



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

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

CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

**“DISEÑO DE UNA MÁQUINA
TRITURADORA A RODILLOS Y
CONTROLADOR DE DIÁMETRO, PARA LA
OBTENCIÓN DE ÁRIDOS DE TAMAÑO
MÁXIMO 8MM; PARA LA EMPRESA
HORMYPOL”**

Tesis previa a la
obtención del Título
de Ingeniero en
Electromecánica.

AUTOR:

María Verónica Briceño Sarmiento

TUTOR:

Ing. Milton Amable León Tapia

**JULIO 2010
LOJA - ECUADOR**

CERTIFICACIÓN

Ing. MILTON AMABLE LEÓN TAPIA, Director de la Tesis, cuyo tema versa en **“DISEÑO DE UNA MÁQUINA TRITURADORA A RODILLOS Y CONTROLADOR DE DIÁMETRO, PARA LA OBTENCIÓN DE ÁRIDOS DE TAMAÑO MÁXIMO 8MM; PARA LA EMPRESA HORMYPOL”** de la carrera de *Ingeniería Electromecánica* de la *Universidad Nacional de Loja*, a petición de la parte interesada;

CERTIFICA:

Que el presente *Proyecto de Investigación* fue elaborado bajo mi dirección, y una vez que ha sido culminado, autorizo la presentación del mismo para los fines legales pertinentes.

Loja, 19 de abril de 2010

.....
Ing. Milton León Tapia
DIRECTOR DE TESIS.

DECLARACIÓN DE AUTORÍA

Las ideas, hechos, principios, conceptos y resultados vertidos en el presente proyecto de tesis, son de exclusivo responsabilidad del autor que firma a continuación, quien a su vez, autoriza al Área de la Energía, las Industrias y Recursos Naturales no Renovables; hacer uso del presente documento en lo conveniente.

.....

María Verónica Briceño Sarmiento
Egda. Ingeniería Electromecánica

AGRADECIMIENTOS

Queremos dar las gracias a la *Universidad Nacional de Loja*, al *Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables*, representada en cada uno de los docentes que en su momento me brindaron sus conocimientos y apoyo para la formación como futura profesional. De manera especial:

- Al *Ing. Milton León Tapia*, Director de Tesis, por el interés y colaboración en la realización del presente proyecto.
- A mis familiares, compañeros, amigos y Wilmer Álvarez y su familia que con su apoyo y ánimo me impulsaron a la culminación del presente Proyecto de Tesis.

DEDICATORIA

A DIOS sobre todas las cosas.

A mis Padres, quienes con su esfuerzo y su apoyo incondicional me permitieron terminar mis estudios superiores y Wilmer Álvarez por ser una persona muy especial.

LA AUTORA

ÍNDICE GENERAL

| | |
|---|------------|
| CERTIFICACIÓN | I |
| DECLARACIÓN DE AUTORIA | II |
| AGRADECIMIENTOS | III |
| DEDICATORIA | IV |
| 1. RESUMEN | 1 |
| 2. INTRODUCCIÓN | 2 |
| | |
| CAPITULO III | 3 |
| 3. FUNDAMENTOS TEORICOS | 3 |
| 3.1. AGREGADOS PETREOS | 3 |
| 3.1.1. Hormigón | 3 |
| 3.1.2. Agregados | 4 |
| 3.1.2.1. Grava | 5 |
| 3.1.3. Propiedades mecánicas y físicas de los materiales | 6 |
| | |
| 3.2. MAQUINAS TRITURADORAS | 8 |
| 3.2.1. Trituradora de Cono | 10 |
| 3.2.2. Trituradora de Impacto | 12 |
| 3.2.3. Trituradora de mandíbula | 14 |
| 3.2.4. Trituradora de rodillos | 16 |
| 3.2.4.1. Especificaciones Técnicas | 16 |
| 3.2.4.2. Dientes | 16 |
| 3.2.4.3. Cuerpo | 16 |
| 3.2.4.4. Barra inferior de choque | 17 |
| 3.2.4.5. Engranajes sincronizados | 17 |
| 3.2.4.6. Ejes | 17 |
| 3.2.4.7. Reductor planetario | 17 |
| 3.2.4.8. Funcionamiento | 17 |

| | |
|---|-----------|
| 3.3. RESISTENCIA DE MATERIALES..... | 20 |
| 3.3.1. Tensiones y deformaciones..... | 20 |
| 3.3.1.1. Tensiones simples..... | 20 |
| 3.3.1.2. Tensiones compuestas o esfuerzos combinados..... | 22 |
| 3.3.1.3. Coeficiente de seguridad y tensión admisible..... | 27 |
| | |
| 3.4. ELEMENTOS DE MAQUINAS..... | 28 |
| 3.4.1. Engranajes..... | 28 |
| 3.4.1.1. Engranajes simples..... | 28 |
| 3.4.1.2. Engranajes cilíndricos..... | 29 |
| 3.4.1.3. Engranajes helicoidales..... | 30 |
| 3.4.2. Ejes..... | 31 |
| 3.4.2.1. Diámetro de los ejes..... | 31 |
| 3.4.2.2. Deformación..... | 32 |
| 3.4.2.3. Velocidad Crítica..... | 32 |
| 3.4.3. Gorriones..... | 34 |
| 3.4.3.1. Muñones..... | 34 |
| 3.4.4. Cojinetes..... | 34 |
| 3.4.4.1. Tipos de rodamientos..... | 35 |
| 3.4.4.1.1. Rodamiento rígido de bolas..... | 36 |
| 3.4.4.1.2. Rodamiento una hilera bolas contacto angular...36 | 36 |
| 3.4.4.1.3. Rodamiento de agujas..... | 36 |
| 3.4.4.1.4. Rodamiento de rodillos cónicos..... | 37 |
| 3.4.4.1.5. Rodamiento de rodillos cilindros de empuje..... | 37 |
| 3.4.4.1.6. Rodamiento axiales de rodillos a rótula..... | 37 |
| 3.4.4.1.7. Rodamiento de bolas o rótula..... | 38 |
| 3.4.4.1.8. Rodamiento de rodillos cilíndricos..... | 38 |
| 3.4.4.1.9. Rodamiento de rodillos a rótula..... | 39 |
| 3.4.4.1.10. Rodamiento axiales de bolas de simple efecto.... | 39 |
| 3.4.4.1.11. Rodamiento de aguja de empuje..... | 39 |
| 3.4.5. Bridas..... | 40 |
| | |
| 4. MATERIALES Y MÉTODOS..... | 41 |

| | |
|--|------------|
| 4.1. METODOS..... | 41 |
| 4.2. TÉCNICAS..... | 41 |
| 4.3. FORMULAS APLICADAS AL DISEÑO DE LA TRITURADORA..... | 42 |
| 5. RESULTADOS..... | 51 |
| 5.1. CALCULOS..... | 51 |
| 5.1.1. HIPOTESIS..... | 51 |
| 5.1.2. DESARROLLO DE LOS CALCULOS..... | 52 |
| 5.1.2.1. Cálculo del volumen del volumen de producción..... | 52 |
| 5.1.2.2. Rodillos..... | 53 |
| 5.1.2.2.1. Fuerza Cortante y Momento Flector en rodillos.... | 54 |
| 5.1.2.2.2. Diámetro de los Rodillos..... | 61 |
| 5.1.2.2.3. Diámetro de pernos para las muelas del rodillo.... | 62 |
| 5.1.2.2.4. Cálculo de Muñones..... | 63 |
| 5.1.2.2.5. Determinación del los Cojinete..... | 64 |
| 5.1.2.3. Caja de Transmisión..... | 67 |
| 5.1.2.3.1. Ruedas Dentadas..... | 68 |
| 5.1.2.3.1.1. Cálculo del número de dientes..... | 68 |
| 5.1.2.3.2. Cálculo de la presión superficial en el diente..... | 70 |
| 5.1.2.3.3. Cálculo de Rueda dentada para los Rodillos..... | 73 |
| 5.1.2.3.4. Calculo de los ejes del reductor de velocidades.... | 74 |
| 5.1.2.4. Calculo de Bridas..... | 87 |
| 5.1.2.4.1. Brida para el eje uno (motor-caja)..... | 87 |
| 5.1.2.4.2. Brida para el eje cuatro (caja-rodillos)..... | 89 |
| 5.1.2.5. Determinación del tamaño, duración y tipo de cojinete.. | 91 |
| 5.1.3. Cálculo de Chavetas..... | 103 |
| 5.1.4. Selección de dispositivos de protección y mando del motor..... | 107 |
| 5.2. VALORACIÓN ECONOMICA..... | 108 |
| 5.3. TABLA DE RESULTADOS..... | 110 |
| 6. DISCUSIÓN..... | 113 |
| 7. CONCLUSIONES..... | 115 |
| 8. RECOMENDACIONES..... | 116 |
| 9. BIBLIOGRAFIA..... | 117 |
| 10. ANEXOS..... | 119 |

SIMBOLOGÍA

| | |
|--------------|---|
| A_c | Área de sección circular |
| A_{sc} | Área del segmento circular |
| A_R | Área de trituración |
| A_T | Área del trapecio |
| A_{Δ} | Área del triángulo |
| b | Ancho del diente de rueda dentada |
| D | Diámetro mayor |
| d | Diámetro |
| d_c | Diámetro del cubo |
| e | Espesor de las bridas |
| F | Fuerza |
| F_t | Fuerza Total |
| i | Relación de transmisión |
| I | Momento de inercia |
| L | Longitud |
| l_c | Longitud del cubo |
| m | Módulo del diente |
| M_f | Momento flector |
| M_t | Momento torsor |
| M_{eq} | Momento equivalente |
| N | Velocidad angular |
| P | Potencia |
| Q | Peso |
| R | Reacciones |
| V | Volumen |
| V_t | Volumen de trituración en $\frac{1}{4}$ de vuelta |
| V_T | Volumen de trituración total en una vuelta completa |
| V_{Tm} | Volumen de trituración en por minuto |
| w | Módulo resistente rectangular |
| w_p | Módulo resistente polar |
| z | Número de dientes |

CARACTERES GRIEGOS

| | |
|---------------|--|
| ρ | Peso por unidad de longitud |
| Σ | Sumatoria |
| δ | Peso específico |
| η | Revoluciones por minuto |
| σ | Tensión |
| σ_e | Tensión equivalente |
| σ_f | Esfuerzo de flexión |
| σ_{ad} | Tensión admisible |
| τ_t | Esfuerzo de torsión |
| λ | Relación práctica de construcción de ruedas dentadas |

1. RESUMEN

En resumen, dentro del proceso investigativo del presente proyecto, se llevó a cabo el diseño de una máquina trituradora a rodillos y controlador de diámetro, para la obtención de áridos de tamaño máximo 8mm; aportando con ello en una solución óptima para la empresa HORMYPOL.

La trituradora constara como pieza fundamental de dos rodillos de 120mm de diámetro por 600mm de largo, con una distancia entre ejes de 128mm, en los que estarán dispuestos cuatro filas de diez muelas en cada rodillo con separación de 90° entre filas, la transmisión del movimiento se hará mediante engranajes, las revoluciones de funcionamiento de los rodillos es de 30rpm, con un motor de 15HP.

La trituradora de áridos con rodillos está diseñada para una capacidad de trituración de 874.8 metros cúbicos por hora.

ABSTRACT

In summary, within the investigative process of this project, carried out the design of a shredding machine and driver roller diameter, to obtain 8 mm maximum size aggregates, thus providing an optimal solution for the company Hormypol.

The crusher consist as a cornerstone of two rolls of 120mm diameter by 600mm long with a wheelbase of 128mm, which will be ready four rows of ten teeth on each roll with a separation of 90 ° between rows, the motion transmission be done through gears, the operating speed of the rollers is 30rpm, with a 15HP engine.

The aggregate crushing roller is designed for crushing capacity of 874.8 cubic meters per hour.

2. INTRODUCCIÓN

Al ser el material pétreo el elemento esencial en la confección de todos los productos de la marca HORMYPOL, siendo fundamentalmente los triturados el elemento base, y conociendo que la obtención en el mercado representa costos elevados, es indispensable crear los medios mecánicos, específicamente una máquina trituradora de áridos, ya que se tiene como requisito básico del micro hormigón, que el máximo diámetro de las partículas a incorporarse en esta mezcla sea de 8mm.

Se pretende diseñar una trituradora de calidad que a más de proporcionar las cualidades y características del material pétreo requeridas para la fabricación de los productos, brinde eficiencia, rentabilidad, agilidad y que además sea fácilmente automatizable tratando de evitar el uso excesivo de mano de obra en el proceso; una máquina compacta que permita también darle mantenimiento.

Esta necesidad genera el desarrollo del presente trabajo, pues debido a la importancia de aportar a la empresa lojana con tecnología propia y de calidad, se dotará a la empresa HORMYPOL de la máquina que requiere para la obtención del material pétreo con las condiciones necesarias para la fabricación de sus productos pero con la ventaja de abaratar costos de producción sin sacrificar calidad ni eficacia.

Esta investigación permite buscar alternativas tecnológicas que, en su aplicación resuelven los problemas técnicos más inmediatos del sector industrial de la región, contribuyendo con ello de manera significativa a su expansión y desarrollo, y el incremento de su nivel competitivo con otros sectores.

3. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

3.1. AGREGADOS PETREOS

3.1.1. HORMIGON

Uno de los elementos más utilizados en las obras civiles, es el hormigón. Este se presenta en una gran variedad, dependiendo de los requerimientos de la estructura en proyección.

El **hormigón**, es el material resultante de la mezcla de cemento (u otro conglomerante) con áridos (grava, gravilla y arena) y agua. La mezcla de cemento con arena y agua se denomina mortero.

El cemento, mezclado con agua, se convierte en una pasta moldeable con propiedades adherentes, que en pocas horas fragua y se endurece tornándose en un material de consistencia pétreo.

La principal característica estructural del hormigón es que resiste muy bien los esfuerzos de compresión, pero no tiene buen comportamiento frente a otros tipos de esfuerzos (tracción, flexión, cortante, etc.), por este motivo es habitual usarlo asociado al acero, recibiendo el nombre de hormigón armado, comportándose el conjunto muy favorablemente ante las diversas sollicitaciones.

Además, para poder modificar algunas de sus características o comportamiento, se pueden añadir aditivos y adiciones, existiendo una gran variedad de ellos: colorantes, aceleradores, retardadores de fraguado, fluidificantes, impermeabilizantes, fibras, etc.

Cuando se proyecta una estructura de hormigón armado se establecen las dimensiones de los elementos, el tipo de hormigón, los aditivos, y el acero que hay que colocar en función de los esfuerzos que deberá soportar y de las condiciones ambientales a que estará expuesto.

3.1.2. AGREGADOS

Los agregados finos y gruesos ocupan comúnmente de 60% a 75% del volumen del concreto (70% a 85% en peso), e influyen notablemente en las propiedades del concreto recién mezclados y endurecidos, en las proporciones de la mezcla, y en la economía.

Un material es una sustancia sólida natural que tiene estructura interna ordenada y una composición química que varía dentro de los límites muy estrechos. Las rocas (que dependiendo de su origen se pueden clasificar como ígneas, sedimentarias o metamórficas), se componen generalmente de varios materiales. Por ejemplo, el granito contiene cuarzo, feldespato, mica y otros cuantos minerales; la mayor parte de las calizas consisten en calcita, dolomita y pequeñas cantidades de cuarzo, feldespato y arcilla. El intemperismo y la erosión de las rocas producen partículas de piedra, grava, arena, limo, y arcilla. El concreto reciclado, o concreto de desperdicio triturado, es una fuente factible de agregados y una realidad económica donde escaseen agregados de calidad. Los agregados de calidad deben cumplir ciertas reglas para darles un uso ingenieril óptimo: deben consistir en partículas durables, limpias, duras, resistentes y libres de productos químicos absorbidos, recubrimientos de arcilla y otros materiales finos que pudieran afectar la hidratación y la adherencia la pasta del cemento. Las partículas de agregado que sean desmenuzables o susceptibles de resquebrajarse son indeseables. Los agregados que contengan cantidades apreciables de esquistos o de otras rocas esquistas, de materiales suaves y porosos, y ciertos tipos de horsteno deberán evitarse en especial, puesto que tiene baja resistencia al intemperismo y pueden ser causa de defectos en la superficie tales como erupciones.

Los agregados finos comúnmente consisten en arena natural o piedra triturada siendo la mayoría de sus partículas menores que 5mm. Los agregados gruesos consisten en una grava o una combinación de grava o agregado triturado cuyas partículas sean predominantemente mayores que 5mm y generalmente entre 9.5 mm y 38mm. Algunos depósitos naturales de agregado, a veces llamados gravas de mina, río, lago o lecho marino. El agregado triturado se produce triturando roca de cantera, piedra bola, guijarros, o grava de gran tamaño. La escoria de alto horno enfriada al aire y triturada también se utiliza como agregado grueso o fino.

3.1.2.1. GRAVA

La grava es un material de alta resistencia mecánica, estructura geológica sana, bajo nivel de absorción, buena adherencia, de tamaño pequeño y densidad elevada. Se denomina **grava** (figura N°1) a las partículas rocosas de tamaño comprendido entre 2 y 64 mm, aunque no existe homogeneidad de criterio para el límite superior. Pueden ser producidas por el hombre, en cuyo caso suelen denominarse «piedra partida» o «chancada», y naturales. En este caso, además, suele suceder que el desgaste natural producido por el movimiento en los lechos de ríos haya generado formas redondeadas y se denominan canto rodado.

Estos áridos son partículas granulares de material pétreo de tamaño variable. Este material se origina por fragmentación de las distintas rocas de la corteza terrestre, ya sea en forma natural o artificial. En este último caso actúan los procesos de chancado o triturado utilizados en las respectivas plantas de áridos. El material que es procesado, corresponde principalmente a minerales de caliza, granito, dolomita, basalto, arenisca, cuarzo y cuarcita.

Características de la grava:

Forma: subangular, fracturado

Dureza: 7 a 8 en la escala MOH

Densidad aparente: 100 libras por pie cúbico

Resistencia a la compresión: 400kg/cm²



FIGURA N°1.1: Grava.

Como fuente de abastecimiento se pueden distinguir las siguientes situaciones:

- **Bancos de sedimentación:** son los bancos construidos artificialmente para embancar el material fino-grueso que arrastran los ríos.
- **Cauce de río:** corresponde a la extracción desde el lecho del río, en los cuales se encuentra material arrastrado por el escurrimiento de las aguas.
- **Pozos secos:** zonas de antiguos rellenos aluviales en valles cercanos a ríos.
- **Canteras:** es la explotación de los mantos rocosos o formaciones geológicas, donde los materiales se extraen usualmente desde cerros mediante lo que se denomina tronadura o voladura (rotura mediante explosivos).

3.1.3. PROPIEDADES MECÁNICAS Y FÍSICAS-QUÍMICAS DE LOS MATERIALES PETREOS.

Solubilidad en el agua._ La mayoría de las rocas son insolubles en el agua, las únicas solubles son las salinas y las carbonáticas.

Masa específica, densidad aparente, porosidad._ En las rocas comunes la densidad específica D , los valores con mayor frecuencia son 2,6 y 2,7, siendo los valores extremos 1,2 (lignito) y 4,3 (granita) o, aun 5 (algunos minerales de hierro).

La densidad aparente d , tiene mayor importancia en la práctica, esta incluye los poros y vacíos, es decir, la masa de 1dm^3 cortado en la roca *in situ*; el valor 2,6 a 2,7 es también el más frecuente en las rocas consolidadas.

La porosidad o volumen de los vacíos contenidos en la unidad de volumen se calcula:

Si D g corresponde a un volumen 1 (sin vacíos), por definición, a 1 g le corresponderá

$\frac{1}{D}$ y d g, $\frac{d}{D}$ El volumen 1 que contenga d g tiene, pues, la fracción $\frac{d}{D}$ totalmente

colmada. Si antes de la medición de d , se tomó la precaución de secar la roca en la estufa, el resto $1 - \frac{d}{D}$ es el volumen de los vacíos. Se le expresa en porcentajes. Igual

a 0 y en cualquier caso inferior a 1 en las rocas consolidadas sin vacíos, alcanza de 30 a 40% en las arenas y gravas y hasta 60% tierra liviana, 70% piedra molar y 80% piedra pómez.

Granulometría Dentro de la clasificación granulométrica de las partículas del suelo, las gravas ocupan el siguiente lugar en el escalafón:

| Granulometría | |
|----------------|--------------|
| Partícula | Tamaño |
| Arcillas | < 0.002mm |
| Limos | 0.002-0.06mm |
| Arenas | 0.06-2mm |
| Gravas | 2mm-6cm |
| Cantos Rodados | 6-25cm |
| Bloques | >25cm |

TABLA N°1.1

La circulación del agua por los poros de los suelos y de las rocas está regida por la misma ley que se aplica a los filtros: el caudal q a través de las unidades de superficie es directamente proporcional a la altura h de la columna de agua e inversamente proporcional al espesor e de la capa filtrante (ley de Darcy):

$$q = K \frac{h}{e}$$

El coeficiente de permeabilidad K es tanto mayor cuanto mas permeable sea la roca. En $\frac{cm}{s}$, es mayor que 1 para las gravas y disminuye a un milésimo para las arenas limosas, y a un diezmillonésimo, para arcillas es decir que estas son impermeables.

Resistencia a la compresión._ Los resultados dependen casi completamente de las condiciones en las que se efectúe la medición. Las rocas consolidadas tienen en las condiciones corrientes, a la presión atmosférica, una resistencia muy apreciable, que va de 60 a 5000, con un promedio de 400 a 1500, muy superior a la del ladrillo o el yeso (100) y a la del hormigón (360) y no muy desproporcionada con la del hierro y la fundición (3600 a 9000). Para una oca de densidad usual (2.7), la presión de 400Kg/cm² se realizaría al pie de una columna de 1280m de altura.

Resistencia a la tracción._ En promedio esta en el orden de 30 veces menor a la resistencia a la compresión. La muy poca resistencia a la tracción de las rocas, si se la compara con otros materiales, se debe principalmente a las diaclasas, planos de estratificación, planos de esquistosidad, fisuras originadas por los esfuerzos tectónicos; en definitiva esta poca resistencia a la tracción explica, por una parte, la gran vulnerabilidad de las rocas a las causas de fragmentación: el acto inicial de cualquier erosión.

Resistencia a la flexión._ Es mucho menor que la resistencia a la compresión, pero únicamente de dos a doce veces, con un promedio de 7 veces.

Resistencia al cizallamiento y a la cohesión._ El valor s que corresponde a la resistencia al cizallamiento, se relaciona con la presión normal n por la expresión:

$$S = C + n \tan \varphi$$

3.2. MAQUINAS TRITURADORAS

Existen variedad de maquinas trituradoras dentro de las cuales tenemos por ejemplo, trituradora de mandíbulas, trituradora de cono, trituradora de quijada, trituradora de impacto de eje vertical, trituradora de impacto y las trituradora de rodillos; donde cada una presenta sus propias características.

La trituradora de mandíbulas por ejemplo, posee un bastidor de acero soldado con tratamiento de distensionado que elimina toda posibilidad de fatiga prematura del material. El eje está completamente montado sobre rodamientos oscilantes a rodillos y protegidos por cierres laberínticos, haciéndolos a prueba de polvo.

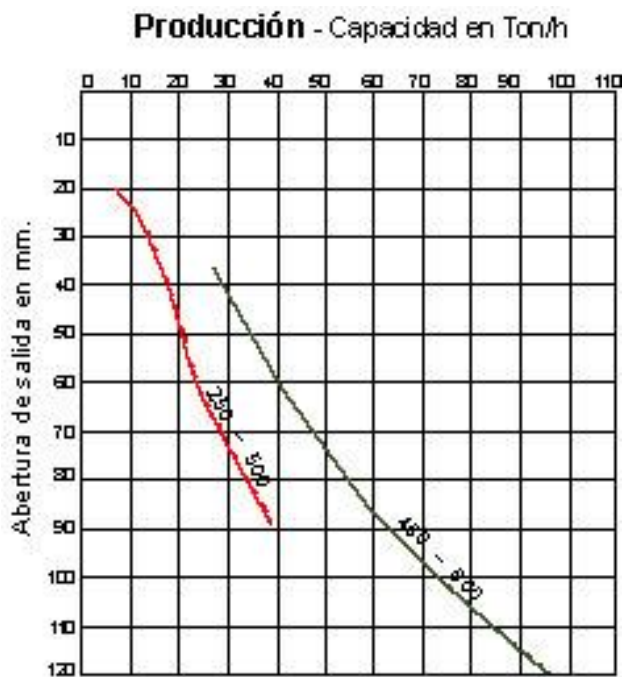


FIGURA N.1.2

La trituradora de cono por su parte, conveniente para rocas duras y semi duras y minerales, tales como minerales de hierro, minerales de carbón, piedra caliza, cuarzo, granito, piedra arenisca, etc. El tipo de cavidad de trituración es decidido por medio de la aplicación de minerales. Presenta características como: altas productividad y calidad, menor tiempo de detención de la máquina, fácil mantenimiento y bajo costo, habilidad única de trituración primaria, secundaria y terciaria con un diámetro de salida mínimo de 10 mm.

La trituradora de quijada puede alcanzar una proporción de 4-6 y la forma del producto final es uniforme. Son ampliamente aplicados para trituración de alta dureza, dureza media y piedras suaves y minerales tales como escoria, materiales de construcción, mármol, etc., cuya fuerza de resistencia a la presión es menor a 200Mpa. Es conveniente para trituración primaria. Pueden ser usados en minería, industria metalúrgica, construcción, construcción de calles y ferrocarriles, obras hidráulicas química, etc. Sus características son: estructura simple, fácil mantenimiento, performance estable, partículas finales uniformes y alta proporción de trituración.

Los trituradores de rodillo, son máquinas de extraordinaria robustez y simplicidad; se utilizan como trituradores primarios en minas y canteras, con la ventaja de admitir grandes bloques, ejercer un precibado dentro de la máquina evitando la mayor parte de las veces un precibador y un comportamiento excelente frente a materiales de difícil manejo (calizas con arcillas, margas, yesos, carbón, fosfatos, sales minerales, etc.). El triturador de rodillo combina las fuerzas de compresión con las de la cizalladura, trabajando a muy pocas revoluciones (35/50 rpm, según aplicación) con lo que se obtiene un alto par de trabajo; por la configuración geométrica de su cámara permite la alimentación de materiales procedentes de voladura, sin necesidad de precibado, puesto que la propia máquina ejerce esta función y los finos generados por la misma son mínimos. Admite tener el conducto de alimentación lleno y arrancar en carga. Según la disposición de los rodillos se puede obtener el diámetro deseado.

3.2.1. TRITURADORA DE CONO

Esta serie de trituradora (grafico N.1.3), es ampliamente aplicada en metalúrgica, construcción, construcción de caminos, química e industria del fósforo. Es conveniente para rocas duras y semiduras y minerales, tales como minerales de hierro, minerales de carbón, piedra caliza, cuarzo, granito, piedra arenisca, etc. El tipo de cavidad de trituración es



FIGURA N.1.3

decidido por medio de la aplicación de minerales. El tipo estándar es para PYZ (trituración secundaria), el tipo medio es para PYD (trituración terciaria), el tipo de cabeza corta es para trituración primaria y secundaria.

Características:

Alta productividad, alta calidad

Menor tiempo de detención de la máquina

Fácil mantenimiento y bajo costo

Habilidad única de trituración primaria, secundaria y terciaria

Estructura y principio de operación

La trituradora consiste en una estructura, dispositivo de transmisión, eje excéntrico hueco, engranaje fundido, cono de trituración, resortes y estación de presión hidráulica para el ajuste de la abertura de descarga.

Durante la operación, el motor impulsa al eje para girar a través de un eje horizontal y un par de engranajes bisel. El eje de trituración con la fuerza del eje excéntrico permite que la superficie de la pared de trituración esté cerca de la pared del mortero de rodillo de vez en cuando. De esta forma, los minerales y las rocas serán presionados, torcidos y triturados

TABLA N.1.2 Datos técnicos

| Modelo | Peso (T) | Potencia | Diámetro de aspectos principales de cono(mm) | Anchura de abertura de alimentador (mm) | Tamaño de Alimentador | Rango ajustable de abertura de purga | Capacidad (t/h) | |
|--------|----------|----------|--|---|-----------------------|--------------------------------------|-----------------|---------|
| PYB | 600 | 5 | 30 | Φ600 | 75 | 65 | 12-25 | 20-40 |
| PYD | | | | Φ600 | 40 | 35 | 2-13 | 12-23 |
| PYB | 900 | 11.2 | 55 | Φ900 | 135 | 115 | 15-50 | 60-105 |
| PYZ | | | | Φ900 | 70 | 60 | 5-20 | 50-90 |
| PYD | | | | Φ900 | 50 | 50 | 3-13 | 20-65 |
| PYB | 1200 | 35 | 130 | Φ1200 | 170 | 145 | 20-50 | 110-168 |
| PYZ | | | | Φ1200 | 115 | 100 | 8-25 | 42-135 |
| PYD | | | | Φ1200 | 60 | 50 | 3-15 | 18-105 |
| PYB | 1750 | 50.2 | 160 | Φ1700 | 250 | 215 | 10-30 | 280-480 |

3.2.2. TRITURADORA DE IMPACTO



FIGURA N°1.4

La serie de trituradoras de impacto (gráfico N.1.4) de Shibang-Shanghai es ampliamente aplicada en minería, transportación, energía, construcción e industria química. Son la elección ideal para trituración y cibrado. Esta máquina presenta una estructura razonable, alta productividad, fácil operación y mantenimiento y performance segura. Las ventajas más avanzadas de esta máquina son que el polvo final es bueno, forma cúbica y sin tensión y sin grietas.

Características y beneficios

1. Alta proporción de reducción y eficiencia de trituración
2. Sin conexión a tableros
3. Placa de impacto con una forma especial
4. Producto triturado con forma cúbica
5. Fácil mantenimiento y operación confiable
6. Principios de trabajo

Esta máquina tritura materiales por medio de fuerza de impacto. Cuando los materiales entran en el área de la barra del calefactor (gráfico N.1.5), son triturados debido al impacto de alta velocidad de la barra del calefactor y son lanzados hacia la placa de impacto en el rotor para una trituración secundaria. Luego los materiales serán devueltos nuevamente a la barra del calefactor para una tercera trituración. Este proceso se repite hasta que los materiales son triturados en el tamaño requerido y descargados desde la parte más baja de la máquina. El tamaño y la forma del polvo final puede ser cambiada ajustando el espacio entre el estante de impacto y el soporte del rotor (véase

tabla N.1.3). La máquina emplea un dispositivo de seguridad de auto-peso en la parte trasera de la estructura. Cuando otros objetos entran en la cavidad de impacto, estos van a ser forzados a salir de la máquina por medio del estante de impacto en la parte frontal y trasera de la máquina.

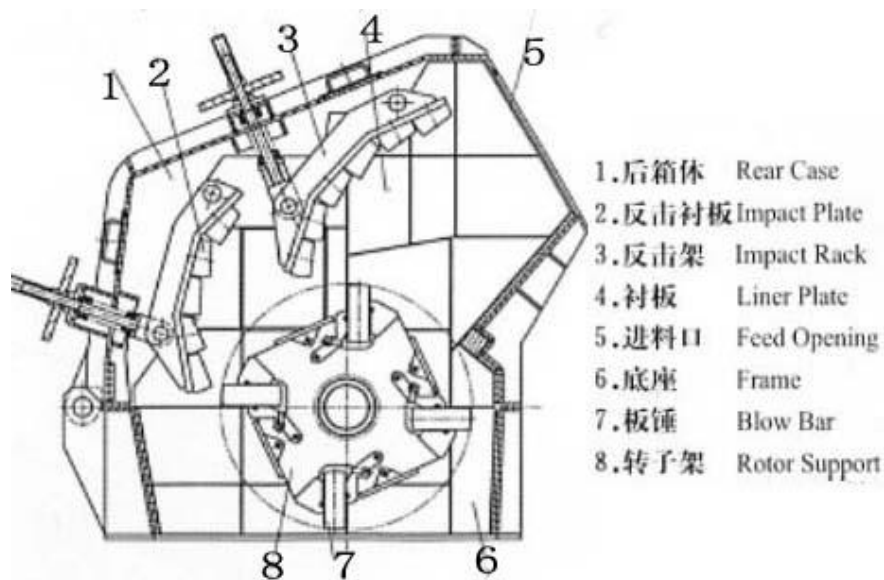


FIGURA N.1.5

Componentes

TABLA N.1.3 Especificaciones:

| Modelo | Especificación Diámetro× Longitud | Tamaño de la abertura del alimentador(mm) | Tamaño de Alimentador Máximo(mm) | Capacidad (t/h) | Potencia(KW) | Peso (T) |
|---------|---|---|--|--------------------|--------------|-------------|
| PF-1007 | Φ1000×700 | 400×730 | 300 | 15-30 | 30-45 | 9.45 |
| PF-1010 | Φ1000×1050 | 400×1080 | 350 | 50-80 | 55-75 | 12 |
| PF-1210 | Φ1250×1050 | 400×1080 | 350 | 70-120 | 110-132 | 14 |
| PF-1214 | Φ1250×1400 | 400×1430 | 350 | 130-180 | 132-160 | 18.6 |
| PF-1315 | Φ1320×1500 | 860×1520 | 500 | 160-250 | 180-260 | 19 |

3.2.3. TRITURADORA DE MANDÍBULAS



FIGURA N.1.6
Trituradora de Mandíbulas

Bastidor de acero soldado (gráfico N.1.6) con tratamiento de distensionado que elimina toda posibilidad de fatiga prematura del material, el eje está completamente montado sobre rodamientos oscilantes a rodillos y protegidos por cierres laberínticos, haciéndolos a prueba de polvo (Véase tabla N.1.4)

Lubricación

Engrasado a través de alemites con grasa extrema presión para una máxima resistencia al desgaste. Los cierres laberínticos mantienen y aseguran la lubricación, dando como resultado, una larga vida de los rodamientos.

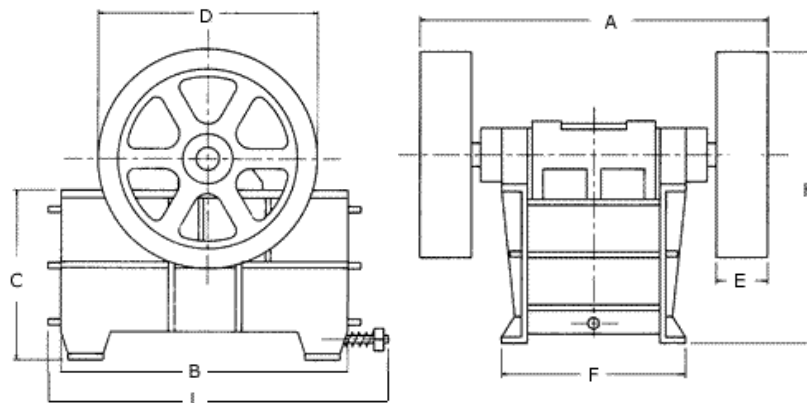


FIGURA N.1.7 Dimensiones Generales

TABLA N.1.4

| Dimensiones Generales (en milímetros) | | | |
|--|-------------------------|----------------------|----------------|
| | Trituradora Tipo | 250x500 | 450x800 |
| A | Ancho total | 1490 (a) 1300 (b) | 1940 |
| B | Longitud del bastidor | 1150 | 1380 |
| C | Altura centro de eje | 835 | 1030 |
| D | Diámetro de volantes | 880 | 1010 |
| E | Ancho de volantes | 218 | 280 |
| F | Ancho de la base | 790 | 1120 |
| H | Altura total | 1275 | 1535 |
| L | Longitud total | 1620 | 1390 |

3.2.4. TRITURADORA A RODILLOS

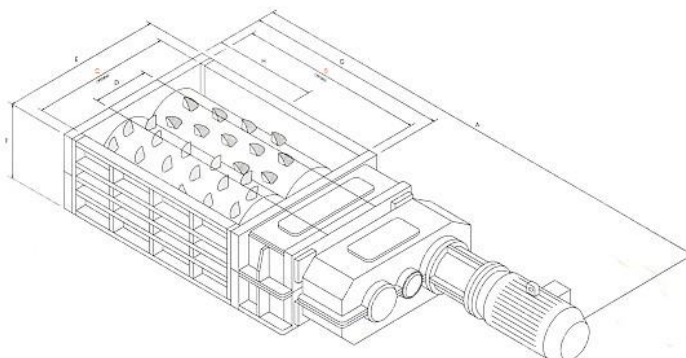


FIGURA N.1.8 Trituradora de rodillos

3.2.4.1. Especificaciones técnicas

Los trituradores de doble rodillo (gráfico N.1.8), son máquinas de extraordinaria robustez y simplicidad; se utilizan como trituradores primarios en minas y canteras, con la ventaja de admitir grandes bloques, ejercer un precibado dentro de la máquina evitando la mayor parte de las veces un precibador y un comportamiento excelente frente a materiales de difícil manejo (calizas con arcillas, margas, yesos, carbón, fosfatos, sales minerales, etc.) Tanto los primarios como los secundarios son máquinas que trabajan con un alto par (muy bajas revoluciones) y su estructura absorbe los esfuerzos de trituración, por lo que los elementos de soporte son muy reducidos; si unimos a esto su baja altura, supone un ahorro importante en infraestructuras. Tiene un amplio rango de producciones, desde 200 a 10.000 t/h.

3.2.4.2. Dientes

Primarios: Sistema Startrack 4 fácilmente reemplazables de forma individual; fabricados en aleación especial anti-desgaste. Secundarios: Construidos en sectores desmontables e intercambiables, altura y número adaptados especialmente para cada trabajo.

3.2.4.3. Cuerpo

De la máquina extra-fuerte de construcción modular, fabricado en chapa de acero EN43A fácilmente soldable, con diseño Heavy-Duty, soldada y mecanizada con chapa de diferentes secciones. Consiste en una caja con dos engranajes sincronizadas (link box) y paredes atornilladas para conformar un cuerpo rígido. Revestimientos anti-desgaste recambiables. Paredes laterales con peines para evitar atascos en laterales.

3.2.4.4. Barra inferior de choque

Para controlar el tamaño de salida. Garantiza un tamaño uniforme y cúbico. Elementos de desgaste intercambiables de forma individual. Este dispositivo se monta solo en los trituradores primarios

3.2.4.5. Engranajes Sincronizadores

De acero al cromo níquel, con dientes templados por inducción para sincronismo de ambos ejes; alojados en caja de acero estanca y lubricados por baño de aceite. Sincronizador de dos engranajes con igual paso, fabricados en acero al Ni, Cr, Mo endurecidos superficialmente hasta obtener una dureza de 58-60 Rc, lubricación por inmersión en aceite.

3.2.4.6. Ejes

Soportados sobre rodamientos de rodillos, con caja estanca y doble sello de laberinto. Fabricados en acero al cromo níquel, calculados para transmitir la potencia requerida.

3.2.4.7. Reductor planetario

Heavy-Duty de ratios 35/1, 40/1; aproximadamente. Engrase por baño de aceite (algunos modelos pueden llevar circuito de refrigeración del aceite del reductor por radiador de aire). Acoplamiento hidráulico entre motor y reductor. Bancada soporte del accionamiento.

3.2.4.8. Funcionamiento El triturador de doble rodillo de nueva generación combina las fuerzas de compresión con las de la cizalladura, trabajando a muy pocas revoluciones (35/50 rpm, según aplicación) con lo que se obtiene un alto par de trabajo (Véase tabla N.1.4); por la configuración geométrica de su cámara permite la alimentación de materiales procedentes de voladura, sin necesidad de precibado, puesto que la propia máquina ejerce esta función y los finos generados por la misma son mínimos. La máquina puede alimentarse directamente con pala cargadora o retro; o mediante un alimentador (esto último es recomendable con objeto de regular la producción). Admite tener el conducto de alimentación lleno y arrancar en carga. En el cuadro de control se coloca un limitador de par que detiene el funcionamiento del

triturador para evitar daños con elementos intriturables; un inversor de marcha manual deshace el atranque y permite limpiar la cámara de elementos extraños.

Trituradoras Primarias de doble rodillo

TABLA N1.5

| TRITURADOR | CHASIS | A | B | C | D | E | F | G | H | K | T |
|------------|--------|-------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| 505 CRS | Corto | 3960 | 850 | | | | | 1355 | 570 | | |
| | Normal | 4820 | 1700 | 1350 | 495 | 1530 | 600 | 2185 | 995 | - | 590 |
| | Lrgoa | 5680 | 2550 | | | | | 3035 | 1420 | | |
| 600 CRS | Corto | 5705 | 1380 | | | | | 2310 | 945 | | |
| | Normal | 6295 | 1970 | 1540 | 600 | 1940 | 900 | 2900 | 1240 | - | 720 |
| | Lrgoa | 7355 | 3000 | | | | | 3960 | 1755 | | |
| 660 CRS | Corto | 5705 | 1380 | | | | | 2310 | 945 | | |
| | Normal | 6295 | 1970 | 1730 | 660 | 2110 | 900 | 2900 | 1240 | 3010 | 780 |
| | Lrgoa | 7355 | 3000 | | | | | 3960 | 1755 | | |
| 800 CRS | Corto | 4975 | 1600 | | | | | 2685 | 1075 | | |
| | Normal | 5345 | 1970 | 2170 | 800 | 2650 | 1100 | 3055 | 1260 | 3350 | 960 |
| | Lrgoa | 6405 | 3000 | | | | | 4115 | 1775 | | |
| 1000 CRS | Normal | 6730 | 3000 | 2390 | 1000 | 2850 | 1300 | 4110 | 1800 | - | 1200 |
| 1275 CRS | Normal | 9719 | 4000 | 3130 | 1275 | 3800 | 1600 | 5605 | 2500 | 4285 | 1550 |
| 1660 CRS | Normal | 10360 | 4000 | 3885 | 1660 | 4660 | 2000 | 5860 | 2500 | 5240 | 2000 |

CARACTERÍSTICAS

Grandes Bocas de Alimentación

Adecuadas para materiales de dureza media

Elevadas fuerzas de trituración

Mínima altura para reducción de coste de implantación

Mínima generación de finos

Accionamiento Integral

Alta capacidad de producción

Facilidad de instalación sobre grupos móviles

Sistema de Lubricación automática

Rodillos con elementos de trituración

TABLA N1.6

| TRITURADOR | Tamaño máximo de alimentación (mm) | Capacidad máxima (t/h) | Máxima potencia instalada (KW) | Peso del triturador (t) |
|-------------------|---|-----------------------------------|---|------------------------------------|
| 505 CRS | | 250 | 2 x 187 | 6 |
| | 6 Dientes-505 | 450 | | 10 |
| | 3 Dientes-650 | 700 | | 15 |
| 600 CRS | | 300 | 1 x 160 | 14 |
| | 6 Dientes-600 | 500 | 1 x 160 | 18 |
| | 3 Dientes-750 | 800 | 1 x 200 | 27 |
| 660 CRS | | 1000 | 2 x 160 | 25 |
| | 6 Dientes-660 | 1800 | 2 x 200 | 32 |
| | 3 Dientes-850 | 2500 | 2 x 225 | 41 |
| 800 CRS | | 1200 | 2 x 225 | 32 |
| | 6 Dientes-800 | 2000 | | 42 |
| | 3 Dientes-1150 | 2800 | | 49 |
| 1000 CRS | | 2000 | 2 x 225 | 78 |
| | 6 Dientes-1000 | | | |
| | 3 Dientes-1300 | | | |
| 1275 CRS | | 3000 | - | 120 |
| | 6 Dientes-1275 | | 2 x 315 | |
| | 3 Dientes-1600 | | 1 x 630 | |
| 1660 CRS | | 8000 | 2 x 630 | 165 |
| | 6 Dientes-1660 | | | |
| | 3 Dientes-2150 | | | |
| 1750 CRS | | 10000 | 2 x 100 | 230 |
| | 6 Dientes-1750 | | | |
| | 3 Dientes-2400 | | | |

3.3. RESISTENCIA DE MATERIALES

3.3.1. TENSIONES Y DEFORMACIONES

Para un cuerpo sometido a un sistema general de fuerzas externas, si aplicamos una sección al cuerpo y separamos estas porciones, permanecerán en equilibrio debido al surgimiento de las fuerzas internas (iguales y opuestas).

Refiriéndonos a un sistema de coordenadas (X, Y, Z) con ejes centroidales tenemos entonces las componentes de tales fuerzas:

$$\left. \begin{array}{l} V_x \text{ y } V_y - \text{Fuerzas cortantes} \\ N - \text{Fuerza axial} \\ M_x \text{ y } M_y - \text{Momentos flectores} \\ M_T - \text{Momento torsor} \end{array} \right\} \text{Componentes de las fuerzas internas}$$

Estas fuerzas internas serán la resultante de esfuerzos distribuidos en la sección transversal (tensiones), las cuales se representan a continuación (graf.2.1) y se introducen para caracterizar la ley de distribución de las fuerzas internas en la sección transversal, como una medida de la intensidad de las fueras internas.

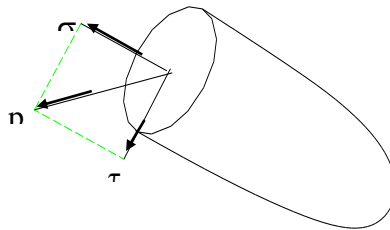


FIGURA N.19

3.3.1.1. TENSIONES SIMPLES

Los cuerpos reales pueden deformarse, es decir, cambiar su forma y dimensiones. Las deformaciones de los cuerpos suceden a causa de su carga con fuerzas exteriores o cambio de temperatura. Durante la misma los puntos, líneas o secciones trazadas mentalmente en los cuerpos, se desplazan en el plano o en el espacio respecto a su posición inicial.

Al cargar un cuerpo sólido, dentro de él surgen fuerzas interiores de interacción entre las partículas que se oponen a las fuerzas exteriores y tienden a volver las partículas del cuerpo a la posición que han ocupado antes de la deformación.

Las deformaciones pueden ser **elásticas**, que desaparecen después de haberse anulado la acción de las fuerzas, y deformaciones **plásticas** o **permanentes** que no desaparecen al quitar las cargas. Según la disposición de las fuerzas exteriores actuando sobre un cuerpo este puede estar sometido a esfuerzos de tracción, compresión, flexión, cortadura y torsión.

- **tracción – compresión axial:** surge, por ejemplo, en el caso que a una barra, a lo largo de su eje, se aplican fuerzas dirigidas en el sentido contrario, ocasionando un desplazamiento de avance de las secciones a lo largo del eje de la barra que durante la tracción se alarga, y durante la compresión se acorta. El cambio de la longitud inicial l , designado Δl , se llama alargamiento absoluto (durante la tracción) o reducción absoluta (durante la compresión).

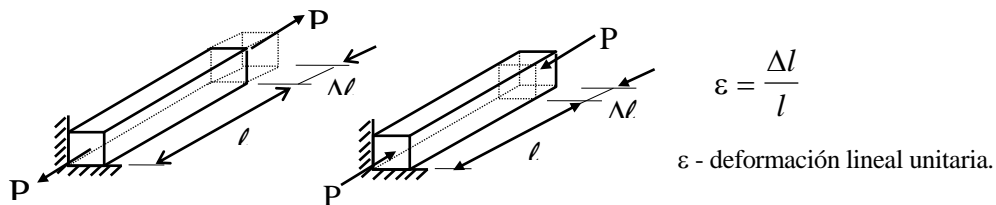


FIGURA N.1.10

Muchos elementos de estructuras trabajan a tracción o compresión por ejemplo: barras de las armaduras, columnas, vástagos de las maquinas de pistón, pernos de apriete, etc.

- La **torsión** surge cuando sobre una barra actúan fuerzas exteriores que forman un momento con respecto a su eje (ver figura). La deformación de torsión va acompañada por el giro de las secciones transversales de la barra unas respecto a otras alrededor de su eje. El ángulo de giro de una sección de la barra con respecto a otra situada a una distancia l se llama ángulo de distorsión en la longitud l . la razón entre el ángulo de

distorsión φ y la longitud l se denomina ángulo relativo de distorsión: $\theta = \frac{\varphi}{l}$

Los árboles, los husillos de tornos y taladradoras y otras piezas trabajan a torsión.

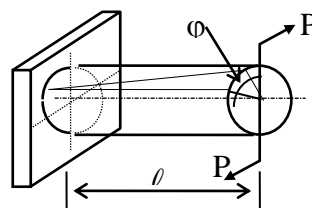


FIGURA N.1.11 Torsión

- La **flexión** (ver figura) consiste en la desviación del eje de una barra recta o el cambio de la curvatura de una barra curva. Durante esta deformación surge el desplazamiento lineal (flecha f desplazamiento de un punto dirigido en dirección perpendicular a la posición inicial del eje) y la deformación angular (ángulo de giro θ el giro de las secciones respecto a sus posiciones iniciales).

A flexión trabajan vigas de pisos intermedios, de puentes, ejes de los vagones de ferrocarril, ballestas, árboles, dientes de engranajes, rayos de ruedas, palancas y muchas otras piezas.

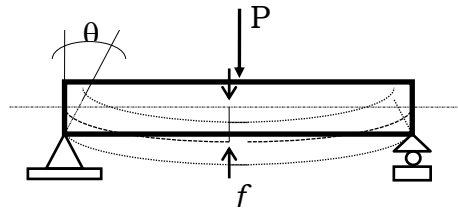


FIGURA N.1.12 Flexión

3.3.1.2. TENSIONES COMPUESTAS O ESFUERZOS COMBINADOS

Si un cuerpo o barra esta solicitado por la acción de fuerzas exteriores que producen tensiones normales σ y transversales τ , estas tensiones¹ pueden ser situadas por otra σ_r , que no debe ser superior a la tensión admisible σ_{ad} .

Para determinar la tensión reducida σ_r , se han establecido diversas hipótesis, especificando las siguientes:

1. Tensión reducida, según la hipótesis del alargamiento o de Bach.

$$\sigma_r = 0,35 \pm 0,65 \sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha \cdot \tau)^2} \leq \sigma_{ad}; \alpha = \frac{\sigma_{ad}}{1,3 \cdot \tau_{ad}}$$

2. Tensión reducida, según la hipótesis de la tensión transversal de Mohr.

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma^2 + 4(\alpha \cdot \tau)^2} \leq \sigma_{ad}; \alpha = \frac{\sigma_{ad}}{2 \cdot \tau_{ad}}$$

3. Tensión reducida, según la hipótesis de la invariabilidad de trabajo de cambio de forma.

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma^2 + 3(\alpha \cdot \tau)^2} \leq \sigma_{ad}; \alpha = \frac{\sigma_{ad}}{1,73 \cdot \tau_{ad}}$$

¹ Para tensiones normales, se considera que las tensiones de tracción son positivas y las de compresión negativa. RESISTENCIA DE MATERIALES; NASH, William A. Pag. 240.

Tracción y flexión

La tensión normal suficiente por tracción, $\sigma = F/A$ debida a las fuerzas de tracción F , se sumará con la tensión normal por flexión $\sigma_f = M/W$ (máxima en la sección del mayor momento flector producida por la fuerza F_f , para obtener la tensión máxima:

$$\sigma_{\max} = \sigma + \sigma_f$$

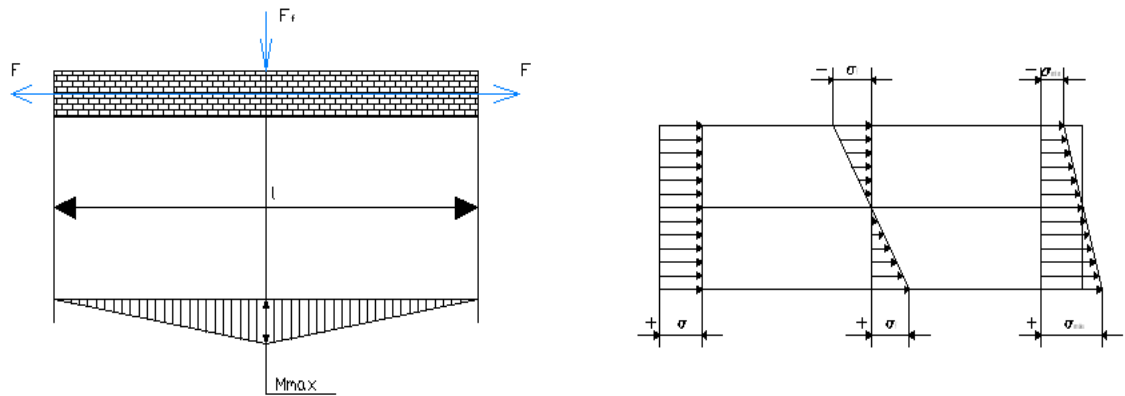


FIGURA N.1.13 Tracción y flexión

Compresión y Flexión

Como en la tracción y flexión, la tensión uniforme por compresión $\sigma = F/A$ debida a las fuerzas de compresión F , se sumará a la tensión normal por flexión $\sigma_f = M/W$ (máxima en la sección correspondiente al mayor momento flector) producida por la fuerza F_f , para obtener la tensión máxima:

$$\sigma_{\max} = \sigma + \sigma_f$$

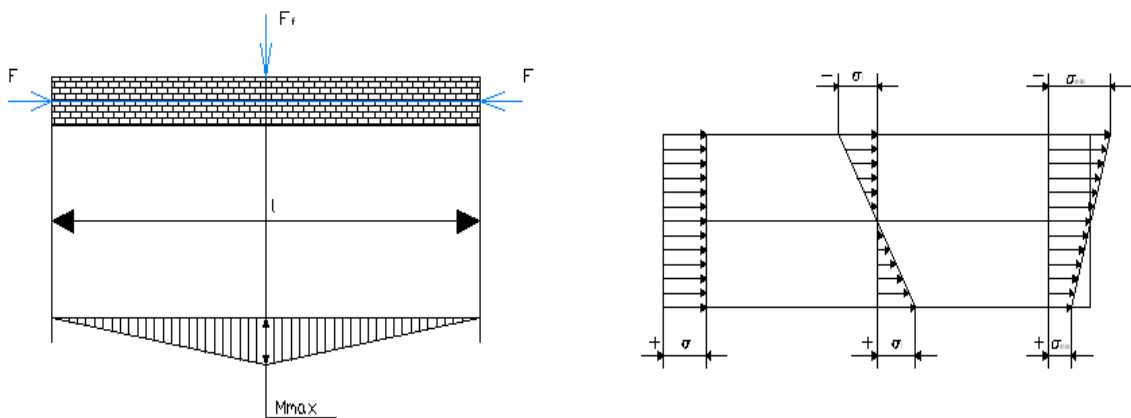


FIGURA N.1.14 Compresión y flexión

Tracción o compresión y cortadura

La tensión normal uniforme por tracción o compresión $\sigma = \pm F/A$ debido a las fuerzas F de tracción o compresión, se compondrá con la tensión transversal de cortadura, $\tau_c = F_c/A$, localizado en el plano de las fuerzas F_c , para obtener la tensión reducida G_r , según hipótesis conocidas.

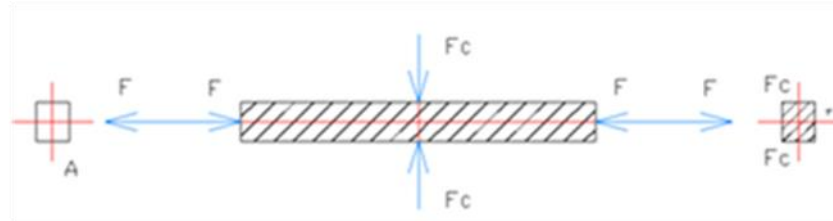


FIGURA N.1.15

Tracción o compresión y torsión

Como en el caso de la tracción o compresión y cortadura, la tensión normal uniforme por tracción o compresión, $\sigma = \pm F/A$ debida a las fuerzas F , se compondrá con la tensión transversal uniforme de torsión $\tau_t = M_t/W_t$ debido al par de fuerzas F_t , para obtener la tensión reducida σ_r , según las hipótesis conocidas.

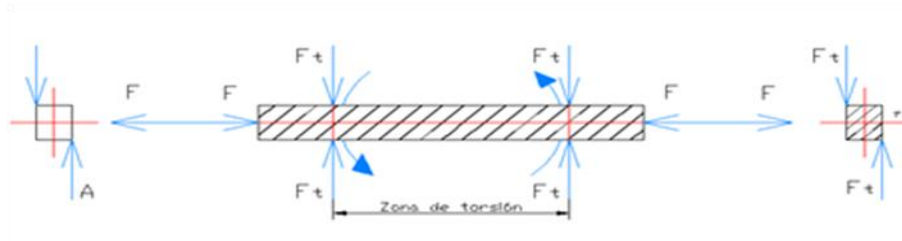


FIGURA N.1.16

Flexión y torsión

La tensión normal por la flexión, $\sigma = M/W$ (máxima en la sección del mayor momento flector) producida por las fuerzas F_f , se compondrá con la tensión transversal uniforme de torsión, $\tau_t = M_t/W_t$ debida al par de fuerzas F_t , para obtener la tensión reducida σ_r , según las hipótesis conocidas.

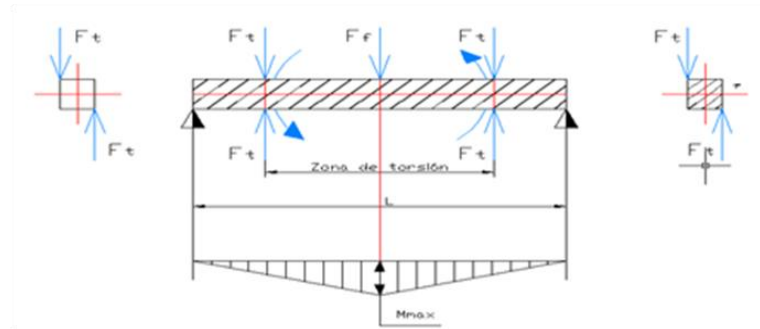


FIGURA N.117

En el caso de la barra cilíndrica, siendo $W = \frac{\pi d^3}{32}$, y $W_t = \frac{\pi d^3}{16} = 2W$, se hace

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t} = \frac{M_t}{2W}, \text{ resultando:}$$

$$\sigma_r = \frac{0,35.M}{W} + 0,65 \sqrt{\left(\frac{M}{W}\right)^2 + 4\left(\alpha \cdot \frac{M_t}{2W}\right)^2}, \text{ de donde}$$

$$\sigma_r = \frac{M}{W} (0,35 + 0,65) \sqrt{1 + \left(\alpha \cdot \frac{M_t}{M}\right)^2}, \text{ para la hipótesis de alargamiento.}$$

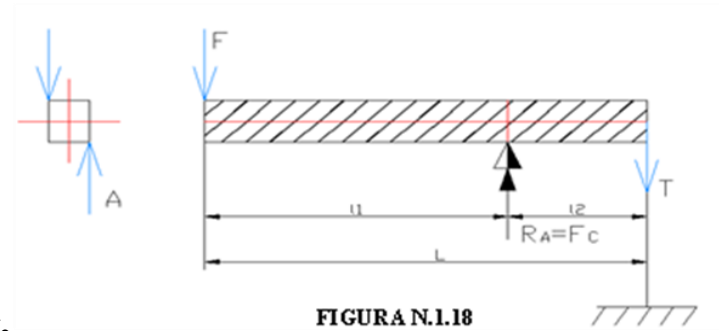
$$\text{También, } \sigma_r = \sqrt{\left(\frac{M}{W}\right)^2 + 3\left(\alpha \cdot \frac{M_t}{2W}\right)^2}, \text{ de donde:}$$

$$\sigma_r = \frac{M}{W} \sqrt{1 + 0,75\left(\alpha \cdot \frac{M_t}{M}\right)^2}, \text{ para la hipótesis de cambio de forma.}^2$$

Flexión y cortadura

La tensión normal por flexión, $\sigma = M/W$ (máxima en la sección del mayor momento flector), producido por las fuerzas F_t , se compondrá con la tensión transversal de cortadura $\tau_c = F_c/A$ localizada en la sección correspondiente (en determinados casos, en los apoyos), para obtener la tensión reducida σ_r , según las hipótesis conocidas.

² LARBURU ARRIZABALAGA, Nicolás. (2003). Máquinas Prontuario (Treceava Edición). Madrid, España: Thomson Editores Paraninfo, S.A.



$$F \cdot l_1 = T \cdot l_2$$

FIGURA N.1.18

$$F_C = R_A = F + T$$

Cortadura y torsión

La tensión transversal de cortadura, $\tau_c = F_c / A$ localizada en el plano de fuerzas F_c , se sumará a la también tensión transversal, uniforme, por torsión $\tau_t = M_t / W_t$ debida al par de fuerzas F_t , para determinar la tensión transversal máxima:

$\tau_{\max} + \tau_c + \tau_t$, que corresponde a determinados puntos de la sección de cortadura.

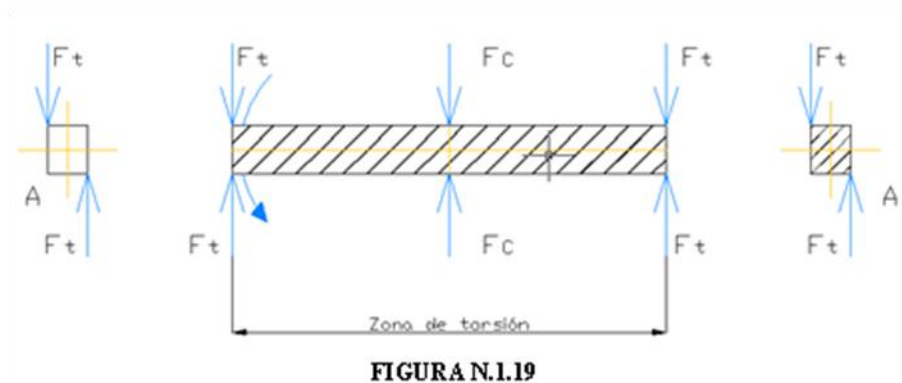


FIGURA N.1.19

3.3.1.3. COEFICIENTE DE SEGURIDAD Y TENSIÓN ADMISIBLE

Para que un cuerpo resista un esfuerzo, es necesario que este sometido a una tensión inferior a la rotura, como es evidente. Por otra parte, en la práctica es conveniente, por lo general, que la tensión que sufre el cuerpo sea inferior también al límite de elasticidad, con el fin de que no adquiera deformaciones permanentes, pero además es preferible que lo sea asimismo al límite de proporcionalidad, para poder trabajar con la ley de Hooke. Así pues, los cuerpos deben trabajar a una tensión igual o inferior a cierto valor que se llama tensión admisible, el cual depende del material que debe resistir el esfuerzo.³

Cuanto mas baja sea la tensión admisible, tanto más alejada estará la tensión de rotura y, por consiguiente, tanta mayor seguridad se tendrá de que el cuerpo no se rompa. Esta seguridad viene expresada por el coeficiente de seguridad, que es la relación entre las dos tensiones mencionadas. Designando por $[\tau_{adm.}]$ Tensión admisible, $\tau_{rot.}$ Tensión de rotura y η para el coeficiente de seguridad, se tiene:

$$[\tau_{adm.}] = \frac{\tau_{rot}}{\eta}$$

Adoptándose, generalmente, para hierros y aceros el coeficiente $\eta = 4/5$, para fundición, $\eta \approx 8$ y para madera $\eta \approx 10$, si bien puede fijarse a voluntad según la seguridad deseada. La tensión real σ a que está sometido el cuerpo, debe cumplir la condición:

$$\sigma \leq [\tau_{adm.}]$$

³Coeficientes de seguridad y tensión admisible. FORMULARIO DE MECÁNICA; L. Pareto. Pag. 378.

3.4. ELEMENTOS DE MAQUINAS

3.4.1. ENGRANAJES

Engranaje es una rueda o cilindro dentado empleado para transmitir un movimiento giratorio o alternativo desde una parte de una máquina a otra. Un conjunto de dos o más engranajes que transmite el movimiento de un eje a otro se denomina tren de engranajes. Los engranajes se utilizan sobre todo para transmitir movimiento giratorio, pero usando engranajes apropiados y piezas dentadas planas pueden transformar movimiento alternativo en giratorio y viceversa.⁴



FIGURA N.1.20

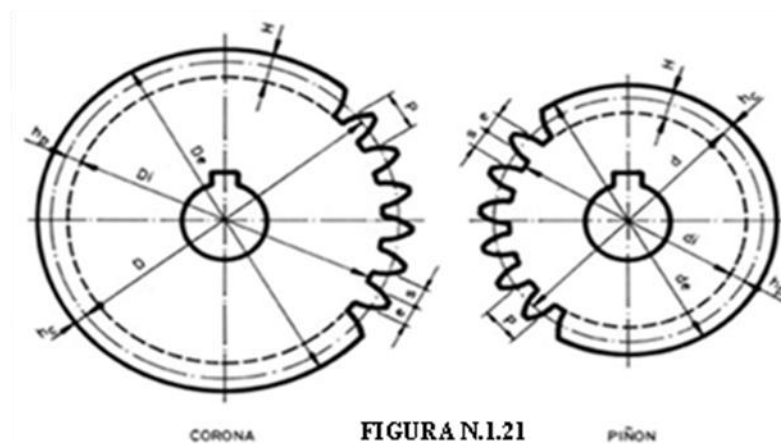
3.4.1.1. Engranajes Simples

El engranaje más sencillo es el engranaje recto, una rueda con dientes paralelos al eje tallados en su perímetro. Los engranajes rectos transmiten movimiento giratorio entre dos ejes paralelos. En un engranaje sencillo, el eje impulsado gira en sentido opuesto al eje impulsor. Si se desea que ambos ejes giren en el mismo sentido se introduce una rueda dentada denominada 'rueda loca' entre el engranaje impulsor o motor y el impulsado. La rueda loca gira en sentido opuesto al eje impulsor, por lo que mueve al engranaje impulsado en el mismo sentido que éste. En cualquier sistema de engranajes, la velocidad del eje impulsado depende del número de dientes de cada engranaje. Un engranaje con 10 dientes movido por un engranaje con 20 dientes girará dos veces más rápido que el engranaje impulsor, mientras que un engranaje de 20 dientes impulsado por uno de 10 se moverá la mitad de rápido. Empleando un tren de varios engranajes puede variarse la relación de velocidades dentro de unos límites muy amplios.

⁴ Propiamente se llama engranaje al mecanismo formado por dos ruedas dentadas que engranan entre si, a cada pieza por separado se la llama rueda dentada. ENCICLOPEDIA CEAC DEL DELINIANTE. Elementos de Maquinas. Pag. 233.

Los engranajes interiores o anulares son variaciones del engranaje recto en los que los dientes están tallados en la parte interior de un anillo o de una rueda con reborde, en vez de en el exterior. Los engranajes interiores suelen ser impulsados por un piñón, un engranaje pequeño con pocos dientes. La cremallera (barra dentada plana que avanza en línea recta) funciona como una rueda dentada de radio infinito y puede emplearse para transformar el giro de un piñón en movimiento alternativo, o viceversa.

Los engranajes cónicos, así llamados por su forma, tienen dientes rectos y se emplean para transmitir movimiento giratorio entre ejes no paralelos.



3.4.1.2. Engranajes cilíndricos

Se fabrican a partir de un disco cilíndrico, cortado de una plancha o de un trozo de barra maciza redonda. Este disco se lleva al proceso de fresado en donde se retira parte del metal para formar los dientes. Estos dientes tienen dos orientaciones: dientes rectos (paralelos al eje) y dientes helicoidales (inclinados con respecto al eje). En las figuras se muestran un par de engranajes cilíndricos y un engrane cilíndrico de diente helicoidal.

Los engranajes de diente recto son más simples de producir y por ello más baratos, la transmisión del movimiento se realiza por medio de los dientes, quienes se empujan sin resbalar. En el caso de los dientes helicoidales los dientes se empujan y resbalan entre sí, parte de la energía transmitida se pierde por roce y el desgaste es mayor. La ventaja de los helicoidales es la falta de juego entre dientes que provoca un funcionamiento silencioso y preciso.

Los engranajes cilíndricos se aplican en la transmisión entre ejes paralelos y que se cruzan. En la figura se aprecia una transmisión entre dos ejes que se cruzan, utilizando dos engranajes cilíndricos de diente helicoidal.

3.4.1.3. Engranajes helicoidales

Los dientes de estos engranajes no son paralelos al eje de la rueda dentada, sino que se enroscan en torno al eje en forma de hélice. Estos engranajes son apropiados para grandes cargas porque los dientes engranan formando un ángulo agudo, en lugar de 90° como en un engranaje recto. Los engranajes helicoidales sencillos tienen la desventaja de producir una fuerza que tiende a mover las ruedas dentadas a lo largo de sus ejes. Esta fuerza puede evitarse empleando engranajes helicoidales dobles, o bihelicoidales, con dientes en forma de V compuestos de medio diente helicoidal dextrógiro y medio diente helicoidal levógiro. Los engranajes hipoides son engranajes cónicos helicoidales utilizados cuando los ejes son perpendiculares pero no están en un mismo plano. Una de las aplicaciones más corrientes del engranaje hipoide es para conectar el árbol de la transmisión con las ruedas en los automóviles de tracción trasera. A veces se denominan de forma incorrecta engranajes en espiral los engranajes helicoidales empleados para transmitir rotación entre ejes no paralelos.

Otra variación del engranaje helicoidal es el engranaje de husillo, también llamado tornillo sin fin. En este sistema, un tornillo sin fin largo y estrecho dotado de uno o más dientes helicoidales continuos engrana con una rueda dentada helicoidal. La diferencia entre un engranaje de husillo y un engranaje helicoidal es que los dientes del primero se deslizan a lo largo de los dientes del engranaje impulsado en lugar de ejercer una presión de rodadura directa. Los engranajes de husillo se utilizan para transmitir rotación (con una gran reducción de velocidad) entre dos ejes perpendiculares.

3.4.2. EJES

En ingeniería mecánica se conoce como **eje de transmisión** o **árbol de transmisión** a todo objeto axisimétrico especialmente diseñado para transmitir potencia. Estos elementos de máquinas constituyen una parte fundamental de las transmisiones mecánicas y son ampliamente utilizados en una gran diversidad de máquinas debido a su relativa simplicidad. Un árbol de transmisión es un eje que transmite un esfuerzo motriz y está sometido a sollicitaciones de torsión debido a la transmisión de un par de fuerzas y puede estar sometido a otros tipos de sollicitaciones mecánicas al mismo tiempo, aclarando, eje ese la pieza que soporta una polea, un engranaje u otra pieza que tenga movimiento circular. Pieza que puede estar fija, o moverse con la pieza exterior mientras que el árbol es un eje pero es el mismo el que transmite el movimiento a la polea o engranaje.⁵

3.4.2.1. Diámetro de los ejes

Hay ejes que tienen el mismo diámetro en toda su extensión, pero este no es el caso más común. El más corriente es el de menor diámetro en los extremos del eje. Estas partes de menor diámetro están destinadas a los apoyos del eje. Normalmente se calculan sólo teniendo en cuenta la potencia a transmitir y la velocidad a que giran, las piezas que transmiten potencia girando, están sometidas a un esfuerzo de torsión producido por el momento de giro. En el caso de ejes, que son normalmente cilíndricos y macizos, el módulo resistente a la torsión es $\frac{\pi}{16}d^3$, por lo que el diámetro necesario viene dado por:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi[\sigma_{ad}]}}$$

Pero el momento de torsión M_t es precisamente el momento de giro del eje que vale. En centímetros x kilogramo.

$$M = 71620 \frac{N}{n}$$

⁵ La mayor parte de los ejes están sometidos a cargas variables combinadas de flexión y torsión con diversos grados de concentración de tensiones. FORMULARIO DE MECÁNICA; L. Pareto. Pag. 774.

Siendo N la potencia en CV y n la velocidad en revoluciones por minuto, luego el diámetro del eje, en centímetros, vendrá dado por:

$$d = \sqrt[3]{365000 \frac{N}{n[\sigma_{ad}]}} \approx 71,5 \sqrt[3]{\frac{N}{n[\sigma_{ad}]}}$$

Donde $[\sigma_{ad}]$ es la tensión admisible a fijarse de acuerdo al material a utilizarse mediante tablas (ver Anexos).

3.4.2.2. Deformación

Deformación por esfuerzo de flexión

Los ejes sufren flexiones por las fuerzas F . Con frecuencia, los ejes largos y delgados pueden ser suficientemente fuertes, sin embargo se deforman en el funcionamiento, ocasionando por ejemplo, diferencias en el engrane de mecanismos de ruedas dentadas o recalentamientos por la presión en los bordes de los cojinetes.

Por eso, en casos críticos, debe calcularse la flexión y la oblicuidad de los gorriones.

Deformación por esfuerzos de torsión

El momento de torsión determina el giro de las secciones transversales. Los ejes largos, por ejemplo, los empleados en transmisiones, se deforman ya considerablemente con un momento de torsión relativamente pequeño. Esta deformación produce, debido a la elasticidad del eje, movimientos torsionales pendulares perjudiciales en las piezas montadas en el eje. Por eso el ángulo de torsión se limita hasta un valor de $0.25^\circ/\text{m}$

3.4.2.3. Velocidad Crítica

Velocidad Crítica de Flexión

Los ejes son resortes elásticos a flexión, que están unidos a las masas de las piezas montadas en ellos. Al recibir el impulso de una fuerza, efectúan oscilaciones propias amortiguadas. En su giro, actúan impulsos de fuerza centrífuga, periódicos, consecuentes con el número de revoluciones, ya que el centro de gravedad de las masas giratorias no coincide exactamente con el punto de gravedad teórico, debido a las inevitables tolerancias de fabricación. Entonces, si la velocidad de servicio alcanza por

casualidad el valor de la frecuencia propia de oscilación del sistema de oscilación del eje, se produce la resonancia. Con una marcha irregular, el eje oscila cada vez más hasta llegar a su rotura. La velocidad de resonancia se llama velocidad crítica de flexión n_{crit} .

Cuando la velocidad crítica de flexión n_{crit} sea más pequeña que el número de revoluciones n del servicio hay que procurar sobrepasar deprisa el punto peligroso, mediante un rápido arranque de las máquinas. Los ejes delgados y largos tienen una velocidad crítica de flexión baja, alcanzando mayor valor en los cortos y gruesos. La velocidad crítica de flexión es independiente de la posición ulterior horizontal, vertical o inclinada del eje.

Puesto que la masa propia del eje no interviene en el cálculo, la velocidad crítica de flexión calculada queda un poco por encima de la velocidad real. La diferencia aumenta en la proporción en que lo hace la flexión propia. Por eso, un sistema de eje debe dimensionarse de tal forma que su velocidad crítica calculada n_{crit} quede con suficiente seguridad por encima o por debajo del número de revoluciones de servicio n . Para los sistemas con ejes pesados cargados con elementos de máquinas ligeros, se obtienen valores más exactos de n_{crit} si se añaden las fuerzas debidas al peso propio de los tramos parciales como fuerzas aisladas en sus correspondientes puntos de gravedad. Pero esto tampoco es completamente exacto, puesto que los tramos representan fuerzas debidas al peso del recorrido.

Velocidad crítica de torsión

Puesto que un eje actúa simultáneamente como un resorte de barra redonda, efectúa oscilaciones torsionales amortiguadas (movimientos pendulares torsionales), junto con las masas que lleva montadas, cuando es impulsado por un momento de giro. Si el eje recibe estos impulsos cuando ya está girando, como ocurre, por ejemplo, en los cigüeñales de las máquinas de émbolos, se produce también la resonancia con las oscilaciones torsionales cuando la velocidad de servicio coincide con la frecuencia propia del sistema oscilante. Esta velocidad crítica de torsión es tan peligrosa como la velocidad crítica de flexión. Sin embargo, los impulsos del momento de torsión se producen solamente en casos especiales.

3.4.3. GORRONES

Se llaman gorriones en general, a las partes de eje que se apoyan en los soportes siendo por lo tanto las partes donde actúan las reacciones a las fuerzas que soporta el eje. Según sea la dirección de la reacción respecto al eje, se clasifican en: radiales o *muñones*, cuando la reacción es perpendicular al eje; axiales o *quicios*, cuando la reacción actúa en la misma dirección del eje, calculamos ambos de distinto modo.

3.4.3.1. Muñones

Los muñones o gorriones de carga radial se calculan de modo que cumplan las dos condiciones siguientes:

- a) Que tengan la resistencia necesaria para soportar la carga.
- b) Que su superficie de apoyo sea suficiente para no expulsar el lubricante por exceso de presión.

*Muñones extremos.*_ Como su nombre lo indica, estos muñones son los que están situados en los extremos de los ejes, por lo que no sufren mayor torsión que la producida por su rozamiento con el cojinete, ni mas flexión que la producida por la reacción del cojinete.

3.4.4. COJINETES

Los cojinetes⁶ se utilizan en las máquinas con la finalidad de eliminar los efectos dañinos del rozamiento como son: las pérdidas de trabajo útil de la máquina y el desgaste de las superficies rozantes. En su forma más simple, un cojinete es un anillo hecho de material adecuado para disminuir el rozamiento, que se monta fijo en el soporte del muñón y en cuyo interior se apoya éste, de forma que puede girar libremente en él. El empleo de un cojinete adecuado en cada caso tiene gran importancia para el buen funcionamiento de la máquina. Un cojinete mal utilizado, puede dar lugar al agarrotamiento del eje que en el se apoya; un juego excesivo, por otra parte, puede producir vibración y roturas y por ende una pérdida de precisión en los movimientos.

⁶ Es un elemento mecánico que reduce la fricción entre un eje y las piezas conectadas a éste, que le sirve de apoyo y facilita su desplazamiento. es.wikipedia.org/wiki/Cojinete

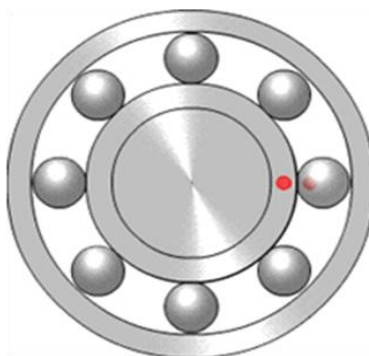


FIGURA N.1.22

De acuerdo con el tipo de contacto que exista entre las piezas, el rodamiento puede ser deslizante o lineal y rotativo.

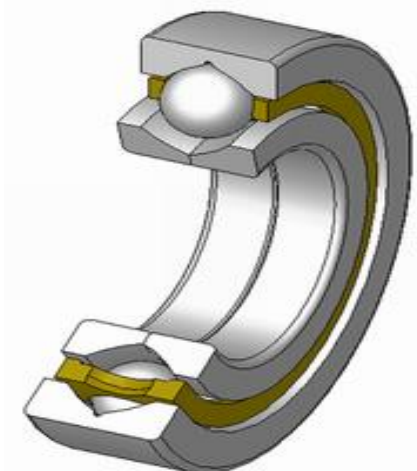
El elemento rotativo que puede emplearse en la fabricación del rodamiento, pueden ser: bolas, rodillos o agujas. Los rodamientos de movimiento rotativo, según el sentido del esfuerzo que soporta, los hay axiales, radiales y axiales-radiales.

Un rodamiento radial es el que soporta esfuerzos radiales, que son esfuerzos de dirección normal a la dirección que pasa por el centro de su eje, como por ejemplo una rueda, es axial si soporta esfuerzos en la dirección de su eje, ejemplo en quicio, y axial-radial si los puede soportar en los dos, de forma alternativa o combinada.

3.4.4.1. Tipos de rodamientos

Como en cualquier otra cosa, los rodamientos pueden clasificarse de distintos modos depende de las características que se elija como base de clasificación. Cada clase de rodamientos muestra propiedades características, que dependen de su diseño y que lo hace más o menos apropiado para una aplicación dada. Por ejemplo, los rodamientos rígidos de bolas pueden soportar cargas radiales moderadas así como cargas axiales pequeñas. Tienen baja fricción y pueden ser producidos con gran precisión. Por lo tanto, son preferidos para motores eléctricos de medio y pequeño tamaño. Los rodamientos de rodillos esféricos pueden soportar cargas radiales muy pesadas y son oscilantes, lo que les permite asumir flexiones del eje, y pequeñas desalineaciones entre dos rodamientos, que soportan un mismo eje. Estas propiedades los hacen muy populares para aplicaciones por ejemplo en ingeniería pesada, donde las cargas son fuertes, así como las deformaciones producidas por las cargas, en máquinas grandes es también habitual cierta desalineación entre apoyos de los rodamientos.

3.4.4.1.1. Rodamientos rígidos de bolas



FIGUARA N.1.23. Rodamientos rígidos de bolas.

Son usados en una gran variedad de aplicaciones. Son fáciles de diseñar, no separables, capaces de operar en altas e incluso muy altas velocidades y requieren poca atención o mantenimiento en servicio. Estas características, unidas a su ventaja de precio, hacen a estos rodamientos los más populares de todos los rodamientos.

3.4.4.1.2. Rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular

El rodamiento de una hilera de bolas con contacto angular tiene dispuestos sus caminos de rodadura de forma que la presión ejercida por las bolas es aplicada oblicuamente con respecto al eje. Como consecuencia de esta disposición, el rodamiento es especialmente apropiado para soportar no solamente cargas radiales, sino también grandes cargas axiales, debiendo montarse el mismo en contraposición con otro rodamiento que pueda recibir carga axial en sentido contrario. Este rodamiento no es desmontable.

3.4.4.1.3. Rodamientos de agujas

Son rodamientos con rodillos cilíndricos muy delgados y largos en relación con su menor diámetro. A pesar de su pequeña sección, estos rodamientos tienen una gran capacidad de carga y son eminentemente apropiados para las aplicaciones donde el espacio radial es limitado.

3.4.4.1.4. Rodamientos de rodillos cónicos

El rodamiento de rodillos cónicos, debido a la posición oblicua de los rodillos y caminos de rodadura, es especialmente adecuado para resistir cargas radiales y axiales simultáneas. Para casos en que la carga axial es muy importante hay una serie de rodamientos cuyo ángulo es muy abierto. Este rodamiento debe montarse en oposición con otro rodamiento capaz de soportar los esfuerzos axiales en sentido contrario.

3.4.4.1.5. Rodamientos de rodillos cilíndricos de empuje

Son apropiados para aplicaciones que deben soportar pesadas cargas axiales. Además, son insensibles a los choques, son fuertes y requieren poco espacio axial. Son rodamientos de una sola. Su uso principal es en aplicaciones donde la capacidad de carga de los rodamientos de bolas de empuje es inadecuada.

3.4.4.1.6. Rodamientos axiales de rodillos a rótula

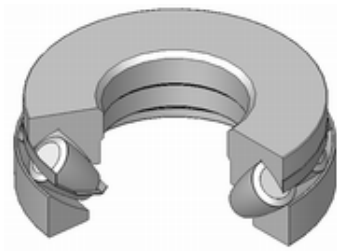


FIGURA N.1.23 Rodamiento axial.

El rodamiento axial de rodillos a rótula tiene una hilera de rodillos situados oblicuamente, los cuales, guiados por una pestaña del aro fijo al eje, giran sobre la superficie esférica del aro apoyado en el soporte. En consecuencia, el rodamiento posee una gran capacidad de carga y es de alineación automática.

Debido a la especial ejecución de la superficie de apoyo de los rodillos en la pestaña de guía, los rodillos giran separados de la pestaña por una fina capa de aceite. El rodamiento puede, por lo mismo, girar a una gran velocidad, aun soportando elevada carga.

3.4.4.1.7. Rodamientos de bolas a rótula

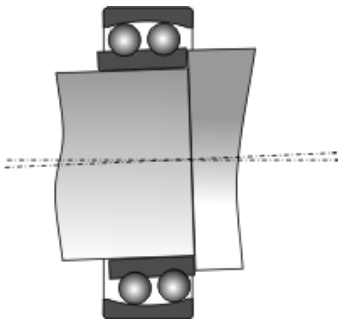


FIGURA N.1.24 Rodamiento de bolas a rótula.

Los rodamientos de bolas a rótula tienen dos hileras de bolas que apoyan sobre un camino de rodadura esférico en el aro exterior, permitiendo desalineaciones angulares del eje respecto al soporte. De esta forma, liberan dos grados de libertad correspondientes al giro del aro interior respecto a los dos ejes geométricos perpendiculares al eje del aro exterior. Este tipo de rodamientos tienen menor fricción que otros tipos de rodamientos, por lo que se calientan menos en las mismas condiciones de carga y velocidad, siendo aptos para mayores velocidades.

3.4.4.1.8. Rodamientos de rodillos cilíndricos



FIGURA N.1.25 Rodamiento de rodillos cilíndricos del tipo NUP.

Un rodamiento de rodillos cilíndricos normalmente tiene una hilera de rodillos. Estos rodillos son guiados por pestañas de uno de los aros, mientras que el otro aro puede tener pestañas o no. Según sea la disposición de las pestañas, hay varios tipos de rodamientos de rodillos cilíndricos:

- Tipo NU: con dos pestañas en el aro exterior y sin pestañas en el aro interior. Sólo admiten cargas radiales, son desmontables.
- Tipo N: con dos pestañas en el aro interior y sin pestañas en el aro exterior. Sus características similares al anterior tipo.
- Tipo NJ: con dos pestañas en el aro exterior y una pestaña en el aro interior. Puede utilizarse para la fijación axial del eje en un sentido.
- Tipo NUP: con dos pestañas integrales en el aro exterior y con una pestaña integral y dos pestañas en el aro interior. Una de las pestañas del aro interior no es integral, es decir, es similar a una arandela para permitir el montaje y el desmontaje. Se utilizan para fijar axialmente un eje en ambos sentidos.

3.4.4.1.9. Rodamientos de rodillos a rótula

El rodamiento de rodillos a rótula tiene dos hileras de rodillos con camino esférico común en el aro exterior siendo, por lo tanto, de alineación automática. El número y tamaño de sus rodillos le dan una capacidad de carga muy grande. La mayoría de las series puede soportar no solamente fuertes cargas radiales sino también cargas axiales considerables en ambas direcciones. Pueden ser reemplazados por cojinetes de la misma designación que se dará por medio de letras y números según corresponda a la normalización determinada.

3.4.4.1.10. Rodamientos de axiales de bolas de simple efecto

El rodamiento axial de bolas de simple efecto consta de una hilera de bolas entre dos aros, uno de los cuales, el aro fijo al eje, es de asiento plano, mientras que el otro, el aro apoyado en el soporte, puede tener asiento plano o esférico. En este último caso, el rodamiento se apoya en una contraplaca. Los rodamientos con asiento plano deberían, sin duda, preferirse para la mayoría de las aplicaciones, pero los de asiento esférico son muy útiles en ciertos casos, para compensar pequeñas inexactitudes de fabricación de los soportes. El rodamiento está destinado a resistir solamente carga axial en una dirección.

3.4.4.1.11. Rodamientos de aguja de empuje

Pueden soportar pesadas cargas axiales, son insensibles a las cargas de choque y proveen aplicaciones de rodamientos duros requiriendo un mínimo de espacio axial.

3.4.5. BRIDAS

Brida es el elemento que une dos componentes de un sistema de tuberías o ejes, permitiendo ser desmontado sin operaciones destructivas, gracias a una circunferencia de agujeros a través de los cuales se montan pernos de unión. Estas a su vez pueden transmitir movimiento entre ejes.

Este acoplamiento consta de dos piezas, donde la junta entre las dos partes está situada en un plano perpendicular a los ejes. Los dos platos suelen ser de hierro fundido, de forma casi igual, excepto en que uno suele llevar un encaje saliente y el otro entrante, a fin de acoplarse mejor. Se sujetan entre sí por medio de pernos cuyo número suele ser 4, 6 u 8.

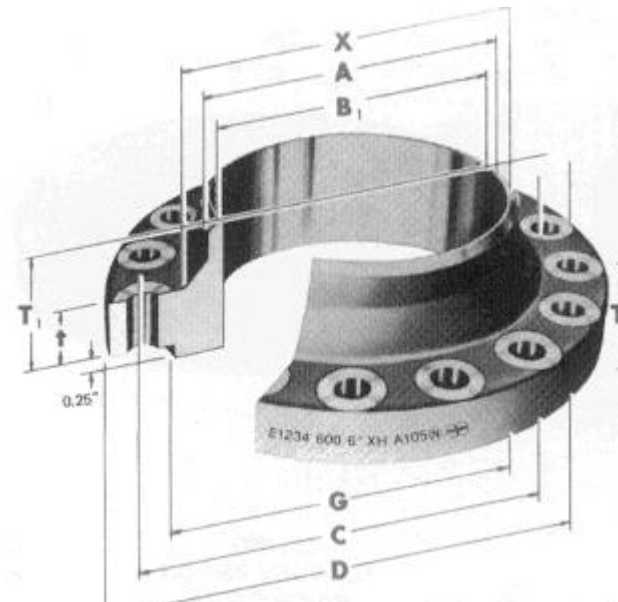


FIGURA N.1.26 Brida

4. MATERIALES Y METODOS

4.1. METODOS

- **Método analítico:** Se utilizó el método analítico para investigar las características de las trituradoras de áridos relacionados con el presente proyecto de tesis, analizando sus partes constitutivas y sus respectivas funciones para de esta forma tener conocimiento de cómo debía diseñarse la trituradora de áridos con rodillos.
- **Método sintético:** Una vez analizado las características del material a triturar y las maquinas trituradoras existentes en el medio y relacionados con el tema, mediante el método sintético se recopiló la información más importante sirviendo de base fundamental para el diseño de la trituradora de áridos con rodillos.
- **Método lógico deductivo:** revisada la información bibliográfica se procedió mediante el método lógico deductivo a la realización de los cálculos respectivos para determinar los valores necesarios para el diseño de la máquina trituradora de áridos con rodillos.
- **Método deductivo:** Posterior a la recopilación de datos arrojados al momento de la realización de los diversos cálculos para el diseño de la trituradora de áridos con rodillos, se utilizó el método deductivo por medio del cual se llegó a extraer los resultados y conclusiones de los datos obtenidos previamente.

4.2. TÉCNICAS

Dentro de las técnicas que fueron utilizadas al momento de recopilación de información se utilizó:

- **Recopilación bibliográfica:** La presente técnica se utilizó para recoger la información más relevante de fuentes bibliográficas tales como: libros, revistas, folletos, enciclopedias, catálogos, etc.; cuyo contenido sirvió como base teórica en la elaboración de la revisión de literatura del presente trabajo de tesis.

- **Observación:** Por medio de la observación se pudo evidenciar las características de las maquinas trituradoras existentes en el mercado pudiendo tomar como punto de referencia para el desarrollo del presente trabajo investigativo.
- **Entrevista:** La técnica de la entrevista nos sirvió para establecer un dialogo con algunos conocedores del presente tema de tesis y de esta forma despejar las dudas que se presentaron a lo largo del proceso investigativo, y a la vez enriquecer nuestros conocimientos los cuales nos sirvieron para el desarrollo del presente proyecto de tesis.

4.3. FORMULAS APLICADAS AL DISEÑO DE LA TRITURADORA DE ARIDOS

CALCULO DE RODILLOS

El momento torsor en el RM es:

$$Mt = F_T \cdot D / 2 \quad (1)$$

Mt = Momento Torsor.

F_T = Fuerza Total que actúa en el RM

La fuerza F obtenida de $\sigma = F / A_c$ (2)

$F \geq \sigma A_c$ Necesarios para producir rotura

$$Mt = 71620 \frac{P}{N} \quad (3)$$

P = Potencia en Hp

Mt= Momento torsor en Kg.cm

N = Velocidad angular en rpm

FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR EN RODILLOS

Se calcula las reacciones mediante sumatoria de fuerzas y los momentos por seccionamiento del eje.

DIAMETRO DE LOS RODILLOS

Esfuerzos combinados

Tension Equivalente

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_f^2 + 4(\alpha \cdot \tau)^2} \leq [\sigma_{ad}]$$

Asumimos $\alpha = \frac{\sigma_f}{2\tau} = 1$ entonces

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_f^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma_{ad}]$$

De la resistencia de materiales se conoce que

$$\sigma_f = \frac{Mf}{W} \text{ en donde}$$

W = Módulo resistente rectangular

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \text{ (para eje circular macizo)}$$

$$W = \frac{\pi}{32} (D^3 - d^3) \text{ (para eje circular hueco)}$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad I = \frac{\pi d^4}{64} \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right)$$

$$\tau_T = \frac{Mt}{W_p} \text{ en donde}$$

Wp = Módulo resistente Polar

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} \text{ (para eje circular macizo)}$$

$$W_p = \frac{\pi}{16} (D^3 - d^3) \text{ (para eje circular hueco)}$$

$$W_p = 2W$$

$$I = \frac{\pi d^4}{32} \quad I = \frac{\pi d^4}{32} \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right)$$

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{M_f^2}{W^2} + 4 \frac{M_t^2}{Wp^2}}$$

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{M_f^2}{W^2} + \frac{4M_t^2}{4W^2}}$$

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{M_f^2}{W^2} + \frac{M_t^2}{W^2}}$$

$$\sigma_e = \frac{\sqrt{M_f^2 + M_t^2}}{w} \leq [\sigma_{ad}]$$

Definiendo

$$M_e = \sqrt{M_f^2 + M_t^2} \quad \text{Donde } M_e \text{ es igual momento equivalente o reducido (4)}$$

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W^2} \leq [\sigma_{ad}] \quad (5)$$

$$\text{De (5) } W \geq \frac{M_e}{[\sigma_{ad}]_t}$$

$$\frac{\pi}{32} \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right) \geq \frac{M_e}{[\sigma_{ad}]_t}$$

$$\frac{\pi}{32} \left(\frac{15D^4}{16D} \right) \geq \frac{M_e}{[\sigma_{ad}]_t}$$

$$\frac{\pi}{32} \left(\frac{15D^4}{16D} \right) \geq \frac{M_e}{[\sigma_{ad}]_t}$$

$$\frac{15D^3}{512} \geq \frac{M_e}{[\sigma_{ad}]_t}$$

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{512Me}{15\pi[\sigma_{ad}]}} \quad (6)$$

DIAMETRO DE LOS PERNOS PARA LAS MUELAS DEL RODILLO

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\tau_{ad}]}} \quad (7)$$

CALCULO DE MUÑONES

Según la hipótesis de la tensión transversal o de Mohr.

$$\sigma = \frac{M_e}{W} \leq [\sigma_{ad}]_f$$

$$\frac{\sqrt{M_f^2 + M_t^2}}{W} \leq [\sigma_{ad}]_f$$

$$W = \frac{M_e}{[\sigma_{ad}]_f} \rightarrow \frac{\pi D^2}{32} \geq \frac{M_e}{[\sigma_{ad}]_f}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32Me}{\pi[\sigma_{ad}]}} \quad (8)$$

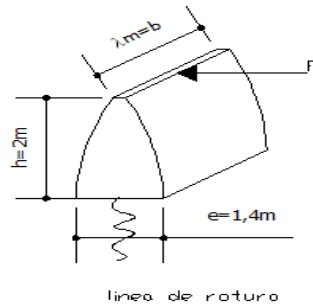
CALCULO DE LAS RUEDAS DENTADAS

Este momento es proporcionado por el motor a través de la rueda dentada d_1 .

$$M_t = \frac{Fd_1}{2}$$

$$F = \frac{2M_t}{d_1} \quad (9)$$

El diente de una rueda dentada se calcula a la flexión, como una viga en cantiléver; un cálculo aproximado basado en pruebas experimentales establece que:



$$\sigma = \frac{6F}{\lambda m^2} = [\sigma_{ad}]$$

$\lambda = b/m =$ relación práctica de construcción de ruedas dentadas

$b =$ ancho del diente

$m =$ módulo del diente

Sustituyendo $\lambda = b/m$ en la fórmula de flexión tenemos:

$$\sigma = \frac{6F}{\frac{b}{m} m^2} = \frac{6F}{bm} = [\sigma_{ad}]$$

$$m \geq \frac{6F}{b[\sigma_{ad}]} \quad (10)$$

CALCULO DE LA PRESION SUPERFICIAL MÁXIMA SOBRE EL FLANCO DEL DIENTE



Basados en la relación de Hertz para superficies cilíndricas en contacto y aplicando a los engranajes tenemos:

$$\sigma_c^2 = 0.35 \frac{S}{b} \cdot \frac{\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}}{\frac{1}{E_1} \pm \frac{1}{E_2}} \quad (11)$$

Donde

S = Fuerza a transmitir

ρ_1 y ρ_2 = Radio de los cilindros

b = Ancho del diente

E_1 y E_2 = Módulos de elasticidad

$$\rho_1 = \frac{Z_1}{2} \cdot m \cdot \text{sen } \alpha \quad (12)$$

$$\rho_2 = \frac{Z_2}{2} \cdot m \cdot \text{sen } \alpha$$

Donde

m = módulo de dentado

Z_1 y Z_2 = Número de dientes del engranaje

α = Ángulo de presión

Y reconsiderando la expresión de Hertz para dos cilindros exteriores en contacto, contruidos con material de igual módulo de elasticidad E, con radios de curvatura ρ_1 y ρ_2 , que se transmite la fuerza S tocándose a lo largo de una generatriz de longitud b, la presión superficial máxima está dada por:

$$\sigma_c^2 = 0.175 \frac{S}{b} \cdot E \cdot \left(\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \right) \quad (13)$$

Introduciendo el concepto de curvatura relativa, e indicando con ρ_o el radio de curvatura relativa:

$$\rho_o = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{\rho_1 \rho_2} \quad (14)$$

La relación resulta:

$$\sigma_c^2 = 0.175 \frac{S}{b} \cdot E \cdot \frac{1}{\rho_o} \quad (15)$$

De la bibliografía se obtiene la relación para obtener el coeficiente de seguridad:

$$\eta = \frac{\sigma_c}{[\sigma_{adc}]} \quad (16)$$

Donde $[\sigma_{adc}] = 1.8 \text{ HBmedia} + 67 = \text{Mpa.}$ (17)

CALCULO DE LOS EJES DEL REDUCTOR DE VELOCIDADES

Usando la eficiencia mecánica η_m para transmisión por engranaje, calculamos la potencia en cada eje del esquema cinemático. Usando $\eta_m = 0.98$ y por definición:

$$\eta_m = \frac{P_{sal}}{P_{ent}} = 0.98 < 1 \quad (18)$$

CALCULO DE BRIDAS

$$F = \frac{Mt}{4R} \quad (19)$$

$$\tau = \frac{F}{A} \leq [\tau_{ad}]$$

$$\tau = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau_{ad}]$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\tau_{ad}]}} \quad (20)$$

Calculamos al aplastamiento

$$\begin{aligned} \sigma_{ap} &= \frac{F}{A} \leq [\sigma_{ap.ad}] \\ A &= ed \\ \frac{F}{ed} &\leq [\sigma_{ap.ad}] \\ e &= \frac{F}{d[\sigma_{ap.ad}]} \end{aligned} \quad (21)$$

CLACULO DE CHAVETAS

El cálculo de falla debido al corte de la chaveta se obtiene de:

$$F = \frac{Mt}{D/2} \quad (22)$$

$$\tau_{\text{diseño}} = \frac{F}{A} \quad (23)$$

Remplazando (22) en (23) tenemos:

$$\tau_{\text{diseño}} = \frac{2Mt}{d.w.L} \quad (24)$$

Donde:

Mt = momento torsor

d = diámetro del eje

w = ancho de la chaveta

L = longitud de la chaveta

Para el cálculo para falla por aplastamiento se tiene:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{diseño}} &= \frac{F}{A_c} \\ \sigma_{\text{diseño}} &= \frac{2Mt}{d.A_c} = \frac{2Mt}{d.l.h/2} \\ \sigma_{\text{diseño}} &= \frac{4Mt}{d.l.h} \end{aligned} \quad (25)$$

Se deberán cumplir condiciones de seguridad apropiadas, las cuales se dan por las siguientes expresiones:

$$\tau_{\text{diseño}} \leq \frac{S_y}{\eta_s} = \frac{0.40S_y}{\eta_s} \quad (26)$$

$$\sigma_{\text{diseño}} \leq \frac{0.90S_y}{\eta_s} \quad (27)$$

SELECCIÓN DE DISPOSITIVOS DE PROTECCIÓN Y MANDO DEL MOTOR

Selección del conductor

$$I_{conductor} = 1.25 * I_{no\ min\ al}$$

(28)

Según el cálculo de la intensidad del conductor en las tablas de especificaciones de conductores se selecciona el conductor.

Selección de la protección contra corto circuito

$$I_{disyuntor} = 7 * I_{no\ min\ al}$$

(29)

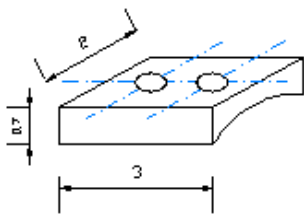
Según las tablas de selección de protecciones contra cortocircuitos se selecciona el disyuntor.

5. RESULTADOS

5.1. CALCULOS

5.1.1. HIPOTESIS

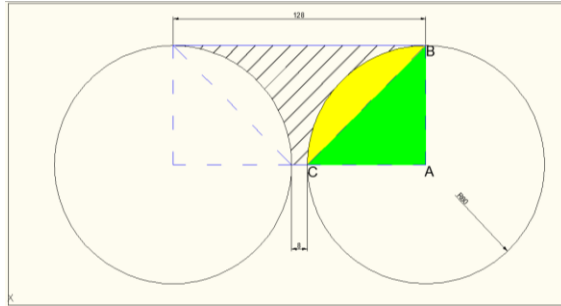
1. Dentro de los requerimientos de la empresa HORMYPOL, volumen de producción de 40 a 50m³ al día en ocho horas laborables por lo tanto el volumen de trituración (VTT) de 0.09m³ por minuto.
2. El área de aplastamiento Aa de cada muela es 0,5 del área A de la cara
 $A = 3 \times 0.7 = 2.1\text{cm}^2$; $Aa = 2.1 \times 0.5 = 1.05\text{cm}^2$
3. La longitud del rodillo motriz (RM) es de 60cm.
4. Se ubicaran 10 muelas en el rodillo motriz (RM).
5. La fuerza F es la requerida para alcanzar el esfuerzo σ de rotura del material.
6. La separación entre rodillos es de 8mm.
7. El diámetro D de los rodillos es 120mm.
8. Esfuerzo necesario para romper la piedra 400Kg/cm²



El material seleccionado para la fabricación de las muelas es el Acero K100 o Acero especial K

5.1.2. DESARROLLO DE LOS CALCULOS

5.1.2.1. CALCULO DEL VOLUMEN DE PRODUCCIÓN



Área de Trituración

$$A_R = A_T - 2Asc$$

$$A_R = 4080 - 2(1027.4)$$

$$A_R = 2025.2mm^2$$

Volumen de trituración

$$V_t = A_R \times L$$

$$V_t = 2025.2mm^2 \times 600m$$

$$V_t = 1.215 \times 10^{-3} m^3$$

$$VT_{1/4} = 1.215 \times 10^{-3} m^3 - 32.5\% \text{ vacio}$$

$$VT_{1/4} = 8.2 \times 10^{-4} m^3 \text{ Este volumen en } 1/4 \text{ de vuelta}$$

$$VT_1 = VT_{1/4} \times 4$$

$$VT_1 = 3.28 \times 10^{-3} m^3 \text{ Este volumen en una vuelta.}$$

$$rpm = \frac{VTT}{VT_1}$$

$$rpm = \frac{0.09375m^3}{3.28 \times 10^{-3} m^3}$$

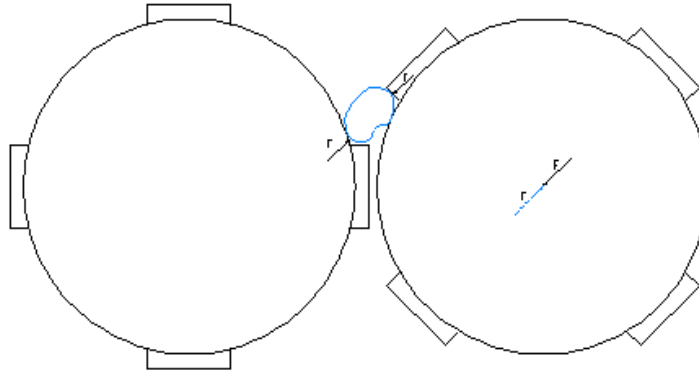
$$rpm = 28.58$$

Por lo tanto se establece una velocidad angular de 30rpm.

Nota: Así tendremos un volumen de producción de $(3.28 \times 10^{-3} m^3) \cdot (30rpm) = 0.0984 m^3$ por minuto.

5.1.2.2. RODILLOS

Se ubicaran 10 muelas en el rodillo motriz, espaciadas a 3cm cada una y a 90°.



Aplicando (2) a los datos conocidos:

$$F = 400 \frac{Kg}{cm^2} \times 1.05cm^2 = 420 Kg$$

La potencia será según (3):

$$F_T = 10F = 10(420) = 4200Kg$$

$$P = \frac{Mt \cdot N}{71620}$$

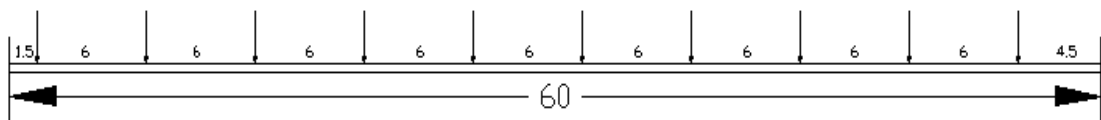
Aplicando 1)

$$P = \frac{25200(30)}{71620}$$

$$Mt = 4200Kg \left(\frac{12}{2} cm \right) = 25200Kg \cdot cm$$

$$P = 10.55Hp$$

Las fuerzas de flexión en el eje serán:



5.1.2.2.1. FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR EN RODILLOS

Se asume apoyos de 6cm de longitud a cada lado del eje.

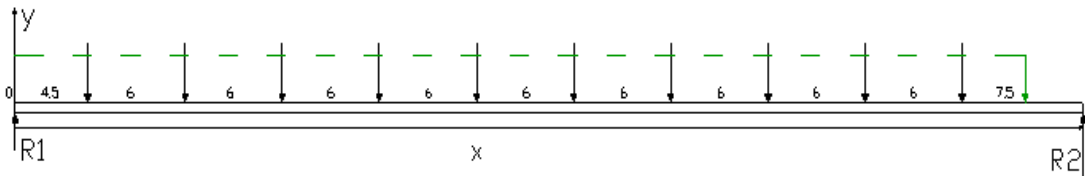
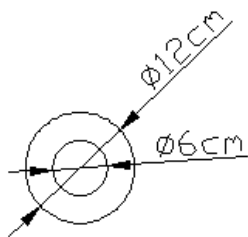


Diagrama de Cuerpo Libre



$$D = 0.12\text{m}$$

$$d = 0.06\text{m}$$

$$V = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)L$$

$$\rho = 7850\text{Kg/m}$$

$$V = \frac{\pi}{4} [(0.12)^2 - (0.06)^2]L = 8.48 \times 10^{-3}m^3$$

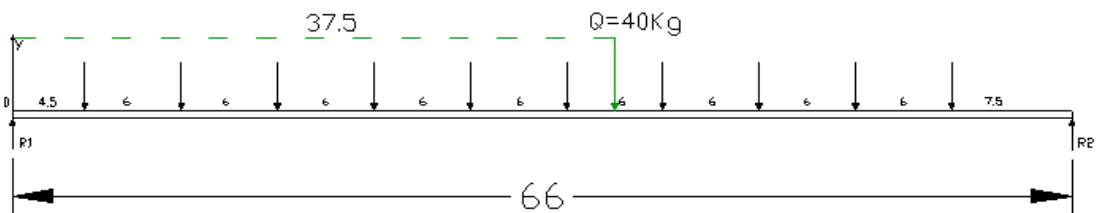
$$m = 66.6 \text{ Kg}$$

$$W = 66.6 \text{ Kg/m}$$

Peso del eje circular macizo por unidad de longitud (metro)

$$Q = WL = 39.96\text{Kg/m} = 40\text{Kg}$$

Cálculo de Reacciones



$$\Sigma F_y = 0$$

$$R1 + R2 - 10F - Q = 0$$

$$R1 + R2 = 10F + Q$$

$$R1 + R2 = 10(420) + 40$$

$$R1 + R2 = 4240\text{Kg} \quad (1)$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$\sum M_1 = 4.5F + 10.5F + 16.5F + 22.5F + 28.5F + 34.5F + 37.5Q + 40.5F + 46.5F + 52.5F + 58.5F + 66R_2$$

$$= \frac{(4.5 + 10.5 + 16.5 + 22.5 + 28.5 + 34.5 + 40.5 + 46.5 + 52.5 + 58.5)F + 37.5Q}{66}$$

$$R_2 = \frac{(315)F + 37.5Q}{66}$$

$$R_2 = \frac{(315)(420) + 37.5(40)}{66}$$

$$R_2 = 2027.3Kg \quad (2)$$

De (1)

$$R_1 = 4240 - R_2 = 4240 - 2027.3 = 2212.7Kg$$

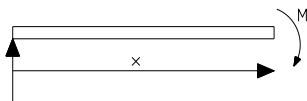
Entonces

$$R_1 = 2212.7Kg$$

$$R_2 = 2027.3Kg$$

Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flector

$$0 \leq x \leq 4.5$$



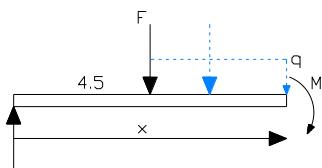
$$V = 2212.7$$

$$M = 2212.7x$$

$$(x = 0) \quad M = 0$$

$$(x = 4.5) \quad M = 9957.15$$

$$4.5 \leq x \leq 10.5$$



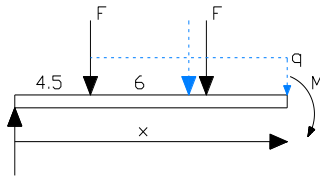
$$V = 2212.7 - 420 - q(x - 4.5) = 1788.7$$

$$M = 2212.7x - 420(x - 4.5) - (x - 4.5)^2 q / 2$$

$$(x = 4.5) \quad M = 9957.15$$

$$(x = 10.5) \quad M = 20701$$

10.5 ≤ x ≤ 16.5



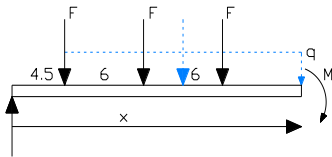
$$V = 2212.7 - 420 - 420 - q(x - 4.5) = 1364.708$$

$$M = 2212.7x - 420(x - 4.5) - 420(x - 10.5) - (x - 4.5)^2 q/2$$

$$(x = 10.5) \quad M = 20701$$

$$(x = 16.5) \quad M = 28901.5$$

16.5 ≤ x ≤ 22.5



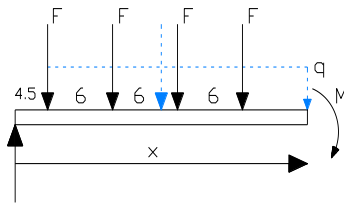
$$V = 2212.7 - 420 - 420 - 420 - q(x - 4.5) = 940.71$$

$$M = 2212.7x - 420(x - 4.5) - 420(x - 10.5) - 420(x - 16.5) - (x - 4.5)^2 q/2$$

$$(x = 16.5) \quad M = 28901.5$$

$$(x = 22.5) \quad M = 34557.9$$

22.5 ≤ x ≤ 28.5



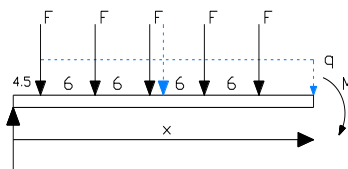
$$V = 2212.7 - 420 - 420 - 420 - 420 - q(x - 4.5) = 516.716$$

$$M = 2212.7x - 420(x - 4.5) - 420(x - 10.5) - 420(x - 16.5) - 420(x - 22.5) - (x - 4.5)^2 q/2$$

$$(x = 22.5) \quad M = 34557.9$$

$$(x = 28.5) \quad M = 37670.1$$

28.5 ≤ x ≤ 34.5



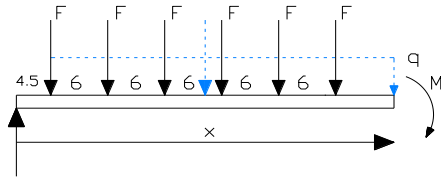
$$V = 2212.7 - 420 - 420 - 420 - 420 - 420 - q(x - 4.5) = 92.72$$

$$M = 2212.7x - 420(x - 4.5) - 420(x - 10.5) - 420(x - 16.5) - 420(x - 22.5) - 420(x - 28.5) - (x - 4.5)^2 q/2$$

$$(x = 28.5) \quad M = 37670.1$$

$$(x = 34.5) \quad M = 38238.5$$

34.5 ≤ x ≤ 40.5



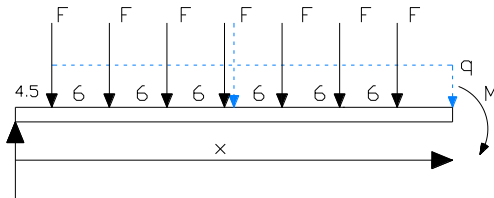
$$V = 2212.7 - 420 - 420 - 420 - 420 - 420 - 420 - q(x - 4.5) = -331.3$$

$$M = 2212.7x - 420(x - 4.5) - 420(x - 10.5) - 420(x - 16.5) - 420(x - 22.5) - 420(x - 28.5) - 420(x - 34.5) - (x - 4.5)^2 q / 2$$

$$(x = 34.5) \quad M = 38238.5$$

$$(x = 40.5) \quad M = 36262.8$$

40.5 ≤ x ≤ 46.5



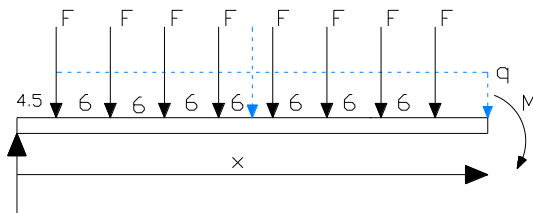
$$V = 2212.7 - 420 - 420 - 420 - 420 - 420 - 420 - 420 - q(x - 4.5) = -755.27$$

$$M = 2212.7x - 420(x - 4.5) - 420(x - 10.5) - 420(x - 16.5) - 420(x - 22.5) - 420(x - 28.5) - 420(x - 34.5) - 420(x - 40.5) - (x - 4.5)^2 q / 2$$

$$(x = 40.5) \quad M = 36262.8$$

$$(x = 46.5) \quad M = 31743.1$$

46.5 ≤ x ≤ 52.5



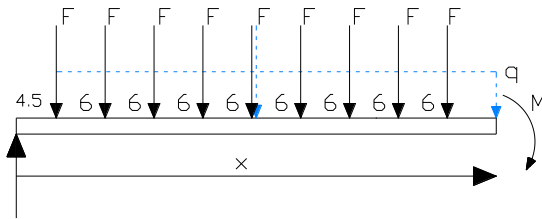
$$V = 2212.7 - 420 - 420 - 420 - 420 - 420 - 420 - 420 - 420 - q(x - 4.5) = -1179.268$$

$$M = 2212.7x - 420(x - 4.5) - 420(x - 10.5) - 420(x - 16.5) - 420(x - 22.5) - 420(x - 28.5) - 420(x - 34.5) - 420(x - 40.5) - 420(x - 46.5) - (x - 4.5)^2 q / 2$$

$$(x = 40.5) \quad M = 31743.1$$

$$(x = 46.5) \quad M = 24679.5$$

$$52.5 \leq x \leq 58.5$$



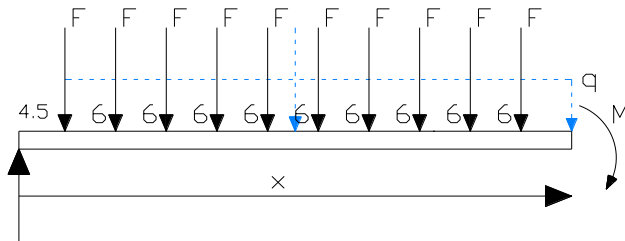
$$V = 2212.7 - 420 - 420 - 420 - 420 - 420 - 420 - 420 - 420 - 420 - q(x - 4.5) = -1603.26$$

$$M = 2212.7x - 420(x - 4.5) - 420(x - 10.5) - 420(x - 16.5) - 420(x - 22.5) - 420(x - 28.5) - 420(x - 34.5) - 420(x - 40.5) - 420(x - 46.5) - 420(x - 52.5) - (x - 4.5)^2 q / 2$$

$$(x = 40.5) \quad M = 24679.5$$

$$(x = 46.5) \quad M = 15071.9$$

$$58.5 \leq x \leq 66$$



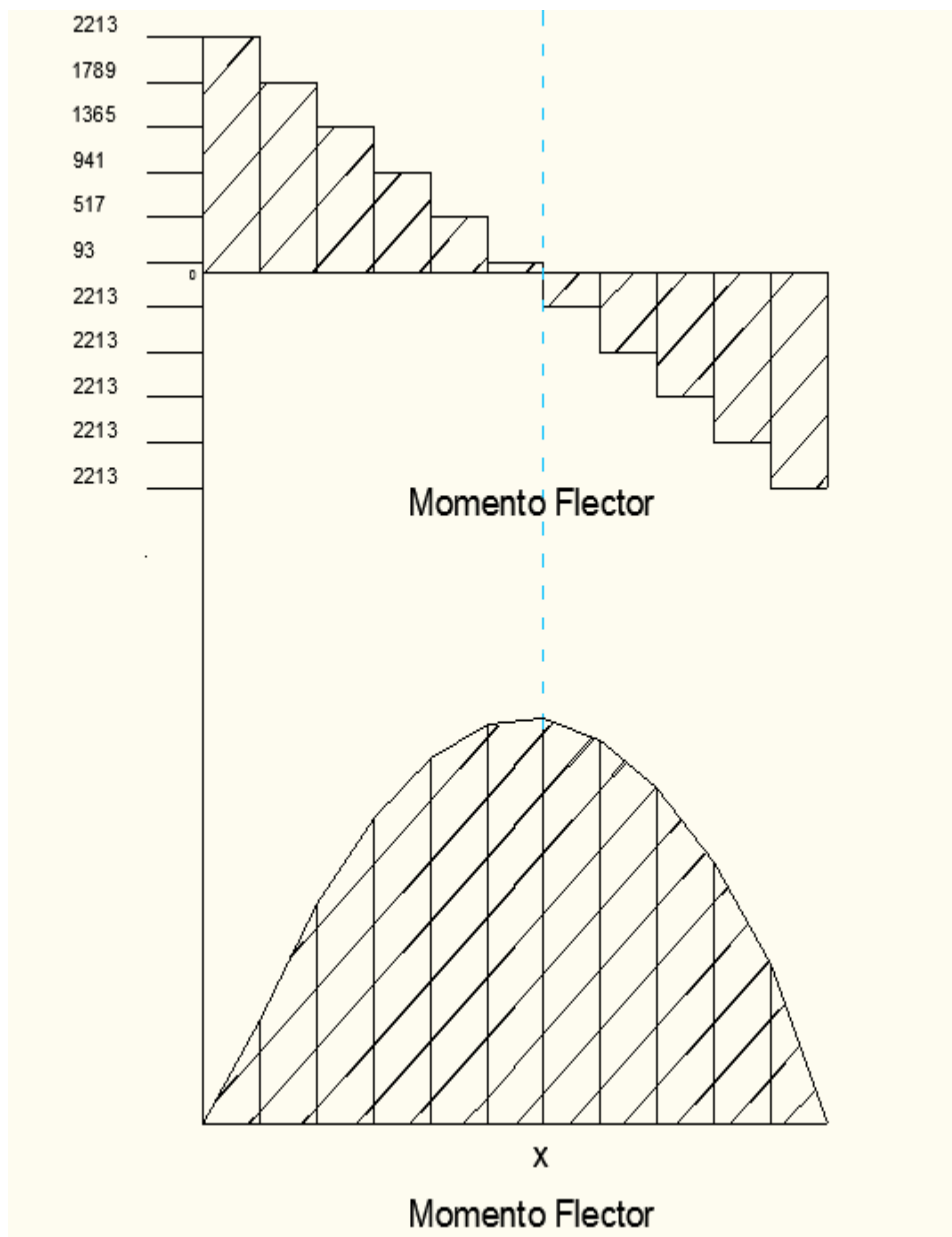
$$V = 2212.7 - 420 - 420 - 420 - 420 - 420 - 420 - 420 - 420 - 420 - 420 - q(x - 4.5) = -2028.05$$

$$M = 2212.7x - 420(x - 4.5) - 420(x - 10.5) - 420(x - 16.5) - 420(x - 22.5) - 420(x - 28.5) - 420(x - 34.5) - 420(x - 40.5) - 420(x - 46.5) - 420(x - 52.5) - 420(x - 58.5) - (x - 4.5)^2 q / 2$$

$$(x = 40.5) \quad M = 15071.9$$

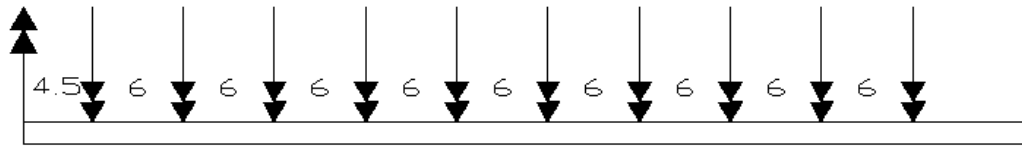
$$(x = 46.5) \quad M = -121$$

Diagramas



El momento Torsor Calculado es:

$$M_{tR} = 25200 \text{Kg.cm}$$



$$M_1 = FR = 420(6) = 2520 = M_2 = M_3 = \dots = M_{10}$$

$$4.5 \leq x \leq 10.5$$

$$M = M_t - M_1 = 25200 - 2520 = 22680$$

$$10.5 \leq x \leq 16.5$$

$$M = 25200 - (2)2520 = 20160$$

$$16.5 \leq x \leq 22.5$$

$$M = 25200 - (3)2520 = 17640$$

$$22.5 \leq x \leq 28.5$$

$$M = 25200 - (4)2520 = 15120$$

$$28.5 \leq x \leq 34.5$$

$$M = 25200 - (5)2520 = 12600$$

$$34.5 \leq x \leq 40.5$$

$$M = 25200 - (6)2520 = 10080$$

$$40.5 \leq x \leq 46.5$$

$$M = 25200 - (7)2520 = 7560$$

$$46.5 \leq x \leq 52.5$$

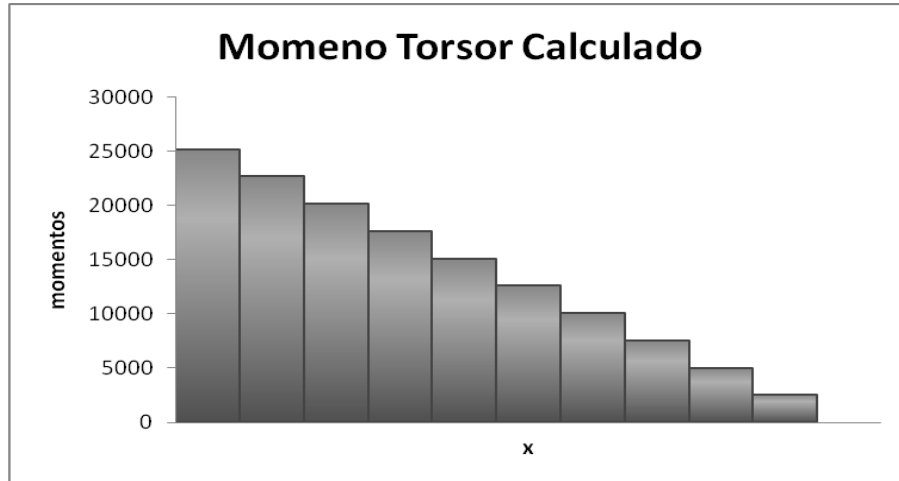
$$M = 25200 - (8)2520 = 5040$$

$$52.5 \leq x \leq 58.5$$

$$M = 25200 - (9)2520 = 2520$$

$$58.5 \leq x \leq 66$$

$$M = 25200 - (10)2520 = 0$$



5.1.2.2.2. DIAMETRO DE LOS RODILLOS

Donde $[\sigma_{ad}] = 4038.46 \text{ Kg/cm}^2$ para el Acero AISI 4340 y para un coeficiente de seguridad de $\eta = 1.3$ obtenido de tablas anexas.

Para los siguientes rangos y utilizando la expresión (4)

$$16.5 \leq x \leq 22.5$$

$$M_g = \sqrt{(34557.9)^2 + (17640)^2} = 37720.8159$$

$$22.5 \leq x \leq 28.5$$

$$M_g = \sqrt{(37670.1)^2 + (15120)^2} = 39721.5256$$

$$28.5 \leq x \leq 34.5$$

$$M_g = \sqrt{(38238.5)^2 + (12600)^2} = 39544.7273$$

$$34.5 \leq x \leq 40.5$$

$$M_g = \sqrt{(36694.35)^2 + (10080)^2} = 37042.448$$

Resultando el segmento crítico el comprendido entre $22.5 \leq x \leq 28.5$ donde $M_e = 39721.5256$.

Por lo tanto de la expresión (6)

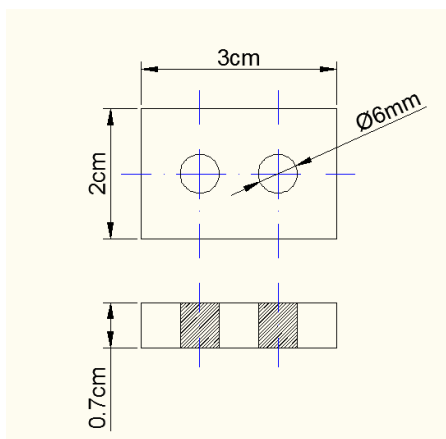
$$D \geq \sqrt[3]{\frac{512(39721.526 \text{Kg} \cdot \text{cm})}{15\pi(4038.46 \text{Kg}/\text{cm}^2)}}$$

$$D \geq \sqrt[3]{106.9 \text{cm}^3}$$

$$D \geq 4.74 \text{cm}$$

Nota: Por geometría y basados en el volumen de producción que requiere la empresa HORMYPOL trabajamos con el diámetro de 12cm planteado en la hipótesis inicial.

5.1.2.2.3. DIAMETRO DE LOS PERNOS PARA LAS MUELAS DEL RODILLO



$$F_m = 420 \text{Kg}$$

$$F_p = \frac{F_m}{\# \text{ pernos}} = \frac{420 \text{Kg}}{2} = 210 \text{Kg}$$

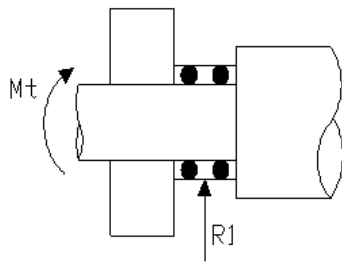
Tomando para los pernos el acero SAE grado 1, cuya $[\tau] = 803.4 \text{Kg}/\text{cm}^2$

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\tau]}}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4(210 \text{Kg})}{\pi(803.4 \text{Kg}/\text{cm}^2)}}$$

$$d \geq 0.58 \approx 0.6 \text{cm}$$

5.1.2.2.4. CALCULO DE MUÑONES



$$R1 = 2212.7 \text{ Kg}$$

$$Mt_1 = 25200 \text{ Kg.cm}$$

$$Mt_2 = 12600 \text{ Kg.cm}$$

$$Mf = R_1 x = 2112.7 (3) = 6638 \text{ Kg.cm}$$

Tomando en cuenta que: $Me_1 = 26059.6$ y $Me_2 = 14241.64$ y utilizando la expresión (8):

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{32(26059.6 \text{ Kg.cm})}{\pi(4038.43 \text{ Kg/cm}^2)}} = 4.4 \text{ cm} \approx 5 \text{ cm}$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{32(14241.64 \text{ Kg.cm})}{\pi(4038.43 \text{ Kg/cm}^2)}} = 3.3 \text{ cm}$$

Comprobación al corte

$$\delta = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi d^2} \leq [\delta_{ad}]$$

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_{ad}]}} = \sqrt{\frac{4(6638 \text{ Kg})}{\pi(4038.46 \text{ Kg/cm}^2)}} = 2.09 \text{ cm}$$

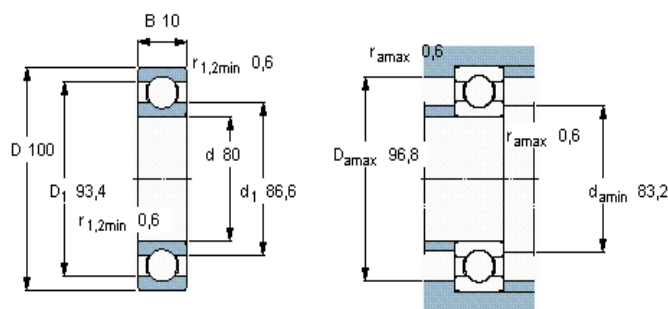
5.1.2.2.5. DETERMINACIÓN DEL TAMAÑO, DURACIÓN Y TIPO DE COJINETE.

- De acuerdo a la tabla anexa, por las características de trabajo (frecuencia de giro y carga radial) seleccionamos los cojinetes de bolas.
- De acuerdo al diámetro de cada eje se determina el tipo de cojinete o chumacera a utilizar con su correspondiente designación, y con las características del mismo determinaremos su vida nominal.
- El valor de la carga radial equivalente se determinara a partir de la carga radial en cada eje es decir la reacción mayor, y al no saber el valor de la carga axial se tomará el 30% de la carga radial.
- El valor de la capacidad de carga se tomara de la tabla anexa de rodamientos.
- La designación de estos cojinetes es 61816 basado en el diámetro interno del cojinete.

Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera, no están obturados

[Tolerancias](#) , ver también el [texto](#)
[Juego radial interno](#) , ver también el [texto](#)
[Ajustes recomendados](#)
[Tolerancias del eje y del alojamiento](#)

| Dimensiones principales | | | Capacidades de carga | | Carga límite de fatiga P_u | Velocidades | | Masa | Designación |
|-------------------------|-----|----|----------------------|-------|------------------------------|-------------------------|------------------|------|-------------|
| d | D | B | C | C_0 | | Velocidad de referencia | Velocidad límite | | |
| mm | | | kN | | kN | rpm | | kg | - |
| 80 | 100 | 10 | 13 | 15 | 0,64 | 13000 | 8000 | 0,15 | 61816 |



Factores de cálculo
 k_r 0,015
 f_0 17

Cargas equivalentes y vida nominal

Se ha tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de este cálculo, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicho cálculo.

Véase la sección "Carga dinámica equivalente del rodamiento"

Véase la sección "Carga estática equivalente"

Rodamiento 16016

C [kN] 35.1

C₀ [kN] 31.5

f₀ 16

F_r [kN] 21.68

F_a [kN] 21.03

Calcular

e 0.44

X 0.56

Y 1

P [kN] 33.2

L₁₀ [Mrev] 1

- Rodamiento individual
- Dos rodamientos dispuestos en tándem
- Dos rodamientos dispuestos espalda con espalda o cara a cara

- Juego Normal
- Juego C3
- Juego C4

X₀ 0.6

Y₀ 0.5

P₀ [kN] 23.5

Vida del rodamiento

Se ha tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de este cálculo, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicho cálculo.

Véase la sección "Vida nominal SKF"

| | | | | |
|--|------------------------|---|--|-----------------|
| | Rodamiento | 16016 | | |
| Seleccionar η_c | d [mm] | 80 | | |
| 0.5 ▼ | D [mm] | 125 | | |
| | C [kN] | 35.1 | | |
| | P_u [kN] | 1.32 | | |
| | P [kN] | 33.2 | | |
| | n [r/min] | 30 | | |
| | v [mm ² /s] | 500 | | |
| | | <input type="button" value="Calcular"/> | | |
| | | L_{10} 1 | | L_{10h} 660 |
| κ | 2.06 | | | |
| ν_1 | 243 | | | |
| a_{SKF} | 0.872 | L_{10m} 1 | | L_{10mh} 570 |
| Método antiguo a_{23} para una comparación | | | | |
| a_{23} | 1.61 | L_{10a} 2 | | L_{10ah} 1060 |

Para los rodamientos lubricados con grasa, compruebe la vida de la grasa. Véase la sección "Lubricación con grasa"

Para el cálculo de dos rodamientos en un eje, consulte el programa "SKF Bearing Select"

Para calcular el factor de contaminación η_c , consulte el programa "SKF Bearing Select"

5.1.2.3.CAJA DE TRANSMISION

Calculo del número de revoluciones

Datos Motor:

$$P = 12\text{HP} - 15\text{HP}$$

$$i_T = \eta_m / \eta_a = 1200 / 30 = 40$$

$$\eta_{\text{motor}} = \eta_m = 1200\text{rpm}$$

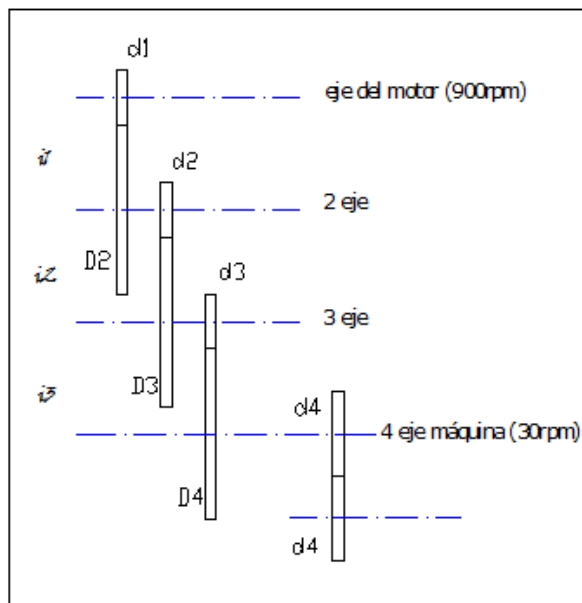
$$i_T = i_1 \times i_2 \times i_3 = 40$$

$$\eta_{\text{maquina}} = \eta_a = 30\text{rpm}$$

$$\text{Haciendo } i_1 = i_2 = i_3 = i$$

$$i = \sqrt[3]{i_T} = 3.42$$

$$D_a = 12.4\text{cm}$$



Tomando las relaciones de transmisión recalculamos $\eta_{\text{maquina}} = \eta_a$

$$i_1 = \frac{\eta_m}{\eta_2} = 3.42$$

$$\eta_2 = \frac{\eta_m}{3.1} = \frac{1200}{3.42} = 350.9\text{rpm}$$

$$i_2 = \frac{\eta_2}{\eta_3} = 3.42$$

$$\eta_3 = \frac{\eta_2}{3.1} = \frac{350.9}{3.42} = 102.6\text{rpm}$$

$$i_3 = \frac{\eta_3}{\eta_a} = 3.42$$

$$\eta_a = \frac{\eta_3}{3.1} = \frac{102.6}{3.42} = 30\text{rpm}$$

5.1.2.3.1. RUEDAS DENTADAS

Por razones constructivas asumimos $d_1=d_2=d_3=84\text{mm}$, que son los diámetros primitivos. La relación de transmisión entre los ejes 1 y 2 expresa:

$$\eta_m d_1 = \eta_2 D_2$$

$$D_2 = \frac{\eta_m \cdot d_1}{\eta_2} = \frac{1200(84\text{mm})}{350.9} = 287.26\text{mm}$$

NOTA: asumimos $D_2 = 288\text{mm}$.

Para facilitar la construcción/selección de las ruedas dentadas hacemos, igualmente por razones constructivas:

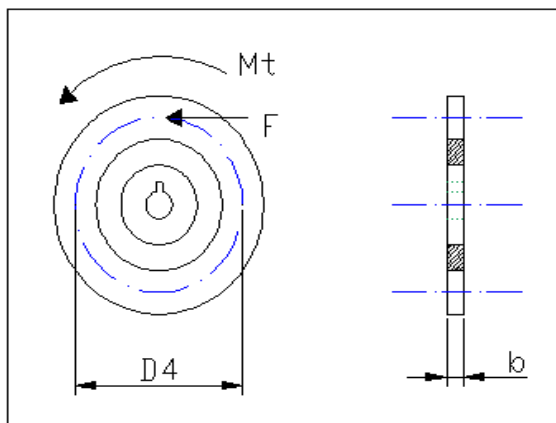
$$D_2 = D_3 = D_4 = 288\text{mm} \text{ (diámetros primitivos de las ruedas).}$$

5.1.2.3.1.1. CALCULO DE NUMERO DE DIENTES

Calculo del número de dientes

El momento torsor actuante en la máquina es:

$$M_t = 25200\text{Kg.cm}$$



Seleccionando el ancho del diente como

$$b = 2.54\text{cm}$$

Aplicando las fórmulas (9) para F; y la expresión (10) m a la rueda 1 o piñon se tiene:

$$F = \frac{2(25200\text{Kg}\cdot\text{cm})}{8.4\text{cm}} = 6000\text{Kg}$$

$$m = \frac{6(6000\text{Kg}\cdot\text{cm})}{(2.54\text{cm})(2625\text{Kg}/\text{cm}^2)} = 5.4$$

Se selecciona de tabla **Anexo** el módulo 6 para todas las ruedas//.

NOTA: el valor de $[\sigma_{ad}] = 2625\text{Kg}/\text{cm}^2$ corresponde al Acero AISI 4140, y coeficiente de seguridad 1.2, ver **Anexo**.

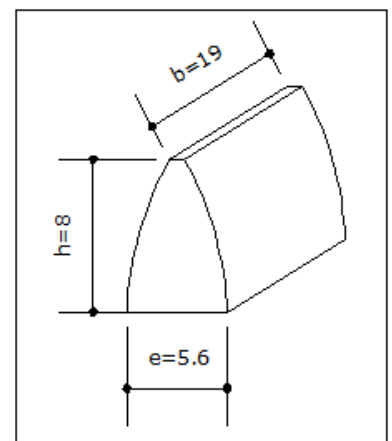
Número de dientes

Según la relación de transmisión

$$\eta_m d_1 = \eta_2 D_2 = \frac{\eta_1}{Z_1} = \frac{\eta_2}{Z_2} = \frac{d_1}{Z_1} = \frac{D_2}{Z_2} \quad (A)$$

El módulo se relaciona con el número de dientes mediante la fórmula:

$$Z = \frac{d}{m}$$



Para la rueda 1

$$Z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{84}{6} = 14 \text{dientes}$$

$$Z_2 = \frac{D_2}{m} = \frac{288}{6} = 48 \text{dientes}$$

$$D_2 = D_3 = D_4 = 28.8 \text{cm}$$

$$d_1 = d_2 = d_3 = 8.4 \text{cm}$$

$d_e = m(Z + 2) = d + 2m$ donde d es el diámetro primitivo.

$$d_{e1} = 96 \text{cm}$$

$$d_{e2} = 300 \text{cm}$$

$$d_b = d \cdot \cos \alpha = m \cdot Z \cdot \cos \alpha$$

5.1.2.3.2. CALCULO DE LA PRESION SUPERFICIAL MÁXIMA SOBRE EL FLANCO DEL DIENTE

CÁLCULO

Datos

$$E = 2.1 \times 10^6 \text{Kg/cm}^2$$

$$S = 6000 \text{Kg}$$

$$b = 2.54 \text{cm}$$

$$Z_1 = 14$$

$$Z_2 = 48$$

$$m = 6$$

$$\alpha = 20^\circ$$

Utilizando (12) tenemos

$$\rho_1 = \frac{14}{2} \cdot (6) \cdot \text{sen} 20 = 14.36$$

$$\rho_2 = \frac{48}{2} \cdot (6) \cdot \text{sen} 20 = 49.25$$

Utilizando la expresión (14)

$$\frac{1}{\rho_o} = \frac{(14.36) + (49.25)}{(14.36)(49.25)} = \frac{63.6}{707.21}$$

$$\frac{1}{\rho_o} = 0.0899 \text{ 1/cm}$$

Y mediante la expresión (15) tenemos:

$$\sigma_c^2 = 0.175 \left(\frac{6000 \text{Kg}}{2.54 \text{cm}} \right) \cdot \left(2.1 \times 10^6 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right) \cdot \left(0.0899 \frac{1}{\text{cm}} \right)$$

$$\sigma_c = \sqrt{77261811.02 \frac{\text{Kg}^2}{\text{cm}^4}} = 8789.8 \text{ Kg/cm}^2$$

Calculamos el esfuerzo admisible, con el valor asumido para el Factor de Seguridad de $\eta = 1.5$

El valor de la Tensión de contacto admisible será:

$$[\sigma_{adm}] = \frac{\sigma_c}{\eta}$$

$$[\sigma_{adc}] = 8789,8/1,5 = 5860 \text{ Kg/cm}^2$$

De (17) obtenemos el valor admisible:

$$[\sigma_{adc}] = 1.8(297.5) + 67 = 602.5 \text{ Mpa} = 6143.8 \text{Kg/cm}^2$$

Como:

$$[\sigma_{adc}] = 8789,8/1,5 = 5860 \text{ Kg/cm}^2 \leq [\sigma_{adc}] = 1.8(297.5) + 67 = 602.5 \text{ Mpa} = 143.8 \text{Kg/cm}^2$$

El material de los engranajes resistirá los esfuerzos de contacto, y el factor de seguridad crítico es según la expresión (16):

$$\eta = \frac{8789.8 \text{ Kg/cm}^2}{6143.8 \text{ Kg/cm}^2}$$

$$\eta = 1.43$$

Que es un valor inferior al asumido de $\eta = 1.5$

Que nos da como resultado que la selección y cálculo de los engranajes es correcto.

5.1.2.3.3. CALCULO RUEDA DENTADA PARA LOS RODILLOS

Cálculo de ruedas dentadas para la transmisión de movimiento y fuerza desde el rodillo motriz al segundo rodillo. Tomando como datos el diámetro primitivo de 124mm, el módulo 4 y el mismo momento torsor calculado en los rodillos.

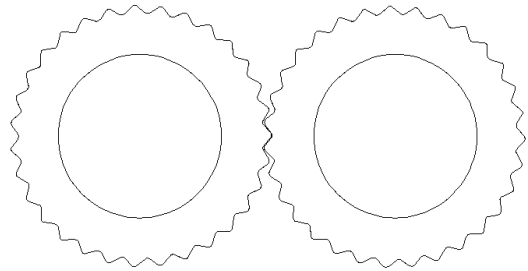
$$D_r = 124\text{mm}$$

$$m = 4$$

$$M_t = 25200\text{Kg/cm}$$

$$Z = D_r/m$$

$$Z = 31\text{dientes}$$



$$F = \frac{2M_t}{D_r}$$

$$F = \frac{2(25200\text{Kg.cm})}{12.4\text{cm}}$$

$$F = 4064,52\text{Kg}$$

$$m = \frac{6F}{b[\sigma_{ad}]}$$

$$b = \frac{6F}{m[\sigma_{ad}]}$$

$$b = \frac{6(4064.52\text{Kg})}{4 \left[\frac{2625\text{Kg}}{\text{cm}} \right]}$$

$b = 2.32\text{cm}$ Tomaremos 2.54cm normalizados.

5.1.2.3.4. CALCULO DE LOS EJES DEL REDUCTOR DE VELOCIDADES

La potencia en el eje de la máquina es:

$$P_m = 10.55\text{HP}$$

$P_m = \text{Potencia en la máquina} = P_4 = \text{Potencia en eje 4 (máquina)}$

$P_3 = \text{Potencia en eje 3}$

Usando la expresión (18)

$$\eta_m = \frac{P_4}{P_3} \quad \text{luego}$$

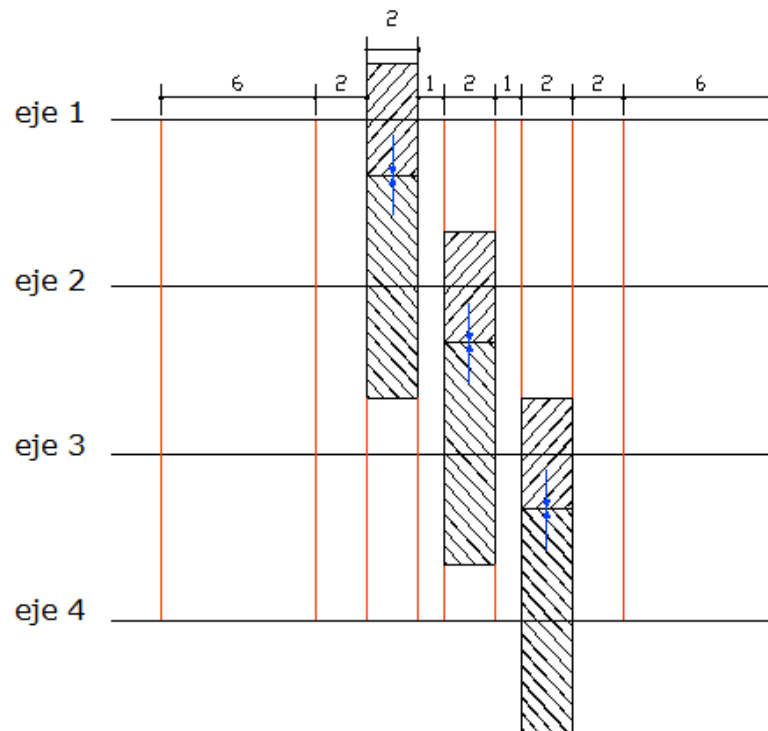
$$P_3 = \frac{P_4}{\eta_m} = \frac{10.55}{0.98} = 10.76\text{HP}$$

Con el mismo razonamiento

$$P_2 = \frac{P_3}{\eta_m} = \frac{10.76}{0.98} = 10.98\text{HP}; \quad \text{y}$$

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta_m} = \frac{10.98}{0.98} = 11.21\text{HP}$$

P_1 es la potencia del motor de accionamiento y el primer eje del reductor.



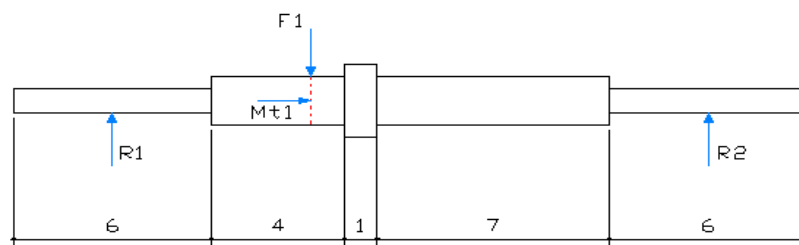
Como en el esquema cinemático del reductor constan 4 ejes, técnicamente es recomendable calcular el eje que reciba mayor potencia y dimensionar los 4 ejes según los resultados de dicho cálculo; sin embargo, en el presente trabajo, procederemos a calcular todos los ejes.

Eje 1

En consecuencia el eje que transmite mayor potencia es:

$$P_1 = 11.21\text{HP}$$

El prediseño del eje 1 es:



El momento torsor actuante en el eje uno será mediante la expresión (3):

$$M_{t1} = 71620 \frac{(11.21)}{1200} = 669.05\text{Kg.cm}$$

Cálculo del momento flector

Las reacciones son mediante la expresión (9):

$$F_1 = \frac{2M_t}{d_1} = \frac{2(669.05)}{8}$$

$$F_1 = 167.26Kg$$

$$\sum Fy = 0$$

$$R_1 + R_2 = F_1 \quad (1)$$

$$R_1 + R_2 = 167.26Kg$$

$$\sum Mo = 0$$

$$F_1(6) - R_2(18) = 0$$

$$R_2 = \frac{167.26(6)}{18}$$

$$R_2 = 55.75$$

En 1)

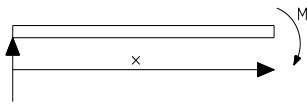
$$R_1 + 55.75 = 167.26$$

$$R_1 = 167.26 - 55.76$$

$$R_1 = 111.5$$

Diagrama de Momento Flector y Fuerza Cortante

$0 \leq x \leq 6$



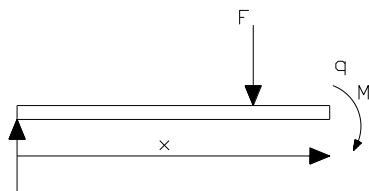
$V = 111.5$

$M = 111.5x$

$(x = 0) \quad M = 0$

$(x = 6) \quad M = 669.1$

$6 \leq x \leq 18$



$V = 111.5 - 167.26 = -55.76$

$M = 111.5x - F_1(x - 6)$

$(x = 6) \quad M = 669.1$

$(x = 18) \quad M = 0$

Momento torsor calculado para el eje 1

$M_t = 669.1 \text{Kg.cm}$

El segmento crítico se da entre $6 \leq x \leq 18$ donde $M_e = 669$, por lo tanto:

$M_{fmx} = 669 \text{ (} x = 6 \text{)}$

$M_t = 669 \text{ (} 6 \leq x \leq 18 \text{)}$

$$M_s = \sqrt{M_f^2 + M_t^2} = 988.5 \text{Kg/cm}^2$$

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32Me}{\pi[\sigma_{ad}]}}$$

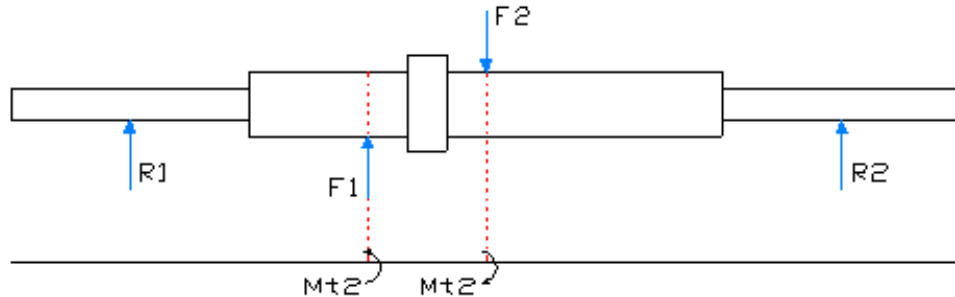
$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32(988.5)}{\pi(1900)}} = 1.74 \text{cm}$$

Se elige $D = 2 \text{cm}$

Eje 2

$P_2 = 10.98\text{HP}$

El prediseño del eje 2 es:



El momento torsor actuante en el eje será:

$$M_{t1} = 71620 \frac{(10.98)}{350.9} = 2241\text{Kg.cm}$$

Cálculo del momento flector

Las reacciones son:

$$F_1 = \frac{2M_{t2}}{d_2} = \frac{2(2241)}{27.6}$$

$$F_2 = \frac{2M_{t2}}{d_2} = \frac{2(2441)}{8}$$

$$F_1 = 162.4\text{Kg}$$

$$F_2 = 610.25\text{Kg}$$

$$\sum Fy = 0$$

$$R_1 + F_1 - F_2 + R_2 = 0$$

$$R_1 + R_2 = F_2 - F_1$$

$$R_1 + R_2 = 610.25 - 162.4$$

$$R_1 + R_2 = 447.9 \quad (2)$$

$$\sum M_o = 0$$

$$-F_1(6) + F_2(9) - R_2(18) = 0$$

$$-(162.4)(6) + (610.3)(9) - R_2(18) = 0$$

$$4518.3 - R_2(18) = 0$$

$$R_2 = \frac{4518.3}{18}$$

$$R_2 = 251.02$$

En 2)

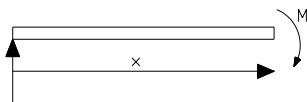
$$R_1 + R_2 = 447.9$$

$$R_1 = 447.9 - 251.02$$

$$R_1 = 196.9$$

Diagrama de Momento Flector y Fuerza Cortante

$$0 \leq x \leq 6$$



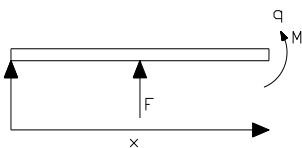
$$V = 196.9$$

$$M = 196.9x$$

$$(x = 0) \quad M = 0$$

$$(x = 6) \quad M = 1181.3$$

$$6 \leq x \leq 9$$

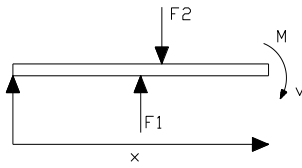


$$V = 196.9 + 162.4 = 359.3$$

$$M = 196.9x + F_1(x - 6)$$

$$(x = 6) \quad M = 1181.3$$

$$(x = 9) \quad M = 2259.3$$



$$9 \leq x \leq 18$$

$$V = 196.9 + 162.4 - 610.3 = -253.77$$

$$M = 196.9x + F_1(x - 6) - F_2(x - 9)$$

$$(x = 6) \quad M = 2259.3$$

$$(x = 18) \quad M = 0$$

Momento torsor calculado para el eje 2

$$M_t = 2259 \text{ Kg.cm}$$

El segmento crítico se da entre $6 \leq x \leq 9$ donde

$$M_e = \sqrt{M_f^2 + M_t^2}$$

$$M_e = \sqrt{(2259)^2 + (2241)^2} = 3182 \text{ Kg/cm}^2$$

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_e}{\pi [\sigma_{ad}]}}$$

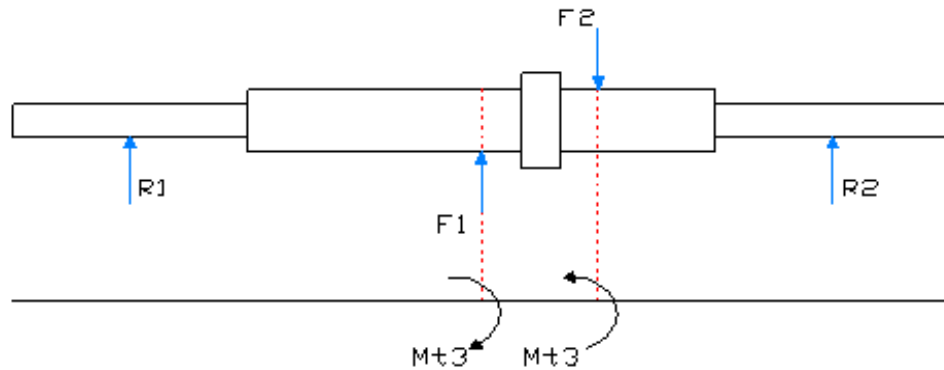
$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32(3182)}{\pi(1900)}} = 2.57 \text{ cm}$$

Se elige $D = 3 \text{ cm}$

Eje 3

$P_2 = 10.76\text{HP}$

El prediseño del eje 3 es:



El momento torsor actuante en el eje será:

$$M_{t3} = 71620 \frac{P_3}{\eta_3}$$

$$M_{t3} = 71620 \frac{(10.76)}{102.9} = 7489.1 \text{Kg.cm}$$

Cálculo del momento flector

Las reacciones son:

$$F_1 = \frac{2M_{t3}}{D_4} = \frac{2(7489.1)}{27.6}$$

$$F_1 = 542.69 \text{Kg}$$

$$F_2 = \frac{2M_{t3}}{d_2} = \frac{2(7489.1)}{8}$$

$$F_2 = 1872.28 \text{Kg}$$

$$\sum Fy = 0$$

$$R_1 + F_1 - F_2 + R_2 = 0$$

$$R_1 + R_2 = F_2 - F_1$$

$$R_1 + R_2 = 1872.28 - 542.69$$

$$R_1 + R_2 = 1329.6 \quad (3)$$

$$\sum M_o = 0$$

$$-F_1(9) + F_2(12) - R_2(18) = 0$$

$$-(542.69)(9) + (1872.28)(12) - R_2(18) = 0$$

$$17583.15 - R_2(18) = 0$$

$$R_2 = \frac{17583.15}{18}$$

$$R_2 = 976.84$$

En 3)

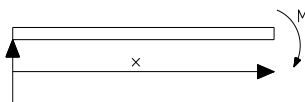
$$R_1 + R_2 = 1329.6$$

$$R_1 = 1329.6 - 976.84$$

$$R_1 = 352.76$$

Diagrama de Momento Flector y Fuerza Cortante

$$0 \leq x \leq 9$$



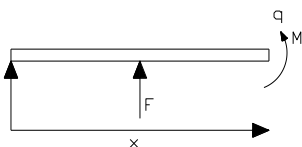
$$V = 352.76$$

$$M = 352.76x$$

$$(x = 0) \quad M = 0$$

$$(x = 9) \quad M = 3174.84$$

$$9 \leq x \leq 12$$

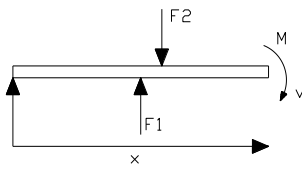


$$V = 352.76 + 542.69 = 895.45$$

$$M = 352.76x + F_1(x - 9)$$

$$(x = 9) \quad M = 3174.84$$

$$(x = 12) \quad M = 5861.19$$



$$12 \leq x \leq 18$$

$$V = 352.76 + 542.69 - 1872.28 = -976.83$$

$$M = 352.76x + F_1(x - 9) - F_2(x - 12)$$

$$(x = 12) \quad M = 5861.19$$

$$(x = 18) \quad M = 0.1$$

Momento torsor calculado para el eje 3

$$M_t = 7489.1 \text{ Kg.cm}$$

El segmento crítico se da entre $9 \leq x \leq 12$ donde

$$M_e = \sqrt{M_f^2 + M_t^2}$$

$$M_e = \sqrt{(5861.19)^2 + (7489.1)^2} = 9510 \text{ Kg/cm}^2$$

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32M_e}{\pi[\sigma_{ad}]}}$$

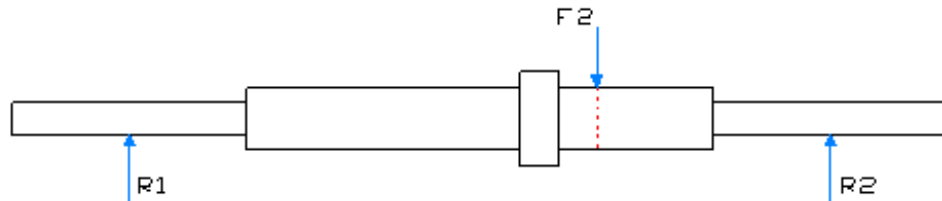
$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32(9510)}{\pi(1900)}} = 3.71 \text{ cm}$$

Se elige $D = 4 \text{ cm}$

Eje 4

$$P_2 = 10.55\text{HP}$$

El prediseño del eje 4 es:



El momento torsor actuante en el eje será:

$$M_{t4} = 71620 \frac{P_m}{\eta_a}$$

$$M_{t4} = 71620 \frac{(10.55)}{30} = 25186.367 \text{Kg.cm}$$

Cálculo del momento flector

Las reacciones son:

$$F_1 = \frac{2M_{t4}}{D_4} = \frac{2(25186.367)}{27.6}$$

$$F_1 = 1825.1$$

$$\sum Fy = 0$$

$$R_1 - F_1 + R_2 = 0$$

$$R_1 + R_2 = F_1$$

$$R_1 + R_2 = 1825.1 \quad (3)$$

$$\sum M_o = 0$$

$$F_1(12) - R_2(18) = 0$$

$$(1825.1)(12) - R_2(18) = 0$$

$$R_2(18) = 21901.2$$

$$R_2 = \frac{21901.2}{18}$$

$$R_2 = 1216.7$$

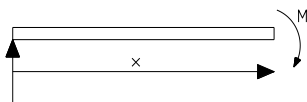
En 3)

$$R_1 + R_2 = 1825.1$$

$$R_1 = 1825.1 - 1216.7$$

$$R_1 = 608.4$$

Diagrama de Momento Flector y Fuerza Cortante



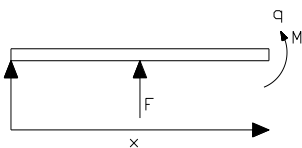
$$0 \leq x \leq 12$$

$$V = 608.4$$

$$M = 608.4x$$

$$(x = 0) \quad M = 0$$

$$(x = 12) \quad M = 7300.4$$



$$12 \leq x \leq 18$$

$$V = 608.4 - 1825.1 = -1216.7$$

$$M = 608.4x - F_1(x - 12)$$

$$(x = 12) \quad M = 7300.4$$

$$(x = 18) \quad M = 0$$

Momento torsor calculado para el eje 4

$$M_t = 25186.37 \text{Kg.cm}$$

El segmento crítico se da entre $12 \leq x \leq 18$ donde

$$M_s = \sqrt{M_f^2 + M_t^2}$$

$$M_s = \sqrt{(7300.4)^2 + (25189.37)^2} = 26225.9 \text{Kg/cm}^2$$

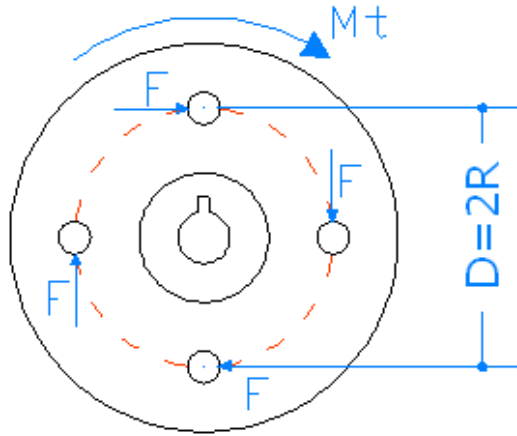
$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32Me}{\pi[\sigma_{ad}]}}$$

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{32(26225.9 \text{Kg.cm})}{\pi(1900 \text{Kg/cm}^2)}} = 5.01 \text{cm}$$

Se elige $D = 5 \text{cm}$

5.1.2.4. CALCULO DE BRIDAS

5.1.2.4.1. BRIDA PARA EJE UNO (Motor. Caja) ≤



$P = 11.21\text{HP}$
 $Mt = 669.1\text{Kg.cm}$
 $D = \text{diámetro de círculo de agujeros}$

Asumimos que $D = 80\text{mm}$ por lo tanto $R = 40\text{mm} = 4\text{cm}$ y con la expresión (19) calculamos:

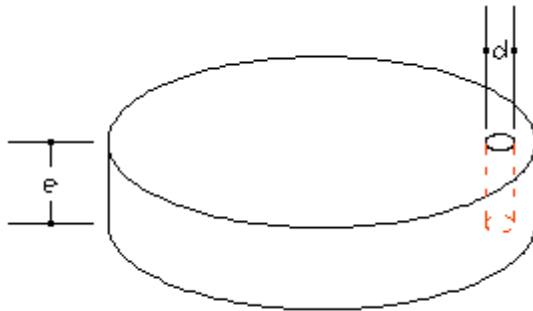
$$F = \frac{669.1\text{Kg.cm}}{4(4\text{cm})} = 41.82\text{Kg} \approx 42\text{Kg}$$

Donde d = al diámetro de los pernos y tomando $[\tau_{ad}] = 803.4\text{Kg/cm}^2$ para el acero SAE grado 1 y un coeficiente de seguridad $\eta = 1.3$

Mediante la expresión (20) tenemos:

$$d \geq \sqrt{\frac{4(42\text{Kg})}{\pi(803.9)}} = 0.26\text{cm}$$

Cálculo al aplastamiento



Utilizando la expresión (21)

$$e = \frac{55}{0.31(900)} = 0.2$$

$$e = 2mm$$

Aceptamos

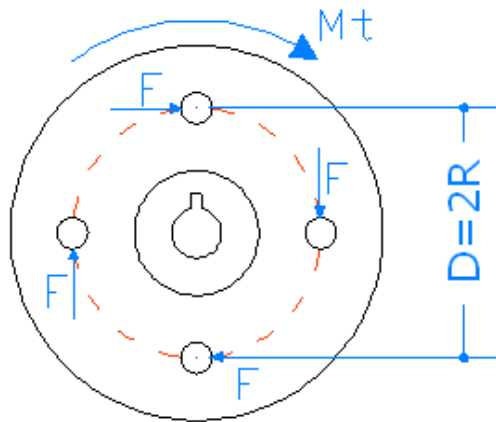
$$e = 6.35mm(1/4")$$

Diámetro y longitud del cubo

Donde D_1 es el diámetro del eje

$$d_c = 2D_1 = 2(2) = 4cm$$

$$l_c = 1.5D_1 = 1.5(2) = 3cm$$

5.1.2.4.2. BRIDA PARA EJE CUATRO (Caja, rodillos)


$$P = 10.55 \text{ HP}$$

$$M_t = 25200 \text{ Kg.cm}$$

D = diámetro de círculo de Agujeros

Asumimos q $D = 190\text{mm}$ por lo tanto $R = 95\text{mm} = 9.5\text{cm}$

$$F = \frac{M_t}{4R} = \frac{25200}{4(9.5)} = 663.16 \text{ Kg}$$

$$\tau = \frac{F}{A} \leq [\tau_{ad}]$$

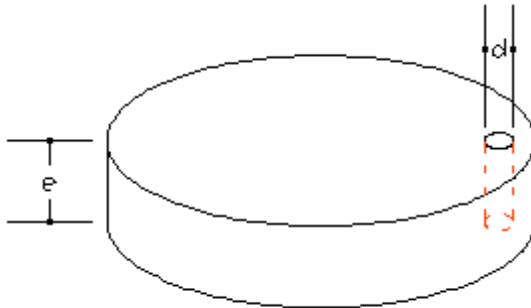
$$\tau = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau_{ad}]$$

Donde d = al diámetro de los pernos y tomando $[\tau_{ad}] = 803.4 \text{ Kg/cm}^2$ para el acero SAE grado 1 y un coeficiente de seguridad $\eta = 1.3$. Ver anexos.

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\tau_{ad}]}}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4(663.16 \text{ Kg})}{\pi(803.4 \text{ Kg/cm}^2)}} = 1.02 \text{ cm}$$

Calculamos al aplastamiento



$$\sigma_{ap} = \frac{F}{A} \leq [\sigma_{ap.ad}]$$

$$A = ed$$

$$e = \frac{F}{d[\sigma_{ap.ad}]}$$

$$\frac{F}{ed} \leq [\sigma_{ap.ad}]$$

$$e = \frac{1200}{1.5(900)} = 0.889cm$$

$$e = \frac{884.21}{1.5(900)} = 0.66cm$$

Aceptamos

$$e = 3/8"$$

Diámetro y longitud del cubo

Donde D_1 es el diámetro del eje

$$dc = 2D_1 = 2(5cm) = 10cm$$

$$lc = 1.5D_1 = 1.5(5cm) = 7.5cm$$

5.1.2.5. DETERMINACIÓN DEL TAMAÑO, DURACIÓN Y TIPO DE COJINETE.

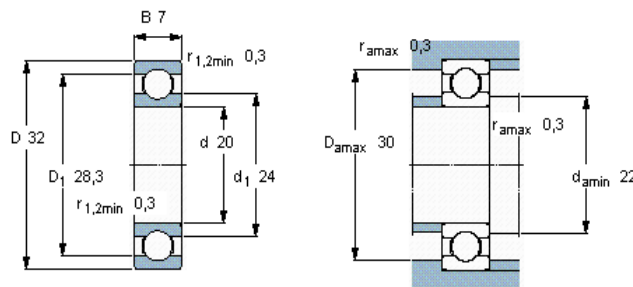
- De acuerdo a la tabla anexa, por las características de trabajo (frecuencia de giro y carga radial) seleccionamos los cojinetes de bolas.
- De acuerdo al diámetro de cada eje se determina el tipo de cojinete o chumacera a utilizar con su correspondiente designación, y con las características del mismo determinaremos su vida nominal.
- El valor de la carga radial equivalente se determinara a partir de la carga radial en cada eje es decir la reacción mayor, y al no saber el valor de la carga axial se tomará el 30% de la carga radial.
- El valor de la capacidad de carga se tomara de la tabla anexa de rodamientos.

Cojinetes para el eje 1.

- La designación de estos cojinetes es 61804 basado en el diámetro interno del cojinete.

| Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera, no están obturados | | | | | | | | | |
|---|----|---|----------------------|----------------|------------------------|-------------|-------------------------------|-------|--------------|
| Dimensiones principales | | | Capacidades de carga | | Carga límite de fatiga | Velocidades | | Masa | Designación |
| d | D | B | C | C ₀ | P ₀ | Velocidad | Velocidad de referencialímite | | |
| mm | | | kN | | kN | rpm | | kg | - |
| 20 | 32 | 7 | 4,03 | 2,32 | 0,104 | 45000 | 28000 | 0,018 | 61804 |

Tolerancias , ver también el texto
 Juego radial interno , ver también el texto
 Ajustes recomendados
 Tolerancias del eje y del alojamiento



Factores de cálculo
 k_r 0,015
 f₀ 15

- Mediante la utilización del software de la SKF calculamos las cargas en el cojinete para luego calcular la vida útil del mismo.

Cargas equivalentes y vida nominal

Se ha tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de este cálculo, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicho cálculo.

Véase la sección "[Carga dinámica equivalente del rodamiento](#)"

Véase la sección "[Carga estática equivalente](#)"

Rodamiento **61804**

C [kN]

C₀ [kN]

f₀

F_r [kN]

F_a [kN]

- Rodamiento individual
- Dos rodamientos dispuestos en tándem
- Dos rodamientos dispuestos espalda con espalda o cara a cara

- Juego Normal
- Juego C3
- Juego C4

e

X

Y

P [kN]

L₁₀ [Mrev]

X₀

Y₀

P₀ [kN]

Vida del rodamiento

Se ha tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de este cálculo, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicho cálculo.

Véase la sección "Vida nominal SKF"

| | | |
|----------------------|--------------------------|-------|
| | Rodamiento | 61804 |
| Seleccionar η_c | d [mm] | 20 |
| 0.5 ▼ | D [mm] | 32 |
| | C [kN] | 4.03 |
| | P_u [kN] | 0.104 |
| | P [kN] | 1.41 |
| | n [r/min] | 1200 |
| | v [mm ² /s] | 500 |
| | Calcular | |

| | | | | | |
|-----------|------|-----------|----|------------|-----|
| | | L_{10} | 23 | L_{10h} | 320 |
| κ | 23.3 | | | | |
| ν_1 | 21.5 | | | | |
| a_{SKF} | 1.73 | L_{10m} | 40 | L_{10mh} | 560 |

Método antiguo a_{23} para una comparación

| | | | | | |
|----------|-----|-----------|----|------------|-----|
| a_{23} | 2.5 | L_{10a} | 58 | L_{10ah} | 810 |
|----------|-----|-----------|----|------------|-----|

Para los rodamientos lubricados con grasa, compruebe la vida de la grasa. Véase la sección "Lubricación con grasa"

Para el cálculo de dos rodamientos en un eje, consulte el programa "SKF Bearing Select"

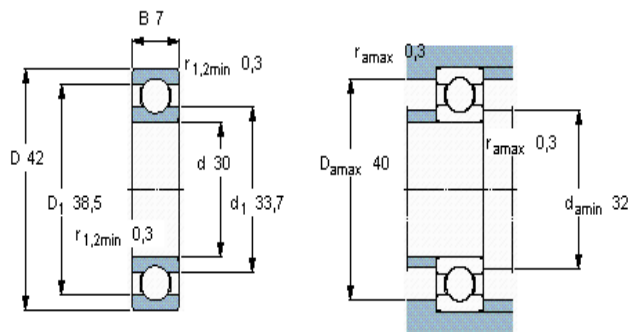
Para calcular el factor de contaminación η_c , consulte el programa "SKF Bearing Select"

Cojinetes para el eje 2.

- La designación de estos cojinetes es 61806 basado en el diámetro interno del cojinete.

| Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera, no están obturados | | | | | | | | | |
|---|----|---|----------------------|----------------|------------------------|-------------------------|------------------|-------|-------------|
| Dimensiones principales | | | Capacidades de carga | | Carga límite de fatiga | Velocidades | | Masa | Designación |
| d | D | B | C | C ₀ | P _u | Velocidad de referencia | Velocidad límite | | |
| mm | | | kN | | kN | rpm | | kg | - |
| 30 | 42 | 7 | 4,49 | 2,9 | 0,146 | 32000 | 20000 | 0,027 | 61806 |

Tolerancias , ver también el texto
 Juego radial interno , ver también el texto
 Ajustes recomendados
 Tolerancias del eje y del alojamiento



Factores de cálculo

k_r 0,015
 f_0 14

- Mediante la utilización del software de la SKF calculamos las cargas en el cojinete para luego calcular la vida útil del mismo.

Cargas equivalentes y vida nominal

Se ha tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de este cálculo, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicho cálculo.

Véase la sección "Carga dinámica equivalente del rodamiento"

Véase la sección "Carga estática equivalente"

Rodamiento

C [kN]

C₀ [kN]

f₀

F_r [kN]

F_a [kN]

- Rodamiento individual
- Dos rodamientos dispuestos en tándem
- Dos rodamientos dispuestos espalda con espalda o cara a cara

- Juego Normal
- Juego C3
- Juego C4

e

X

Y

P [kN]

L₁₀ [Mrev]

X₀

Y₀

P₀ [kN]

Vida del rodamiento

Se ha tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de este cálculo, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicho cálculo.

Véase la sección "[Vida nominal SKF](#)"

| | | | | |
|--------------------------------------|--------------------------|---|-----------|----------------|
| | Rodamiento | 61806 | | |
| Seleccionar η_c | d [mm] | 30 | | |
| 0.5 <input type="button" value="v"/> | D [mm] | 42 | | |
| | C [kN] | 4.49 | | |
| | P_u [kN] | 0.146 | | |
| | P [kN] | 3.1 | | |
| | n [r/min] | 350.9 | | |
| | v [mm ³ /s] | 500 | | |
| | | <input type="button" value="Calcular"/> | | |
| | L_{10} | 3 | L_{10h} | 140 |
| K | 10.1 | | | |
| v_1 | 49.4 | | | |
| a_{SKF} | 1.1 | L_{10m} | 3 | L_{10mh} 160 |

Método antiguo a_{23} para una comparación

| | | | | | |
|----------|-----|-----------|---|------------|-----|
| a_{23} | 2.5 | L_{10a} | 8 | L_{10ah} | 360 |
|----------|-----|-----------|---|------------|-----|

Para los rodamientos lubricados con grasa, compruebe la vida de la grasa. Véase la sección "[Lubricación con grasa](#)"

Para el cálculo de dos rodamientos en un eje, consulte el programa "[SKF Bearing Select](#)"

Para calcular el factor de contaminación η_c , consulte el programa "[SKF Bearing Select](#)"

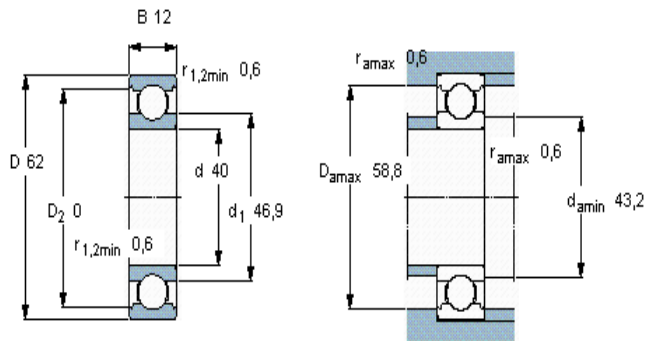
Cojinetes para el eje 3.

- La designación de estos cojinetes es 61908 basado en el diámetro interno del cojinete.

Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera, no están obturados

[Tolerancias , ver también el texto](#)
[Juego radial interno , ver también el texto](#)
[Ajustes recomendados](#)
[Tolerancias del eje y del alojamiento](#)

| Dimensiones principales | | | Capacidades de carga | | Carga límite de fatiga P_u | Velocidades | | Masa | Designación |
|-------------------------|----|----|----------------------|-------|------------------------------|-------------|-------------------------------|------|-------------|
| d | D | B | C | C_0 | | Velocidad | Velocidad de referencialímite | | |
| mm | | | kN | | kN | rpm | | kg | - |
| 40 | 62 | 12 | 13,8 | 10 | 0,425 | 24000 | 14000 | 0,12 | 61908 |



Factores de cálculo

k_r 0,02
 f_0 16

- Mediante la utilización del software de la SKF calculamos las cargas en el cojinete para luego calcular la vida útil del mismo.

Cargas equivalentes y vida nominal

Se ha tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de este cálculo, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicho cálculo.

Véase la sección "[Carga dinámica equivalente del rodamiento](#)"

Véase la sección "[Carga estática equivalente](#)"

Rodamiento **61908**

C [kN]

C₀ [kN]

f₀

F_r [kN]

F_a [kN]

e

X

Y

P [kN]

L₁₀ [Mrev]

Rodamiento individual

Dos rodamientos dispuestos en tándem

Dos rodamientos dispuestos espalda con espalda o cara a cara

Juego Normal

Juego C3

Juego C4

X₀

Y₀

P₀ [kN]

Vida del rodamiento

Se ha tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de este cálculo, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicho cálculo.

Véase la sección "[Vida nominal SKF](#)"

| | | | | |
|--------------------------------------|---|-----------|-----------|----------------|
| | Rodamiento | 61908 | | |
| Seleccionar η_c | d [mm] | 40 | | |
| 0.5 <input type="button" value="v"/> | D [mm] | 62 | | |
| | C [kN] | 13.8 | | |
| | P_u [kN] | 0.425 | | |
| | P [kN] | 9.58 | | |
| | n [r/min] | 102.6 | | |
| | v [mm ³ /s] | 500 | | |
| | <input type="button" value="Calcular"/> | | | |
| | L_{10} | 3 | L_{10h} | 490 |
| K | 4.17 | | | |
| v_1 | 120 | | | |
| a_{SKF} | 1.05 | L_{10m} | 3 | L_{10mh} 510 |

Método antiguo a_{23} para una comparación

| | | | | | |
|----------|-----|-----------|---|------------|------|
| a_{23} | 2.5 | L_{10a} | 7 | L_{10ah} | 1210 |
|----------|-----|-----------|---|------------|------|

Para los rodamientos lubricados con grasa, compruebe la vida de la grasa. Véase la sección "[Lubricación con grasa](#)"

Para el cálculo de dos rodamientos en un eje, consulte el programa "[SKF Bearing Select](#)"

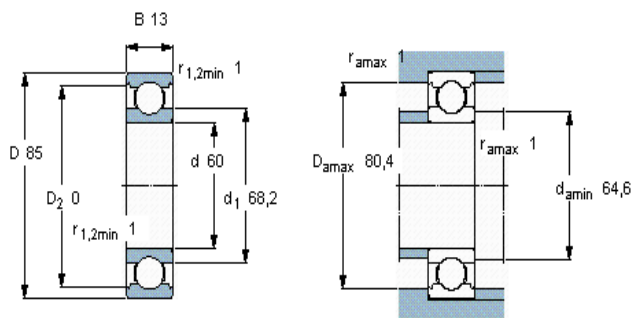
Para calcular el factor de contaminación η_c , consulte el programa "[SKF Bearing Select](#)"

Cojinetes para el eje 4.

- La designación de estos cojinetes es 61912 basado en el diámetro interno del cojinete.

| Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera, no están obturados | | | | | | | | | |
|---|----|----|----------------------|----------------|------------------------|-------------------------------|-----------|------|-------------|
| Dimensiones principales | | | Capacidades de carga | | Carga límite de fatiga | Velocidades | | Masa | Designación |
| d | D | B | C | C ₀ | P _u | Velocidad de referencialímite | Velocidad | | |
| mm | | | kN | | kN | rpm | | kg | - |
| 60 | 85 | 13 | 16,5 | 14,3 | 0,6 | 16000 | 10000 | 0,20 | 61912 |

Tolerancias , ver también el texto
 Juego radial interno , ver también el texto
 Ajustes recomendados
 Tolerancias del eje y del alojamiento



Factores de cálculo

k_r 0,02
 f₀ 16

- Mediante la utilización del software de la SKF calculamos las cargas en el cojinete para luego calcular la vida útil del mismo.

Cargas equivalentes y vida nominal

Se ha tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de este cálculo, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicho cálculo.

Véase la sección "[Carga dinámica equivalente del rodamiento](#)"

Véase la sección "[Carga estática equivalente](#)"

Rodamiento **61912**

C [kN]

C₀ [kN]

f₀

F_r [kN]

F_a [kN]

e

X

Y

P [kN]

L₁₀ [Mrev]

- Rodamiento individual
- Dos rodamientos dispuestos en tándem
- Dos rodamientos dispuestos espalda con espalda o cara a cara
- Juego Normal
- Juego C3
- Juego C4

X₀

Y₀

P₀ [kN]

Vida del rodamiento

Se ha tenido el máximo cuidado para garantizar la exactitud de este cálculo, pero no se acepta ninguna responsabilidad por pérdidas o daños, ya sean directos, indirectos o consecuentes, que se produzcan como resultado del uso de dicho calculo.

Véase la sección "[Vida nominal SKF](#)"

| | | |
|----------------------|---|-------|
| | Rodamiento | 61912 |
| Seleccionar η_c | d [mm] | 60 |
| 0.5 | D [mm] | 85 |
| | C [kN] | 16.5 |
| | P_u [kN] | 0.6 |
| | P [kN] | 15 |
| | n [r/min] | 30 |
| | v [mm ³ /s] | 500 |
| | <input type="button" value="Calcular"/> | |

| | | | | | |
|-----------|-------|-----------|---|------------|-----|
| | | L_{10} | 1 | L_{10h} | 740 |
| κ | 1.72 | | | | |
| ν_1 | 291 | | | | |
| a_{SKF} | 0.697 | L_{10m} | 1 | L_{10mh} | 520 |

Método antiguo a_{23} para una comparación

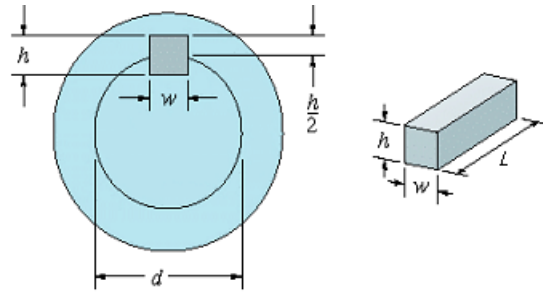
| | | | | | |
|----------|------|-----------|---|------------|------|
| a_{23} | 1.43 | L_{10a} | 2 | L_{10ah} | 1060 |
|----------|------|-----------|---|------------|------|

Para los rodamientos lubricados con grasa, compruebe la vida de la grasa. Véase la sección "[Lubricación con grasa](#)"

Para el cálculo de dos rodamientos en un eje, consulte el programa "[SKF Bearing Select](#)"

Para calcular el factor de contaminación η_c , consulte el programa "[SKF Bearing Select](#)"

5.1.3. CALCULO DE CHAVETAS



- Seleccionando la chaveta de la tabla anexa para los engranajes de los rodillos y con un diámetro de 5cm en el muñón tenemos:

Chaveta de sección bxh de 16 x 10mm y longitud de 45 a 180mm.

Material de la chaveta Acero AISI 1045, cuyo límite de fluencia es 3200Kg/cm²

Cálculo por falla al corte mediante la expresión (24)

$$\tau_{diseño} = \frac{2(25200 \text{ Kg.cm})}{(5 \text{ cm})(1.6 \text{ cm})(6 \text{ cm})} = 1050 \text{ Kg/cm}^2$$

Comprobamos con la expresión (26)

$$\tau_{diseño} \leq \frac{0.40(4220 \text{ Kg/cm}^2)}{1.1} = 1534.5 \text{ Kg/cm}^2$$

$$1050 \text{ Kg/cm}^2 \leq 1534.5 \text{ Kg/cm}^2$$

Para el cálculo para falla por aplastamiento se tiene mediante la expresión (25):

$$\sigma_{diseño} = \frac{4(25200 \text{ Kg.cm})}{(5 \text{ cm})(6 \text{ cm})(1 \text{ cm})} = 3360 \text{ Kg/cm}^2$$

Comprobamos con la expresión (26),

$$\sigma_{diseño} \leq \frac{0.90(4220 \text{ Kg/cm}^2)}{1.1} = 3452.7 \text{ Kg/cm}^2$$

$$3360 \text{ Kg/cm}^2 \leq 3452.7 \text{ Kg/cm}^2$$

Nota: Los valores de $[\tau_{diseño}] = 1534.5 \text{ Kg/cm}^2$ y $[\sigma_{diseño}] = 3452.7 \text{ Kg/cm}^2$ servirán para el cálculo de todas las chavetas.

- Seleccionando la chaveta de la tabla anexa para los engranajes de la caja de velocidades. Eje 1, diámetro de 2cm tenemos:
Chaveta de sección bxh de 6 x 6mm y longitud de 40mm.

Cálculo pro falla al corte mediante la expresión (24)

$$\tau_{diseño} = \frac{2(669.05 \text{ Kg.cm})}{(2 \text{ cm})(0.6 \text{ cm})(4 \text{ cm})} = 278.77 \text{ Kg/cm}^2$$

Comprobamos con $[\tau_{diseño}]$

$$278.77 \text{ Kg/cm}^2 \leq 1534.5 \text{ Kg/cm}^2$$

Para el cálculo para falla por aplastamiento se tiene mediante la expresión (25):

$$\sigma_{diseño} = \frac{4(669.05 \text{ Kg.cm})}{(2 \text{ cm})(4 \text{ cm})(0.6 \text{ cm})} = 557.5 \text{ Kg/cm}^2$$

Comprobamos con $[\sigma_{diseño}]$

$$557.5 \text{ Kg/cm}^2 \leq 3452.7 \text{ Kg/cm}^2$$

- Seleccionando la chaveta de la tabla anexa para los engranajes de la caja de velocidades. Eje 2, diámetro de 3cm tenemos:

Chaveta de sección bxh de 10 x 8mm y longitud de 40mm.

Cálculo pro falla al corte mediante la expresión (24)

$$\tau_{diseño} = \frac{2(2241Kg.cm)}{(3cm)(1cm)(4cm)} = 373.5Kg/cm^2$$

Comprobamos con $[\tau_{diseño}]$

$$373.5 Kg/cm^2 \leq 1534.5 Kg/cm^2$$

Para el cálculo para falla por aplastamiento se tiene mediante la expresión (25):

$$\sigma_{diseño} = \frac{4(2241Kg.cm)}{(3cm)(4cm)(0.8cm)} = 933.75 Kg/cm^2$$

Comprobamos con $[\sigma_{diseño}]$

$$933.75 Kg/cm^2 \leq 3452.7 Kg/cm^2$$

- Seleccionando la chaveta de la tabla anexa para los engranajes de la caja de velocidades. Eje 3, diámetro de 4cm tenemos:

Chaveta de sección bxh de 12 x 8mm y longitud de 40mm.

Cálculo pro falla al corte mediante la expresión (24)

$$\tau_{diseño} = \frac{2(7489.1Kg.cm)}{(4cm)(1.2cm)(4cm)} = 780.11Kg/cm^2$$

Comprobamos con $[\tau_{diseño}]$

$$780.11 Kg/cm^2 \leq 1534.5 Kg/cm^2$$

Para el cálculo para falla por aplastamiento se tiene mediante la expresión (25):

$$\sigma_{diseño} = \frac{4(7489.1Kg.cm)}{(4cm)(4cm)(0.8cm)} = 2340.3 \text{ Kg/cm}^2$$

Comprobamos con $[\sigma_{diseño}]$

$$2340.3 \text{ Kg/cm}^2 \leq 3452.7 \text{ Kg/cm}^2$$

- Seleccionando la chaveta de la tabla anexa para los engranajes de la caja de velocidades. Eje 4, diámetro de 5cm tenemos:

Chaveta de sección bxh de 16 x 10mm y longitud de 60mm.

Cálculo pro falla al corte mediante la expresión (24)

$$\tau_{diseño} = \frac{2(25186.4Kg.cm)}{(5cm)(1.6cm)(6cm)} = 1049.4 \text{ Kg/cm}^2$$

Comprobamos con $[\tau_{diseño}]$

$$1049.4 \text{ Kg/cm}^2 \leq 1534.5 \text{ Kg/cm}^2$$

Para el cálculo para falla por aplastamiento se tiene mediante la expresión (25):

$$\sigma_{diseño} = \frac{4(25186.4Kg.cm)}{(5cm)(6cm)(1cm)} = 3358.2 \text{ Kg/cm}^2$$

Comprobamos con $[\sigma_{diseño}]$

$$3358.2 \text{ Kg/cm}^2 \leq 3452.7 \text{ Kg/cm}^2$$

5.1.4. SELECCIÓN DE DISPOSITIVOS DE PROTECCIÓN Y MANDO DEL MOTOR

5.1.4.1. Selección del conductor

$$I_{conductor} = 1.25 * I_{no\ minal}$$

$$I_{conductor} = 1.25 * 47.4$$

$$I_{conductor} = 59.25amp$$

Según el cálculo de la intensidad del conductor en las tablas de especificaciones de conductores nos da lo siguiente:

#8 – AWG – THHN

5.1.4.2. Selección de la protección contra corto circuito

$$I_{disyuntor} = 7 * I_{no\ minal}$$

$$I_{disyuntor} = 7 * 47.4$$

$$I_{disyuntor} = 331.8amp$$

Según las tablas de selección de protecciones contra cortocircuitos hemos elegido el siguiente disyuntor:

TIPO: FALE-36050

5.1.4.3. Selección del contactor

CATEGORÍA: AC3 – DLS46 – maniobras: 500000 – maniobras/hora: 200

5.1.4.4. Selección de la protección térmica contra sobre cargas

$$I_{rele} = 1.25 * I_{nomial}$$

$$I_{rele} = 1.25 * 47.4$$

$$I_{rele} = 59.25amp$$

Según las tablas de selección de protecciones térmicas hemos elegido el siguiente rele:

TIPO: TMP con margen de regulación de 35-50

5.2. VALORACIÓN ECONÓMICA

Tabla 14. Valoración económica de la construcción de la máquina trituradora de áridos con rodillos.

CONSTRUCCIÓN Y MATERIALES

| DESCRIPCIÓN | COSTO UNIT. | CANT. | TOTAL | OBSERVACIONES |
|---|-------------|-------|----------------|---|
| Eje de 12 cm x 70cm | 704.00 | 2 | 1408.00 | |
| Hoja de muelle | 6.00 | 4 | 24.00 | De estas hojas se sacaran las 80 muelas |
| Cojinete 61816 | 52.00 | 2 | 104.00 | |
| Ruedas dentadas acero AISI 4140 de 8.4cm de diámetro | 150.00 | 3 | 450.00 | |
| Ruedas dentadas acero AISI 4140 de 28.8cm de diámetro | 260.00 | 3 | 780.00 | |
| Eje de acero C60 de 2cm de diámetro x 24cm | 1.53 | 1 | 1.53 | |
| Eje de acero C60 de 3cm de diámetro x 24cm | 2.63 | 1 | 2.63 | |
| Eje de acero C60 de 4cm de diámetro x 24cm | 6.45 | 1 | 6.45 | |
| Eje de acero C60 de 5cm de diámetro x 24cm | 13.98 | 1 | 13.98 | |
| Cojinete 61804 | 15.00 | 2 | 15.00 | |
| Cojinete 61806 | 22.00 | 2 | 22.00 | |
| Cojinete 61908 | 27.00 | 2 | 27.00 | |
| Cojinete 61912 | 35.00 | 2 | 35.00 | |
| Brida de 12cm de diámetro acero dulce | 240.00 | 1 | 240.00 | |
| Brida de 21cm de diámetro acero dulce | 260.00 | 1 | 260.00 | |
| Pernos de 0.64 x 1.9cm | 0.15 | 6 | 0.90 | |
| Pernos de 1.59 x 1.9cm | 0.20 | 6 | 1.20 | |
| Soldadura | 160.00 | 1 | 160.00 | |
| Motor de 15HP | 1500.00 | 1 | 1500.00 | |
| Subtotal de Accesorios | | | 5051.69 | |

COMPONENTES ELÉCTRICOS

| DESCRIPCIÓN | COSTO UNIT. | CANT | TOTAL | OBSERVACIONES |
|--|-------------|------|--------------|---------------|
| Conductor #8 AWG-THHN | 1.90 | 3m | 5.70 | |
| Disyuntor FALE-36050 | 15.00 | 1 | 15.00 | |
| Contactador AC3-DLS46 | 50.00 | 1 | 50.00 | |
| Relé TMP | 30.00 | 1 | 30.00 | |
| Subtotal Componentes Eléctricos | | | 100.7 | - |

GASTO DE LA MANO DE OBRA EN CONSTRUCCIÓN

| DESCRIPCIÓN | COSTO UNIT. | TIEMPO (Horas) | TOTAL | OBSERVACIONES |
|---|-------------|----------------|------------|---------------|
| Mano de obra en construcción | 3,00 | 200 | 600 | - |
| Imprevistos (copias, impresiones, etc.) | 90 | 1 | 90 | - |
| Subtotal Componentes Eléctricos | | | 690 | |

COSTO TOTAL DE LA INVERSIÓN

| Subtotales de la Inversión | Costo |
|---|------------------|
| Construcción y materiales | 5051.69 |
| Componentes eléctricos | 100.70 |
| Gastos de la mano de obra en construcción | 690.00 |
| 25% de indirectos | 639.99 |
| Total de la Inversión: | \$ 6481.4 |

Nota: Esta valoración económica es un aproximado del valor de construcción, y está hecha en dólares americanos.

5.3. TABLA DE RESULTADOS

| 1. Rodillos | | | |
|---|----------------------|---------------------|---|
| ITEM | Resultado | Unidad | Observaciones |
| Producción | 45 | m ³ .día | |
| Longitud | 60 | cm | |
| Diámetro exterior | 12 | cm | |
| Material | Acero AISI 4340 | | |
| Muelas | A= 3x0.7 Aa= 2.1x0.5 | cm | Se colocaran 10 muelas cada 90° en cada rodillo |
| Material de la Muelas | Acero K100 | | Hoja de Muelle |
| Separación entre rodillos | 0.8 | cm | |
| Velocidad angular | 30 | rpm | |
| Diámetro muñones | 5 | cm | |
| Cojinete | 61816 | | |
| 2. Caja de Transmisión | | | |
| Ruedas Dentadas | | | |
| Diámetros primitivos de ruedas d ₁ , d ₂ , d ₃ | 8.4 | cm | Asumidas por razones constructivas |
| Diámetros primitivos de ruedas D ₂ , D ₃ , D ₄ | 28.8 | cm | |
| Ancho del diente de ruedas | 2.54 | cm | |
| Módulo | 6 | | |
| # de dientes ruedas d ₁ , d ₂ , d ₃ | 14 | | |
| # de dientes ruedas D ₂ , D ₃ , D ₄ | 48 | | |
| Material de las ruedas | Acero AISI 4140 | | $[\sigma_{ad}] = 2625 \frac{Kg}{cm^2}$ |
| Diámetro Rueda rodillos | 12.4 | cm | Acero AISI 4140 |
| # de dientes ruedas rod. | 31 | | |

| Ejes del reductor de velocidad | | | |
|--------------------------------|-------------------|--------|---------------|
| ITEM | Resultado | Unidad | Observaciones |
| Longitud de los ejes | 24 | cm | |
| Diámetro eje 1 | 2 | cm | |
| Diámetro eje 2 | 3 | cm | |
| Diámetro eje 3 | 4 | cm | |
| Diámetro eje 4 | 6 | cm | |
| Material | Acero C60 | | |
| Cojinete para eje 1 | 61804 | | |
| Cojinete para eje 2 | 61806 | | |
| Cojinete para eje 3 | 61908 | | |
| Cojinete para eje 4 | 61912 | | |
| Brida para eje uno | | | |
| Ø círculo de agujeros | 8 | cm | |
| Espesor | 0.635 | cm | |
| Diámetro pernos | 0.635 | cm | |
| Diámetro cubo | 4 | cm | |
| Longitud cubo | 3 | cm | |
| Material pernos | Acero SAE grado 1 | | |
| Material de la brida | Hierro dulce | | |
| Brida para eje cuatro | | | |
| Ø círculo de agujeros | 19 | cm | |
| Espesor | 0.95 | cm | |
| Diámetro pernos | 1.58 | cm | |
| Diámetro cubo | 10 | cm | |
| Longitud cubo | 7.5 | cm | |
| Material pernos | Acero SAE grado 1 | | |
| Material de la brida | Hierro dulce | | |

| 3. Material eléctrico | | | |
|------------------------------|---------------|--|-------------------------|
| Motor eléctrico | 15HP-1200rpm | | |
| Conductor | #8 AWG - THHN | | |
| Disyuntor | FALE - 36050 | | |
| Contactador | AC3-DLS46 | | 500000 maniobras |
| Relé | TMP | | Margen regulación 35-50 |

6. DISCUSIÓN

La trituradora de áridos con rodillos está diseñada para un volumen de producción de 40 a 50 metros cúbicos por día en ocho horas de trabajo. El diámetro de los rodillos calculado es de 4.74cm pero por motivos de geometría para cumplir los requerimientos de la empresa HORMYPOL se establece un diámetro de 12cm y una velocidad de 30rpm calculada. Este eje se calculó tomando en cuenta los parámetros de seguridad, trabajando con un material de excelente calidad y como es el acero AISI 4340, que a más de soportar las cargas que se presentan en la trituración, su dureza es la ideal para trabajar con un material tan abrasivo como son los áridos.

Los pernos para las muelas de los rodillos están diseñadas con Acero SAE grado 1 y de un diámetro de 0.6cm, Este material presenta las propiedades mecánicas necesarias para el trabajo a realizar, como lo demuestran los cálculos.

Los engranajes de la caja de velocidades se diseñaron con el acero AISI 4140, los cálculos tanto al corte como el desgaste de los flancos del diente por contacto, nos dan como resultado que este material y las dimensiones asumidas como las calculadas (8.4cm y 28.8cm) para los engranajes le dan a la máquina resistencia, rigidez y estabilidad.

Los ejes para la caja de velocidades mediante el cálculo nos resultan diámetros de 2, 3, 4 y 5 cm respectivamente, diseñados de acero C60, los mismos que resistirán los esfuerzos que se aplican en los engranes.

Las bridas para la transmisión de la fuerza y el movimiento del motor a la máquina y de la máquina a los rodillos son de hierro dulce, sujeción por medio de cuatro pernos, de 0.635cm para la brida uno y de 1.54cm para brida dos, para ambos de Acero SAE grado 1. Los cojinetes tanto para los rodillos como para los ejes se seleccionaron y calcularon mediante el software de la SKF, garantizando así que la selección está de acuerdo con los parámetros correctos, para dar a la máquina buen funcionamiento.

En si estos cálculos nos garantizan un diseño de buena calidad, de buen rendimiento y economía para los fines de producción de la empresa HORMYPOL.

Frente a las máquinas trituradoras de rodillos existentes en el mercado, que presentan ciertas características como un gran volumen de producción, elevada fuerza de trituración, por lo tanto no requiere pre cribado del material a triturar, además de ser máquinas con mayor tecnificación en procesos de control y automatización. Este diseño trabaja a las necesidades de la empresa HORMYPOL y brindándole una opción de calidad pero económica de fácil implementación, segura de fácil manejo y sobre todo la inversión económica no es muy fuerte y de fácil recuperación, sin desmerecer con esto la calidad de trabajo.

Este diseño es calculado para garantizar funcionalidad el volumen de triturados necesarios para los requerimientos de la empresa puesto que la trituración de los áridos es para la producción de la materia prima de los productos de la línea HORMYPOL, mas no para la explotación y venta de material pétreo en donde si se necesitaría un mayor volumen de trituración y la inversión en una máquina en el mercado sería factible y de fácil recuperación.

7. CONCLUSIONES

- La investigación realizada acerca del funcionamiento de máquinas trituradoras de material pétreo, así como los estudios realizados en la formación académica de la carrera de Ingeniería Electromecánica, permitieron contar con los elementos técnico-científico necesarios para plantear una propuesta de diseño específico de una máquina trituradora a rodillos.
- La máquina trituradora a rodillos, una vez construida y en funcionamiento, permitirá obtener áridos con un diámetro no superior a 8 mm., y polvos finos, conforme se requieren para las necesidades constructivas de la Empresa HORMYPOL, para la que se desarrolló el trabajo.
- El diseño desarrollado, permitirá construir una máquina trituradora a rodillos, con características técnicas competitivas, con las máquinas trituradoras industriales de fábrica, que se ofertan en el mercado nacional e internacional y a un costo considerablemente más bajo.
- En el proceso de diseño se utilizaron procesos tecnológicos desarrollados en el campo científico, así como procedimientos prácticos para estimar las fuerzas involucradas en el funcionamiento de la máquina y con ello obtener un diseño final factible para ser presentado a la Universidad nacional de Loja y la Empresa HORMYPOL.
- El rendimiento en cuanto a volumen procesado de la máquina se estima en aproximadamente 40 a 50 metros cúbicos de material pétreo por día en ocho horas de trabajo cumpliendo los requerimientos de HORMYPOL.
- La formación profesional ofrecida en la Carrera de Ingeniería Electromecánica, tiene el nivel necesario y suficiente para apoyar y sustentar el desarrollo de la tecnología nacional en el campo del diseño de máquinas de mediana y baja potencia.

8. RECOMENDACIONES

- Para la construcción de la máquina, se recomienda seguir los pasos y el ensamblaje propuesto en el diseño.
- Para ulteriores trabajos de diseño o construcción de este tipo de maquinaria, se recomienda, mejorar los procesos técnicos de control y automatización de la misma.
- Se recomienda que la Universidad Nacional de Loja, mantenga la política de impulsar trabajos de diseño y construcción de maquinaria de mediana y baja potencia, debido a la importante contribución al proceso de formación profesional de los estudiantes de las carreras.

9. BIBLIOGRAFÍA

- BRUÑO, G. M. (1978). Geometría (dieciseisava edición). Madrid, España. Editorial Bruño.
- CATALOGO GENERAL DE LA SKF, (1989). Italia. Stamperia Artistica Nazionale.
- ENCICLOPEDIA CEAC DEL DELINIANTE. (1980). Elementos de Máquinas. Barcelona, España.
- FERDINAN L. Singer. 1971. Resistencia de Materiales. Madrid, Ediciones del Castillo. 80p.
- JÜZT, Hermann; SCHARKUS, Eduard; LOBERT, Rolf. (1984). Prontuario de Metales (Tercera Edición). Barcelona, España: Editorial Reverté, S.A.
- LARBURU ARRIZABALAGA, Nicolás. (2003). Máquinas Prontuario (Treceava Edición). Madrid, España: Thomson Editores Paraninfo, S.A.
- NASH, William A. (1979). Resistencia de Materiales. México DF, México: McGraw-Hill
- PARETO, Luis; SANZ, Pedro. (1989).- Formulario de Mecánica. Barcelona, España: Ediciones CEAC.
- POLLONE, Giuseppe; PINTO, Julio. (1972). Engranajes. Barcelona, España: Editorial Blume.
- SHIGLEY, Joseph; MITCHELL, Larry. (1985). Diseño en Ingeniería Mecánica (Cuarta Edición). México D.F., México: McGRAW-HILL.
- SINGER, Ferdinan L. (1971). Resistencia de Materiales. Madrid, España: Ediciones del Castillo, S.A.

Páginas Web consultadas:

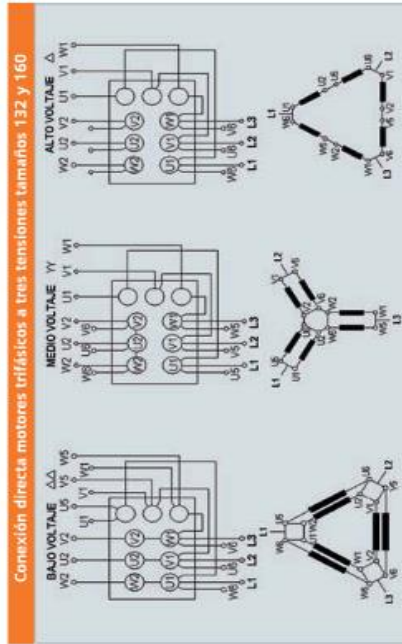
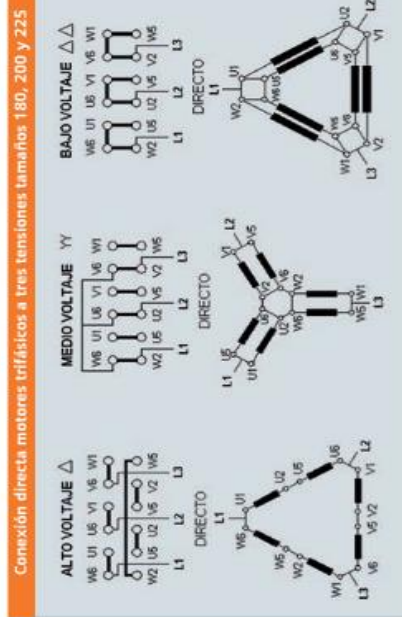
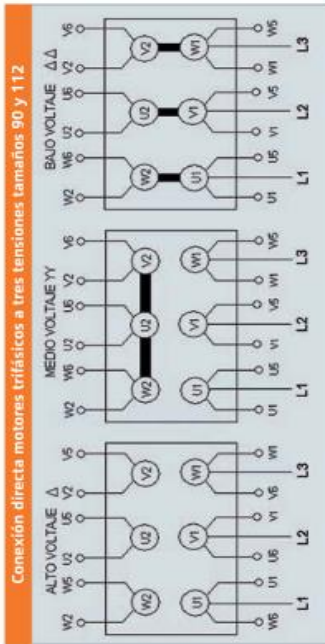
- Soluciones para profesiones, máquinas trituradoras.
www.arqhys.com/concreto
- Soluciones para profesiones, máquinas trituradoras.
www.concretonline.com/TrituradorDobleRodillo
- SBM Mining and construction machinery
http://www.shibang-china.com/es/scs_1.htm
- Catalogo interactivo para selección de rodamientos de la SKF.
www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/extra/productTablesList
- Enciclopedia libre Wikipedia, grava.
<http://es.wikipedia.org/wiki/Grava>

10. ANEXOS

ANEXO N°1

Catalogo de Motores SIEMENS

| Velocidad 1200 rpm, 6 polos, 60 Hz | | | | | | | | | | | | | | | |
|------------------------------------|----------------|-----------|----------|------|------|-----------------------|------|------|---------------------|--------------------------------|-----------------------|-------------------|------------------------------|---------------------------------|---------|
| Código | Tipo | Frame IEC | Potencia | | F.S. | Corriente nominal [A] | | | Eficiencia η % | Factor de potencia $\cos \phi$ | Velocidad nominal rpm | Torque nominal Nm | Torque de arranque Tarr / Tn | Corriente de arranque Iarr / In | Peso kg |
| | | | HP | KW | | 220V | 380V | 440V | | | | | | | |
| 25000012867 | 1LA3 090-6YA80 | 90L | 1,5 | 1,1 | 1,15 | 6,0 | 3,47 | 3,0 | 62,0 | 0,79 | 1010 | 10,58 | 1,7 | 2,9 | 19,6 |
| 25000012868 | 1LA3 096-6YA80 | 90L | 2,0 | 1,5 | 1,15 | 7,8 | 4,51 | 3,9 | 64,4 | 0,78 | 1014 | 14,05 | 2,0 | 3,1 | 22,4 |
| 25000012789 | 1LA3 112-6YA80 | 112M | 3 | 2,2 | 1,15 | 11,8 | 6,8 | 5,9 | 70,1 | 0,71 | 1138 | 18,78 | 2,1 | 4,3 | 39,2 |
| 25000012790 | 1LA3 113-6YA80 | 112M | 4,0 | 3,0 | 1,15 | 15 | 8,7 | 7,5 | 73,5 | 0,71 | 1133 | 25,15 | 2,15 | 4,5 | 47,5 |
| 25000012391 | 1LA3 130-6YA80 | 132 M | 5 | 3,7 | 1,15 | 16,4 | 9,47 | 8,2 | 73,7 | 0,81 | 1115 | 31,95 | 1,8 | 4,6 | 61,84 |
| 25000012392 | 1LA3 133-6YA80 | 132 M | 7,5 | 5,6 | 1,15 | 26,0 | 15,0 | 13,0 | 71,5 | 0,79 | 1146 | 46,62 | 1,8 | 5,1 | 76,7 |
| 25000012393 | 1LA3 135-6YA80 | 132 M | 10 | 7,5 | 1,05 | 33 | 19,1 | 16,5 | 78,1 | 0,76 | 1147 | 62,11 | 1,9 | 5,2 | 82,8 |
| 25000012379 | 1LA3 164-6YA80 | 160 L | 15,0 | 11,2 | 1,15 | 47,4 | 27,3 | 23,7 | 84,9 | 0,73 | 1149 | 93,00 | 2,0 | 5,9 | 125,4 |
| 25000012278 | 1LA3 167-6YA80 | 160 L | 20 | 14,9 | 1,1 | 68 | 39,2 | 34 | 82,3 | 0,7 | 1153 | 123,57 | 2 | 5 | 137,8 |
| 25000012731 | 1LA6 186-6YA80 | 180 MIL | 25,0 | 18,7 | 1,05 | 68,0 | 39,2 | 34,0 | 87,8 | 0,82 | 1174 | 151,70 | 2,6 | 5,6 | 170,0 |
| 25000012667 | 1LA6 206-6YA80 | 200 L | 30 | 22,4 | 1,05 | 84 | 48,5 | 42 | 86,2 | 0,81 | 1175 | 181,88 | 2,2 | 5,6 | 242 |
| 25000012662 | 1LA6 208-6YA80 | 200 L | 40,0 | 29,8 | 1,15 | 114,0 | 66,0 | 57,0 | 87,0 | 0,79 | 1180 | 241,48 | 2,3 | 6,0 | 255,7 |
| 25000011190 | 1LA6 223-6YC80 | 225 SIM | 50,0 | 37,3 | 1,15 | 124,0 | 71,6 | 62,0 | 92,8 | 0,85 | 1170 | 304,43 | 2,4 | 5,8 | 315 |



ANEXO N°3
Tablas de aceros

| ISO | Clasificación de materiales Coromant (CMC) | | País | | | | | | | | | |
|--------------------------|--|-------|--------|------------|----------|----------|-----------------|----------|-----------|------------|--|--|
| | Gran Bretaña | | Suecia | EE.UU. | Alemania | Francia | Italia | España | Japón | | | |
| | BS | EN | SS | AISI/SAE | W.-nr. | DIN | AFNOR | UNI | UNE | JIS | | |
| P Acero no aleado | | | | | | | | | | | | |
| 01.1 | 4360 40 C | - | 1311 | A570.36 | 1.0038 | RSt.37-2 | E 24-2 Ne | - | - | STKM 12A-C | | |
| 01.1 | 030A04 | 1A | 1325 | 1115 | 1.0038 | GS-CK16 | - | - | - | - | | |
| 01.1 | 4360 40 B | - | 1312 | A573-81 65 | 1.0116 | SL37-3 | E 24-U | - | - | - | | |
| 01.1 | 080M15 | - | 1350 | 1015 | 1.0401 | C15 | CC12 | - | F:111 | - | | |
| 01.1 | 050A20 | 2C/2D | 1450 | 1020 | 1.0402 | C22 | CC20 | - | F:112 | - | | |
| 01.1 | 230M07 | - | 1912 | 1213 | 1.0715 | 9SMn28 | S250 | - | 11SMn28 | SUM22 | | |
| 01.1 | - | - | 1914 | 12L13 | 1.0718 | 9SMnPb28 | S250Pb | - | 11SMnPb28 | SUM22L | | |
| 01.1 | - | - | - | - | 1.0722 | 10SPb20 | 10PbF2 | - | 10SPb20 | - | | |
| 01.1 | 240M07 | 1B | - | 1215 | 1.0736 | 9SMn36 | S 300 | - | 12SMn35 | - | | |
| 01.1 | - | - | 1926 | 12L14 | 1.0737 | 9SMnPb36 | S300Pb | - | 12SMnP35 | - | | |
| 01.1 | 080M15 | 32C | 1370 | 1015 | 1.1141 | Ck15 | XC12 | - | C15K | S15C | | |
| 01.1 | - | - | - | 1025 | 1.1158 | Ck25 | - | - | - | S25C | | |
| 01.1 | 4360 55 E | - | 2145 | A572-60 | 1.8900 | SIE 380 | - | FeE390KG | - | - | | |
| 01.1 | 4360 55 E | - | 2142 | A572-60 | - | 17 MnV 6 | NFA 35-501 E 36 | - | - | - | | |
| 01.2 | 060A35 | - | 1550 | 1035 | 1.0501 | C35 | CC35 | - | F:113 | - | | |
| 01.2 | 080M46 | - | 1650 | 1045 | 1.0503 | C45 | CC45 | - | F:114 | - | | |
| 01.2 | 212M36 | 8M | 1957 | 1140 | 1.0726 | 35S20 | 35MF4 | - | F210G | - | | |
| 01.2 | 150M36 | 15 | - | 1039 | 1.1157 | 40Mn4 | 35M5 | - | - | - | | |
| 01.2 | - | - | 2120 | 1335 | 1.1167 | 36Mn5 | 40M5 | - | - | - | | |
| 01.2 | 150M28 | 14A | - | 1330 | 1.1170 | 28Mn6 | 20M5 | - | 36Mn5 | SMn438(H) | | |
| 01.2 | 060A35 | - | 1572 | 1035 | 1.1183 | Cf35 | XC38TS | - | - | SCMn1 | | |
| 01.2 | 080M46 | - | 1672 | 1045 | 1.1191 | Ck45 | XC42 | - | C45K | S35C | | |
| 01.2 | 060A52 | - | 1674 | 1050 | 1.1213 | Cf53 | XC48TS | - | - | S45C | | |
| 01.3 | 070M55 | - | 1655 | 1055 | 1.0535 | C55 | - | - | - | S50C | | |
| 01.3 | 080A62 | 43D | - | 1060 | 1.0601 | C60 | CC55 | - | - | - | | |
| 01.3 | 070M55 | - | - | 1055 | 1.1203 | Ck55 | XC55 | - | C55K | S55C | | |
| 01.3 | 080A62 | 43D | 1678 | 1060 | 1.1221 | Ck60 | XC60 | - | - | S58C | | |

Tipos de rodamientos - diseño y características

La matriz no ofrece más que una orientación aproximada de modo que cada caso requiere una selección más calificada según la información dada en las páginas anteriores o la información más detallada de los textos que preceden a cada sección de tablas.

Diseño
 1 Agujero cónico
 2 Placas de protección u obturación
 3 Autoalineable
 4 No desmontable
 5 Desmontable

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

Características
 Rodamiento adecuado para

6 Carga puramente radial
 7 Carga puramente axial
 8 Carga combinada
 9 Momentos
 10 Alta velocidad
 11 Alta precisión de funcionamiento
 12 Alta rigidez
 13 Funcionamiento silencioso
 14 Baja fricción
 15 Compensación por desalineación en funcionamiento

16 Compensación por errores de alineación (inicial)

17 Disposiciones de rodamiento fijo

18 Disposiciones de rodamiento libre

19 Desplazamiento axial posible en el rodamiento

| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 |
|---|---|------|---|------|---|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| Rodamientos rígidos de bolas | | a | | | | + | + | + | - | +++ | +++ | + | +++ | +++ | - | - | ++ | + | --- |
| Rodamientos de bolas con contacto angular | | b | | a, b | c | + | + | + | - | ++ | +++ | + | ++ | ++ | - | - | ++ | + | --- |
| Rodamientos de bolas a rótula | | | | | | + | - | - | --- | +++ | +++ | - | ++ | +++ | +++ | +++ | + | + | --- |
| Rodamientos de rodillos cilíndricos | | | | | | ++ | --- | --- | --- | ++ | ++ | ++ | ++ | ++ | - | - | --- | +++ | +++ |
| llenos de rodillos | | | | a | b | +++ | - | - | --- | - | + | +++ | - | - | - | - | + | + | + |
| Rodamientos de agujas | | a | | a | c | +++ | - | - | + | - | + | +++ | - | - | - | - | + | + | +++ |
| Rodamientos de rodillos cónicos | | b, c | | b, c | | ++ | + | + | - | + | + | ++ | + | + | - | - | + | + | --- |
| Rodamientos de rodillos a rótula | | | | | | +++ | + | + | + | + | + | +++ | + | + | - | - | +++ | + | --- |
| Rodamientos CARB llenos de rodillos | | | | | | +++ | + | + | + | + | + | +++ | + | + | - | - | +++ | + | --- |
| Rodamientos axiales de bolas | | | | | | --- | + | + | --- | - | + | + | + | + | - | - | +++ | + | --- |
| Rodamientos axiales de rodillos | | | | | | --- | + | + | --- | - | + | + | + | + | - | - | +++ | + | --- |
| Rodamientos axiales de rodillos a rótula | | | | | | --- | + | + | --- | - | + | + | + | + | - | - | +++ | + | --- |

Seleccione el diseño (todo)

Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera

Tolerancias , ver también el texto
 Juego radial interno , ver también el texto
 Ajustes recomendados
 Tolerancias del eje y del alojamiento

| Dimensiones principales | | Capacidades de carga | | Carga límite de fatiga Pu | Velocidades | | Masa | Designación |
|-------------------------|--------|----------------------|----------------|---------------------------|-------------------------------|-----------|------|------------------------|
| d | D | C | C ₀ | | Velocidad de referencialímite | Velocidad | | |
| mm | | kN | | kN | rpm | | kg | |
| 75 | 160 | 119 | 76,5 | 3 | - | 2800 | 3,00 | 6315-RS1 [^] |
| 75 | 160 | 119 | 76,5 | 3 | 9000 | 5600 | 3,00 | 6315-Z [^] |
| 75 | 190 | 153 | 114 | 4,15 | 8000 | 5000 | 6,90 | 6415 |
| 76,2 | 146,05 | 26,988 | 55 | 2,2 | 8500 | 6000 | 1,40 | RLS 24 |
| 76,2 | 177,8 | 39,688 | 86,5 | 3,25 | 7500 | 5300 | 4,40 | RMS 24 |
| 80 | 100 | 13 | 15 | 0,64 | 13000 | 8000 | 0,15 | 61816 |
| 80 | 100 | 13 | 15 | 0,64 | - | 3600 | 0,15 | 61816-2RS1 |
| 80 | 100 | 13 | 15 | 0,64 | 13000 | 6300 | 0,15 | 61816-2RZ |
| 80 | 110 | 16 | 20,4 | 1,02 | 12000 | 7500 | 0,40 | 61916 |
| 80 | 110 | 16 | 20,4 | 1,02 | - | 3400 | 0,40 | 61916-2RS1 |
| 80 | 110 | 16 | 20,4 | 1,02 | 12000 | 6000 | 0,40 | 61916-2RZ |
| 80 | 125 | 14 | 31,5 | 1,32 | 11000 | 7000 | 0,60 | 16016 [^] |
| 80 | 125 | 22 | 49,4 | 1,66 | 11000 | 7000 | 0,85 | 6016 [^] |
| 80 | 125 | 22 | 49,4 | 1,66 | - | 3200 | 0,85 | 6016-2RS1 [^] |
| 80 | 125 | 22 | 49,4 | 1,66 | 11000 | 5600 | 0,85 | 6016-2Z [^] |
| 80 | 125 | 22 | 49,4 | 1,66 | - | 3200 | 0,85 | 6016-RS1 [^] |
| 80 | 125 | 22 | 49,4 | 1,66 | 11000 | 7000 | 0,85 | 6016-Z [^] |
| 80 | 140 | 26 | 72,8 | 2,2 | 9500 | 6000 | 1,40 | 6216 [^] |
| 80 | 140 | 26 | 72,8 | 2,2 | - | 3000 | 1,40 | 6216-2RS1 [^] |
| 80 | 140 | 26 | 72,8 | 2,2 | 9500 | 4800 | 1,40 | 6216-2Z [^] |
| 80 | 140 | 26 | 72,8 | 2,2 | - | 3000 | 1,40 | 6216-RS1 [^] |
| 80 | 140 | 26 | 72,8 | 2,2 | 9500 | 6000 | 1,40 | 6216-Z [^] |
| 80 | 170 | 130 | 86,5 | 3,25 | 8500 | 5300 | 3,60 | 6316 [^] |
| 80 | 170 | 130 | 86,5 | 3,25 | - | 2600 | 3,60 | 6316-2RS1 [^] |
| 80 | 170 | 130 | 86,5 | 3,25 | 8500 | 4300 | 3,60 | 6316-2Z [^] |

Sólo proveedores de recambios
 Sólo proveedores de recambios

| CALIBRE AWG O MCM | SECCION mm ² | FORMACION No. de hilos por diámetro mm. | ESPESOR AISLAMIENTO mm. | ESPESOR CHAQUETA mm. | DIAMETRO EXTERIOR mm. | PESO TOTAL Kg/Km | CAPAC. DE CORRIENTE para 1 conductor al aire libre Amp. | CAPAC. DE CORRIENTE para 3 conductores en conduit Amp. | TIPO CABLE | ALTERNAT. DE EMBALAJE. |
|-------------------------|----------------------------|--|-------------------------------|----------------------------|-----------------------------|------------------------|---|--|---------------|------------------------------|
| 20 | 0,519 | 1 x 0,813 | 0,38 | 0,10 | 1,77 | 7,07 | 15 | 10 | TFN | A,B |
| 18 | 0,823 | 1 x 1,02 | 0,38 | 0,10 | 1,98 | 10,94 | 15 | 10 | TFN | A,B |
| 16 | 1,31 | 1 x 1,29 | 0,38 | 0,10 | 2,25 | 16,48 | 20 | 15 | TFN | A,B |
| 14 | 2,08 | 1 x 1,63 | 0,38 | 0,10 | 2,59 | 23,17 | 35 | 25 | THHN | A,B |
| 12 | 3,31 | 1 x 2,05 | 0,38 | 0,10 | 3,01 | 34,16 | 40 | 30 | THHN | A,C |
| 10 | 5,26 | 1 x 2,59 | 0,51 | 0,10 | 3,81 | 55,04 | 55 | 40 | THHN | A,D |
| 8 | 8,34 | 1 x 3,26 | 0,76 | 0,13 | 5,04 | 91,22 | 80 | 55 | THHN | A,B |
| 16 | 1,31 | 19 x 0,30 | 0,38 | 0,10 | 2,46 | 17,95 | 20 | 15 | TFN | A,B |
| 14 | 2,08 | 19 x 0,38 | 0,38 | 0,10 | 2,86 | 23,80 | 35 | 25 | THHN | A,B |
| 12 | 3,31 | 19 x 0,47 | 0,38 | 0,10 | 3,31 | 35,70 | 40 | 30 | THHN | A,C |
| 10 | 5,26 | 19 x 0,60 | 0,51 | 0,10 | 4,22 | 56,20 | 55 | 40 | THHN | A,D |
| 8 | 8,37 | 7 x 1,23 | 0,76 | 0,13 | 5,47 | 93,70 | 80 | 55 | THHN | A,B,E |
| 6 | 13,30 | 7 x 1,55 | 0,76 | 0,13 | 6,43 | 141,30 | 105 | 75 | THHN | A,E |
| 4 | 21,15 | 7 x 1,96 | 1,02 | 0,15 | 8,22 | 227,60 | 140 | 95 | THHN | A,E |
| 2 | 33,62 | 7 x 2,47 | 1,02 | 0,15 | 9,75 | 348,10 | 190 | 130 | THHN | A,E |
| 1 | 42,36 | 7 x 2,78 | 1,27 | 0,18 | 11,24 | 446,20 | 220 | 150 | THHN | A,D,E |
| 1/0 | 53,49 | 19 x 1,89 | 1,27 | 0,18 | 12,35 | 553,30 | 260 | 170 | THHN | D,E,Z |
| 2/0 | 67,43 | 19 x 2,12 | 1,27 | 0,18 | 13,50 | 688,70 | 300 | 195 | THHN | D,E,Z |
| 3/0 | 85,01 | 19 x 2,39 | 1,27 | 0,18 | 14,85 | 856,80 | 350 | 225 | THHN | D,E,Z |
| 4/0 | 107,20 | 19 x 2,68 | 1,27 | 0,18 | 16,30 | 1069,50 | 405 | 260 | THHN | D,E,Z |
| 250 | 127,00 | 37 x 2,09 | 1,52 | 0,20 | 18,07 | 1263,00 | 455 | 290 | THHN | Z |
| 300 | 152,00 | 37 x 2,29 | 1,52 | 0,20 | 19,47 | 1502,00 | 505 | 320 | THHN | Z |
| 350 | 177,00 | 37 x 2,47 | 1,52 | 0,20 | 20,73 | 1743,00 | 570 | 350 | THHN | Z |
| 400 | 203,00 | 37 x 2,64 | 1,52 | 0,20 | 21,92 | 1981,00 | 615 | 380 | THHN | Z |
| 500 | 253,00 | 37 x 2,95 | 1,52 | 0,20 | 24,09 | 2457,00 | 700 | 430 | THHN | Z |
| 600 | 304,00 | 37 x 3,23 | 1,78 | 0,23 | 26,63 | 2960,00 | 780 | 475 | THHN | Z |
| 650 | 329,00 | 37 x 3,37 | 1,78 | 0,23 | 27,61 | 3221,00 | 820 | 500 | THHN | Z |

Tabla 8 - Valores de los coeficientes parciales empleados en la evaluación de [n]

| n ₁ : coeficiente por propiedades del material | |
|---|----------------|
| Caso | n ₁ |
| Material laminado, forjado o trefilado | 1,1 |
| Fundiciones ejecutadas muy cuidadosamente: fundición centrífuga o bajo presión | 1,15 |
| Fundiciones ejecutadas cuidadosamente y soldaduras fuertes | 1,2 |
| Fundiciones y soldaduras corrientes | 1,25 |
| Fundiciones burdas para aplicaciones de importancia secundaria | 1,3 |
| n ₂ : coeficiente por rigurosidad en el control de las piezas | |
| Caso | n ₂ |
| Control riguroso de cada pieza por métodos directos | 1,0 |
| Control riguroso de cada pieza por métodos indirectos | 1,05 |
| Control menos riguroso de cada pieza o control estadístico de la muestra de piezas | 1,1 |
| Control de forma irregular | 1,15 |
| Falta de control | 1,2 |
| n ₃ : coeficiente por responsabilidad de la pieza | |
| Caso | n ₃ |
| La rotura de la pieza no provoca la detención de la máquina | 1,0 - 1,1 |
| La rotura de la pieza produce la detención breve de la máquina | 1,1 - 1,2 |
| La rotura de la pieza puede dañar la máquina | 1,2 - 1,3 |
| n ₄ : coeficiente por inexactitudes en las dimensiones | |
| Caso | n ₄ |
| Maquinado cuidadoso | 1,01 - 1,02 |
| Maquinado corriente | 1,02 - 1,04 |
| Maquinado basto | 1,04 - 1,07 |
| Superficie sin maquinado | 1,07 - 1,1 |
| n ₅ : coeficiente sobre la base de experiencia del diseñador | |
| Caso | n ₅ |
| Todas las sobrecargas han sido incluidas en los valores de fuerza y momentos supuestos en el cálculo y son empleadas fórmulas exactas | 1,0 |
| No son incluidas todas las sobrecargas y/o las fórmulas empleadas no son exactas | Hasta 1,3 |

Tabla 9 - para evaluar el factor por seguridad que involucra aspectos de seguridad y economía (n_γ)

| Impacto económico | Peligro para el personal | | |
|-------------------|--------------------------|-----|-----|
| | NS | S | MS |
| NS | 1,0 | 1,2 | 1,4 |
| S | 1,0 | 1,3 | 1,5 |
| MS | 1,2 | 1,4 | 1,6 |

Tabla 10 - Factor por seguridad que involucra aspectos de control y calidad (n_x)

| Calidad de los materiales, mano de obra, mantenimiento e inspección | Exactitud del análisis de esfuerzos, de la información experimental o experiencias en diseños similares | Control sobre la carga aplicada | | | |
|---|---|---------------------------------|------|------|------|
| | | MB | B | R | M |
| MB | MB | 1,1 | 1,3 | 1,5 | 1,7 |
| | B | 1,2 | 1,45 | 1,7 | 1,95 |
| | R | 1,3 | 1,6 | 1,9 | 2,2 |
| | M | 1,4 | 1,75 | 2,1 | 2,45 |
| B | MB | 1,3 | 1,55 | 1,8 | 2,05 |
| | B | 1,45 | 1,75 | 2,05 | 2,35 |
| | R | 1,6 | 1,95 | 2,3 | 2,65 |
| | M | 1,75 | 2,15 | 2,55 | 2,95 |
| R | MB | 1,5 | 1,8 | 2,1 | 2,4 |
| | B | 1,7 | 2,15 | 2,4 | 2,75 |
| | R | 1,9 | 2,3 | 2,7 | 3,1 |
| | M | 2,1 | 2,55 | 3,0 | 3,45 |
| M | MB | 1,7 | 2,15 | 2,4 | 2,75 |
| | B | 1,95 | 2,35 | 2,75 | 3,15 |
| | R | 2,2 | 2,65 | 3,1 | 3,55 |
| | M | 2,45 | 2,95 | 3,45 | 3,95 |

705=AISI 4340
Acero bonificado para maquinaria



GENERALIDADES: 705 es un acero al molibdeno más cromo y níquel. El molibdeno tiene una solubilidad limitada y es un buen formador de carburos. Ejerce un fuerte efecto sobre la templabilidad y de manera semejante al cromo, aumenta la dureza y resistencia a alta temperatura de los aceros. Menos susceptibles al fragilizado debido al revenido que los demás aceros aleados para maquinaria. Al combinarse con níquel y cromo soporta altas exigencias de resistencia y tenacidad en secciones grandes. Su contenido de níquel le da más templabilidad, lo mismo que la resistencia en caliente.

705 combina alta resistencia mecánica (la mayor del mercado) con buena tenacidad. Este acero en forma standard es suministrado bonificado, por lo que no se requeriría luego un tratamiento térmico, sin embargo, si se desea mejores propiedades, puede ser templado al aceite. Susceptible de temple por inducción y también puede someterse a tratamiento de nitrurado.

ANÁLISIS TÍPICO %

| | C | Si | Mn | P | S | Ni | Cr | Mo |
|-----------|-----------|-----------|-----------|------|------|-----------|-----------|-----------|
| 705 | 0.36 | 0.25 | 0.70 | -- | -- | 1.40 | 1.40 | 0.20 |
| AISI 4340 | 0.35-0.40 | 0.20-0.35 | 0.60-0.80 | 0.04 | 0.04 | 1.65-2.00 | 0.70-0.90 | 0.20-0.30 |

EQUIVALENCIAS

| | |
|-----------------|-----------|
| AISI/SAE | 4340 |
| DIN | 34CrNiMo6 |
| W.Nr | 1.6582 |
| JIS | SNM1 |
| AFNOR | 35NCD6 |

PROPIEDADES MECÁNICAS EN CONDICIÓN DE SUMINISTRO

| | |
|----------------------------|---------------------------|
| Resistencia a la Tracción | 90-110 kg/mm ² |
| Esfuerzo de cedencia | 70 kg/mm ² |
| Elongación, A5 | min 12% |
| Reducción de área, Z | min 45% |
| Resistencia al impacto, KU | aprox. 20 J |
| Dureza | 270-330 HRB |

De acuerdo a DIN 17200 resp. SEW 550. Tolerancia
DIN 1013 resp. DIN 7527 / 6

Nota: Estas propiedades se garantizan hasta Ø250 mm. Medidas mayores, favor consultarnos.

APLICACIONES:

1. Partes de gran resistencia para la industria automotriz, como:

- ejes
- cardanes
- cigüeñales
- ejes de leva
- tornillería de alta resistencia

2. Partes para la construcción de maquinaria de trabajo pesado como:

- árboles para trituradoras
- ejes de transmisión de grandes dimensiones
- engranajes de temple por llama, inducción o nitruración
- barras de torsión
- mandriles
- portaherramientas

3. Aplicaciones donde se requiere resistencia a la fatiga, como:

- En la construcción de equipo pesado para camiones, aviones, equipo militar, etc.

TRATAMIENTO TÉRMICO:

Recocido blando (650-700 °C): Mantener a la temperatura por 2 horas. Enfriar en el horno con una velocidad de 15 °C/h hasta los 600 °C y luego libremente al aire.

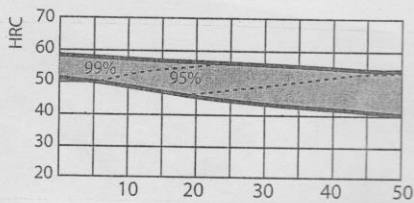
Alivio de tensiones (450-650 °C): El acero templado tenaz deberá ser calentado hasta aproximadamente 50 °C por debajo de la temperatura usada para el revenido (como standard el 705 es suministrado revenido a 600 °C). Mantenerlo a esta temperatura durante 1/2 a 2 horas. Enfriar en el horno hasta los 450 °C y luego libremente al aire.

Temple (830-850 °C), Con enfriamiento en aceite: El mantenimiento del tiempo en minutos cuando la superficie ha alcanzado la temperatura de temple es 0.7x espesor o diámetro en milímetros. Interrumpir el enfriamiento a los 125 °C y luego revenir inmediatamente.

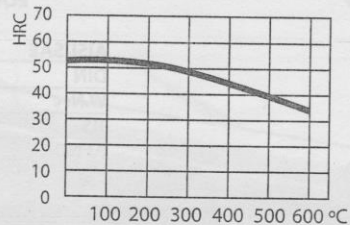
Revenido (500-700 °C): El tiempo de mantenimiento a la temperatura de revenido podría ser de 1-2 horas o una hora por pulgada de grueso. Partes de máquinas que requieran una resistencia alta, como por ej. engranajes, deberán ser revenidas a temperaturas más bajas, es decir de 200 a 250 °C, lo que dará una dureza de aproximadamente 500 HB.

Nitruración: Se pueden lograr durezas de alrededor de 53-55 HRC. El proceso durará entre 48 y 72 horas, por lo cual la planeación del tratamiento debe hacerse con el tiempo necesario.

CURVAS PARA TEMPLE Y REVENIDO



DISTANCIA DESDE EL EXTREMO TEMPLADO, mm



Temperatura de revenido °C

MEDIDAS EN STOCK

REDONDO

| mm | APROX. PULGADAS | PESO APROX. kg/m |
|-------|-----------------|------------------|
| 22 | 7/8 | 3.0 |
| 25 | 1 | 3.9 |
| 28 | 1 3/32 | 4.8 |
| 30 | 1 3/16 | 5.5 |
| 31.75 | 1 1/4 | 6.1 |
| 32 | 1 1/4 | 6.3 |
| 35 | 1 3/8 | 7.5 |
| 38 | 1 1/2 | 8.9 |
| 40 | 1 9/16 | 9.9 |
| 44.45 | 1 3/4 | 12.2 |
| 45 | 1 3/4 | 12.5 |
| 50 | 1 31/32 | 15.4 |
| 50.8 | 2 | 15.9 |
| 55 | 2 5/32 | 18.6 |
| 60 | 2 3/8 | 22.2 |
| 60.33 | 2 3/8 | 22.4 |
| 65 | 2 9/16 | 26.0 |
| 66.68 | 2 5/8 | 27.4 |
| 69.85 | 2 3/4 | 30.1 |
| 70 | 2 3/4 | 30.2 |
| 75 | 2 15/16 | 34.7 |
| 80 | 3 5/31 | 39.4 |
| 85 | 3 11/32 | 44.5 |

REDONDO

| mm | APROX. PULGADAS | PESO APROX. kg/m |
|-----|-----------------|------------------|
| 90 | 3 17/32 | 49.9 |
| 95 | 3 3/4 | 55.6 |
| 100 | 3 15/16 | 61.6 |
| 105 | 4 1/8 | 67.9 |
| 110 | 4 5/16 | 74.5 |
| 115 | 4 1/2 | 81.5 |
| 120 | 4 3/4 | 88.7 |
| 125 | 4 15/16 | 96.3 |
| 130 | 5 1/8 | 104.1 |
| 135 | 5 5/16 | 112.3 |
| 140 | 5 1/2 | 120.7 |
| 145 | 5 11/16 | 129.5 |
| 150 | 5 7/8 | 138.6 |
| 160 | 6 1/4 | 157.7 |
| 170 | 6 11/16 | 178.0 |
| 180 | 7 1/8 | 199.6 |
| 200 | 7 7/8 | 246.4 |
| 210 | 8 1/4 | 271.7 |
| 240 | 9 7/16 | 354.8 |
| 250 | 9 7/8 | 385.0 |
| 260 | 10 1/4 | 418.3 |
| 300 | 11 7/8 | 555 |
| 350 | 13 7/8 | 755 |



709=AISI 4140
Acero bonificado para maquinaria

GENERALIDADES: 709 es un acero aleado para construcción de maquinaria, que posee una alta resistencia especialmente en medidas pequeñas y medianas. Como norma, el 709 es suministrado templado y revenido (temple tenaz bonificado), por lo que no se requeriría un tratamiento térmico posterior, a no ser que así lo exija la aplicación y, en ese caso, se templaría en aceite para obtener propiedades mecánicas más elevadas.

709 es apropiado para templarse por flama e inducción y susceptible de nitrurar.

ANÁLISIS TÍPICO %

| | C | Si | Mn | P | S | Cr | Mo |
|-----------|-----------|-----------|-----------|--------|--------|-----------|-----------|
| 709 | 0.42 | 0.25 | 0.75 | -- | -- | 1.05 | 0.20 |
| AISI 4140 | 0.38-0.43 | 0.15-0.35 | 0.75-1.00 | <0.035 | <0.040 | 0.80-1.10 | 0.15-0.25 |

EQUIVALENCIAS

| | |
|-----------------|---------|
| AISI/SAE | 4140 |
| DIN | 42CrMo4 |
| W.Nr | 1.7225 |
| JIS | SCM4 |
| AFNOR | 42CD4 |

PROPIEDADES MECÁNICAS EN CONDICIÓN DE SUMINISTRO

| | |
|----------------------------|---------------------------|
| Resistencia a la tracción | 90-105 kg/mm ² |
| Esfuerzo de cedencia | 70 kg/mm ² |
| Elongación, A5 | mín 12% |
| Reducción de área, Z | mín 50% |
| Resistencia al impacto, KU | aprox. 25 J |
| Dureza | 275-320 HB |

De acuerdo a DIN 17200 resp. SEW 550. Tolerancia
 DIN 1013 resp. DIN 7527 / 6

Nota: Estas propiedades mecánicas se garantizan hasta Ø100 mm. Favor consultarnos.

APLICACIONES:

1. Industria automotriz:

- Ejes, bielas, árboles de transmisión, cigüeñales, etc.

2. Maquinaria:

- Engranajes de temple por llama, inducción o nitruración, partes de bombas, ejes de reductores, árboles de turbinas a vapor, tornillería de alta resistencia.

3. Industria petrolera:

- Taladros, brocas, barrenos, cuerpos de escariadores, vástagos de pistón.

TRATAMIENTO TÉRMICO

Recocido blando: (680-720 °C): Mantener la temperatura por dos horas. Enfriar en el horno a una velocidad de 15 C/h hasta los 600 °C y luego libremente al aire.

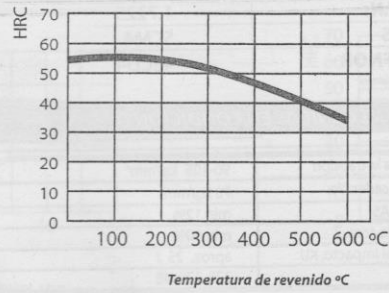
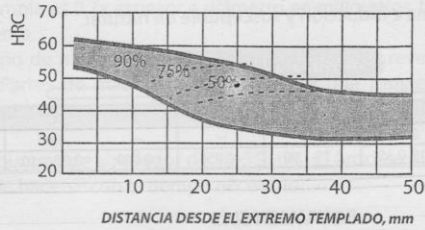
Alivio de tensiones (450-650 °C): El acero templado tenaz deberá ser calentado hasta aproximadamente 50 °C por debajo de la temperatura usada para el revenido (como standard el 709 es suministrado revenido a 600 °C). Mantenerlo a esa temperatura durante 1/2-2 horas. Enfriar en el horno a 450 °C y luego libremente al aire.

Temple (830-850 °C) con enfriamiento en aceite: El tiempo de mantenimiento en minutos cuando ha alcanzado la temperatura de temple es de 0.7 x espesor o diámetro en mm. Interrumpir el enfriamiento a los 125 °C y revenir inmediatamente.

Revenido (500-700 °C): El tiempo de mantenimiento a la temperatura de revenido podría ser de 1-2 horas luego de que la pieza ha llegado a la temperatura escogida.

Nitruración: La dureza que se puede lograr con este proceso es de alrededor de 53-55 HRC.

CURVAS PARA TEMPLE Y REVENIDO



MEDIDAS EN STOCK

REDONDO

| mm. | APROX. PULGADAS | PESO APROX. kg/m |
|-------|-----------------|------------------|
| 16 | 5/8 | 1.6 |
| 19.05 | 3/4 | 2.3 |
| 20 | 25/32 | 2.5 |
| 20.64 | 13/16 | 2.6 |
| 22.23 | 7/8 | 3.1 |
| 25.4 | 1 | 4.0 |
| 28.58 | 1 1/8 | 5.1 |
| 32 | 1 1/4 | 6.3 |
| 34 | 1 5/16 | 7.1 |
| 34.93 | 1 3/8 | 7.5 |
| 35 | 1 3/8 | 7.6 |
| 38 | 1 1/2 | 8.9 |
| 40 | 1 9/16 | 9.9 |
| 41.28 | 1 5/8 | 10.5 |
| 45 | 1 3/4 | 12.5 |


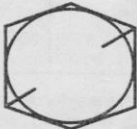
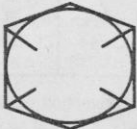

REDONDO

| mm | APROX. PULGADAS | PESO APROX. kg/m |
|-------|-----------------|------------------|
| 50 | 1 31/32 | 15.4 |
| 50.8 | 2 | 15.9 |
| 55 | 2 5/32 | 18.6 |
| 57.15 | 2 1/4 | 20.2 |
| 60 | 2 3/8 | 22.2 |
| 65 | 2 9/16 | 26.0 |
| 66.68 | 2 5/8 | 27.4 |
| 70 | 2 3/4 | 30.2 |
| 75 | 2 15/16 | 34.7 |
| 80 | 3 5/32 | 39.4 |
| 85 | 3 11/32 | 44.5 |
| 90 | 3 17/32 | 49.9 |
| 95 | 3 3/4 | 55.6 |
| 100 | 3 15/16 | 61.6 |

ANEXO N°10 Resistencia y fluencia de los aceros SAE O AISI

| SAE o AISI | Resistencia a la tracción | | Límite de fluencia | | Alargamiento en 50 mm | Dureza Brinell |
|---------------|------------------------------|-------|-----------------------|-------|--------------------------|-------------------|
| | Rm | | Re | | | |
| | Kgf / mm ² | Mpa | Kgf/mm ² | Mpa | % | |
| 1010 | 40,0 | 392,3 | 30,2 | 292,2 | 39 | 109 |
| 1015 | 42,9 | 420,7 | 32,0 | 313,8 | 39 | 126 |
| 1020 | 45,8 | 449,1 | 33,8 | 331,5 | 36 | 143 |
| 1025 | 50,1 | 491,3 | 34,5 | 338,3 | 34 | 161 |
| 1030 | 56,3 | 552,1 | 35,2 | 345,2 | 32 | 179 |
| 1035 | 59,8 | 586,4 | 38,7 | 377,5 | 29 | 190 |
| 1040 | 63,4 | 621,7 | 42,2 | 413,8 | 25 | 201 |
| 1045 | 68,7 | 673,7 | 42,2 | 413,8 | 23 | 215 |
| 1050 | 73,9 | 724,7 | 42,2 | 413,8 | 20 | 229 |
| 1055 | 78,5 | 769,8 | 45,8 | 449,1 | 19 | 235 |
| 1060 | 83,1 | 814,9 | 49,3 | 483,5 | 17 | 241 |
| 1065 | 87,0 | 853,2 | 51,9 | 509,0 | 16 | 254 |
| 1070 | 90,9 | 891,4 | 54,6 | 535,4 | 15 | 267 |
| 1075 | 94,7 | 928,7 | 57,3 | 560,9 | 13 | 280 |
| 1080 | 98,6 | 966,9 | 59,8 | 586,4 | 12 | 293 |

ANEXO N°11 Tabla de aceros para tornillería.

| ESPECIFICACIONES MECÁNICAS DE TORNILLOS SEGÚN NORMA S.A.E. | | | | | | |
|---|------------------|--|-------------------------------------|------------------|---|-----------------------|
| Marca | Especificaciones | Material | Diámetro Nominal Pulgadas | Carga de prueba | Esfuerzo de Tensión Ruptura | Dureza Brinell (HRC.) |
| | | | | Lb./pulg' | Min. lb./pulg' | |
|  | S.A.E. GRADO 1 | Acero de bajo carbono | 1/4 hasta 1 1/2 inc. | 33.000 | 60.000 | 121-207 |
| | S.A.E. GRADO 2 | Acero de bajo carbono | 1/4 hasta 3/4 inc. | 55.000 | 74.000 | 152-241 |
|  | S.A.E. GRADO 3 | Acero medio carbono | 1/4 hasta 1/2 inc. 1/2 hasta 5/8 | 85.000 80.000 | 110.000 100.000 | 230-302 |
| | S.A.E. GRADO 5 | Acero de medio carbono Templado y revenido | 1/4 hasta 1 inc. 1 hasta 1 1/2 | 85.000 74.000 | 120.000 105.000 | 250-313 (23-32) |
|  | S.A.E. GRADO 5-1 | Acero de bajo o medio carbono. Templado y revenido con arandela ensamblada | mayor 3/8 inc. | 85.000 | 120.000 | |
|  | S.A.E. GRADO 8 | Acero aleado medio carbono. Templado y revenido | 1/4 hasta 1 1/2 inc. | 120.000 | 150.000 <i>105 kg/mm²</i> | 313-363 (32-38) |

ANEXO N°12 Tabla para selección de Chavetas

| Pasadores y chavetas | | CHAVETAS PARALELAS SERIE NORMAL | | | | | | TABLA | | | |
|---------------------------|-----------------------|---------------------------------|---------------------------------|------------------------|------------------------------|---------------|--------------------------|-------------|---------------------------|---------|--------|
| Dimensiones en mm. | | | | | | | | | | | |
| CHAVETA | | | | | | | | | | | |
| Sección <i>b × h</i> | Ancho <i>b</i> | | Altura <i>h</i> | | Chaflán <i>b₁</i> | | Longitud | | | | |
| | Nominal | Toler. <i>h9</i> | Nominal | Toler. <i>h9 y h11</i> | Mínima | Máximo | | | | | |
| 4 × 4 | 4 | 0 | 4 | 0 | 0,16 | 0,25 | 8 | | | | |
| 5 × 5 | 5 | -0,030 | 5 | -0,030 | 0,25 | 0,40 | 10 | | | | |
| 6 × 6 | 6 | | 6 | | 0,25 | 0,40 | 14 | | | | |
| 8 × 7 | 8 | 0 | 7 | | 0,25 | 0,40 | 18 | | | | |
| 10 × 8 | 10 | -0,036 | 8 | | 0,40 | 0,60 | 22 | | | | |
| 12 × 8 | 12 | | 8 | 0 | 0,40 | 0,60 | 28 | | | | |
| 14 × 9 | 14 | 0 | 9 | -0,090 | 0,40 | 0,60 | 36 | | | | |
| 16 × 10 | 16 | -0,043 | 10 | | 0,40 | 0,60 | 45 | | | | |
| 18 × 11 | 18 | | 11 | | 0,40 | 0,60 | 50 | | | | |
| 20 × 12 | 20 | | 12 | | 0,40 | 0,80 | 56 | | | | |
| 22 × 14 | 22 | 0 | 14 | 0 | 0,60 | 0,80 | 63 | | | | |
| 25 × 14 | 25 | -0,052 | 14 | -0,110 | 0,60 | 0,80 | 70 | | | | |
| 28 × 16 | 28 | | 16 | | 0,60 | 0,80 | 80 | | | | |
| 32 × 18 | 32 | | 18 | | 0,60 | 0,80 | 90 | | | | |
| 36 × 20 | 36 | 0 | 20 | | 0,60 | 1,20 | 100 | | | | |
| 40 × 22 | 40 | -0,062 | 22 | 0 | 1,00 | 1,20 | — | | | | |
| 45 × 25 | 45 | | 25 | 0,130 | 1,00 | 1,20 | — | | | | |
| 50 × 28 | 50 | | 28 | | 1,00 | 1,20 | — | | | | |
| 56 × 32 | 56 | | 32 | | 1,00 | 2,00 | — | | | | |
| 63 × 32 | 63 | 0 | 32 | | 1,60 | 2,00 | — | | | | |
| 70 × 36 | 70 | -0,074 | 36 | 0 | 1,60 | 2,00 | — | | | | |
| 80 × 40 | 80 | | 40 | -0,160 | 2,50 | 3,00 | — | | | | |
| 90 × 45 | 90 | 0 | 45 | | 2,50 | 3,00 | — | | | | |
| 100 × 50 | 100 | -0,087 | 50 | | 2,50 | 3,00 | — | | | | |
| CHAVETERO | | | | | | | | | | | |
| Diámetro del eje <i>d</i> | Sección de la chaveta | Ancho <i>b</i> , tolerancia | | | | | | Profundidad | | | |
| | | Nominal | Clase de ajuste del enchavetado | | | Ajustado | Eje <i>h₁</i> | | Cubo <i>h₂</i> | | |
| Más de | hasta | | <i>b × h</i> | Libre | Normal | | Eje y cubo <i>pg</i> | Nominal | Toler. | Nominal | Toler. |
| | | | | Eje <i>h9</i> | Cubo <i>D10</i> | Eje <i>N9</i> | Cubo <i>Js 9</i> | | | | |
| 10 | 12 | 4 × 4 | 4 | | | 0 | | -0,012 | 2,5 | | 1,8 |
| 12 | 17 | 5 × 5 | 5 | +0,030 | +0,078 | 0 | ±0,015 | -0,042 | 3 | +0,1 | 2,3 |
| 17 | 22 | 6 × 6 | 6 | 0 | +0,030 | -0,030 | | | 3,5 | 0 | 2,8 |
| 22 | 30 | 8 × 7 | 8 | +0,036 | +0,098 | 0 | ±0,018 | -0,015 | 4 | | 3,3 |
| 30 | 38 | 10 × 8 | 10 | 0 | +0,040 | -0,036 | | -0,051 | 5 | | 3,3 |
| 38 | 44 | 12 × 8 | 12 | | | | | | 5 | | 3,3 |
| 44 | 50 | 14 × 9 | 14 | +0,043 | +0,120 | 0 | ±0,0215 | -0,018 | 5,5 | | 3,8 |
| 50 | 58 | 16 × 10 | 16 | 0 | +0,050 | -0,043 | | -0,061 | 6 | | 4,3 |
| 58 | 65 | 18 × 11 | 18 | | | | | | 7 | +0,2 | 4,4 |
| 65 | 75 | 20 × 12 | 20 | | | | | | 7,5 | 0 | 4,9 |
| 75 | 85 | 22 × 14 | 22 | +0,052 | +0,149 | 0 | ±0,026 | -0,022 | 9 | | 5,4 |
| 85 | 95 | 25 × 14 | 25 | 0 | +0,065 | -0,052 | | -0,074 | 9 | | 5,4 |
| 95 | 110 | 28 × 16 | 28 | | | | | | 10 | | 6,4 |
| 110 | 130 | 32 × 18 | 32 | | | | | | 11 | | 7,4 |
| 130 | 150 | 36 × 20 | 36 | | | | | | 12 | | 8,4 |
| 150 | 170 | 40 × 22 | 40 | +0,062 | +0,180 | 0 | ±0,031 | -0,026 | 13 | | 9,4 |
| 170 | 200 | 45 × 25 | 45 | 0 | +0,080 | -0,062 | | -0,088 | 15 | | 10,4 |
| 200 | 230 | 50 × 28 | 50 | | | | | | 17 | | 11,4 |
| 230 | 260 | 56 × 32 | 56 | | | | | | 20 | +0,3 | 12,4 |
| 260 | 290 | 63 × 32 | 63 | +0,074 | +0,220 | 0 | ±0,037 | -0,032 | 20 | 0 | 12,4 |
| 290 | 330 | 70 × 36 | 70 | 0 | +0,100 | -0,074 | | -0,106 | 22 | | 14,4 |
| 330 | 380 | 80 × 40 | 80 | | | | | | 25 | | 15,4 |
| 380 | 440 | 90 × 45 | 90 | +0,087 | +0,260 | 0 | ±0,0435 | -0,037 | 28 | | 17,4 |
| 400 | 500 | 100 × 50 | 100 | 0 | +0,120 | -0,087 | | -0,124 | 31 | | 19,5 |