} * h$$

$$A_t = \frac{0.45m + 0.1m}{2} * 0.06m$$

$$A_t = 0.0165m^2$$

Área del aspa. (A_a)

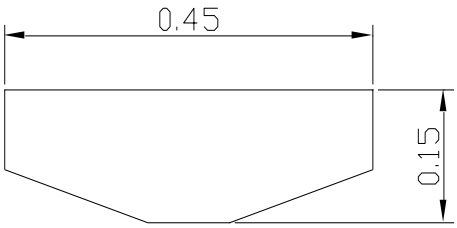


Figura 2.4 Aspa

$$A_a = A_p + A_t$$

$$A_a = 0.0405m^2 + 0.0165m^2$$

$$A_a = 0.057m^2$$

1.2. Área del brazo (A_b).

Para el cálculo del área del brazo de la aspa lo tomaremos también como un rectángulo longitud x espesor.

Datos:

$Ø_b$ = diámetro del brazo

h_b = altura del brazo

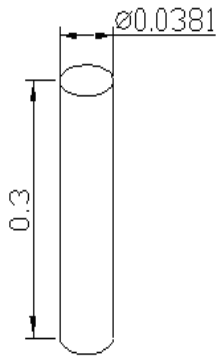


Figura 2.5 Brazo del aspa

$$A_b = \pi \times \phi \times h$$
$$A_b = \pi * 0.0381m * 0.30m$$
$$A_b = 0.0359m^2$$

2.1.3. Área total (A_t).

El área total será la sumatoria del área de la aspa más el área del brazo de la aspa.

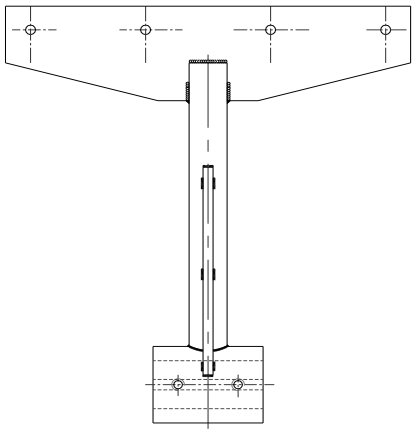


Figura 2.6. Aspa del mezclador

$$A_t = A_a + A_b$$
$$A_t = 0.057m^2 + 0.0359m^2$$
$$A_t = 0.0929m^2$$

2.1.4. Velocidad angular (w)

Para velocidad angular necesaria para el mezclado tomaremos como dato promedio a la velocidad con que se trabaja en las diferentes fabricas que existen en la localidad y hemos escogido una velocidad de 23 rpm que es una velocidad adecuada para obtener un buen mezclado del material.

$$w = 23rpm$$
$$w = 23 * \frac{2\pi}{60}$$
$$w = 2.40\frac{rad}{s}$$

2.1.5. Velocidad tangencial (V). *Aspas.*

$$V = w * r$$
$$V = 2.40\frac{rad}{s} * 0.38m$$
$$V = 0.91504\frac{m}{s}$$

2.1.6. Presión de velocidad (P_v).

Para el cálculo de presión de velocidad, debemos tomar en cuenta la velocidad tangencial a la que giran las aspas y la densidad del concreto. Fuente; Cultural de Ediciones, SA; Guía del Estudiante, Física Tomo I, Pág. 59. (Cita bibliográfica 14)

$$P_v = \frac{1}{2}V^2\rho$$
$$P_v = \frac{1}{2}\left(0.915\frac{m}{s}\right)^2 2400\frac{kg}{m^3}$$
$$P_v = 1004.76\frac{N}{m^2}$$

Donde:

ρ = densidad del concreto.

V = velocidad tangencial.

2.1.7. Fuerza de arrastre (f_a).

La determinamos por la presión de velocidad y el área total de la aspa. A este resultado lo multiplicamos por 2 que son el número de aspas que se sumergen en la mezcla a la vez.

$$F_a = P_v * (A_t * 2)$$
$$F_a = 1004.76\frac{N}{m^2} * 0.1858m^2$$
$$F_a = 186.7N$$

2.1.8. Velocidad tangencial de la catalina. (V_{tc}).

La obtenemos al multiplicar el radio de la catarina por su velocidad angular**.**

Donde:

r = radio de la catarina

n = número de revoluciones de la catarina

$$V_{tc} = \frac{2\pi * r * n}{60 * 100}$$

$$V_{tc} = \frac{2\pi * 23.5cm * 23rpm}{6000}$$

$$V_{tc} = 0.57\,\frac{m}{s}$$

2.1.9. Masa del piñón (m_p).

Para calcular la masa del piñón, debemos tener en cuenta todas sus dimensiones; área, volumen, radio, así como también propiedades propias del material como su peso específico y densidad.

$$A = \pi * r^2$$

$$A = \pi(0.2096m)^2$$

$$A = 0.14m^2$$

$$V = A * e$$

$$V = 0.14m^2 * 0.015m$$

$$V = 2.1 * 10^{-3} m^3$$

$$m_p = V * \gamma$$

$$m_p = 2.1 * 10^{-3} m^3 * 7800\,\frac{kg}{m^3}$$

$$m_p = 16.4kg$$

Una vez calculada la masa del piñón, se encontrará su peso W_p

$$W_p = m_p * g$$

$$W_p = 16.4kg * 9.81\,\frac{m}{s^2}$$

$$W_p = 160.72N$$

$$W_p = 16.4kgf$$

2.1.10. Fuerza que ejerce la catalina (F_c).

$$F_c = m * w^2 * r_c$$
$$F_c = 16.4kg\left(2.4\frac{rad}{s}\right)^2(0.235m)$$
$$F_c = 22.347N$$

2.1.11. Fuerza del aspa de arrastre (F_A).

$$V_a = A_a * e_a$$
$$V_a = 0.057\text{m}^2 * 0.012m$$
$$V = 6.84 * 10^{-4} m^3$$

$$m_a = V_a * \gamma_{ac}$$
$$m_a = 6.84 * 10^{-4} m^3 * 7800\frac{kg}{m^3}$$
$$m_a = 5.33kg$$

$$P_a = m_a * g$$
$$P_a = 52.28N$$

$$V_b = A_b * e_b$$
$$V_b = 0.0359\text{m}^2 * 0.0381m$$
$$V_b = 1.36 * 10^{-3} m^3$$

$$m_b = V_b * \gamma_{ac}$$
$$m_b = 1.36 * 10^{-3} m^3 * 7800\frac{kg}{m^3}$$
$$m = 10.67kg$$

$$P_b = m_b * g$$
$$P_b = 104.56N$$

Fuerza total del aspa de arrastre

$$F_A = P_a + P_b$$
$$F_A = 52.28N + 104.56N$$
$$F_A = 156.84N * 4brazos$$
$$F_A = 627.36N$$

2.1.12. Fuerza total (F_t)

$$F_t = F_a + F_A + F_c$$
$$F_t = 186.7N + 627.36N + 22.347N$$
$$F_t = 836.4N$$

2.1.13. Momento torsor (M_t).

Para el cálculo del momento torsor (Mt) nos valemos de la ecuación 1.1

$$M_t = F_t * r$$
$$M_t = 836.4N * 0.38m$$
$$M_t = 317.83Nm$$

2.1.14. Potencia (P)

Esta es la mínima potencia para hacer girar las aspas sumergidas en la mezcla sin tomar en cuenta los factores, de transmisión, de reductibilidad y de servicio en horas diarias. y viene dada por el momento torsor y la velocidad angular a la que giran las aspas.
Para el cálculo de la potencia, utilizamos la ecuación (1.9)

Datos:

P = potencia (W)
M_t = momento torsor (Nm)
μ = coeficiente de seguridad

$$P = M_t * w * \mu$$

$$P = 317.83Nm * 2.4\frac{rad}{seg} * 2$$

$$P = 317.83J * 2.4\frac{rad}{seg} * 2 \qquad 1HP = 0.746KW$$

$$P = 1525.6\,W$$

$$P = 1.525KW$$

$$P = 2.04HP$$

2.1.14.1. Potencia motriz (P_m)

Potencia motriz necesaria para hacer girar el eje sumergido en mezcla (P_m)

Esta es la potencia de servicio del motor y la determinamos por la potencia mínima calcula para hacer girar las aspas en la mezcla y los factores de transmisión, reductibilidad y de operación.

$$P_m = P * 1.4 * 1.3 * 1.2$$

$$P_m = 2.04 * 1.4 * 1.3 * 1.2$$

$$P_m = 4.45HP$$

Donde:

Factor de corrección de transmisión por cadena = 1.4

Factor de reductibilidad = 1.3

Factor de operación (10h/d) = 1.2

"4.37HP ≈ 5HP Para garantizar mayor vida útil de la máquina elegimos un motoreductor de 5 HP".

2.1.15. Fuerza máxima en el brazo

$$Fa * 0.38m = Fg * 0.0254m$$

$$Fg = \frac{Fa * 0.38m}{0.0254m}$$

$$Fg = \frac{186.7N * 0.38m}{0.0254m}$$

$$Fg = 2793.14N$$

$$Fg = 285.01Kgf$$

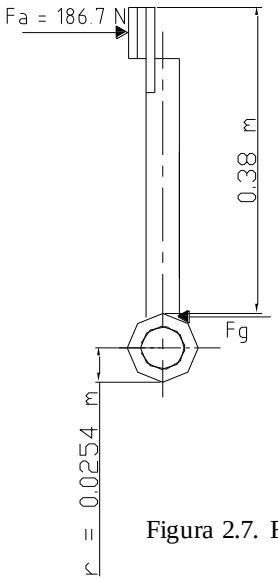


Figura 2.7. Fuerza en el brazo

2.1.16. Cálculo de la tensión de trabajo

Valiéndonos de la ecuación (1.7), obtenemos la tensión de trabajo de la aspa.

$$\tau_t = \frac{\tau_a}{\mu}$$

$$\tau_t = \frac{3600 \, kg/cm^2}{1.5}$$

$$\tau_t = 2400 \frac{kg}{cm^2}$$

2.1.17. Momento flector máximo en el brazo

El momento flector se lo determina mediante la ecuación (1.1), donde F_g es la fuerza de giro y r_b es el radio de palanca.

$$Mf_m = F_g * r_b$$

$$Mf_m = 285.01kg * 38cm$$

$$Mf_m = 10830.58kg\ cm$$

2.1.18. Momento de resistencia

El momento de resistencia se lo determina mediante la ecuación (1.33).

$$Wx = \frac{Mf_m}{\tau_t}$$

$$Wx = \frac{10830.58\, kg\, cm}{2400\ {kg}/{cm^2}}$$

$$Wx = 4.51\, cm^3$$

Para un momento de resistencia 4.14 cm^3 tenemos un diámetro de 38 mm del brazo

Wx = 5.42 cm^3 ↔ (38 mm) (Anexo 18)

Donde:

4.51 cm^3 < 5.42 cm^3

2.2. TRANSMISIÓN POR CADENA.

Teniendo en cuenta la potencia del motor de 5hp y 120rpm, procedemos a calcular los números de dientes del piñón y la catalina, por el factor de reductibilidad que tenemos que obtener de 120 a 23 rpm, procedemos a elegir Z1 y Z 2. Para obtener las 23 rpm que necesitamos colocamos Z 1=11 y procedemos a calcular Z2 de la siguiente manera:

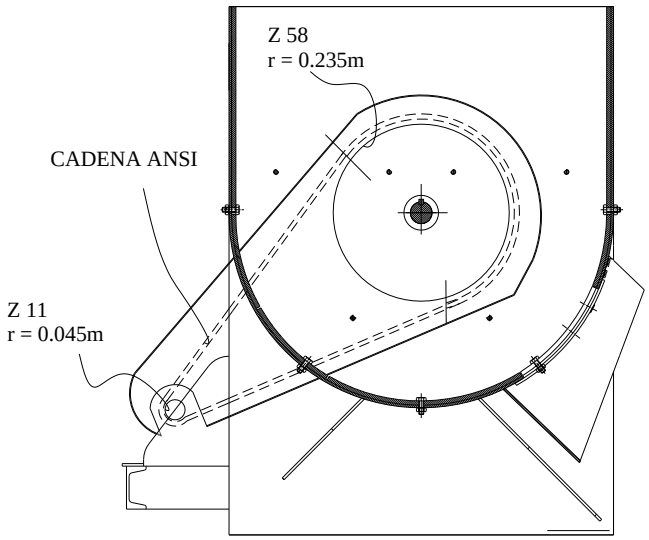


Figura 2.8 Transmisión por cadena

$$Z_2 = \frac{120rpm * Z_1}{23rpm}$$
$$Z_2 = 58$$

Donde:

n_1 = 120 rpm = velocidad angular del piñón motriz

n_2 = 23 rpm = velocidad angular necesaria en el mezclador

11 = número de dientes del piñón motriz

2.2.1. Momento torsor máximo en el eje del motor (M_{tm})

Tomando en cuenta la potencia del motor, utilizamos la ecuación 1.10 para obtener el momento torsor máximo en el eje del motor en kg*cm.

$$P_m = 5HP * \frac{1.013869CV}{1HP}$$
$$P_m = 5.07CV$$

$$M_{tm} = \frac{71600 * P_m}{n_2}$$
$$M_{tm} = \frac{71600 * 5.07CV}{23rpm}$$
$$M_{tm} = 15783.13\ Kg\,cm * \frac{9.8N}{1Kg} * \frac{1m}{100cm}$$
$$M_{tm} = 1547Nm$$

2.2.2. Tensión en la cadena (T_c)

La tensión de la cadena se la determina con la ecuación (1.1). Donde r_c es el radio de la catarina.

$$T_c = \frac{M_{tm}}{r_c} \quad T_c = \frac{1547Nm}{0.235m} \quad T_c = 6583N \quad T_c = 672Kgf \quad T_c = 1478lbf * 2 \quad T_c = 2956lbf$$

De la tabla 1.1, se elige la cadena ANSI 80, p = paso = 1 pulgada, por condiciones de trabajo en un medio contaminado de material abrasivo, y para darle mayor vida útil.

De la tabla 1.2, teniendo en cuenta el número de la cadena y la velocidad de la rueda, elegimos la capacidad de potencia de 2.44 HP

2.2.3. Velocidad de la cadena (V_c)

La velocidad de la cadena se la calcula por la ecuación 1.14, por la que se puede calcular por Z_1, n_1 o Z_2, n_2.

$$V_c = Z_1 * p * n_1$$
$$V_c = 11 * 0.0254m * 12.56\frac{rad}{s}$$
$$V_c = 3.51\frac{m}{s}$$

Donde:

p = paso

Z_1= Número de dientes del piñón

2.2.4. Número de eslabones de la cadena (N).

Se calculara mediante la ecuación (1.16.)

$$N = \frac{2*C}{p} + \frac{(Z_1 + Z_2)}{2} + \frac{p(Z_1 + Z_2)^2}{40*C}$$
$$N = \frac{2*60cm}{2.54cm} + \frac{11+58}{2} + \frac{2.54cm\,(11+58)^2}{40*60cm}$$
$$N = 86.7$$

$$N = 87\ eslabones$$

Donde:

C = distancia entre ejes

Z= número de dientes

p= paso

2.2.5. Diámetro de piñones motriz y conducido. (D_1, D_2).

Para el cálculo del diámetro del piñón motriz y el conducido se aplicara la ecuación (1.13.).

Motriz

$$D_1 = \frac{p}{sen\left(\frac{180}{Z_1}\right)}$$

$$D_1 = \frac{2.54cm}{sen\left(\frac{180}{11}\right)}$$

$$D_1 = 9cm$$

Conducido

$$D_2 = \frac{p}{sen\left(\frac{180}{Z_2}\right)}$$

$$D_2 = \frac{2.54cm}{sen\left(\frac{180}{58}\right)}$$

$$D_2 = 47cm$$

2.3. CÁLCULO DEL EJE.

Para el cálculo del eje, tomamos en cuenta todas las fuerzas que actúan sobre el; realizando un análisis de cada una de ellas a fin de poder determinar las condiciones de trabajo a las que estará sometido el eje.

$$F = \cos 20 * 2036N$$

$$F = 1913.21N$$

$$tg\,20^o = \frac{Fx}{F}$$

$$Fx = tg\,20^o * 1913.21N$$

$$Fx = 696N$$

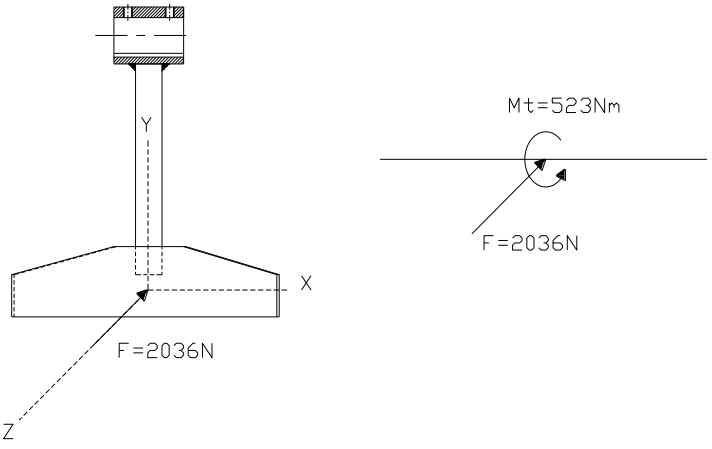


Figura 2.9.Fuerza perpendicular al aspa

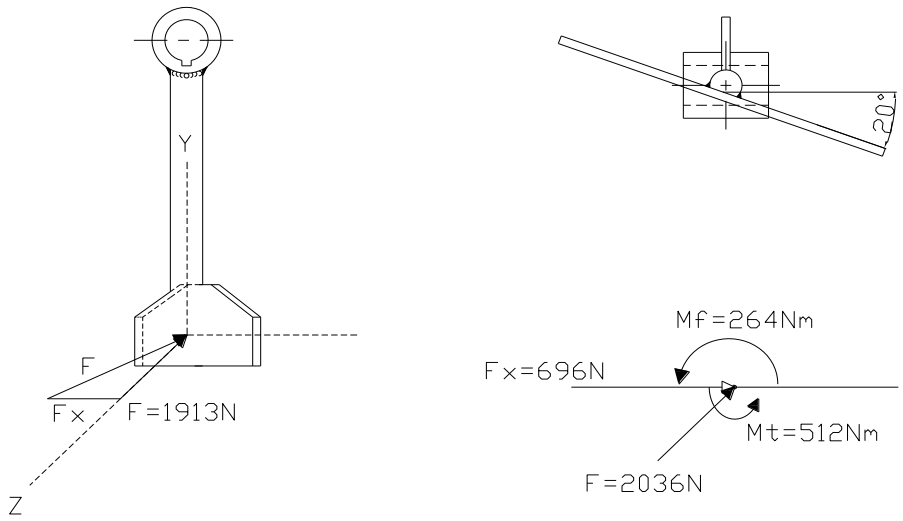


Figura 2.10. Aspa lateral (20º)

2.3.1. Diagrama de fuerzas en el plano YOX

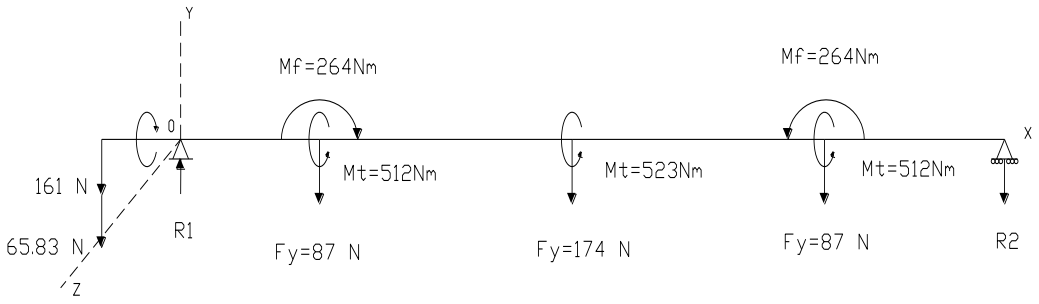


Figura 2.11.Diagrama de fuerzas en el plano YOX

Del diagrama de fuerzas obtenemos tres ecuaciones con tres incógnitas.

$$\begin{cases} Mt_1 + Mt_2 + Mt_3 = 1547Nm & 1 \\ Mt_1 = Mt_3 & 2 \\ Mt_3 = 0.98Mt_2 & 3 \end{cases}$$

Con Ecuación 1 y 3.

$$Mt_3 + Mt_2 + Mt_3 = 1547Nm$$
$$2Mt_3 + Mt_2 = 1547Nm$$
$$2(0.98Mt_2) + Mt_2 = 1547Nm$$
$$1.96Mt_2 + Mt_2 = 1547Nm$$
$$2.96Mt_2 = 1547Nm$$

$$Mt_2 = 522.63Nm$$

$$Mt_3 = 0.98Mt_2$$
$$Mt_3 = 0.98 * 522.6Nm$$

$$Mt_3 = 512.18Nm = Mt_1$$

$$\sum \mathbf{Fy = 0} \uparrow +$$

$$-6744N + R_1 - 87N - 174N - 87 + R_2 = 0$$

$$R_1 + R_2 = 7092N$$

2.3.2. Momento flector

$$\sum \mathbf{M_0 = 0} \uparrow +$$

$$6744N * 0.125m - 87N * 0.22m - 174N * 0.62m - 87N * 1.02m + R_2 * 1.305m - 264Nm + 264Nm = 0$$
$$R_2 * 1.305m = -627Nm$$
$$R_2 = \frac{-627Nm}{1.305m}$$
$$R_2 = -481N$$

$$R_1 + R_2 = 7092N$$
$$R_1 = 7092N - R_2$$
$$R_1 = 7092N - (-481N)$$
$$R_1 = 7573N$$

A continuación se hace una representación gráfica de la fuerza cortante (V) tomando como base o como componentes básicas de este esquema a las fuerzas ejercidas en el eje y las distancias a las cuales son realizadas dichas fuerzas.

2.3.3. Diagrama de fuerza cortante (V)

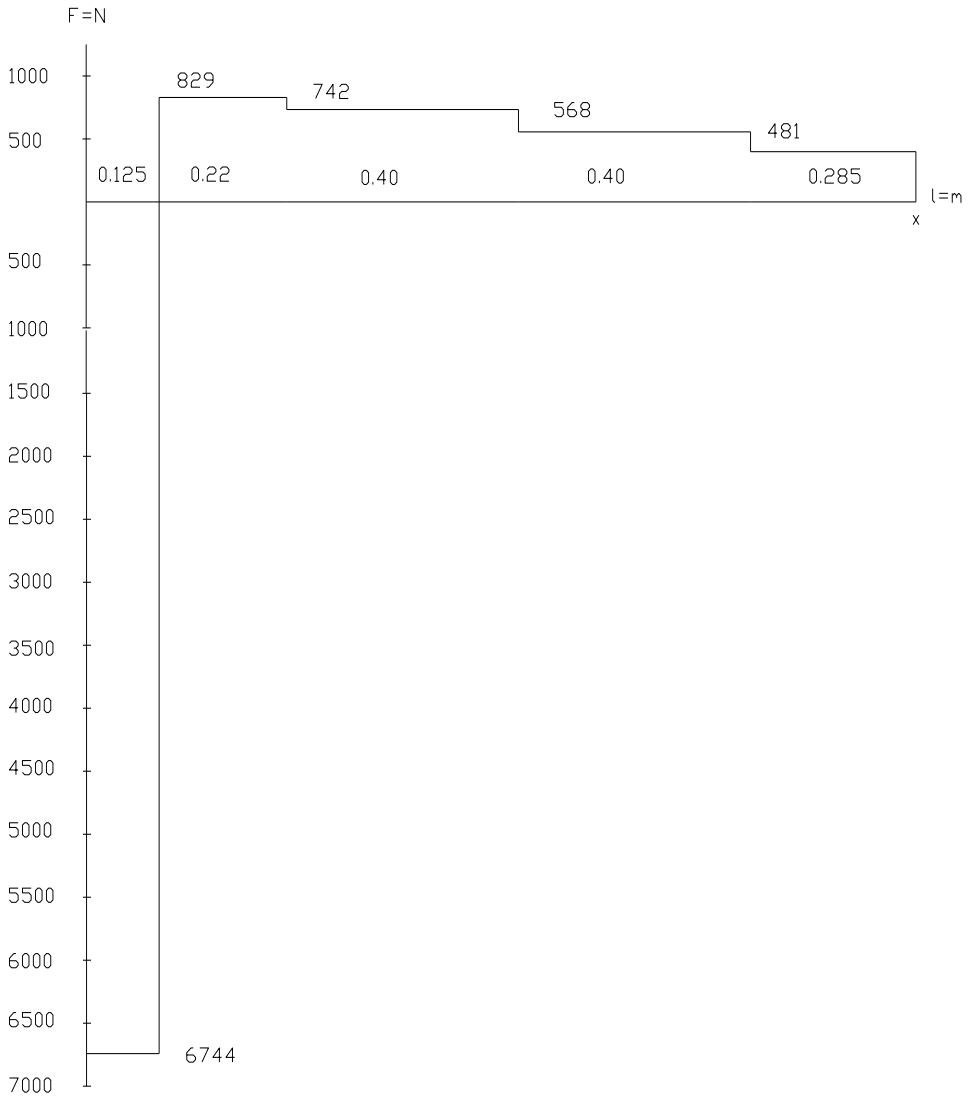


Figura 2.12. Diagrama de fuerza cortante

2.3.4. Diagrama de momento flector (Mf)

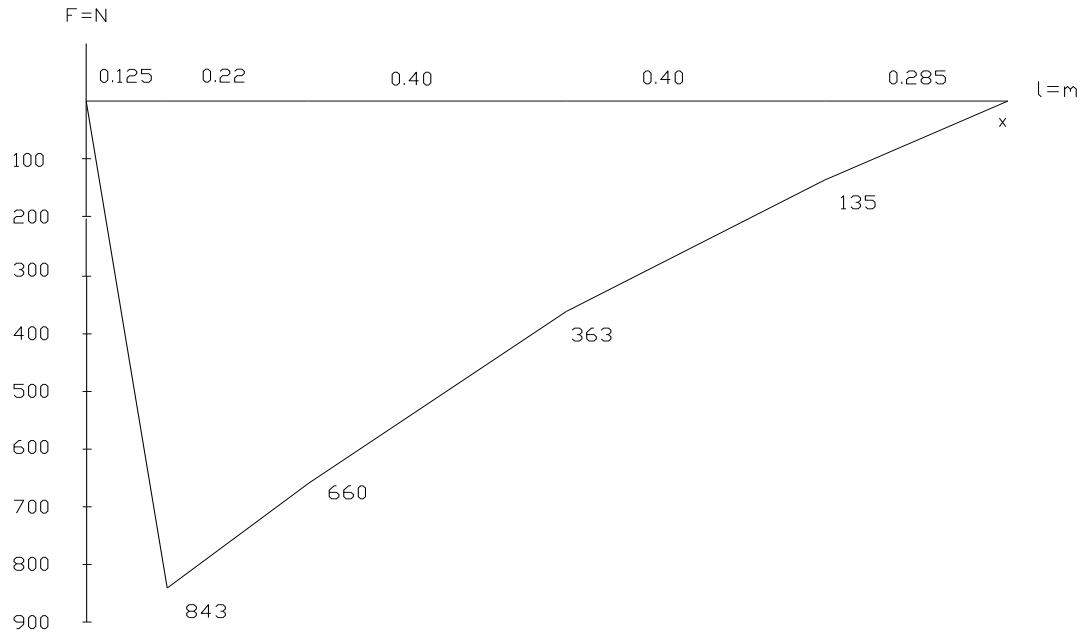


Figura 2.13. Diagrama de momento flector

2.3.5. Diagrama de fuerzas en el plano ZOX

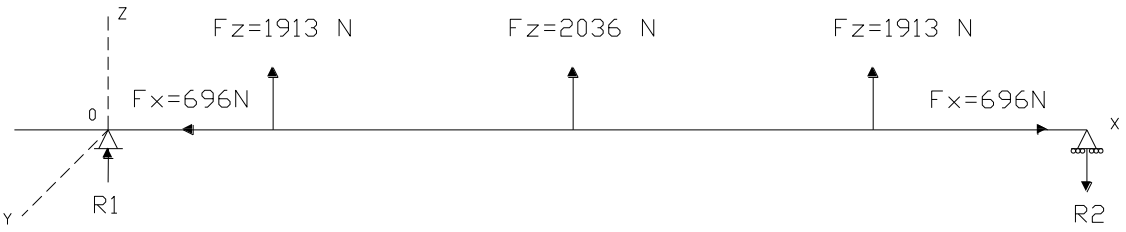


Figura 2.14. Diagrama de fuerzas en el plano ZOX

$\sum \mathbf{Fz = 0} \uparrow +$

$$1913N + 2036N + 1913N + R_1 + R_2 = 0$$

$$R_1 + R_2 = -5862N$$

2.3.6. Momento flector

$$\sum \mathbf{M_0 = 0} \uparrow +$$

$$1913N * 0.22m + 2036N * 0.62m + 1913N * 1.02m + R_2 * 1.305m = 0$$

$$R_2 * 1.305m = -3634.44Nm$$

$$R_2 = \frac{-3634.44Nm}{1.305m}$$

$$R_2 = -2785N$$

$$R_1 + R_2 = -5862N$$

$$R_1 = -5862N - R_2$$

$$R_1 = -5862N - (-2785N)$$

$$R_1 = -3077N$$

2.3.7. Diagrama de fuerza cortante (V)

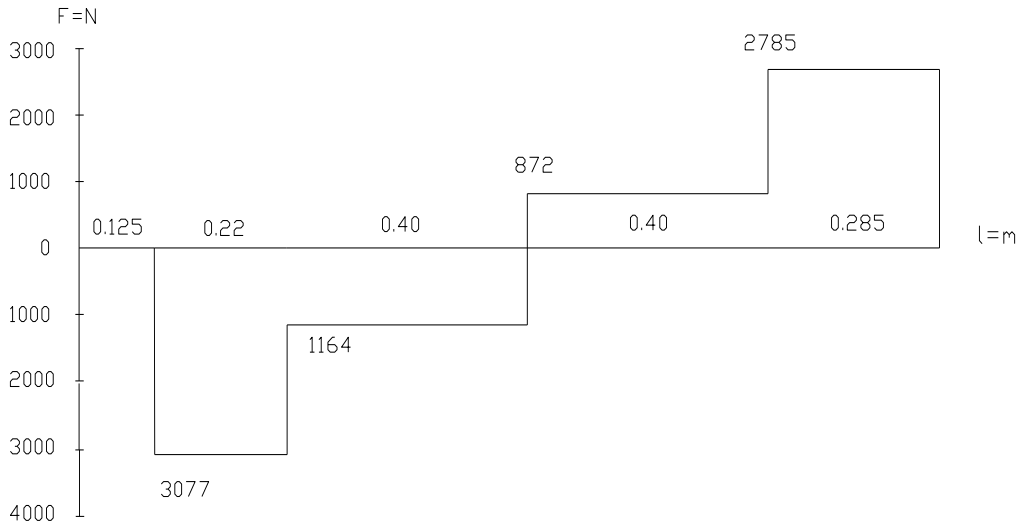


Figura 2.15. Diagrama de fuerza cortante (V)

2.3.8. Diagrama de momento flector

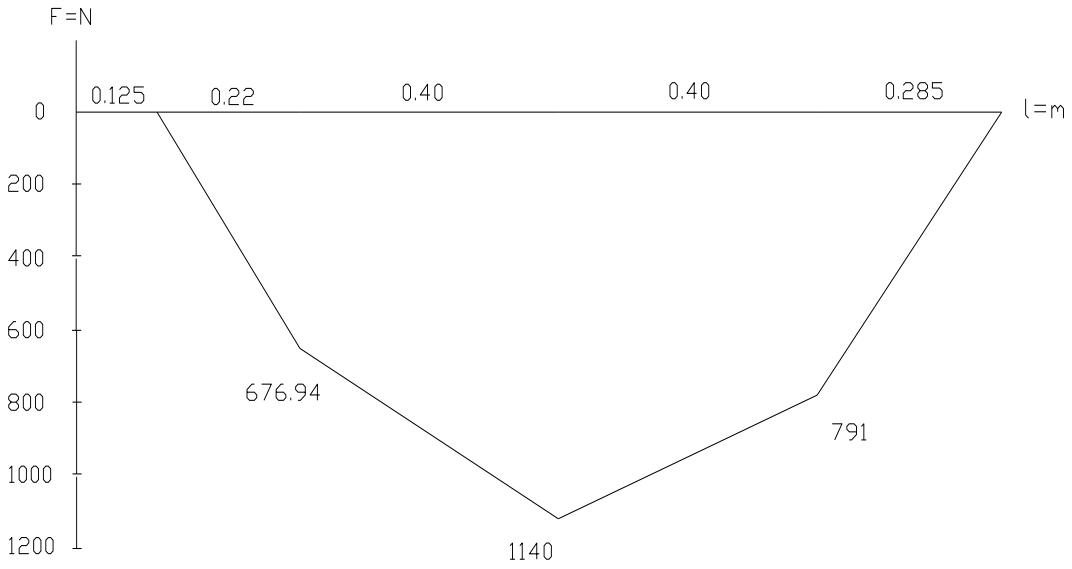


Figura 2.16. Diagrama de momento flector

2.3.9. Diagrama de torques

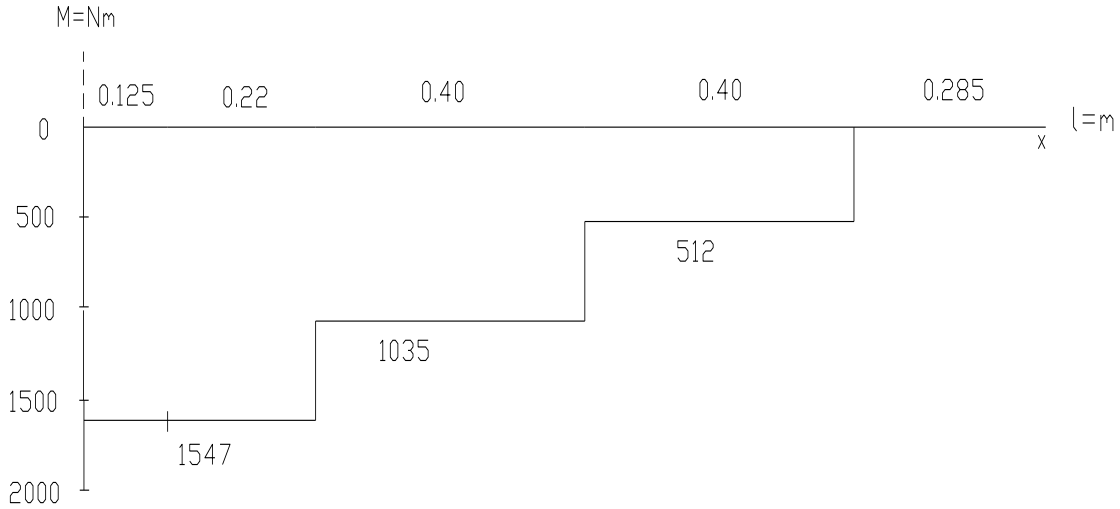


Figura 2.17. Diagrama de torques

2.3.10. Análisis de momento equivalente en R1 (Meq_1)

Mediante la ecuación (1.3) encontramos el momento flector que se produce en el punto R1 en los dos planos, el mismo que lo emplearemos para encontrar el momento equivalente.

$$Mf = \sqrt{(\sigma_{YOX})^2 + (\sigma_{ZOX})^2}$$
$$Mf = \sqrt{(843Nm)^2 + 0}$$
$$Mf = 843Nm$$

Al momento equivalente lo calculamos por la ecuación (1.6), la misma que toma en cuente el momento flector y en torque que se produce en R1.

$$Meq_1 = \sqrt{(Mf)^2 + (T)^2}$$
$$Meq_1 = \sqrt{(843Nm)^2 + (1547Nm)^2}$$

$$Meq_1 = 1761.77Nm$$

2.3.11. Análisis de momento equivalente en el punto medio.

Mediante la ecuación (1.3) encontramos el momento flector que se produce en el punto medio en los dos planos, el mismo que lo emplearemos para encontrar el momento equivalente.

$$Mf = \sqrt{(\sigma_{YOX})^2 + (\sigma_{ZOX})^2}$$
$$Mf = \sqrt{(363Nm)^2 + (1140Nm)^2}$$

$$Mf = 1196Nm$$

Al momento equivalente se lo calcula por la ecuación (1.6), la misma que toma en cuente el momento flector y en torque que se produce en dicho punto.

$$Meq_2 = \sqrt{(Mf)^2 + (T)^2}$$
$$Meq_2 = \sqrt{(1196Nm)^2 + (1035Nm)^2}$$
$$Meq_2 = 1581Nm$$

Para fines de cálculos elegimos el mayor momento equivalente que viene dado en el punto R_1 y que es $Meq_1=1761.77Nm$

2.3.12. Diámetro del eje (De)

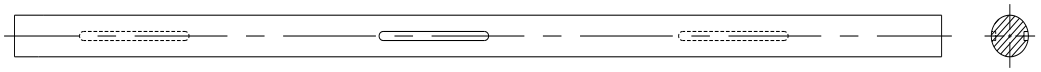


Figura 2.18. Esquema del eje

Primeramente tenemos el esfuerzo de trabajo que se produce en el eje, el mismo que se determina por la ecuación (1.7).

$$\tau_a = 3570\frac{Kg}{cm^2}$$
$$\tau_T = \frac{\tau_a}{\mu}$$
$$\tau_T = \frac{3570\frac{Kg}{cm^2}}{2}$$
$$\tau_T = 1785\frac{Kg}{cm^2}$$
$$\tau_T = 174.93\times10^6\frac{N}{m^2}$$

Donde:

τ_a = Esfuerzo admisible del acero

τ_T = Esfuerzo de trabajo

Una vez calculados el momento equivalente y el esfuerzo de trabajo producido en el eje, procedemos a determinar el diámetro del eje mediante la ecuación (1.8)

$$De = \sqrt[3]{\frac{10 * Meq_1}{\tau_T}}$$

$$De = \sqrt[3]{\frac{10 * 1761.77 Nm}{174.93 \times 10^6 \frac{N}{m^2}}}$$

$$De = \sqrt[3]{1.0071 \times 10^{-4} m^3}$$

$$De = 0.0465m$$

$$De = 1.83'' \approx 2''$$

El diámetro del eje será de 2".

2.4. CÁLCULO DE LAS CHAVETAS.

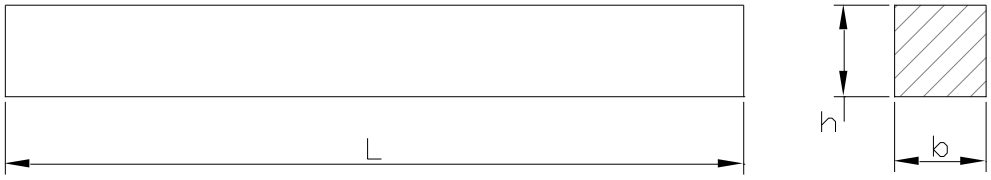


Figura 2.19: Chaveta

$b = h = 1cm$

$De = 5.08cm$

$\mu = 2$

$$Ta = 3570 \frac{kg}{cm^2}$$

$$Tch = 3360 \frac{kg}{cm^2}$$

Donde:

Ta= Límite de fluencia del eje

Tch = Límite de fluencia de la chaveta

De = Diámetro del eje

μ = Coeficiente de seguridad

2.4.1. Tensión de trabajo en la chaveta (Tc)

La tensión de trabajo de la chaveta viene dada por la ecuación (1.7), la que toma en cuenta el límite de fluencia del material.

$$T_c = \frac{Tch}{\mu}$$

$$T_c = \frac{3360 \frac{kg}{cm^2}}{2}$$

$$T_C = 1680 \frac{kg}{cm^2}$$

2.4.2. Tensión de Trabajo del Eje (Te)

La tensión de trabajo en el eje viene dada por la ecuación (1.7).

$$Te = \frac{Ta}{\mu}$$

$$Te = \frac{3570 \frac{kg}{cm^2}}{2}$$

$$Te = 1785 \frac{kg}{cm^2}$$

2.4.3. Momento de Inercia polar (J)

Para el cálculo del momento de inercia polar lo realizamos por la siguiente ecuación.

$$J = \frac{\pi * De^4}{32}$$

$$J = \frac{\pi * (5.08cm)^4}{32}$$

$$J = 65.38cm^4$$

2.4.4. Cálculo del par en el eje (Me).

Se debe considerar la tensión de trabajo del eje, el momento de inercia polar y el diámetro del eje.

$$Me = \frac{Te * J * \mu}{De}$$

$$Me = \frac{1785 \frac{kg}{cm^2} * 65.38 cm^4 * 2}{5.08 cm}$$

$$Me = 45946.18 Kgcm$$

2.4.5. Fuerza en la superficie del eje (Fe)

La calculamos al dividir el par del eje por su diámetro y multiplicado por un coeficiente de diseño.

$$Fe = \frac{Me * \mu}{De} \quad Fe = \frac{45946.18 kgcm * 2}{5.08 cm} \quad Fe = 18089.04 kg$$

2.4.6. Longitud de la chaveta (L)

La longitud de las chavetas para asegurar las aspas al eje de transmisión se la determina por:

$$L = \frac{Fe}{Te * 1.1} \quad L = \frac{18089.04 kg}{1785 \frac{kg}{cm^2} * 1.1} \quad L = 9.21 cm$$

2.5. DISEÑO DEL ELEVADOR DE CONCRETO.

Volumen de concreto a transportar (V_c)

V =3 pie^3 = 0.086 m^3

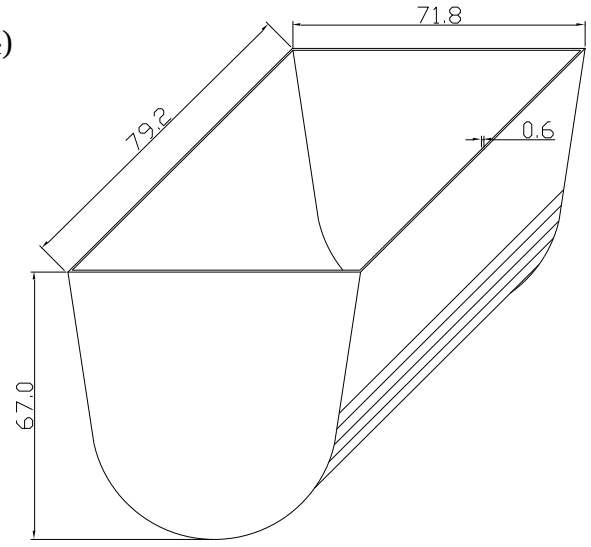


Figura 2.20 Vagón de elevación

2.5.1. Peso de la mezcla (W_m)

$$m = \gamma * V_c$$
$$m = 2400\frac{Kg}{m^3} * 0.086m^3$$
$$m = 206.4Kg$$

$$W_m = m * g$$
$$W_m = 206.4Kg * 9.8\frac{m}{s^2}$$
$$W_m = 2022.72N$$
$$W_m = 206.4Kgf$$

2.5.2. Peso del skip (W_s)

$$A_1 = 0.792m * 0.67m * 2 = 1.06m^2$$
$$A_2 = 0.718m * 0.67m * 2 = 0.48m^2$$
$$A_3 = 0.792m * 0.718 = 0.568m^2$$
$$A = A_1 + A_2 + A_3$$
$$A = 2.108m^2$$

$$V = A * e$$
$$V = 2.108m^2 * 0.006$$
$$V = 0.0126m^3$$

$$m = \gamma * V$$
$$m = 7800\frac{Kg}{m^3} * 0.0126m^3$$
$$m = 98.28Kg$$

$$W_s = m * g$$
$$W_s = 98.28Kg * 9.8\frac{m}{s^2}$$
$$W_s = 963.144N$$
$$W_s = 98.28Kgf$$

Peso total (W_T) será la sumatoria de los pesos parciales de la mezcla y del vagón.

$$W_T = W_m + W_s$$
$$W_T = 206.4Kgf + 98.28Kgf$$
$$W_T = 304.68Kgf$$

2.5.3. Fuerza necesaria para elevar el vagón (F_e)

Se debe de tener en cuenta el peso de la mezcla y del vagón a levantar, así como también el ángulo de inclinación**.**

$$F_e = W((sen64) + \mu(\cos 64))$$
$$F_e = 2988.91N((se64.) + 0.003(\cos 64))$$
$$F_e = 2690.34N$$
$$F_e = 274.52Kgf$$

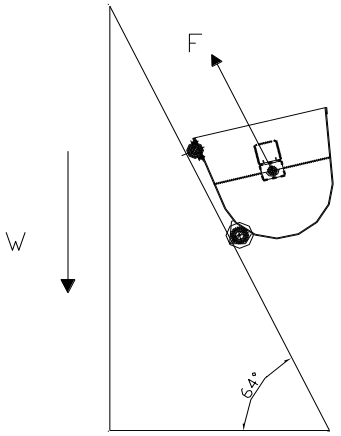


Figura 2.21. Diagrama de fuerzas en el elevador

2.5.4. Fuerza para evitar resbalamiento (F_r)

$$F_r = W((sen64) - \mu(\cos 64))$$
$$F_r = 2988.91N((se64.) - 0.003(\cos 64))$$
$$F_r = 2682.48N$$

2.5.5. Momento torsor en el torno (M_t)

Aplicaremos la ecuación 1.1.

$$Mt = F * r$$
$$Mt = 2690.34N * 0.065m$$
$$Mt = 174.87Nm$$

2.5.6. Velocidad de avance del vagón (v)

Se tomara una velocidad promedio de:

$$v = 11\frac{m}{\min} * \frac{1\min}{60s}$$
$$v = 0.18\frac{m}{s}$$

$$v = w * r$$

$$w = \frac{v}{r}$$

$$w = \frac{0.18 \frac{m}{s}}{0.065 m}$$

$$w = 2.82 \frac{rad}{s}$$

2.5.7. Potencia necesaria para el elevador (P_s)

Para el cálculo de la potencia necesaria para elevar el vagón por la estructura aplicaremos la ecuación (1.9).

$$P_s = w * Mt$$

$$P_s = 2.82 \frac{rad}{s} * 174.87 J$$

$$P_s = 493.22 Watt$$

$$P_s = 0.493 KW * 1.8$$

$$P_s = 0.887 KW$$

$$P_s = 1.19 HP$$

La potencia que se necesita en el motorreductor para elevar el material hacia la tolva de la adoquinera-bloquera es de 1.2HP. Para garantizar una mayor vida útil y por su facilidad de adquisición en el mercado se elige el motorreductor sinfín corona de 2 HP y 28 rpm.

2.5.8 Diámetro del cable de elevación (d_c)

El cable será sometido a cargas parciales y servicio normal, por consiguiente se lo considera del grupo II, S = 7 y k = 0.34.

Carga de rotura del cable, Tr = 274.52 kgf * 7 = 1921.64 kgf

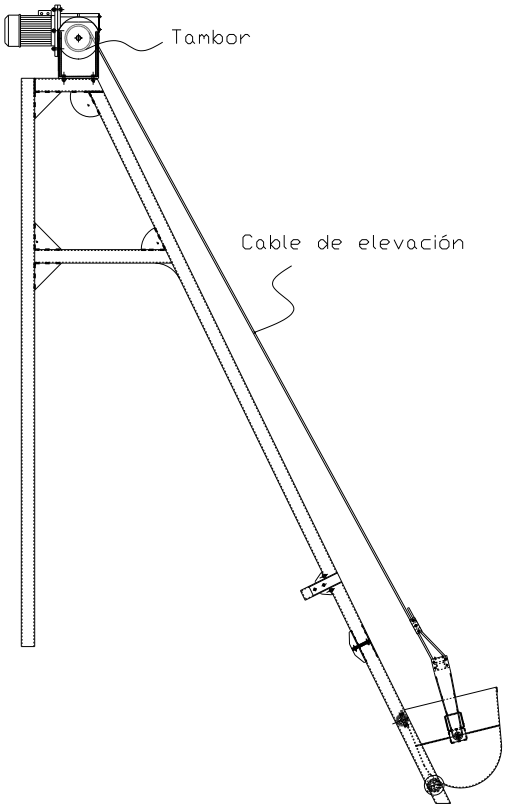


Figura 2.22 Sistema elevador

Para el diámetro del eje se utiliza la ecuación (1.17).

$$d_c \approx k\sqrt{F_e}$$
$$d_c \approx 0.34\sqrt{274.52}$$
$$d_c \approx 5.63mm$$
$$d_c \approx 0.22"$$

Según la tabla 1.6. se toma el cable de 8 mm de diámetro y 180Kg/mm^2 de resistencia y de 4050 kg de resistencia a la rotura

2.5.9. Diámetro del tambor (D).

Lo calculamos aplicando las siguiente ecuación; LARBURU**,** Nicolás, Maquinas prontuario, técnicas, máquinas, herramientas. Pag: 303.

$$D = S\sqrt{F_e}$$
$$D = 7.5\sqrt{274.52}$$
$$D = 124.26mm$$
$$D = 12.42cm$$

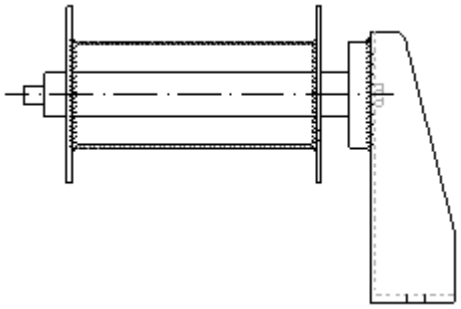


Figura 2.23 Torno de elevación

2.5.10. Cálculo del diámetro de los pernos (D_p)

El diámetro de los pernos a cortante viene dado por la ecuación (1.18).

$$D_p \geq \sqrt{\frac{5.2P_c}{\pi[\sigma_t]}}$$

La carga total a cortante será la sumatoria del peso total (W_t) a elevar más la fuerza necesaria para elevar el vagón (F_e) a 64º. Dividiendo la carga vertical para los ocho pernos que han de soportar, resulta que sobre cada uno de ellos se ejerce una fuerza.

$$W' = \frac{W_t}{8}$$
$$W' = \frac{2986N}{8}$$
$$W' = 373N$$

$$P_c = W_t + F_e$$
$$P_c = 373N + 2690N$$
$$P_c = 3063.34N$$
$$P_c = 313kgf$$

El esfuerzo admisible a cortante para el acero AISI C 1015 lo determinamos por la ecuación (1.19).

$$[\sigma_t] = \frac{\sigma_a}{n}$$

$$[\sigma_t] = \frac{2800 \frac{kg}{cm^2}}{8}$$

$$[\sigma_t] = 350 \frac{kg}{cm^2}$$

Donde:

σ_t = Esfuerzo total cortante.

σ_a = Esfuerzo admisible.

n = Número de pernos

Por tanto:

El diámetro de los pernos lo calculamos por la ecuación (1.18).

$$D_p \geq \sqrt{\frac{5.2 * P_c}{\pi[\sigma_t]}}$$

$$D_p \geq \sqrt{\frac{5.2 * 313kg}{\pi\left(350 \frac{kg}{cm^2}\right)}}$$

$$D_p \geq 1.22cm$$

$$D_p \geq 12.2mm$$

Se elige un perno normalizado de 15.8 mm (5 / 8”).

$$D_p = \frac{5''}{8} \times 2''$$

2.6. CÁLCULO DE LOS COJINETES.

Para realizar el cálculo de los cojinetes en el eje, hacemos referencia al diámetro de este (2") con las reacciones en cada uno rodamiento y nos ubicamos en el Anexo 10.

Figura 2.24 Fuerzas en los cojinetes

$$F_{R1} = \sqrt{(R_{1X})^2 + (R_{1Z})^2}$$
$$F_{R1} = \sqrt{(7573N)^2 + (-3077N)^2}$$
$$F_{R1} = 8174.24N$$

$$F_{R1} = 834.1kgf.$$

$$F_{R2} = \sqrt{(R_{2X})^2 + (R_{2Z})^2}$$
$$F_{R2} = \sqrt{(-2785N)^2 + (-481N)^2}$$
$$F_{R2} = 2826.23N$$

$$F_{R2} = 288.4kgf.$$

Siendo F_{R1} la mayor fuerza que se ejerce, del anexo 10 escogemos un cojinete de bolas de la serie 02, cuya capacidad básica de carga es 2750 kg > F_{R1}.

2.6.1. Cálculo del cojinete para el eje de la catalina

Para realizar el cálculo del eje del piñón nominal hacemos referencia al diámetro de del eje que es de 2" y ubicamos los valores correspondientes de carga dinámica (C) y carga estática (C_o). Anexo 12.

Rodamiento Nº 210

Capacidad de carga dinámica = 2856.84Kg

Capacidad de la carga estática = 2104.6 Kg

$$dm = \frac{1}{2}(50.8 + 90)mm$$

$$dm = 70.4mm$$

$$\frac{D\cos\alpha}{dm} = \frac{12.95}{70.4} = 0.184$$

$$fc = 4550$$

La constante f_c se la obtiene de la tabla 1.7.

$$D = 1.295cm$$

$$D^{1.8} = 1.58$$

$$Z = 9$$

$$Z^{2/3} = 10$$

$$Z = \sqrt[3]{10^2}$$

$$Z = 4.64$$

2.6.2. Carga básica

$$C = 0.0856\, fc \times Z^{2/3} D^{1.8}$$

$$C = 0.0856 * 4550 * 4.64 * 1.58$$

$$C = 2855Kg$$

2.6.3. Capacidad estática

$$P_{est} = 125.2 * Z * D^2$$
$$P_{est} = 125.2 * 10 * 1.295$$
$$P_{est} = 1621.34 Kg$$

Se elige un rodamiento número 210, con un diámetro interior de 50.8 mm y un diámetro exterior de 90 mm. (Anexo 12).

2.7. CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA.

El material que se utiliza para la construcción de este tipo de estructuras se denomina *perfiles*. Estos pueden ser de acero laminado o colado.
En el Anexo 9 se especifican las diferentes cargas que puede soportar el acero laminado.

2.7.1. Cálculo de la tensión de trabajo (σ_t).

Para garantizar la resistencia de la viga, asumiremos un coeficiente de seguridad de n = 2; y teniendo en cuenta las características anteriores tenemos:

La tensión de trabajo se la obtiene por la ecuación (1.19).

$$\sigma_t = \frac{\sigma_E}{n}$$
$$\sigma_t = \frac{2600 \frac{kg}{cm^2}}{2}$$
$$\sigma_t = 1300 \frac{kg}{cm^2}$$

Donde:
σ_E = Carga elástica

2.7.2. Cálculo del esfuerzo cortante (τ).

El esfuerzo a cortante viene dado por la ecuación (1.30).

$$\tau = \frac{\sigma_t}{\sqrt{3}}$$

$$\tau = \frac{1300 \frac{kg}{cm^2}}{\sqrt{3}}$$

$$\tau = 750.55 \frac{kg}{cm^2}$$

2.7.3. Determinación de la fuerza máxima de la viga (P').

La determinación de esta fuerza se la realiza tomando en consideración la fuerza necesaria para elevar el skip (F_e = 274.52kgf) y el peso del vagón con el concreto (W_t = 305 kg).

$$P' = (F_e + W_t) * K$$

$$P' = (274.52kg + 305kg) * 1.11$$

$$P' = 643.26kg \approx 650kg$$

Donde:

K = Factor de diseño.

2.7.4. Cálculo de las reacciones

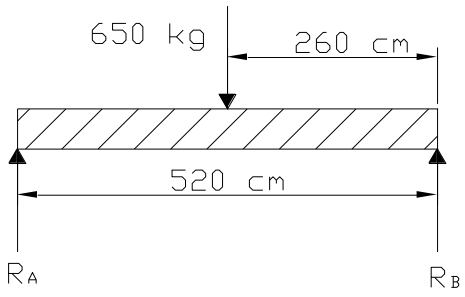


Figura 2.25 Reacciones en la viga

$R_A = R_B$ = 325 kg.

2.7.5. Cálculo del momento flector máximo (M_{fmax})

Se lo determina por la siguiente fórmula; MONNAST, Robert, El proyectista de estructuras metálicas, Tomo I, Pg 35.

$$M_{f\max} = \frac{P * L}{4}$$

$$M_{f\max} = \frac{650kg * 520cm}{4}$$

$$M_{f\max} = 84500kgcm$$

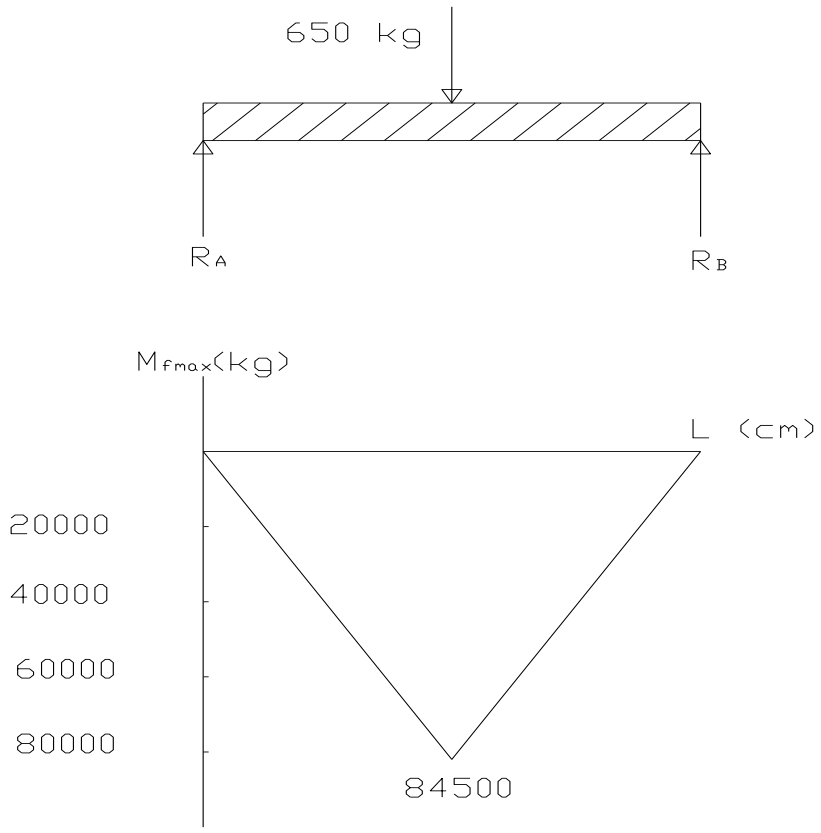


Figura 2.26 Diagrama de momento flector

2.7.6. Cálculo de la tensión cortante (V)

$$V = R_A - P$$
$$V = 325kg - 650kg$$
$$V = -325kg$$

Donde:

R_A = Reacción en el punto A de la viga

P = Fuerza aplicada en la mitad de la viga

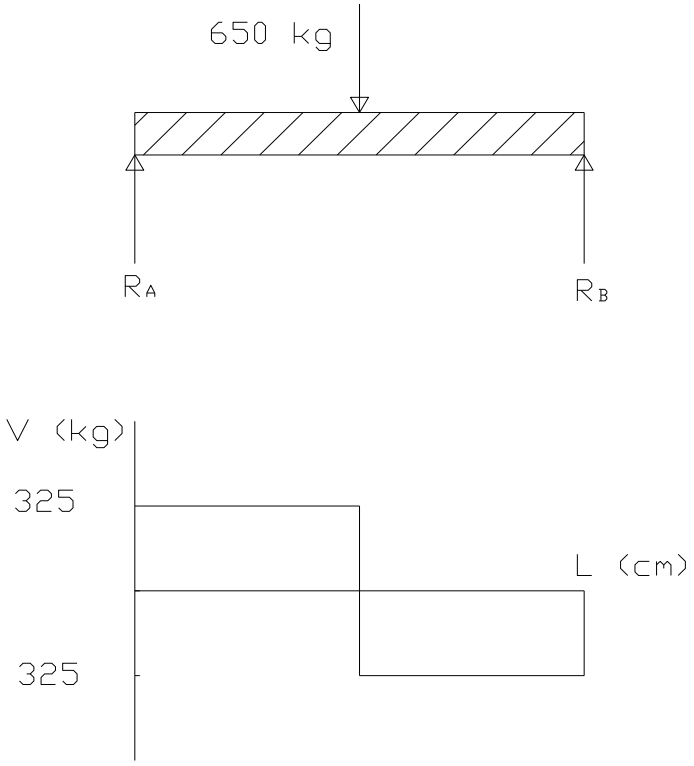


Figura 2.27 Diagrama de tensión cortante

2.7.7. Cálculo del momento de resistencia (W_X).

El momento de resistencia se determina por la ecuación (1.33).

$$W_X \geq \frac{M_{f\max}}{\sigma_t}$$

$$W_X \geq \frac{84500 kgcm}{1300 \frac{kg}{cm^2}}$$

$$W_X \geq 65 cm^3$$

Una vez calculado el momento resistente, procedemos a la selección del tipo de perfil. Esta selección se la realiza tomando como base tablas en las están especificadas las propiedades de los perfiles.

Con W_X deducido, procedemos a seleccionar dos perfiles laminados UPN 100 como se muestra en la siguiente figura, cuyos parámetros técnicos se hallan en el anexo 13

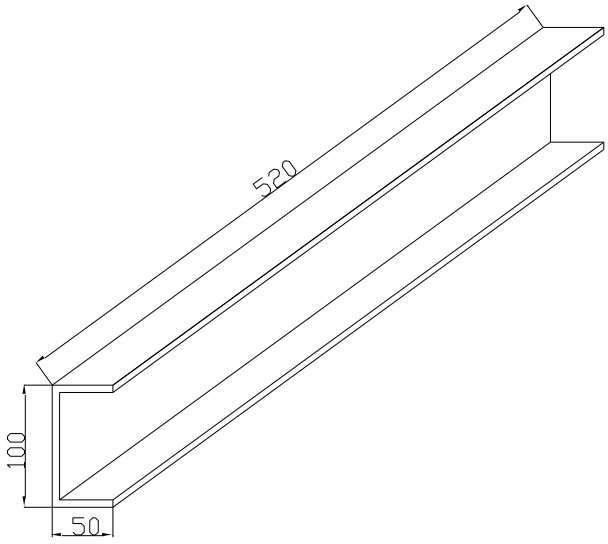


Figura 2.28 Perfil UPN

2.7.8. Verificación de Momento de resistencia del perfil elegido

El peso del perfil UPN 100 es P = 10.6 kg / m. Entonces la carga uniforme en la viga C es:

$$C = P * L$$

$$C = 10.6 \frac{kg}{m} * 5.2 m$$

$$C = 55.12 kg$$

Donde:

L = longitud del perfil.

El momento flector máximo en la viga es:

$$M_{fv} = \frac{C * L}{8}$$
$$M_{fv} = \frac{55.12kg * 520}{8}$$
$$M_{fv} = 3582.8kgcm$$

El momento para resistir la carga uniforme:

$$W_{X1} = \frac{M_{fv}}{\sigma_t}$$
$$W_{X1} = \frac{3582.8kgcm}{1300\frac{kg}{cm^2}}$$
$$W_{X1} = 2.75cm^3$$

La suma del momento con respecto al peso (W_{X1}) y el momento de resistencia (W_X), nos da el momento de resistencia total (W_{XT}).

$$W_{XT} = W_X + W_{X1}$$
$$W_{XT} = [65 + 2.75]cm^3$$
$$W_{XT} = 67.75cm^3$$

El resultado obtenido es el adecuado por ser menor al valor máximo de resistencia que se indica en el anexo13

$$W_X = 82.4cm^3(tabla) \quad \triangleright \quad W_{XT} = 67.75cm^3(calculado)$$

2.8. CÁLCULO DE LA SOLDADURA DEL MEZCLADOR.

Para calcular el límite de trabajo de la soldadura aplicamos la ecuación (1.25).

$$Gt = \frac{Ge}{n}$$

$$Gt = \frac{4200\,{}^{kg}\!/_{cm^2}}{3.5}$$

$$Gt = 1200\,{}^{Kg}\!/_{cm^2}$$

Donde.

Gt = límite de trabajo

Ge = límite elástico de la soldadura.

n = coeficiente de seguridad

Determinación del coeficiente de resistencia mecánica utilizando el electrodo B – 10 (E 7018). Se cumple que: $\Psi = 0.6$

Determinación del peso de la plancha que debe soportar la soldadura (P_p)

$$P_p = \frac{L * A * E * 7.85}{1000000}$$

$$P_p = \frac{1450mm * (1800 * 6mm) * 7.85}{1000000}$$

$$P_p = 122.931Kg$$

Peso de la mezcla

Pm = 206.4 Kg

El peso total que va a soportar el cordón será la suma algebraica del peso de la plancha más el peso de la mezcla.

$$P\max = P_p + Pm$$
$$P\max = 122.931Kg + 206.4Kg$$
$$P\max = 329.331Kg$$

Para la determinación del coeficiente de resistencia a la fatiga del cordón, utilizamos la ecuación (1.26).

$$\gamma = \frac{1}{1.3 - 0.3 * \frac{P_p}{P\max}}$$
$$\gamma = \frac{1}{1.3 - 0.3 * \frac{122.931kg}{329.331kg}}$$
$$\gamma = 0.84$$

2.8.1. Límite elástico calculado originado por el cordón (Tr)

Para determinar el límite elástico en el cordón empleamos la ecuación (1.27)

$$[Tr] = \gamma * \Psi * Gt$$
$$[Tr] = 0.84 * 0.6 * 1200 \, {kg}/{cm^2}$$
$$[Tr] = 604.8 \frac{kg}{cm^2}$$

Donde:

Ψ = Coeficiente de resistencia mecánica

$$4200 \frac{kg}{cm^2} \geq 604.8 \frac{Kg}{cm^2}$$

El cordón tiene que cumplir las siguientes características:

ancho del cordón (b) = 0.8 cm; y la altura del cordón h = 180 cm.

2.8.2. Sección de soldadura

$$A_{sol} = b * h$$
$$A_{sol} = 0.8cm * 180cm$$
$$A_{sol} = 144cm^2$$

2.8.3. Cálculo del cordón de soldadura para la unión de vigas (UPN)

Para calcular el límite de trabajo de la soldadura aplicamos la ecuación (1.25).

$$Gt = 4200 \frac{kg}{cm^2}$$
$$Gt = \frac{4200 \frac{kg}{cm^2}}{3}$$
$$Gt = 1400 \frac{kg}{cm^2}$$

Peso de la viga = 53 kg

Peso del vagón de la mezcla = 650 kg

Pmax = 703 Kg

Para la determinación del coeficiente de resistencia a la fatiga del cordón, utilizamos la ecuación (1.26).

$$\gamma = \frac{1}{1.3 - 0.3 * \frac{P\min}{P\max}}$$
$$\gamma = \frac{1}{1.3 - 0.3 * \frac{650kg}{703kg}}$$
$$\gamma = 0.97$$

2.8.4. Límite elástico calculado para el cordón del UPN.

Para determinar el límite elástico en el cordón empleamos la ecuación (1.27)

$$[T'] = \gamma * \Psi * Gt$$
$$[T'] = 0.97 * 0.6 * 1400 \, {kg}/{cm^2}$$
$$[T'] = 815 \frac{kg}{cm^2}$$
$$4200 \geq 815 \frac{kg}{cm^2}$$

El cordón tiene que cumplir las siguientes características:
ancho del cordón (b) = 0.8 cm; y la altura del cordón h = 10 cm.

2.8.5. Sección de la soldadura.

$$A_{sol} = b * h$$
$$A_{sol} = 0.8cm * 10cm$$
$$A_{sol} = 8cm^2$$

L = 10 cm (altura del cordón)
b = 0.8 cm (ancho del cordón)

CAPITULO III. VALORACIÓN ECONÓMICA, IMPACTO AMBIENTAL Y MANTENIMIENTO Y SEGURIDAD INDUSTRIAL.

3.1 VALORACIO ECONÓMICA.

Este es uno de los principales requisitos para la elaboración del proyecto, y se basa en determinar el índice económico que justifica la inversión realizada.

3.1.1 Costo de Materiales.

Tabla 3.1 Gasto de materiales

Nº	MATERIALES	Unidad	Cantidad	Precio unitario USD	Importe USD
1	UPN - 100	Kg.	5	90	450
2	Plancha AC AISI A - 515 de 6 mm	Kg.	6	187	1122
3	Plancha AC AISI A - 515 de 9 mm	Kg.	2	180	360
4	Plancha AC AISI A - 515 de 4 mm	Kg.	1	80	80
5	Platina 2*1/2”	Kg.	1	28	28
6	Barra redonda Φ1”	Kg/m.	1	8	8
7	Barra redonda 1*1/2”	Kg/m.	1	18	18
8	Eje de transmisión 2”	Kg/m.	1	36	36
9	Chumacera de pared 2”	U	2	50	100
10	Piñón Z 11	U	1	25	25
11	Catalina Z 58	U	1	300	300
12	Cadena ANSI 80	m	1	80	80

13	Barra perforada (bocín)	m	1	1.6	19.2
14	Rodillos de 85 mm	U	4	5.4	21.6
15	Cable de Acero	m	1	1.70	170
16	Perno hexagonal 5/8" NCx2	U	16	0.75	12
17	Perno hexagonal 3/8x3/4"	U	40	0.45	18
18	Tuerca hexagonal 5/8"NC	U	16	0.08	1.28
19	Tuerca hexagonal 3/8" NC	U	40	0.05	2
20	Arandela plana 5/8"	U	16	0.07	O.84
21	Arandela plana 3/8"	U	40	0.03	1.2
22	Bocin 2"	m	1	1.60	1.60
				Total	**2853.12**

3.1.2 Costo de equipos.

Tabla 3.2 Costos de equipos

Nº	**EQUIPOS**	**Unidad**	**Cantidad**	**Precio Unitario USD**	**Importe USD**
1	Motoreductor 5HP	U	1	2700	2700
2	Motor 2 HP	U	1	1700	1700
3	Caja de Mando Eléctrica	U	1	800	800
				TOTAL	**5200**

3.1.3 Costo de Mano de Obra.

Tabla 3.3 Salario básico de los operarios en el proceso de maquinado.

Nº	TECNICOS	Cantidad	Tarifa salarial ($/h)	Tiempo de operación (h)	Importe USD
1	Mecánico Ensamblador	1	2.5	200	500
2	Soldador	1	2	160	320
3	Tornero	1	4	40	160
4	Ayudante	1	1.25	200	250
				TOTAL	**1230**

3.1.4 Costo de transporte.

Tabla 3.4 Gasto de transporte.

Nº	ASISTENCIAS	Cantidad	Tarifa	Importe USD
1	Alquiler de grúa	1	25	25
2	Chofer	1	10	10
3	Ayudante	1	5	5
			TOTAL	**40**

3.1.5 Costo de Energía Eléctrica en la fabricación.

Se la obtiene al dividir la potencia de la máquina para el tiempo de operación.

Tabla 3.5 Gasto de Energía Eléctrica.

Nº	EQUIPOS	Potencia instalada (kw)	Tarifa eléctrica ($/kwh)	Tiempo de operación (h)	Importe USD
1	Amoladora	0.5	0.09	40	1.8
2	Soldadora	3.5	0.09	120	37.8
3	Torno	6	0.09	40	21.6
4	Taladro	2.5	0.09	10	2.25
5	Compresor	1	0.09	2	0.18
				TOTAL	**63.63**

3.1.6 Costo de diseño en Ingeniería.

Tabla 3.6 Diseño del proyecto.

Categoría	Valor (USD)
Adquisición de bibliografía	250
Capacitación (Libros, catálogos)	200
Costo total de diseño	**450**

3.1.7 Costo total del proyecto

Para determinar el costo total del proyecto se suman los costos de materiales, costo de equipos, costo de mano de obra, costo de transporte, costo de energía eléctrica consumida y costo del diseño de ingeniería.

Tabla 3.7 Costo total.

Costos	Valor (USD)
Costo de materiales	2853.12
Costos de equipos	5200
Costo de mano de obra	1230
Costo de transporte	40
costo de energía eléctrica consumida	63.63
Costo de diseño en ingeniería	450
COSTO TOTAL DEL PROYECTO	**9836.75**

3.2 IMPACTO AMBIENTAL.

3.2.1 Ley de Gestión Ambiental.

La Ley de Gestión Ambiental se encuentra vigente en el país mediante Registro Oficial No. 245 de 30 de julio de 1999; esta Ley establece claramente que será el Ministerio del Ambiente la autoridad ambiental competente, en materia de planificación, aprobación de planes, proyectos de gestión ambiental nacional, definición de sistemas de control y seguimiento ambiental y establecimiento de un Sistema Único de Manejo Ambiental, el cual permitirá a esta Cartera de Estado otorgar o negar las licencias ambientales para la realización o no, respectivamente, de las obras que necesitaren de la elaboración de Estudios de Impacto Ambiental.

3.2.2 Código de la Salud y el Ambiente.

El Código de la salud que entro en vigencia mediante promulgación del Decreto Supremo No. 188. Registro Oficial No. 158 del 8 de febrero de 1971, rige de manera específica y prevalerte sobre las demás leyes en materia de salud individual y colectiva y en todo lo que diga relación a las acciones sobre saneamiento ambiental.

En general trae normativas referidas al control de contaminantes en el agua, suelo y aire, que pueden afectar directa o indirectamente a la salud de los seres humanos.

Los principales artículos, relativos al control ambiental son:

Art. 12. Ninguna persona podrá eliminar hacia el aire, el suelo o las aguas, los residuos sólidos, líquidos o gaseosos, sin previo tratamiento que los conviertan en inofensivos para la salud.

Art. 16. Toda persona está obligada a proteger las fuentes y cuencas hidrográficas que sirven para el abastecimiento de agua, sujetándose a las disposiciones de este Código, leyes especiales y sus reglamentos.

Art. 17. Nadie podrá descargar, directa o indirectamente, sustancias nocivas o indeseables en forma tal, que puedan contaminar o afectar la calidad sanitaria del agua y obstruir, total o parcialmente, las vías de suministros.

Art. 24. La interrupción, obstrucción, daño o destrucción intencionales de los sistemas de eliminación de excretas, residuos industriales, aguas hervidas o aguas pluviales, serán sancionados con arreglo a las disposiciones del presente Código.

Art. 25. Las excretas, aguas hervidas, residuos industriales no podrán descargarse, directa o indirectamente, en quebradas, ríos, lagos, acequias, o en cualquier curso de agua para uso doméstico, agrícola, industrial o de recreación, a menos que previamente sean tratados por métodos que los hagan inofensivos para la salud.

Art. 28. Los residuos industriales no podrán eliminarse en un alcantarillado público, sin el permiso previo de la autoridad que administre el sistema, la cual aprobará la solución más conveniente en cada caso, de conformidad con la técnica recomendada por la autoridad de salud.

3.2.3 Reglamento de Seguridad y Salud de los Trabajadores y Mejoramiento del Medio Ambiente de Trabajo.

Las disposiciones del presente reglamento se aplicaran a toda actividad laboral y en todo centro de trabajo teniendo como objetivo, la prevención, disminución o eliminación de los riesgos de trabajo y el mejoramiento del medio ambiente de trabajo.

3.2.4 Descripción de la maquinaría y el espacio físico.

3.2.4.1 Maquinaria.

La maquinaria esta conformada por:

- Un mezclador de agregados pétreos.
- Un elevador de skip.
- Estructura de soporte.
- Tolva.
- Bloquera Adoquinera.
- Motores y moto reductores.

3.2.4.2 Espacio Físico.

El espacio físico para la ubicación de la planta adoquinera bloquera debe tener mínimo 200 m² de área, en el cual debe constar lo siguiente:

- Área de acopio de material.
- Área de secado.
- Área de maquinas.

3.2.5 Ruido.

Los sonidos indeseados constituyen el estorbo público más generalizado en la sociedad actual. Y es más que un estorbo. El ruido es un peligro real y efectivo para la salud de

las personas, ya sea en el día o en la noche, en la casa o en el trabajo, en la calle o dondequiera que estemos, el ruido puede ocasionarnos serias tensiones físicas y emocionales. Nadie es inmune al ruido.

Dentro de los principales males causados por la exposición al ruido son: la interferencia en la comunicación, la pérdida de la audición, la perturbación del sueño, y el estrés, como también la distracción y desconcentración de las personas al momento de estar realizando sus actividades.
Aunque no se cuenta con pruebas que lo confirmen, se cree que la interferencia en la comunicación oral durante las actividades laborales puede provocar accidentes causados por la incapacidad de oír llamadas de advertencia u otras indicaciones.

Entre los peligros a la salud causados por el ruido, el más notable suele ser la pérdida auditiva, la cual ha sido científicamente observada, medida, y establecida con un efecto de los impactos sonoros excesivos. La pérdida de la audición puede ser permanente o temporal.

El desplazamiento temporal del umbral inducido por el ruido representa una pérdida transitoria de la agudeza auditiva, sufrida después de una exposición relativamente breve al ruido excesivo.

El desplazamiento permanente del umbral inducido por el ruido constituye una pérdida irreversible causada por la exposición prolongada al ruido.

Entre las fuentes principales del ruido tenemos: la industria mecánica es uno de los más graves de todos los problemas causados por el ruido en gran escala y somete a una parte importante de la población activa a niveles de ruido peligroso, el tránsito de automóviles producido fundamentalmente por el motor y la fricción causada por el contacto del vehículo con el suelo y el aire, el tránsito aéreo el cual ha causado graves problemas de ruido en la comunidad, la generación del ruido por aviones se relaciona con la velocidad del aire, característica importante para los aviones y los motores, la construcción de edificios y obras públicas, estas actividades causan considerables emisiones de ruido, provocados principalmente por maquinaria como: grúas,

mezcladoras de cemento, operaciones de soldadura, martilleo, perforación y otros trabajos.

En el oído humano, primero llega el sonido a través del conducto auditivo externo, que sirve de resonador hueco, al tímpano. Las vibraciones en el aire lo excitan poniéndolo en movimiento. En el oído medio, las vibraciones del tímpano son transmitidas a través de los huececillos del oído (martillo, yunque y estribo) a la ventana oval que oscila alrededor de un eje rotatorio.

La forma física del conducto auditivo causa ampliaciones diferentes de la diversa frecuencia mediante la resonancia de la columna aérea que contiene. La transmisión a través del oído medio tiene principalmente razones de protección:

En el caso de heridas o de emisiones sonoras demasiado importantes, los huesillos se giran de manea que no dañen la ventana oval.

El ser humano percibe sonidos desde los 10 decibeles, y nos resultan fuertes los de 80 en adelante. Sabemos que si los últimos los escuchamos en forma continua pueden producir daños en nuestra salud, como por ejemplo: aumentar la presión arterial, producir estrés, provocar insomnio y agotamiento tísico. Sonidos de más de 80 decibeles nos pueden provocar hipoacusia, que es la disminución de la sensibilidad auditiva. Sonidos de más de 140 decibeles nos hacen perder el equilibrio, de 170 matar a un animal, y de 180 matar a una persona.

Dentro de las normas de higiene y seguridad en el trabajo, hay una ley que expresa:

"Ningún trabajador podrá estar expuesto a una dosis superior de 90 decibeles de sonido continuo equivalente para una jornada de 8 horas diarias y 48hs. semanales"

Tabla 3.8. Decibeles de sonido

Decibeles	Nivel de sensación
0	Umbral promedio de audición
10	Susurro de hojas con una brisa leve
30	Residencia de campo apacible
40	Promedio en domicilios
50	Promedio en oficinas: ambiente confortable
65	Promedio de conversación
70	Calle de negocios: voz muy intensa
80	Promedio de motor de camión a 3 metros de distancia; grito
100	Tren subterráneo
110	Fábrica de calderas: por encima de 100 decibeles la presencia de la onda sonora es "sentida por los corpúsculos táctiles de la piel
120	Molestia
130	Promedio de umbral de dolor
135	Excitan el laberinto y pueden causar desorientación en el espacio
150 a 160	Despegue con pos – quemadores (portaaviones)
160	Puede estallar el tímpano

Al oído interior está fijado por huesos y lleno de líquido. La ventana oval, por lo tanto transfiere las vibraciones del aire recibidas en variaciones de presión en el líquido.
La compensación respectiva de la presión se realiza mediante vibraciones de la ventana redonda, moviendo la membrana vacilar. En la superficie de esta se hallan una multitud de células de cabello cuya excitación se comunica al cerebro a través del nervio acústico resultando la percepción sensorial del oír.
De esta descripción se deriva que al oír es una percepción sujetiva y que como métodos objetivos de medición solo puede emplearse métodos comparativos de emisiones e misiones pero nunca una magnitud de medida para la sensación del mido. Básicamente se dice:

- La percepción de frecuencias bajas y altas es menor que la de la gama de frecuencias medias entre 1 y 6 KHz

- La gama de frecuencias audibles esta limitada por un umbral de audibilidad y un umbral del daño.
- Sonidos puros se perciben de manera mas clara cuando sus frecuencias se distinguen claramente.
- Los armónicos es decir, los múltiples armónicos de una frecuencia excitante determinan el timbre.
- El punto de vista respecto al ruido influye en el grado de molestias: música, cascadas, motocicleta, sierra circular.

El oído puede ser dañado de dos maneras:

1.- Excitaciones acústicas de alta intensidad (explosiones, estruendo) producen la pérdida del oído debido a daños traumáticos en los conductos auditivos, a veces también debido a la ruptura del tímpano. Estos daños se manifiestan en un aumento del umbral auditivo en parte reversible.

2.- Cuando el oído está sometido a intensidades sonoras durante años, se produce una pérdida irreversible del oído. Anatómicamente. este defecto se debe a la degeneración de las células auditivas en el oído interior hasta romperse completamente estas células.

La sensibilidad ante el ruido como molestia aumenta generalmente:

- En caso de exceso de fatiga, enfermedad, enfado.
- Debido a una actitud negativa frente a personas o máquinas que generan el ruido.
- Más cuando se trata de ruidos desconocidos o extraños como cuando se trata de ruidos conocidos.
- Más debido a ruidos de alta frecuencia como debido a ruidos de baja frecuencia.
- Más cuando se trata de ruidos fuertes como cuando se trata de ruidos menos fuertes.

Ya a partir de 65 dB(A) el sistema nervioso vegetativo es influido por ruidos. Pueden resultar las reacciones fisiológicas siguientes:

- Aumento de la presión sanguínea
- Aceleración del ritmo cardiaco.

- Debilitamiento de la irrigación de la piel.
- Incremento de metabolismo.
- Reducción de la actividad del aparato digestivo.

Tabla 3.9. Impactos producidos.

FACTORES AMBIENTALES		Impacto		Situación extraordinaria		OBSERVACIONES
		+	-	Si	No	
GEOMORFO-LOGÍA	Alteración del paisaje		*	*		Se altera la situación actual del sector por la fabricación
SUELO	Derrame de aceites y combustibles		*		*	Por la utilización de maquinaria, probablemente se produzcan derrames
AIRE	Emanación		*	*		Al utilizar máquinaria en malas condiciones se generan gases como el NOx Y SOx
	Ruido		*	*		El ruido será provocado por las actividades de fabricación desde la operación de la maquinaria
	Partículas		*	*		Las actividades constructivas provocan emanación de polvo al ambiente
AGUA	Generación de desechos		*		*	Descarga las aguas negras al sistema de alcantarillado en el funcionamiento
FLORA	Perturbación a las aves		*		*	Por el ruido de las actividades de fabricación provocará el ahuyentamiento cv
EMPLEO	Generación de fuentes de empleo	*		*		La elaboración de adoquines y bloques dará empleo
SALUD Y SEGURIDAD	Afectación a la salud		*	*		Se produce una serie de daños a la salud por la emanación de partículas
	Caídas y golpes					Debe utilizar en forma obligada las normas de seguridad

3.3. MANTENIMIENTO Y SEGURIDAD INDUSTRIAL.

3.3.3 Función de mantenimiento.

El mantenimiento implica el uso adecuado de prácticas técnico gerenciales aplicadas a los bienes físicos de plantas industriales y sus componentes (equipos, instalaciones y servicios), a fin de garantizar su adecuada utilización para obtener una producción máxima al menor costo posible.

3.3.4 Objetivos del mantenimiento.

- Asegurar la fiabilidad y disponibilidad de los equipos, como también lograr la máxima vida útil de los mismos.
- Obtener una buena calidad del producto y una buena presentación.
- Contribuir en el retorno óptimo del capital invertido en los equipos durante su producción.
- Contribuir con la seguridad del operador y de los usuarios.
- Protección del medio ambiente.

3.3.3 Tipos de mantenimiento.

Para su ejecución se hace una división de tres grandes tipos: mantenimiento correctivo mantenimiento preventivo y mantenimiento predictivo.

3.3.3.1 Mantenimiento correctivo.

Comprende el mantenimiento de la maquinaría. Este tipo de mantenimiento está dirigido a resolver emergencias o preparar fallas ocurridas fortuitamente, después de una falla, el equipo es llevado a sus condiciones de operación originales, por medio de la restauración o el reemplazo de piezas o elementos del equipo que hayan sufrido desgaste, daño o rotura.

3.3.3.2 Mantenimiento preventivo

El mantenimiento preventivo llamado también mantenimiento programado, comprende aquellas acciones programadas y ejecutadas con el fin de mantener el equipo o instalación bajo condiciones específicas de operación que disminuya la posibilidad de ocurrencia de fallas. El mantenimiento preventivo incluye: servicio y lubricación programada, ajustes, inspección, corrección oportuna de las deficiencias y registro de mantenimiento

3.3.3.3 Mantenimiento predictivo.

Comprende mantenimientos programados de acuerdo a las evoluciones del estado que se encuentran los equipos o instalaciones. Estas evaluaciones se realizan a través de instrumentos especiales y su ejecución se lleva a cabo de manera que no afecte el proceso productivo de forma imprevista. Con este se permite determinar el requerimiento de mantenimiento de una instalación o de los equipos, por medio de monitoreo antes de que ocurra una falla entre ciclos de mantenimiento programado.

El mantenimiento predictivo permite requiere altas inversiones en equipos de monitoreo que son instrumentos que nos sirven para medir distintos parámetros en una instalación industrial, este también requiere de personal altamente calificado.

3.3.5 Normas de Seguridad.

- EL personal que se va a dedicar al manejo de esta máquina debe estar adecuadamente capacitado para cumplir todas las tareas establecidas.
- Debe estar indicado en la maquinaria la capacidad máxima de trabajo en un lugar que sea visible para el operador.
- Para realizar el montaje y desmontaje de los elementos que componen la maquinaria se debe realizar bajo la supervisión directa del personal competente, debiendo ser examinadas periódicamente.

- El área donde se coloquen la maquinaria debe ser un lugar estratégico de modo que permita ejecutar y operar sin dificultad alguna, para evitar accidentes en de trabajo tanto al operador como a personas externas.

CONCLUSIONES.

- Se diseño y construyó un mezclador de hormigón para medio saco de cemento, con el que se puede obtener 0.086 m^3 de concreto con una productividad de 2 m^3 h. El mezclador utiliza un motorreductor de 5 HP con una velocidad de 23 rpm.

- La construcción del vagón elevador, requirió de plancha de acero de 6mm, cable de acero con alma de fibra de 8 mm de diámetro y un motorreductor sin fin corona de 2 HP y 28 rpm, elementos que garantizan un adecuado transporte de la mezcla.

- Los mecanismos y materiales empleados en la construcción están dentro de los cálculos y normas técnicas estandarizadas (ISO, ANSI, INEN) utilizadas para escoger los elementos por lo que se garantiza su adecuado funcionamiento.

- El montaje de la maquinaria no se pudo llevar a cabo por la falta de coordinación con el grupo que complementa la planta adoquinera-bloquera, y por la ausencia de una red trifásica para el funcionamiento de los motores indispensable en el lugar indicado para este fin.

- Los agregados pétreos más adecuados para la fabricación de bloques y adoquines son: el cemento porthland que se encuentra en las casas comerciales, la arena fina adecuada se la encuentra en sitio de Nangora (Malacatos) y la piedra pómez que es traída de la ciudad de Latacunga por su costo conveniente.

- La planta adoquinera-bloquera permitirá que los estudiantes de ingeniería electromecánica puedan realizar sus prácticas profesionales, reconociendo sus partes constitutivas y realizando actividades de mantenimiento. Los estudiantes de las ramas artesanales realizarán sus prácticas en la producción de los bloques y adoquines teniendo en cuenta las normas INEN previstas para una mezcla adecuada de dicho producto.

- La maquinaria construida, por la función que desempeña, puede ser utilizada dentro de la pequeña industria de nuestra localidad, debido a su productividad de 1600 bloques o adoquines por día. Para la operación de la referida máquina se requiere de 2 personas

- Para culminar este proyecto se ha necesitado de destreza, investigación y conocimientos de normas, métodos y técnicas para poder realizar las respectivas modificaciones a este tipo de maquinas que constantemente se van renovando y tecnificando.

RECOMENDACIONES.

- Antes de poner en funcionamiento la maquinaria debemos verificar si los procedimientos de manipulación son los adecuados.

- Realizar un mantenimiento periódico a la maquinaria para evitar su pronto deterioro, y así poder tener una mayor vida útil.

- Reubicar la máquina en un lugar apropiado, para evitar el ruido de la maquinaria y el polvo que producirá el material pétreo empleado en la elaboración de bloques y adoquines.

- Conectar de una forma adecuada los motores trifásicos siguiendo el diagrama de conexión, ya que son de alto costo.

- A futuro automatizar la maquinaria con dosificadores, lo que permitirá mejorar la producción y una mayor eficiencia de la misma.

- Se recomienda utilizar los agregados pétreos mas adecuados para tener un producto eficiente.

BIBLIOGRAFÍA.

1. SHIGKEY, Joseph, 1981, Diseño en Ingeniería Mecánica, 2da ed., México, McGraw Hill de México, S.A., 785p.

2. LARBURU, Nicolás, 1989, Prontuario: Técnicas – Máquinas – Herramientas, España, Paraninfo, S.A., Madrid (España), 530p.

3. AVALLONE, Eugene; BOUMEISTER, Theodore, Manual del Ingeniero Mecánico, Tomo I.

4. ESPOL, Manual de catálogos para Diseño de Ingeniería, Tomo 1.

5. EDEBE, Equipo Técnico, Tecnología Mecánica III: Matricería y Moldes.

6. SPOTTS, M.F., 1982, Proyecto de Elementos de Máquinas, 2da ed., Editorial Reverté, pp 129 - 509

7. LARBURU, Nicolás, Prontuario de Acero Laminado y Construcciones Metálicas.

8. JARAMILLO, Roberto, Tesis de Grado.

9. AGA, Catálogo de soldadura.

10. SHIGLEY Joseph E.; MISCHKE Charles R., 2002 Diseño en Ingeniería Mecánica, Novena Edición, México. McGraw – Hill,

11. FONSECA**,** Alfonso, "Ingeniería de Pavimentos para Carreteras", Segunda Edición, Santa Fé de Bogota, Colombia.

12. UNAM, Instituto de Ingeniería 1997, "Manual de Tecnología del Concreto", primera preedición, LIMUSA**,** Noriega Editores, México.

13. ORUS ASSO, Félix, "Materiales de Construcción", séptima edición, editorial Dossat, Madrid- España, 1973.

14. CULTURAL DE EDICIONES, SA; Guía del Estudiante, Física Tomo I, Pág.59.

15. INEN, Normas Ecuatorianas.

URL Internet.

1. CESTARI INDUSTRIAL E COMERCIAL. 2005, Motorreductores,[en línea], catálogo de servicios y productos. Monte Alto, Brasil. [http/www.cestari.com.br/reductores], [Consulta: 15 de agosto 20005].

2. NTN RODAMIENTOS. 2005, Chumaceras, Rodamientos de bolas, rodamientos relubricantes, rodamientos no relubricantes,[en línea], especificaciones técnicas. México. [http://www.ntnmexico.com.mx/pages/spainsh/chumaceras.htm/], [Consulta: 18 de agosto 2005].

3. MARCO FIDEL OROZCO, Mecánico Industrial, 2005, motorreductores, fotocomp@terra.com.co , [en línea], Instalación, mantenimiento, factor de servicio, características de servicio y elección del tamaño del motorreductor. Colombia. [http://www.monografias.com/trabajos13/reducty.shtm/],[Consuta 28 de julio 2005].

4. ANDEC, FUNASA, Complejo Siderúrgico, 2005, Barras de acero [En línea], Catálogo de servicios, definición, usos, normalización, identificación. Guayaquil, Ecuador. [http://www.andecsa.com/corrugadaslisas.htm],[Conculta: 8 de septiembre 2005].

5. AGA, Ecuador, 2005. Soldadura [En línea], Catálogo de electrodos, características técnicas, número de electrodos, electrodos para recubrimiento. Ecuador.

[http://www.aga.com.ec/internacional/web/lg/ec/likelgagaec.ngf/docbyalias/info_welding_hard_metal], [Consulta: 15 de septiembre 2005].

6. ACEROS CAMESA, SA. Grupo industrial Camesa. 2005, [En línea]. Productos de cable, alambre, productos de cables electromecánicos. Características. Margarita Maza de Juares # 154. México. [http://www.camesa.com.mx/electromecanico.htm],[Consulta: 15 de septiembre 2005].

7. POYATOS. SA. Industrial. 2005, [En línea]. Máquinas de producción, mezcladoras de eje horizontal, adoquinera A-120. Características, instalación, instalación de hormigón. [http://www.poyatos.com/maquinas.asp?idg=08idn=9],[Consulta 14 de marzo 2005].

8. DIRECT INDUSTRY, Salón virtual de la industria. Motorreducrores y variadores [En línea]. Rexnor a Caread Product. Potencia, torque y radis de los motores. Ecuador. [http://directindustry.es/prod/rexnor/motorreductor-9193-28134.htm],[Consulta: 15 de agosto 2005].

SIMBOLOGÍA

Mt	Momento torsor.
Mf	Momento flector.
T	Torque.
V	Velocidad tangencial.
Pv	Presión de velocidad.
w	Velocidad angular.
V_{tc}	Velocidad tangencial en la catarina.
A_A	Área de la aspa.
A_b	Área del brazo.
A_t	Área total.
V	Fuerza cortante
F_a	Fuerza de arrastre.
F_c	Fuerza que ejerza la catarina.
F_A	Fuerza de la aspa.
Ft	Fuerza total.
m_p	Masa del piñón.
De	Diámetro del eje.
P	Potencia.
Pm	Potencia motriz.
v	Volumen.
T_C	Tensión en la cadena.
V_c	Velocidad de la cadena.
N	Número de eslabones de la cadena.
Z	Número de dientes.
D_1, D_2	Diámetro de piñones motriz y conducido.
Fg	Fuerza de giro.
σ_t	Tensión de trabajo.
Wx	Momento de resistencia.
Meq	Momento equivalente.
T_{ch}	Tensión de la chaveta.
Tc	Tensión de trabajo del eje.
J	Momento de inercia polar.
Me	Par del eje.
L	Longitud.
W_m	Peso de la mezcla.
W_s	Peso del skip.
F_e	Fuerza necesaria para elevar el vagón.
F_r	Fuerza para evitar el resbalamiento.
P_s	Potencia del elevador.
d_c	Diámetro del cable de elevación.
D_p	Diámetro del perno.

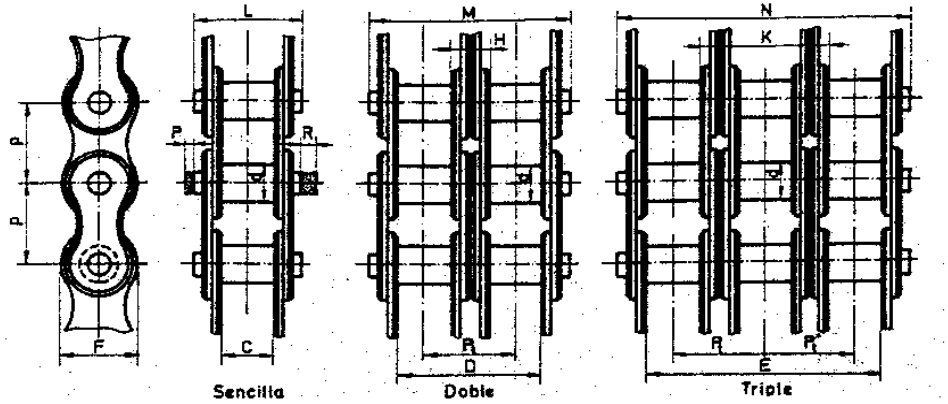
P_c	Peso de la carga.
P_{est}	Capacidad estática
C	Carga básica
τ	Esfuerzo cortante
G_t	Límite de trabajo
G_e	Límite elástico de la soldadura
A_{sol}	Área de la soldadura
P_s	Potencia para el elevador

ANEXOS A.

TABLAS Y CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

ANEXO 1.

Órganos de tracción y de sustentación	CADENAS DE RODILLOS DIMENSIONES	Tabla 8-9



DIMENSIONES

Cadena	Paso p	Diámetro rodillo d	Ancho interior			Ancho malla	Paso Transv	Grupo de mallas		Ancho de la cadena			Espesores	
			Sencilla	Doble	Triple					Sencilla	Doble	Triple	Cabeza	Tuerca
			C	D	E	F	R	H	K	L	M	N	P	R
1	8.00	5.00	3.00	8.54	14.27	8.37	5.64	2.64	8.28	8.13	13.97	19.56	1.27	3.05
2	9.525	6.35	3.94	-	-	8.51	-	-	-	11.18	-	-	1.27	3.30
3	9.525	6.35	5.72	15.95	26.19	8.51	10.24	4.52	14.76	12.95	23.37	33.53	1.27	3.30
(4)	12.70	7.75	5.30	-	-	10.16	-	-	-	10.16	-	-	1.40	3.81
5	12.70	7.75	4.88	-	-	10.16	-	-	-	11.68	-	-	1.40	3.81
6	12.70	8.51	5.21	-	-	12.07	-	-	-	13.97	-	-	1.40	3.81
7	12.70	8.51	7.75	21.67	35.59	12.07	13.92	6.17	20.09	16.51	3.48	44.45	1.40	3.81
(8)	15.875	7.75	3.30	-	-	10.16	-	-	-	10.16	-	-	1.40	3.81
(9)	15.875	7.75	4.88	-	-	10.16	-	-	-	11.68	-	-	1.40	3.81
10	15.875	10.16	6.48	-	-	14.73	-	-	-	16.00	-	-	1.52	4.06
11	15.875	10.16	9.65	26.24	42.82	14.73	16.59	6.93	23.52	19.05	35.81	52.32	1.52	4.06
12	19.05	12.07	7.87	-	-	16.38	-	-	-	18.29	-	-	1.65	4.57
13	19.05	12.07	11.68	31.14	50.60	16.38	19.46	7.77	27.23	22.10	41.66	61.21	1.65	4.57

14	25.40	15.88	12.70	-	-	20.83	-	-	-	31.75	-	-	2.03	5.33
15	25.40	15.88	17.02	48.90	80.77	20.83	31.88	14.86	46.74	36.07	68.07	99.82	2.03	5.33
(16)	31.75	19.05	14.22	-	-	25.40	-	-	-	37.85	-	-	-	6.10
17	31.75	19.05	19.56	56.01	92.46	25.40	36.45	16.89	53.34	43.18	79.76	116.08	-	6.10
18	38.10	25.40	25.40	73.76	122.12	33.53	48.36	22.96	71.32	53.34	101.85	150.11	-	6.60
(19)	44.45	27.94	22.23	-	-	33.53	-	-	-	56.13	-	-	-	7.37
20	44.45	27.94	30.99	90.55	150.11	33.53	59.56	28.58	88.14	64.77	124.46	183.90	-	7.37
(21)	50.80	29.21	22.23	-	-	40.13	-	-	-	58.67	-	-	-	7.87
22	50.80	29.21	30.99	89.54	148.08	40.13	58.55	27.56	86.11	67.31	125.98	184.40	-	7.87
23	63.50	39.97	38.10	110.39	182.68	52.83	72.29	34.19	106.48	82.55	154.94	227.33	-	9.14
24	76.20	48.26	45.72	136.93	288.14	64.26	91.21	45.49	136.70	99.06	190.50	281.69	-	10.41
25	88.90	53.98	53.34	159.94	-	78.23	106.60	53.26	-	114.30	220.98	-	-	11.68
26	101.60	63.50	60.96	180.85	-	92.20	119.89	58.93	-	130.81	250.70	-	-	12.95
27	114.30	72.39	68.58	204.85	-	104.39	136.27	67.69	-	147.32	283.72	-	-	14.22
28	127.00	79.38	76.20	226.70	-	116.33	150.50	74.30	-	162.56	313.18	-	-	15.49
29	152.40	92.25	91.44	271.53	-	139.19	180.09	88.65	-	194.31	374.40	-	-	18.03
30	177.80	111.13	106.68	316.23	-	162.05	209.55	102.87	-	226.06	435.61	-	-	20.57
31	203.20	127.00	121.92	361.95	-	184.91	240.03	118.11	-	257.81	497.84	-	-	23.11

CARGAS DE ROTURA EN KG

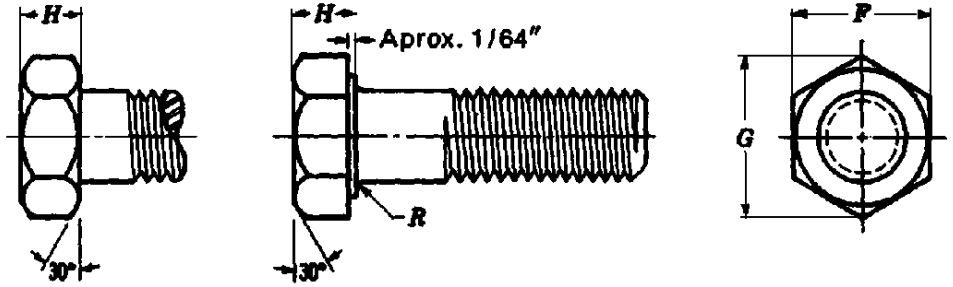
No.	Sencilla	Doble	Triple	No.	Sencilla	Doble	Triple	No.	Sencilla	Doble	Triple	No.	Sencilla	Doble	Triple
1	363	680	998	(9)	816	-	-	17	5670	1113	16556	25	52163	102058	-
2	862	-	-	10	2177	-	-	18	9979	18597	27215	36	88039	129273	-
3	862	1678	2495	11	2177	4173	6123	(19)	12701	-	-	27	86182	153292	-
4	816	-	-	12	2812	-	-	20	12701	24494	36287	28	108862	204116	-
5	816	-	-	13	2812	5488	8465	(21)	15422	-	-	29	154221	294834	-
6	1588	-	-	14	4309	-	-	22	15422	29483	43545	30	210919	401427	-
7	1588	2948	4309	15	4309	8165	12020	23	26762	51029	75296	31	272154	521629	-
8	815	-	-	(16)	5670	-	-	24	39009	73935	108862				

Concuerda con la Norma UNE 18002

Fuente: Larburu, Nicolás, Prontuario: Técnicas-Máquinas-Herramientas. Pag: 311

ANEXO 2.

Tabla A.28 DIMENSIONES DE PERNOS DE CABEZA EXAGONAL ACABADOS (ASA B 18.2 - 1952)



Tamaño nominal o diámetro mayor básico de la rosca		Diámetro mínimo del cuerpo (máximo es igual a nominal)	Ancho entre caras F			Ancho entre aristas G		Altura H			Radio de entalle R	
			Max	(básico)	Min	Max	Min	Nom	Max	Min	Max	Min
¼	0.2500	0.2450	7/16	0.4375	0.428	0.505	0.488		0.163	0.150	0.023	0.009
5/16	0.3125	0.3065	½	0.5000	0.489	0.577	0.557		0.211	0.195	0.023	0.009
⅜	0.3750	0.3690	9/16	0.5625	0.551	0.650	0.628		0.243	0.226	0.023	0.009
7/16	0.4375	0.4305	⅝	0.6250	0.612	0.722	0.698		0.291	0.272	0.023	0.009
½	0.5080	0.4930	¾	0.7500	0.736	0.866	0.840		0.323	0.302	0.023	0.009
9/16	0.5625	0.5545	13/16	0.8125	0.798	0.938	0.910		0.371	0.348	0.023	0.021
⅝	0.6250	0.6170	15/16	0.9375	0.992	1.083	1.051		0.403	0.378	0.041	0.021
¾	0.7500	0.7410	1⅛	1.1250	1.100	1.299	1.254		0.483	0.455	0.041	0.021
⅞	0.8750	0.8660	1 5/16	1.3125	1.285	1.516	1.465		0.563	0.531	0.041	0.047
1	1.0080	0.9900	1½	1.5000	1.469	1.732	1.675		0.627	0.591	0.062	0.047
1⅛	1.1250	1.1140	1 11/16	1.6875	1.631	1.949	1.859		0.718	0658	0.062	0.110

1 1/4	1.2500	1.2390	1 7/8	1.8750	1.812	2.165	2.066		0.813	0.749	0.125	0.110
1 3/8	1.3750	1.3630	2 1/16	2.0625	1.994	2.382	2.273		0.878	0.810	0.125	0.110
1 1/2	1.5000	1.4880	2 1/4	2.2500	2.175	2.598	2.480		0.974	0.902	0.125	0.110
1 5/8	1.6250	1.6130	2 7/16	2.4375	2.356	2.815	2.686		1.038	0.962	0.125	0.110
1 3/4	1.7500	1.7380	2 5/8	2.6250	2.538	3.031	2.893		1.134	1.054	0.125	0.110
1 7/8	1.8750	1.8630	2 13/16	2.8125	2.719	3.248	3.100		1.198	1.114	0.125	0.110
2	2.000	1.9880	3	3.0000	2.900	3.464	3.306		1.263	1.175	0.125	0.110
2 1/4	2.2500	2.2380	3 3/8	3.3750	3.262	3.897	3.719		1.423	1.327	0.188	0.173
2 1/2	2.5000	2.4880	3 3/4	3.7500	3.625	4.330	4.133		1.583	1.479	0.188	0.173
2 3/4	2.7500	2.7380	4 1/8	4.1250	3.988	4.763	4.546		1.744	1.632	0.188	0.173
3	3.0000	2.9880	4 1/2	4.5000	4.350	5.196	4.959		1.935	1.815	0.188	0.173

Fuente: Shigley, Joseph, Diseño en Ingeniería Mecánica, 2da Edición. Pag: 768

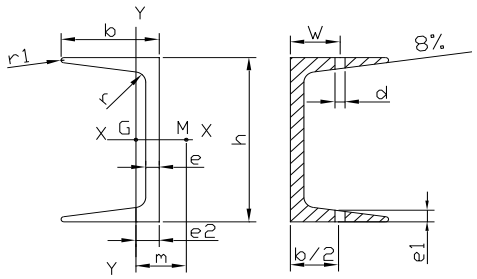
ANEXO 3.

Máquinas simples	COEFICIENTES DE ROZAMIENTO			TABLA 7-4
MATERIALES EN ROZAMIENTO	Estático		Dinámico	
	Seco	Lubricado	Seco	Lubricado
Acero sobre acero	0.15	0.10	0.10	
Acero sobre fundición de hierro	0.19	0.10	0.18	
Acero sobre bronce	0.19	0.10	0.18	
Acero sobre antifricción				
Acero sobre madera dura	0.6-0.5	0.10	0.4	0.09-.08
Acero sobre hielo	0.026		0.015	0.08-0.05
Fundición sobre fundición (hierro)	0.20	0.16	0.14	0.08-0.05
Fundición sobre bronce	0.20	0.16	0.18	0.04
Fundición sobre madera dura	0.6	0.10	0.5	0.08
Bronce sobre bronce	0.20	0.11	0.19	
Revestimiento de freno sobre acero	0.4		0.1	0.10
Correa de cuero sobre fundición	0.4		0.3	0.08
Correa de cuero sobre madera	0.5		0.4	0.10
Neumáticos sobre calzada(hormigonada, asfaltada)		0.75 - 0.55		0.06
Neumáticos sobre calzada empedrada(seca)		0.6		
Neumáticos sobre calzada mojada		0.3-0.1		
Cojinetes de máquinas (rodaduras)		0.1	0.06 - 0.03	
Rodamientos de bolas y rodillo			0.003 - 0.001	

Fuente: Larburu, Nicolás, Prontuario: Técnicas-Máquinas-Herramientas. Pag: 134

ANEXO 4.

Productos de acero laminado	PERFILES UPN	Tabla 8-6



Perfil UPN	A cm^2	P Kg/m	DIMENSIONES								
			h mm	b mm	e mm	s_1=r mm	r_1 mm	h_1 mm	u mm	c mm	m mm
8	11.0	6.64	80	45	6	8	4	46	312	14.5	26.7
10	13.5	10.6	100	50	6	8.5	4.5	64	372	15.5	29.3
12	17.0	13.4	120	55	7	9	4.5	82	434	16.0	30.3
14	20.4	16.0	140	60	7	10	5	98	489	17.5	33.7
16	24.0	18.8	160	65	7.5	10.5	5.5	115	546	18.4	35.8
18	28.0	22.0	180	70	8	11	5.5	133	611	19.2	37.5
20	32.2	25.3	200	75	8.5	11.5	6	151	861	20.1	39.4
22	37.4	29.4	220	80	9	12.5	6.5	167	718	21.4	42.0
24	42.3	32.2	240	85	9.5	13	6.5	184	775	22.3	43.9
26	48.3	37.9	260	90	10	14	7	200	834	23.6	46.6
28	53.3	41.8	280	95	10	15	7.5	216	890	26.3	50.2
30	58.8	46.2	300	100	10	16	8	323	960	27.0	54.1
32	75.8	59.5	320	100	14	17.5	8.75	246	982	26.0	48.2
35	77.3	60.6	350	100	14	16	8	282	1047	24.0	44.5
38	80.4	63.1	380	102	13.5	16	8	313	1110	23.8	45.8
40	91.5	71.8	400	110	14	18	9	324	1182	26.5	51.1

Agujeros		TÉRMINOS DE SECCIÓN								
w mm	s mm	S_x cm^3	I_T cm^4	I_x cm^4	W_x cm^3	i_x cm	I_y cm^4	W_y cm^3	i_y cm	Suministro
25	13	15.9	2.24	106	26.5	3.10	19.4	6.36	1.33	C
30	13	24.5	2.96	206	41.2	3.91	29.3	8.49	1.47	P
30	17	38.3	4.30	384	50.7	4.62	43.2	11.1	1.59	P
35	17	51.4	5.02	605	86.4	5.45	62.7	14.8	1.85	P
35	17	68.8	7.81	925	116	6.27	85.3	18.3	1.89	P
40	21	89.6	9.98	1350	150	6.95	114	22.4	2.02	P
40	21	114	12.6	1910	191	7.70	148	27.0	2.14	P
45	23	146	17.0	2690	245	8.48	197	33.6	2.30	P
45	25	179	20.8	3600	300	9.22	248	39.6	2.42	P
50	25	221	23.7	4820	371	9.99	317	47.7	2.56	P
50	25	166	33.2	6280	448	10.9	399	57.2	2.74	P
55	25	316	40.6	8030	538	11.7	485	67.5	2.90	P
55	25	413		10870	879	12.1	597	80.6	2.81	C

55	25	459		12840	734	12.9	570	75.0	2.72	C
80	25	507		15760	828	14.0	615	78.7	2.77	C
60	25	618		20350	1020	14.9	846	102	3.04	C

ANOTACIONES ABREVIADAS UTILIZADAS EN LAS TABLAS	
A	Área bruta de la sección
P	Peso en Kg. Por metro lineal del perfil
h	Altura del perfil
h_1	Altura de la parte plana del alma
b	Anchura del ala del perfil
e	Espesor del alma
w	Gramil o distancia entre agujeros
d	Diámetro del agujero
c	Posición del eje y-y respecto de la cara exterior del alma (perfiles [])
m	Distancia del eje y-y al centro de esfuerzos cortantes (perfiles [])
u	Perímetro de la sección
i_x	Momento de inercia de la sección respecto al eje x-x
i_y	Momento de inercia de la sección respecto al eje y-y
i_η	Momento de inercia respecto al eje η- η
i_ξ	Momento de inercia de la sección respecto al eje ξ- ξ
i_T	Módulo de torsión de la sección
i_A	Módulo de eláceo de la sección
W_x	Módulo resistente de la sección respecto al eje x-x
W_y	Módulo resistente de la sección respecto al eje y-y
W_η	Módulo resistente de la sección respecto al eje η- η
W_ξ	Módulo resistente de la sección respecto al eje ξ- ξ
S_x	Momento estático de media sección respecto al eje x-x

Fuente: Larburu, Nicolás, Prontuario: Técnicas-Máquinas-Herramientas. Pag: 194

ANEXO 5.

Generalidades	CARÁCTERÍSITICAS DE MATERIALES PARA CONSTRUCCIÓN DE MAQUINARIA	Tabla 1-6

MATERIAL	Módulos		Características	
	Elasticidad Kg/cm^2	Desgarramiento Kg/cm^2	Carga de rotura Kg/mm^2	Alargamiento %
Acero suave	2150000	830000	35-50	25-15
Acero duro	2200000	850000	50-70	20-10
Acero muelles	2000000	900000	70-150	16-5
Acero al niquel	2150000	850000	45-60	20-16
Acero cromo-niquel	2080000	850000	84-115	20-13
Acero fundido	2150000	830000	38-60	20-10
Fundición gris	750000	300000	11-36	-
Fundición mecanizada	"	"	19-35	-
Fundición maleable	1050000	400000	28-36	7.5-1
Cobre laminado	1150000		20-27	35-25
Plomo	1150000		1.25	37
Aluminio fundido	685000	260000	9-15	13-8
Bronce fundido	1200000		35-60	30-10
Bronce fosforoso	1200000		30-44	41-34
Latón	800000		15	12
Metal delta	1050000		40-75	40-10

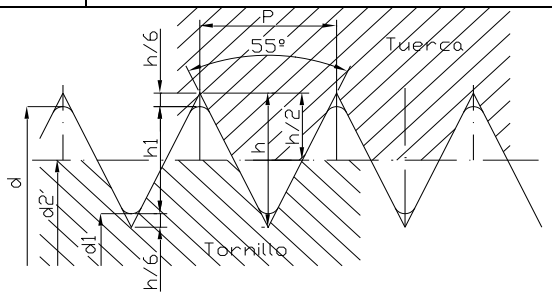
Casos de carga.- I, Carga estática o permanente. II, Carga alternativa, de un valor máximo a cero. III, Carga oscilante de un valor máximo positivo a máximo negativo

Generalidades	CARÁCTERÍSITICAS DE MATERIALES PARA CONSTRUCCIÓN DE MAQUINARIA										Tabla 1-6		
Coeficientes de trabajo admisibles en kg/cm^2													
Tracción			Compresión		Flexión			Cortadura			Torsión		
I	II	III	I	II	I	II	III	I	II	III	I	II	III
900 a 1500	800 a 1000	300 a 500	900 a 1500	600 a 1000	900 a 1500	600 a 1000	300 a 500	720 a 1200	480 a 800	240 a 400	600 a 1200	400 a 600	200 a 400
1200 a 1800	800 a 1200	400 a 600	1200 a 1800	800 a 1200	1200 a 1800	800 a 1200	400 a 600	960 a 1140	640 a 960	320 a 480	900 a 1440	600 a 960	300 a 480
					7500	5000					6000	4000	
1200 a 1800	800 a 1200	400 a 600	1200 a 1800	800 a 1200	1200 a 1800	800 a 1200	400 a 800	960 a 1440	640 a 960	320 a 480	900 a 1440	800 a 980	300 a 480
2500	1600	900	2500	1600	2500	1600	900	2000	1300	700	2000	1300	700
600 a 1200	400 a 800	200 a 400	900 a 1500	600 a 1000	750 a 1200	500 a 800	250 a 400	480 a 960	320 a 640	160 a 320	480 a 960	320 a 640	150 a 320
300 a 350	200 a 230	100 a 120	900 a 1000	600 a 860	460 a 600	310 a 400	150 a 200	300 a 350	200 a 230	100 a 120	270 a 350	180 a 230	90 a 120
“	“	“	“	“	560 a 720	370 a 480	190 a 240	“	“	“	380 a 500	250 a 330	130 a 180
450 a 700	300 a 470	150 a 230	600 a 900	400 a 600	450 a 700	300 a 470	150 a 230				300 a 400	200 a 270	100 a 130
400 a 540	270 a 360	130 a 180	400 a 540	270 a 380	400 a 540	270 a 360	130 a 160						
100 a 120	70 a 80	30 a 40			150 a 200	100 a 130	50 a 70						
400 a 500	270 a 330	130 a 170	400 a 500	270 a 330	400 a 500	270 a 330	130 a 170						
600 a 950	400 a 600	200 a 300	600 a 900	440 a 800	600 a 900	400 a 600	200 a 300	450 a 700	300 a 470	150 a 230	450 a 700	300 a 470	150 a 230
400 a 600	270 a 400	130 a 200	400 a 600	270 a 400	400 a 600	270 a 400	130 a 200	320 a 480	210 a 320	110 a 160	320 a 480	210 a 320	110 a 160
600 a 1000	400 a 670	200 a 330	800 a 1000	400 a 870	800 a 1000	400 a 570	200 a 330	480 a 800	320 a 530	160 a 270	480 a 800	320 a 530	160 a 270
Casos de carga.- I, Carga estática o permanente. II, Carga alternativa, de un valor máximo a cero. III, Carga oscilante de un valor máximo positivo a máximo negativo													

Fuente: Larburu, Nicolás, Prontuario: Técnicas-Máquinas-Herramientas. Pag: 188

ANEXO 6.

Roscas	ROSCA WHITWORTH	Tabla 2.13



Relaciones
h=0.960p
h1=0.640p
r=0.137p

Diámetro nominal pulgadas	TORNILLO Y TUERCA								Diámetro nominal pulgadas
	Diámetro exterior d	Diámetro en el núcleo d_t	Sección en el núcleo cm^2	Profundidad de la rosca h	Radio r	Diámetro medio de la rosca d_2	Paso p	Hilos por pulgada n	
¼	6.350	4.724	0.175	0.813	0.174	5.537	1.270	20	½
5/16	7.938	6.131	0.295	0.904	0.194	7.034	1.411	18	5/16
⅜	9.525	7.492	0.441	1.017	0.218	8.509	1.588	16	⅜
(7/16)	11.113	8.789	0.607	1.162	0.249	9.951	1.814	14	(7/16)
½	12.700	9.990	0.784	1.335	0.291	11.345	2.117	12	½
5/8	15.876	12.918	1.311	1.479	0.317	14.397	2.309	11	5/8
¾	19.051	15.798	1.960	1.627	0.349	17.424	2.540	10	¾
7/8	22.226	18.611	2.720	1.807	0.388	20.149	2.822	9	7/8
1	25.401	21.335	3.575	2.033	0.436	23.368	3.175	8	1
1⅛	28.576	23.929	4.497	2.324	0.498	26.253	3.629	7	1⅛
1¼	31.751	27.104	5.770	2.324	0.498	29.428	3.629	7	1¼
1⅜	34.926	29.505	5.837	2.711	0.581	32.215	4.233	6	1⅜

1½ 1⅝ 1¾ (1⅞)	38.101 41.277 44.452 47.627	32.680 34.771 37.946 40.398	8.388 9.945 11.310 12.818	2.711 3.253 3.253 3.647	0.581 0.698 0.698 0.775	35.391 38.024 41.436 65.205	4.223 5.080 5.080 5.645	6 5 5 4½	1½ 1⅝ 1¾ (1⅞)
2 2¼ 2½ 2¾	50.802 57.152 63.502 69.853	43.573 49.020 55.370 60.558	14.912 18.873 24.079 28.804	3.614 4.066 4.066 4.647	0.775 0.872 0.872 0.997	47.187 53.086 69.436 65.205	5.645 6.350 6.350 7.257	4½ 4 4 3½	2 2¼ 2½ 2¾
3 3¼ 3½ 3¾	76.203 82.553 88.903 95.254	66.909 72.544 78.894 84.825	35.161 41.333 48.885 55.959	4.647 5.005 5.005 5.422	0.997 1.073 1.073 1.163	71.556 77.648 83.899 89.832	7.257 7.816 7.816 8.467	3½ 3¼ 3¼ 3	3 3¼ 3½ 3¾
4 4¼ 4½ 4¾	101.604 107.954 114.304 120.55	90.760 96.639 102.990 108.825	64.697 73.349 83.307 93.014	5.422 5.657 5.657 6.915	1.163 1.213 1.213 1.268	96.182 102.297 108.647 114.740	8.467 8.835 8.835 9.237	3 2⅞ 2⅞ 2¾	4 4¼ 4½ 4¾
5 5¼ 5½ 5¾	127.005 133.355 139.705 146.055	115.176 120.963 127.313 133.043	104.185 114.922 127.304 139.022	2.915 6.196 6.195 6.506	1.268 1.329 1.329 1.395	121.090 127.159 133.509 139.549	9.237 9.677 9.677 10.160	2¾ 2⅝ 2⅝ 2½	5 5¼ 5½ 5¾
6	152.406	139.394	152.608	6.506	1.395	145.900	10.160	2½	6

Fuente: Larburu, Nicolás, Prontuario: Técnicas-Máquinas-Herramientas. Pag: 501

ANEXO 7.

PROPIEDADES MECÁNICAS TÍPICAS A TEMPERATURA AMBIENTE					
Metal	Resistencia a la tracción klb/pulg^2	Resistencia en el punto de fluecia klb/pulg^2	Alargamiento máximo, %	Reducción de área, %	Número Brinell
Fundición de hierro	18-60	8-40	0	0	100-300
Hierro forjado	45-55	25-35	35-25	55-30	100
Hierro comercialmente puro, recocido	42	19	48	85	70
Laminado en caliente	48	30	30	75	90
Laminado en frio	100	95			200
Acero estructural ordinario	50-65	30-40	40-30		120
Baja aleación, alta resistencia	65-90	40-80	30-15	70-40	150
Acero SAE 1300, recocido	70	40	26	70	150
Templado, estirado a 1300 ºF	100	80	24	65	200
Estirado a 1000ºF	130	110	20	60	260
Estirado a 700ºF	200	180	14	45	400
Estirado a 400ºF	240	210	10	30	480
Acero, SAE 4340, recocido	80	45	25	70	170
Templado, estirado a 1300ºF	130	110	20	60	270
Estirado a 1000ºF	190	170	14	50	395
Estirado a 700ºF	240	215	12	48	480
Estirado a 400ºF	290	260	10	44	580
Acero laminado en frio, SAE 1112	84	76	17	45	160
Acero inoxidable 18-S	85-95	30-35	60-55	75-65	145-160
Fundiciones de acero, trat.térmicamente	60-125	30-90	33-14	65-20	120-250
Aluminio puro, laminado	13-24	5-21	35-5		23-44
Fundiciones de aleaciones aluminio-cobre	19-23	12-16	4-0		50-80

Forjas tratadas térmicamente	30-60	10-50	33-15		50-120
Aluminio de fundición a presión	30		2		
Aleación de aluminio 17ST	56	34	26	39	100
Aleación de aluminio 57ST	48	40	20	35	105
Cobre cocido	32	5	58	73	45
Cobre estirado en frio	68	60	4	55	100
Latones varios	40-120	8-80	60-3		50-170
Bronce fosforado	40-130		55-5		50-200
Bronce Tobin, laminado	63	41	40	52	120
Diversas aleaciones de magnesio	21-45	11-30	17-0.5		47-78
Monel 400, aleación Ni-Cu	79	30	48	75	125
Molibdeno, laminado	100	75	30		250
Plata, fundición, recocido	18	8	54		27
Titanio, aleación 6-4, recocido	130	120	10	25	352
Hierro dúctil, grado 80-55-06	80	55	6		225-255

Fuente: Eugene Avallone y Theodore Boumeister, Manual del Ingeniero Mecánico, Tomo I. Pag: 5-3

ANEXO 8.

PROPIEDADES MECÁNICAS DE LOS ACEROS						
MATERIAL		Peso Específico gr/cm^3	Resist. Ultimo o Tensión σ_R Kg/mm^2	PUNTO DE FLUENCIA		
NOMBRE	CARACTERÍSTICAS			Tensión σ Kg/mm^2	Comp τ Kg/mm^2	Torsión σ Kg/mm^2
Fundición de Acero 0.20%C (SAE 0022)	Recocido	7.72	42.0	17.5	23.1	10.5
Fundición de Acero 0.30%C (SAE 0030)	Recocido	7.72	50.4	21.0	27.3	11.9
Fundición de Acero 0.40%C (SAE 0040)	Recocido	7.72	56.0	22.4	30.2	14.0
Aleación Acero al Carbono (SAE 080, ASTM A-142)	Normalizado	7.72	63.0	42.0	42.0	25.2
Acero inoxidable: C-030; Cr-0.12; N-1	Estirado a 1400ºF	7.73	63.0	38.5	38.5	23.1
	Estirado a 800ºF	7.73	113.0	91.0	91.0	56.0
Acero inoxidable: C-030; Mn-40;S1-025;Cr-12; N-0.50	Templado y revenido a 1750 ºF	7.80	73.6	42.0	42.0	25.0
Acero inoxidable (SAE 30905)	No Endurecible	7.78	67.2	33.7	33.7	21.0
Acero al carbono (SAE 1010)	Laminado en Caliente	7.78	37.8	21.7	21.7	14.0
Acero al carbono (SAE 1020)	Laminado en Caliente	7.78	43.6	24.5	24.5	15.4
Acero al carbono (SAE 1030)	Blando	7.78	52.5	29.4	29.6	18.2
Acero al carbono (SAE 1040)	Recocido	7.73	63.0	35.0	35.0	14.0
Acero al carbono (SAE 1050)	Recocido	7.78	66.5	36.4	35.4	24.5
Acero al carbono (SAE 1035)	Recocido	7.73	84.0	42.0	42.0	25.2
	Estirado a 900 ºF	7.78	105.0	56.0	56.0	35.0
Acero al carbono (SAE 1120)		7.78	43.4	23.8	23.8	15.6
Acero al Níquel (SAE 2320)	Recocido	7.78	49.0	31.5	31.5	18.9
	Estirado a 1000º F	7.78	84.0	56.0	56.0	35.0
Acero al Níquel (SAE 2340)	Recocido	7.78	66.5	38.5	38.5	22.4
	Estirado a 1000º F	7.78	84.0	66.5	70.0	42.0
Acero al Cromo-Níquel (SAE 3140)	No tratado	7.78	59.5	42.0	42.0	25.2
	Estirado a 1030º F	7.78	108.5	56.5	70.0	29.8
Acero al Cromo-Níquel (SAE 3240)	No tratado	7.78	77.0	56.0	55.0	33.7
	Estirado a 1000º F	7.78	112.0	94.0	98.0	50.4
Acero al Cromo-Vanadio (SAE E150)	Templado en Est. A 800º F	7.78	140.0	119.0	133.0	70.0
Acero al Cromo-Níquel-Vanadio	Templado en Acero	7.78	112.0	91.0	91.0	56.0
Acero Aleado con Nitrógeno	Templado y estirado a 1000º F	7.70	87.5	63.0	84.6	33.5
Hierro Forjado (A 41-30)	Doble refinado	7.67	32.9	18.2	18.8	11.2
Hierro Puro: 99.94% Fe	Laminado en caliente	7.80	31.8	17.5	17.5	10.5

PROPIEDADES MECÁNICAS DE LOS ACEROS						
Módulos de elasticidad		Lim. a Fatiga Alt.Puc G alt kg/mm²	Elongación en 500 mm (%)	Max Dureza		
Young E Kg/mm²	Rigidez G Kg/mm²			Brin (BHN)	Rockwell	
					B	C
20.300	7.830	16.9	30	120	70	…
20.300	7.830	20.3	27	140	78	…
20.300	8.120	22.6	22	160	84	2
20.300	7.800	…	20	187	…	10
20.300	7.830	28.0	…	180	89	8
20.300	7.830	49.0	…	380	112	48
21.000	8.400	28.0	…	200	94	14
21.000	8.400	28.0	24	180	92	11
21.250	8.200	16.8	35	110	85	…
21.200	8.150	18.2	30	125	71	…
21.000	8.050	22.6	26	150	81	…
20.000	8.000	25.8	22	180	89	8
20.000	8.000	29.4	20	190	92	11
20.000	8.000	32.2	20	240	100	33
20.000	8.000	42.0	15	300	107	32
21.200	8.800	18.2	20	125	72	…
20.800	8.400	28.0	29	140	79	…
20.800	8.400	42.0	25	260	103	26
21.000	8.470	31.5	26	190	32	11
21.000	8.470	35.0	22	220	96	19
21.400	8.750	35.0	26	170	87	6
21.400	8.750	35.0	17	270	104	28
21.400	8.750	56.2	26	235	99	22
21.400	8.750	35.0	19	325	109	35
21.700	9.100	56.0	13	390	112	41
21.600	8.750	49.0	…	340	109	36
20.500	9.120	56.0	13	400	113	42
18.900	7.000	14.0	25	100	60	…
21.000	8.400	16.8	30	100	60	…

Fuente: ESPOL, Manual de catálogos para Diseño de Ingeniería, Tomo 1, Pag: 8

ANEXO 9.

CARGAS PARA PERFILES DE ACERO LAMINADO					
	Tipo de acero (representación simbólica)	**σ elástica** Kg./cm.^{2}	**σ rotura** Kg./cm.^{2}	**σ admisible** Kg./cm.^{2}	
				Máxima	Mínima
Acero suave	A36	2400	4100	1640	1455
	A42	2600	4600	1780	1575
Acero duro	A52	3600	5700	1465	2180

Fuente: Equipo Técnico EDEBE, Tecnología Mecánica III: Matricería y Moldes Pag 101

ANEXO 10.

Dimensiones y capacidad básica de carga de cojinetes de bola de la serie 02

DI mm	DE mm	Ancho mm	Radio de filete mm	Diámetros al hombro Mm		Capacidad básica de carga kN
				d_s	d_H	
10	30	9	0.6	12.5	27	3.58
12	32	10	0.6	14.5	28	5.21
15	35	11	0.6	17.5	31	5.87
17	40	12	0.6	19.5	34	7.34
20	47	14	1.0	25	41	9.43
25	52	15	1.0	30	47	10.8
30	62	16	1.0	35	55	14.9
35	72	17	1.0	41	65	19.8
40	80	18	1.0	46	72	22.5
45	85	19	1.0	52	77	25.1
50	90	20	1.0	56	82	26.9
55	100	21	1.5	63	90	33.2
60	110	22	1.5	70	99	40.3
65	120	23	1.5	74	109	44.1
70	125	24	1.5	79	114	47.6
75	130	25	1.5	86	119	50.7
80	140	26	2.0	93	127	55.6
85	140	28	2.0	99	136	64.1
90	160	30	2.0	104	146	73.9
95	170	32	2.0	110	156	83.7

Fuente: Shigley, Joseph, Diseño en Ingeniería Mecánica, 2da Edición. Pag: 386

ANEXO 11.

Dimensiones y capacidad básica de carga de cojinetes de bola de la serie 03

DI mm	DE mm	Ancho mm	Radio de filete mm	Diámetros al hombro Mm		Capacidad básica de carga kN
				d_s	d_H	
10	35	11	0.6	12.5	31	6.23
12	37	12	1.0	16	32	7.48
15	42	13	1.0	19	37	8.72
17	47	14	1.0	21	41	10.37
20	52	15	1.0	25	45	12.24
25	62	17	1.0	31	55	16.2
30	67	19	1.0	37	65	21.6
35	80	21	1.5	43	70	25.6
40	90	23	1.5	49	80	31.4
45	100	25	1.5	54	89	0.5
50	110	27	2.0	62	97	47.6
55	120	29	2.0	70	106	55.2
60	130	31	2.0	75	116	62.7
65	140	33	2.0	81	125	71.2
70	150	35	2.0	87	134	80.1
75	160	37	2.0	93	144	87.2
80	170	39	2.0	99	153	94.8
85	180	41	2.5	106	161	101.9
90	190	43	2.2	111	170	110.8
95	200	45	2.5	117	179	117.9

Fuente: Shigley, Joseph, Diseño en Ingeniería Mecánica, 2da Edición. Pag: 387

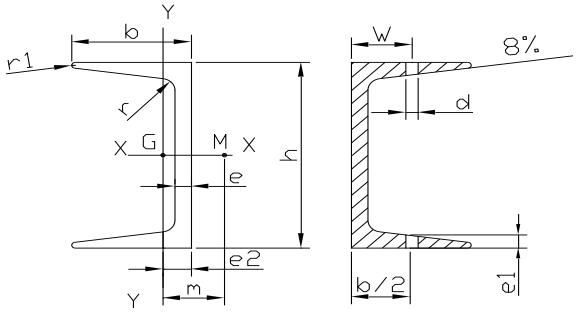
ANEXO 12.

DIMENSIONES Y CARGAS BÁSICAS DE LOS COJINETES RADIALES TIPO CONRAD DE UNA SOLA FILA DE BOLAS

Rod No.	Diá. interior		Diá. exterior		Anchura		Bolas			Capacidad carga	
	mm	plg	mm	Plg	mm	Plg	dia	mm	n.º	Din	Est
102			32	1.2598	9	0.3543	3/16	4.76	9	438	254
202	15	0.5906	35	1.3780	11	0.4331	1/4	6.35	7	608	254
302			42	1.6535	13	0.5118	11/32	8.73	6	753	454
103			35	1.3780	10	0.3937	3/16	4.76	10	472	285
203	17	0.6693	40	1.5748	12	0.4724	9/32	7.14	8	889	553
303			47	1.8504	14	0.5512	11/32	8.73	7	1089	680
104			42	1.6535	12	0.4724	1/4	6.35	8	735	454
204	20	0.7874	47	1.8504	14	0.5512	5/16	7.84	8	1002	631
304			52	2.0472	15	0.5906	3/8	9.53	7	1252	794
105			47	1.8504	12	0.4724	1/4	6.35	10	789	503
205	25	0.9843	52	2.0472	15	0.5906	5/16	7.94	9	1098	708
305			62	2.4409	17	0.6693	7/16	11.11	7	1610	1066
106			55	2.1654	13	0.5118	9/32	7.14	11	1039	703
206	30	1.1811	62	2.4409	16	0.6299	3/8	9.53	9	1574	1021
306			72	2.8346	19	0.7480	31/64	12.70	8	2322	1615
107			62	2.4409	14	0.5512	5/18	7.94	11	1252	866
207	35	1.3780	72	2.8346	17	0.6693	7/16	11.11	9	2014	1393
307			80	3.1496	21	0.8268	17/32	13.49	8	2608	1823
108			68	2.6772	15	0.5906	5/16	7.94	13	1388	1025
208	40	1.5748	80	3.1496	18	0.7087	15/32	11.91	9	2558	1814
308			90	3.5433	23	0.9055	19/32	15.08	8	3479	2522
109			75	2.9528	16	0.6299	11/32	8.73	13	1947	1838
209	45	1.7717	85	3.3465	19	0.7480	1/2	12.70	9	2567	1814
309			100	3.9370	25	0.9843	11/16	17.46	8	4137	3053
110			80	3.1496	16	0.6299	11/32	8.73	14	1710	1334
210	50	1.9685	90	3.5433	20	0.7874	1/2	12.70	10	2553	2019
310			110	4.3307	27	1.0630	3/4	19.05	8	4844	3633
111			90	4.5433	18	0.7087	13/32	10.32	13	2218	1733
211	55	2.1654	100	3.9370	21	0.8268	9/16	14.29	10	3402	2554
311			120	4.7244	29	1.1417	13/16	20.64	8	5602	4264
112			95	3.7402	18	0.7087	13/32	10.32	14	2309	1864
212	60	2.3622	110	4.3307	22	0.8661	5/8	15.88	10	4114	3153
312			130	5.1181	31	1.2205	7/8	22.23	8	6409	4944
113			100	3.9370	18	0.7087	13/32	10.32	15	2395	2000
213	65	2.5591	120	4.7244	23	0.9055	21/32	16.67	10	4885	3815
313			140	5.5118	33	1.2992	15/16	23.81	8	7262	5679
114			110	4.3307	20	0.7884	15/32	11.91	14	2985	2486
214	70	2.7559	125	4.9213	24	0.9449	11/16	17.46	10	4881	3815
314			150	5.9055	35	1.3780	1	25.40	8	8165	6469

Fuente: SPOTTS. Pag: 393

ANEXO 13.



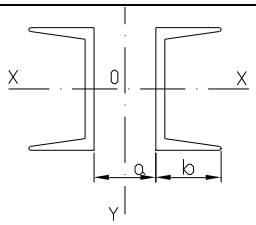
DIMENSIONES, TÉRMINOS DE SECCIÓN Y VALORES ESTÁTICOS DE PERFILES UPN

[	Dimensiones en mm					Sección A cm^2	Paso P Kg/m	Referido al eje						S_x cm^3	S_w cm	Posición del eje y – y e_t cm
								X-X			Y-Y					
	h	b	e	e_1=t	r_2			I_x cm^4	W_x cm^3	i_x cm	I_y cm^4	W_y cm^3	i_y cm			
80	80	45	6	8	4	11.0	8.64	106	26.5	3.10	19.4	6.36	1.33	15.9	6.65	1.45
100	100	50	6	8.5	4.5	13.5	10.6	206	41.2	3.91	29.3	8.49	1.47	24.5	8.42	1.55
120	120	55	7	9	4.5	17.0	13.4	364	60.7	4.62	43.2	11.1	1.59	36.3	10.0	1.60
140	140	60	7	10	5	20.4	16.0	605	86.4	4.45	62.7	14.8	1.75	51.4	11.8	1.75
160	160	65	7.5	10.5	5.5	24.0	18.8	925	116	6.21	85.3	18.3	1.89	68.8	13.3	1.84
180	180	70	8	11	5.5	28.0	22.0	1350	150	6.95	114	22.4	2.02	89.6	15.1	1.92
200	200	75	8.5	11.5	6	32.2	25.3	1910	191	7.70	148	27.0	2.14	114	16.8	2.01
220	220	80	9	12.5	6.5	37.4	29.4	1690	245	8.48	197	33.6	2.30	144	18.5	2.14
240	240	85	9.5	13	6.5	42.3	33.2	3600	300	9.22	248	39.6	2.42	179	20.1	2.23
260	260	90	10	14	7	48.3	37.9	4820	371	9.99	317	47.7	2.56	221	21.8	2.36
280	280	95	10	15	7.5	53.3	41.8	6280	448	10.9	399	57.2	2.74	266	23.6	2.53
300	300	100	10	16	8	58.8	46.2	8030	535	11.7	495	67.8	2.98	316	25.4	2.70
320	320	100	14	17.5	8.75	75.8	59.5	10870	679	12.1	597	80.6	2.81	413	26.3	2.60
350	350	100	14	16	8	77.3	60.6	12840	734	12.9	570	75.0	2.72	459	28.6	2.40
380	380	102	13.5	16	8	80.4	63.1	15760	829	14.0	615	78.7	2.77	507	31.1	2.33
400	400	110	14	18	9	91.5	71.8	20350	1020	14.9	846	102	3.04	618	32.9	2.65

Gramil y diámetro normal		h_1	Espesores en el ala		I_p	Distancia al centro de esfuerzos cortantes Xm	U	[
w mm	d_1 mm	mm	t_3 mm	t_2 mm	cm^4	cm	mm	
25	13	46	6.20	9.80	2.24	2.67	312	80
30	13	64	6.50	10.5	2.96	2.93	372	100
30	17	82	6.80	11.2	4.30	3.02	434	120
35	17	98	7.60	12.4	6.02	3.37	489	140
35	21	115	7.90	13.1	7.81	3.56	546	160
40	21	133	8.20	13.8	9.98	3.75	611	180
40	23	151	8.50	14.5	12.6	3.94	661	200
45	23	167	9.30	15.7	17.0	4.20	718	220
45	25	184	9.60	16.4	20.8	4.39	775	240
50	25	200	10.4	17.6	23.7	4.66	834	260
50	25	216	11.2	18.8	33.2	5.02	890	280
55	25	232	12.0	20.0	40.6	5.41	950	300
55	25	246	15.4	20.4	69.2	4.82	982	320
55	25	282	13.9	18.9	63.2	4.45	1050	350
60	25	312	14.5	18.0	62.1	4.58	1110	380
60	25	324	15.6	21.1	85.2	5.11	1180	400

Fuente: Larburu, Nicolás, Prontuario de Acero Laminado y Construcciones Metálicas. Pag. 188

ANEXO 14.



VALORES ESTÁTICOS DE SECCIONES COMPUESTOS POR DOS UPN CON SEPARACIÓN a VARIABLE

Valores: A en cm^2, W en cm^3, i en cm y p en kg/m = 0.785 * A

UPN a mm	][206 A=64.4 I_x=3820 W_x=382 i_x=2.70 i_p=2.14			][220 A=74.8 I_x=5380 W_x=490 i_x=8.48 i_p=2.30			][240 A=84.6 I_x=7200 W_x=600 i_x=9.22 i_p=2.42		
	I_y	W_y	i_y	I_y	W_y	i_y	I_y	W_y	i_y
0	556	74.1	2.94	736	92.0	3.16	916	108	3.29
6	670	84.8	3.23	877	104	3.43	1080	121	3.57
10	702	87.8	3.32	915	108	3.50	1130	126	3.65
12	735	90.7	3.36	956	111	3.57	1170	129	3.73
15	787	95.4	3.51	1020	117	3.69	1250	135	3.84
20	880	104	3.70	1130	126	3.89	1380	145	4.04
25	981	1012	3.90	1250	135	4.09	1520	156	4.24
30	1090	121	4.12	1380	145	4.31	1670	167	4.45
35	1210	131	4.33	1530	157	4.52	1840	180	4.66
40	1330	140	4.55	1680	168	4.74	2010	191	4.68
45	1460	150	4.77	1830	179	4.95	2190	204	5.09
50	1600	160	5.00	2000	190	5.18	2390	217	5.21
55	1760	172	5.23	2180	203	5.40	2590	230	5.53
60	1910	182	5.45	2370	215	5.63	2810	244	5.76
65	2080	193	5.68	2570	228	5.85	3040	259	5.99
70	2250	205	5.91	2770	241	6.09	3270	273	6.22
75	2430	216	6.14	2990	254	6.32	3530	287	6.45
80	2620	228	6.38	3210	268	6.56	3780	302	6.67
90	3030	252	6.66	3690	295	7.01	4330	323	7.15
100	3460	272	7.33	4210	324	7.50	4920	364	7.62
110	3930	302	7.81	4760	353	7.96	5550	396	8.10
120	4430	328	8.29	5350	382	8.46	6230	430	8.58
130	4960	354	8.78	5980	412	8.94	6940	463	9.06
140	5520	381	9.26	6640	443	9.42	7700	497	9.54
150	6720	406	9.75	7340	474	9.91	8500	531	10.0
160	6758	435	10.2	8080	505	10.4	9350	567	10.5
180	8100	491	11.2	9680	569	11.4	11160	638	11.5
200	9580	547	12.2	11420	634	12.4	12150	711	12.5
220	11200	605	13.2	13310	701	13.3	15300	785	13.4
240	12940	664	14.2	15350	768	14.3	17630	860	14.4
250	13860	693	14.7	16430	801	14.8	18850	898	14.9
260	14810	722	15.2	17540	835	15.3	20120	396	15.4
280	16800	781	16.2	19880	904	16.3	22780	1010	16.4
300	18930	841	17.1	22370	973	17.3	25610	1090	17.4
320	21180	901	18.1	25010	1040	18.3	28610	1170	18.4
340	23570	962	19.1	27800	1110	19.3	31780	1250	19.4
350	24810	992	19.6	29250	1150	19.8	33430	1290	19.9
360	26080	1020	20.1	30730	1180	20.3	35120	1330	20.4
380	28720	1080	21.1	33820	1250	21.3	38630	1400	21.4
400	31490	1150	22.1	37060	1320	22.3	42300	1480	22.4
420	34460	1210	23.1	40450	1390	23.3	46150	1560	23.4
450	38980	1300	24.6	45810	1500	24.7	52240	1690	24.9
480	43860	1390	26.1	51500	1610	26.2	58700	1810	26.3
500	47340	1440	27.1	55490	1680	27.2	63220	1890	27.3
550	56380	1610	29.4	66110	1860	29.7	75270	2090	29.6
600	66280	1770	32.1	77660	2040	32.7	88380	2300	32.3

][260 A=96.6 I_x=9640 W_x=742 i_x=9.99 i_p=2.56			[280 A=107 I_x=12560 W_x=896 i_x=10.9 i_p=2.74			][300 A=118 I_x=16060 W_x=1070 i_x=11.7 i_p=2.90			UPN mm
I_y	W_y	i_y	I_y	W_y	i_y	I_y	W_y	i_y	
1170	130	3.48	1480	156	3.72	1850	185	3.87	0
1370	146	3.76	1750	173	4.01	2120	204	4.25	6
1420	148	3.84	1780	178	4.07	2190	209	4.32	10
1480	154	3.49	1840	182	4.15	2270	214	4.40	12
1570	161	4.03	1940	189	4.27	2390	222	4.53	15
1720	172	4.23	2120	202	4.47	2600	236	4.70	20
1890	184	4.43	2320	216	4.67	2820	253	4.90	25
2070	197	4.63	2530	230	4.87	3040	264	5.11	30
2270	211	4.84	2750	244	5.08	3320	283	5.31	35
2470	225	5.06	2980	259	5.29	3590	299	5.33	40
2640	239	5.28	32130	275	5.51	3870	316	5.74	45
2910	253	5.50	3490	291	5.72	4120	334	5.96	50
3160	269	5.72	3770	306	5.96	4480	351	6.16	55
3410	284	5.94	4060	325	6.17	4810	370	6.40	60
3670	300	6.19	4360	342	6.38	5150	389	6.61	64
3950	316	6.40	4670	359	6.62	5510	408	6.85	70
4240	333	6.63	5000	372	6.84	5880	428	7.06	75
4540	349	6.86	5340	396	7.06	6270	440	7.30	80
5180	84	7.32	6070	434	7.54	7090	489	7.76	90
5870	419	7.79	6840	472	8.01	7980	539	8.23	100
6600	455	8.27	7670	511	8.48	8900	574	8.70	110
7390	493	8.75	7550	552	8.96	9890	618	9.17	120
8220	530	9.22	9490	593	9.43	10940	663	9.65	130
9100	569	9.70	10480	635	9.92	12050	709	10.1	140
10020	607	10.2	11320	678	10.4	13220	755	10.6	150
10000	647	10.7	12620	721	10.9	14450	803	11.1	160
13100	728	11.6	14970	809	11.8	17040	899	12.0	180
15390	810	12.6	17530	899	12.8	19960	998	13.0	200
17880	894	13.6	20310	991	13.8	23060	1100	14.0	220
20550	979	14.6	23398	1080	14.8	24400	1200	15.0	240
21960	1020	15.1	24890	1130	15.2	28160	1250	15.5	250
23420	1060	15.6	26510	1180	15.7	30000	1300	15.9	260
26490	1150	16.6	29930	1270	16.7	33790	1410	16.9	280
29750	1240	17.6	32560	1370	17.7	37830	1510	17.9	300
33200	1330	18.5	37400	1470	18.7	42110	1620	18.9	320
36840	1420	19.5	41460	1560	19.7	44830	1730	19.9	340
38730	1460	20.0	43570	1610	20.2	48980	1780	20.4	350
40680	1510	20.5	45730	1660	20.7	51380	1840	20.9	360
44710	1590	21.5	50210	1740	21.7	56270	1940	21.9	380
48930	1690	22.5	54910	1860	22.7	61590	2050	22.8	400
53350	1780	23.5	59820	1960	23.6	67040	2160	23.8	420
40340	1920	25.0	67580	2110	25.1	75670	2330	25.3	450
67760	2050	26.5	71830	2260	26.6	84830	2500	26.8	480
72950	2150	27.5	81590	2340	27.6	91220	2610	27.8	500
89760	2280	30.0	96930	2620	30.1	108230	2890	30.3	550
101800	2610	32.5	113600	2880	32.6	126700	3170	32.8	600

Fuente: Larburu, Nicolás, Prontuario de Acero Laminado y Construcciones Metálicas. Pag. 107

ANEXO 15.

B – 10

Color de revestimiento: gris	Identificación: Punta Blanca

Norma: AWS E 7018

Análisis del material depositado:

C	0.06% Mn	10%	Si	0.65%	S	0.010%

Características: Electrodo con revestimiento de bajo hidrógeno con polvo de hierro indicado para la soldadura de aceros de alta resistencia a la tracción (55 kg/mm² Max) así como para aceros de construcción. Su arco es sumamente estable, poco chisporroteo y para mejorar resultados úsese arco corto. Se recomienda mantener un arco corto para garantizar buenos resultados en inspecciones radiográficas. Para trabajos de alta responsabilidad es necesario sacarlos a 350 grados durante una hora

Aprobación: AMERICAN BUREAU OF SHIPPING

Propiedades Mecánicas:

Resistencia a la tracción	Alargamiento	Resistencia al impacto
55 – 57 kg/mm² / 78000 d 80.000 lbs/pulg²	Lo = 5d 30 – 33%	CHARPY -V kgm 18 - 20 (+20° C)

Posiciones de soldar Plana, Horizontal, sobrecabeza, vertical ascendente, vertical descendente

Coeficiente y:

Para corriente continua y alterna – Electrodo al polo positivo		
Ø mm	**Ø Pulg**	**Amperaje**
3.25	1/8	100 – 140
4.00	5//32	140 – 190
5.00	3.16	190-230

Aplicaciones:

- Para aceros de bajo y mediano carbono, baja aleación
- Para aceros laminados en frío, por sus características de resistencia a la deformación a altas temperaturas, su fácil almanejo y óptimo rendimiento, es especialmente adecuado
- Para soldadura de tuberías de vapor.
- Calderas de alta presión, tanques.
- Piezas para maquinaria pesada.
- Construcciónes metálicas en obra.
- Reparaciones navales

IMPORTANTE: Los electrodos húmedos o con manchas de grasa, deben destruirse.

Largo: 350 mm. **PESO POR CAJA : 20 KG./44 lb**

Fuente: AGA, Catálogo de soldadura. Pag: 11.

ANEXO 16.

Material	Dimensiones	Tratamiento (temperaturas en ºC)	Límite de fluencia Kg/cm^2	Resistencia a la tracción Kg/cm^2	Alargamiento en probeta de 2 plg %
Acero bajo en carbono	Redondo 1 plg	• Laminado en caliente • Estirado en frío	3230 4570	4330 5410	38 20
Acero AISI C1015	Redondo 1 plg	• Laminado en caliente • Estirado en frío	3195 4360	4290 5200	39 24
Acero AISI C1018	Redondo 1 plg	• Laminado en caliente • Estirado en frío • Cementado (prop. del núcleo)	3380 4900 3940	4850 5750 6470	38 20 27
Acero AISI C1019	Redondo 1 plg	• Laminado en caliente • Estirado en frío	3590 5060	4490 5900	37 20
Acero AISI C1020	Redondo 1 plg Redondo 1 plg Redondo 11/14 plg Redondo 5/8 plg Redondo 2 plg	• Laminado en caliente • Estirado en frío • Recocido • Estirado en frío • Estirado en frío	3020 4650 2880 5600 5550	4570 5480 4360 5980 5620	36 20 40 17 14
Acero AISI B1112	Redondo 1 plg	• Estirado en frío	4990	5800	15
Acero AISI B1113	Redondo 1 plg	• Estirado en frío	5060	5870	14
Acero AISI C1117	Redondo 1 plg	• Laminado en caliente • Estirado en frío	3110 4650	4960 5500	33 20
Acero AISI C1213	Redondo 1 plg	• Estirado en frío	4780	5340	18
Acero Rycase	Redondo 1 plg	• Laminado en caliente • Estirado en frío • Cementado (prop. del núcleo)	3110 5200 4170	4960 5900 6790	33 21 23
Acero AISI C1035	Redondo 1 plg	• Laminado en caliente • Estirado en frío	3800 5550	6000 6470	30 25
Acero AISI C1035	Redondo 1 plg	• Revenido a 425º • Revenido a 530º • Revenido a 650º	5690 5060 4360	7730 7250 6430	18 23 27

Fuente: Jaramillo, Roberto, Tesis de Grado, Pag: 142

ANEXO 17

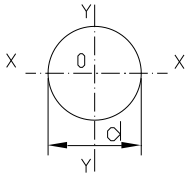
Acero de Transmisión SAE 1040

PROPIEDADES MECÁNICAS			
	< Ø 16 mm	Ø 17 Ø 40 mm	> Ø 41 mm
Límite elástico N/mm²	460	400	350
Resistencia a la tracción N/mm²	650-800	630-780	600-750
Enlongación A5 mm	16%	18%	19%
Estricción a la rotura Z min.	35%	40%	45%
Resistencia al impacto joule	35	35	35

ANEXO 18

Productos de acero laminado

Productos de acero laminados	REDONDOS	TABLA 12.6

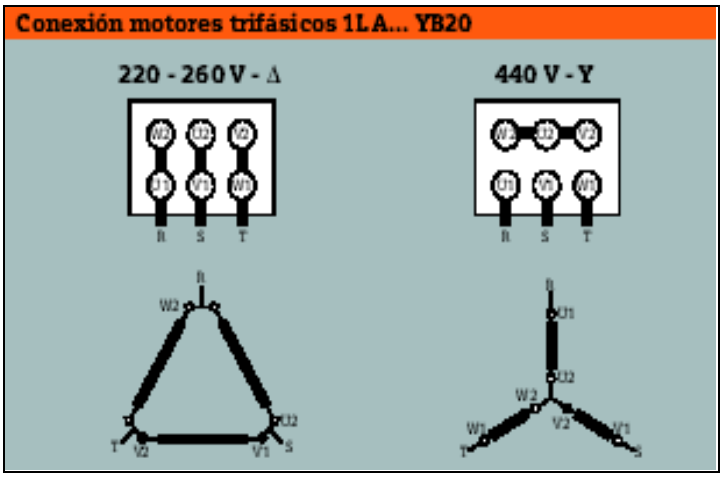


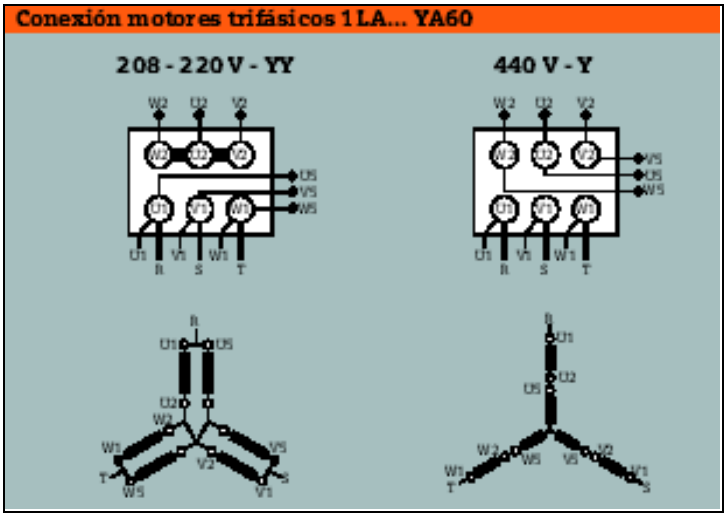
Diámetro mm	A cm²	P Kg/m	Dimensiones d mm	Dimensiones u mm	Términos de sección I_x cm⁴	Términos de sección W_x cm³	Términos de sección I_x cm	suministro	Diámetro mm	A cm²	P Kg/m	Dimensiones d mm	Dimensiones u mm	Términos de seción I_x cm⁴	Términos de seción W_x cm³	Términos de seción I_x cm	suministro
6	0.283	0.222	6	18.8	0.006	0.021	0.150	P	22	3.80	2.96	22	69.1	1.15	1.05	0.55	C
7	0.383	0.302	7	22.0	0.012	0.034	0.175	C	25	4.91	3.85	25	78.5	1.92	1.53	0.626	P
8	0.503	0.395	8	25.1	0.020	0.050	0.200	P	28	6.16	4.83	28	88.0	3.02	2.16	0.70	C
10	0.785	0.617	10	31.4	0.049	0.098	0.250	P	30	7.07	5.55	30	94.2	3.98	2.65	0.75	C
12	1.13	0.888	12	37.7	0.102	0.170	0.300	P	32	8.04	6.31	32	101	5.15	3.22	0.80	P
14	1.54	1.21	14	44.0	0.189	0.269	0.350	P	36	10.2	7.99	36	113	8.24	4.58	0.90	C
16	2.01	1.58	16	50.3	0.322	0.402	0.400	P	40	12.6	9.86	40	126	12.6	6.28	1.00	P
18	2.55	2.00	18	66.5	0.515	0.573	0.450	C	45	15.9	12.5	45	141	20.2	8.95	1.12	P
20	3.14	2.47	20	62.8	0.785	0.785	0.500	P	50	19.6	15.4	50	157	30.7	12.3	1.25	P

Fuente: Larburu, Nicolás, Prontuario: Técnicas-Máquinas-Herramientas. Pag: 197

ANEXO 19.

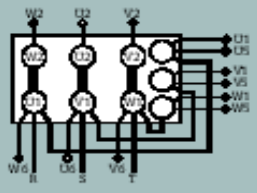
Tipos de conexiones para motores trifásicos.



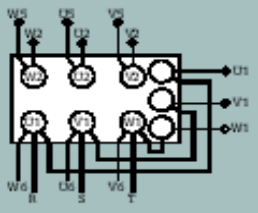


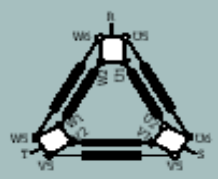
Conexión motores trifásicos 1LA... YB70

208 - 220 V - ΔΔ
Arranque directo

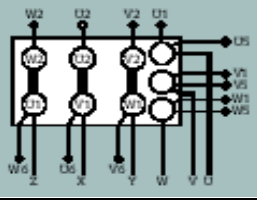


440 V - Δ
Arranque directo

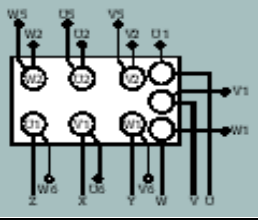




Arranque Y - Δ

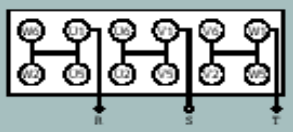


Arranque Y - Δ

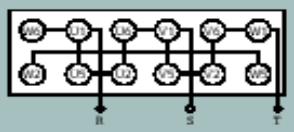


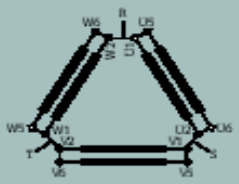
Conexión motores trifásicos 1LA4.../ LA6... B80 (serie 846)

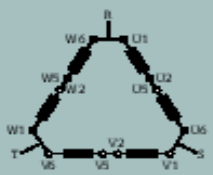
208 - 220 V - ΔΔ
Arranque directo



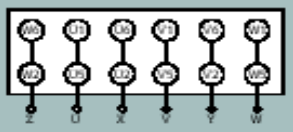
440 V - Δ
Arranque directo

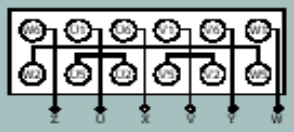




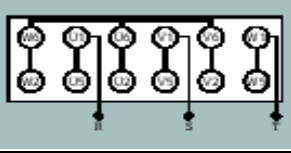


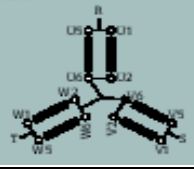
Arranque Y - Δ





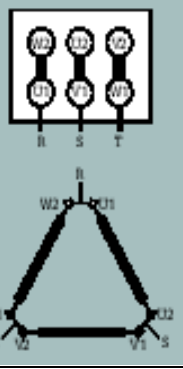
380 V - YY
Arranque directo



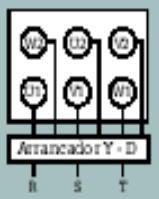


Conexión motores trifásicos 1LA6...

440 V - Δ
Arranque directo

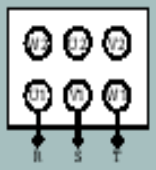


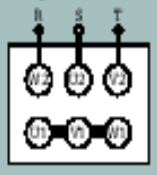
440 V - Δ
Arranque YΔ



Conexión Dahlander para dos velocidades

Devanado en conexión Dahlander realización, por ejemplo, para 1800/3600 rpm, es decir, 4/2 polos; ó 900/1800 rpm, es decir 8/4 polos.





ANEXOS B

CONJUNTOS, SUBCONJUNTOS Y DESPIECE DE MÁQUINAS