



**Escuela de
Ingeniería y Arquitectura
Universidad** Zaragoza

CÁLCULO Y ANÁLISIS DEL CONJUNTO MOTRIZ DE UN ELEVADOR DE VEHÍCULOS

Autor del proyecto: Adrián Franco Francia

Director del proyecto: Carlos Amézaga Palomares

Codirector del proyecto: Javier Abad Blasco

INDICE

1. INTRODUCCIÓN	6
1.1. Objeto	6
1.2. Descripción del proyecto	7
1.3. Generalidades	7
1.4. Fases del proyecto	7
2. DESCRIPCION GENERAL DEL ELEVADOR	8
2.1. Descripción del mecanismo	8
2.2. Funcionamiento	8
2.3. Lubricación	9
2.4. Materiales	11
2.5. Toma de datos experimentales	14
3. CÁLCULOS	16
3.1. Pesos de los distintos componentes a elevar	16
3.2. Calculo de las inercias	28
3.3. Calculo del momento flector	32
3.4. Par de elevación (Momento torsor)	37
3.5. Cálculo del tiempo de parada de emergencia	40
3.6. Calculo del momento torsor producido en las paradas de emergencia	44
3.7. Calculo de las tensiones en la sección central del eje Principal	45
4. FATIGA	48
4.1. Introducción	48
4.2. Teorías de fatiga	48
4.3. Estudios de la fatiga	49
4.4. Resistencia a la fatiga	51
4.5. Límite de resistencia a la fatiga o límite de fatiga	52
4.6. Factores modificadores del límite de resistencia a la fatiga	54
4.7. Cálculo de fatiga mediante método “Shigley”	66
4.8. Calculo del coeficiente de seguridad del eje principal método “directo”	71
4.9. Calculo aplicando la teoría de fatiga acumulada	72

5. CALCULO DE LA CHAVETA DEL EJE PRINCIPAL	75
6. TEORÍA DE LA FATIGA COMO FUNDAMENTO EN LOS RODAMIENTOS	78
6.1. Introducción	78
6.2. Duración de vida nominal	80
6.3. Carga dinámica equivalente	80
6.4. Duración de vida modificada	81
6.5. Relación de viscosidades	83
6.6. Duración de vida modificada y ampliada	85
6.7. Coeficiente de duración de vida a_{ISO}	86
6.8. Carga límite de fatiga	88
6.9. Coeficiente de duración de vida para las impurezas	88
6.10. Calculo de vida del rodamiento montado (RASE 90)	89
6.10.1. Duración de vida nominal	91
6.10.2. Duración de vida modificada	91
6.10.3. Duración de vida modificada y ampliada	92
7. ELECCION DEL RODAMIENTO A MONTAR	93
7.1. Rodamientos de rodillos cilíndricos	94
7.2. Rodamientos de rodillos cónicos	95
7.3. Rodamientos oscilantes de una hilera de rodillos	97
7.4. Rodamientos oscilantes de rodillos	99
8. ELECCION DEL SOPORTE CORRESPONDIENTE	103
9. ELECCIÓN DEL ACOPLAMIENTO	105
10. OBTURACIONES	111
11. REDISEÑO DEL EJE EN FUNCIÓN DEL SOPORTE ELEGIDO	117
12.TOLERANCIAS DE FORMA Y DE POSICIÓN DE LAS SUPERFICIES DE APOYO DE LOS RODAMIENTOS	118
13.INTERVALOS DE MANTENIMIENTO	122

14. ANEXOS

124

15. BIBLIOGRAFIA

131

1. INTRODUCCIÓN

La planta de General Motors España está situada en la localidad zaragozana de Figueruelas. En el proyecto en cuestión nos vamos a centrar solo en la planta III (planta de montaje) y en su distribución y pasaremos por encima el resto de las instalaciones de la fábrica.

La distribución de la planta de montaje ((METER PLANO)) obliga a la utilización de una serie de elevadores y descensores a lo largo de todo el proceso productivo. Con esto se logra salvar alturas debido a pasillos, oficinas, cambios de sentido en el proceso, pulmones, etc.

El proyecto se va a centrar en el caso más desfavorable que es el de un elevador y además utilizado en la línea del Meriva (vehículo con mucho más peso que el Corsa) ya que así aseguraremos el resto de elevadores y descensores.

Los elevadores y descensores que se van a tratar en el proyecto solo se utilizan en la primera parte del proceso de montaje llamada TRIM I o TRIM II dependiendo de la línea de producción a tratar. Una vez colocado en el vehículo las ruedas, motor, eje y algunos elementos más pasa a llamarse CAR I o CAR II y se utilizan unos elevadores con características distintas.

El elevador en concreto que se analizara será el situado en último lugar en TRIM ya que este elevador levanta la máxima carga de todos porque ya han sido montados en el vehículo las distintas piezas o elemento como salpicaderos, asientos, carrocería, etc.

1.1. Objeto

El objeto principal de este proyecto es el cálculo y rediseño de algunos elementos de un elevador electromecánico para su sustitución por otros nuevos que aseguren una cierta durabilidad. Algunos de estos elementos son los rodamientos, silletas, ejes, acoplamientos, chavetas, etc. Estos elementos fallaban por diferentes razones que más tarde se analizaran.

1.2. Descripción del proyecto

Se va a analizar algunos elementos del elevador ya que debido a diferentes situaciones como el paso de los años, con su consiguiente deterioro a pesar del mantenimiento correspondiente. También se han ido aumentando los pesos de los vehículos al ir añadiendo nuevos sistemas y elementos en ellos, así como las paradas de emergencia que se producen en los elevadores le transmiten unas fuerzas demasiado elevadas. Todos estos factores combinados han dado como resultado el fallo o rotura de distintos elementos de algún elevador.

1.3. Generalidades

El elevador electromecánico consta de un motor eléctrico que mediante un reductor y acoplamiento logra transmitir el movimiento con el par y velocidad deseados hasta el eje principal. Este a su vez lo transferirá al tambor en el que se sitúan dos correas planas que logran elevar la carga. Esta carga no solo consta del propio vehículo (a falta de ruedas, eje, motor...), sino también de todos los elementos que permiten su movimiento horizontal como pueden ser los caminos de rodillos, los soportes donde se sustenta el vehículo, diferentes motores, etc.

1.4. Fases del proyecto

Para su correcto análisis se calcularán todos los pesos e inercias. Se realizará una toma de datos sobre el propio elevador, además con la ayuda de los planos existentes y diferentes hojas técnicas sobre productos se podrá conocer los datos que nos interesen para cada cálculo. También mediante los elementos comerciales y sus correspondientes catálogos de sus fabricantes se obtendrá más información.

Con toda esta información y su correspondiente tratamiento se lograrán obtener diferentes soluciones al problema en cuestión que deberán ser analizadas en base a diferentes criterios de selección como pueden ser , tamaño, mantenimiento o forma y duración de utilización.

2. DESCRIPCION GENERAL DEL ELEVADOR

2.1. Descripción del mecanismo

El mecanismo del elevador consta de varias partes principales que vamos a ir describiendo paso a paso:

- Mecanismo de elevación: El mecanismo encargado de la elevación es el formado por el Motorreductor, acoplamiento, tambor, correas, eje, etc.
- Columna: La columna es la encargada de guiar el carro en su movimiento vertical así como de recibir los esfuerzos transmitidos por los brazos debido al momento flector (M_f) generado por el peso del vehículo. El sistema de fijación de la columna al suelo es mediante unas placas atornilladas directamente al suelo.

2.3. Funcionamiento

Antes de comenzar el movimiento vertical es necesaria la correcta colocación del vehículo. Mediante un pequeño motor situado en el propio carro que transporta el vehículo y un camino de rodillos se logra el movimiento horizontal necesario para moverlo. Un final de carrera permite detener el vehículo en la situación deseada para su correcta elevación y que ajuste perfectamente con el brazo elevador.

El tiempo que tarda en realizar este movimiento así como el de elevación dependen de la velocidad a la que esté programado el proceso productivo. Esta velocidad se mide en “coches / hora”.

Una vez situado el vehículo en la posición para elevarlo se pone en marcha el motor eléctrico del elevador. Comienza a girar a una velocidad menor que la nominal para lograr esfuerzos menores sobre los elementos del elevador. Esta velocidad se utiliza en cada arrancada y frenada del elevador, tanto en subida con su correspondiente carga, como en bajada. Este movimiento del motor se transmite al reductor, este a su vez al acoplamiento con el eje. Después el eje lo transmite a la polea que es la encargada de soportar las correas, estas últimas están unidas al carro elevador permitiendo comenzar el movimiento vertical.

Una vez alcanzada la altura deseada mediante un final de carrera se activa un motor que permite el enclavamiento del carro elevador como medida de

seguridad. Después se vuelve a poner en marcha el motor encargado del movimiento horizontal del vehículo (por esto está situado el motor en el propio carro que lleva el vehículo) y mediante el camino de rodillos se arrastra fuera del elevador.

En la situación actual el elevador se encuentra a la altura máxima y sin carga alguna, con lo que se activa el motor para desenclavar el carro y poder comenzar así el descenso a la posición inicial. Como se ha comentado anteriormente este descenso también se realiza con varias velocidades para disminuir en lo posible los esfuerzos. Después de este paso el elevador se encontraría en la situación inicial dispuesto a volver a repetir todo el proceso con el siguiente vehículo del proceso.

Debido a esto es por lo que los tiempos de parada entre subida y bajada dependen de la velocidad de la cadena, ya que así se logra sincronizar el movimiento horizontal exigido por la velocidad de “coches/hora” con el vertical del elevador sin modificar las velocidades de subida y bajada del elevador.

2.4. Lubricación

El principal lugar donde es necesaria una correcta lubricación el rodamiento y su asiento. La grasa utilizada es Energrease LS-EP 2 (con base de Litio y aditivos de extrema presión), de la marca BP (Bristish Petroleum).

Descripción:

Grasa de elevada calidad formulada con aceite base mineral altamente refinado y espesantes basados en litio, aditivos antidesgaste, inhibidores de la corrosión y la oxidación y aditivos extrema presión, que aseguran una larga vida de servicio de la grasa y un elevado nivel de protección de las superficies metálicas.

Resistentes al agua y puede utilizarse en múltiples aplicaciones.

Aplicaciones:

Energrease LS-EP 2 puede utilizarse para el engrase de cojinetes planos y rodamientos de cualquier clase de maquinaria, incluidos motores eléctricos,

máquinas-herramienta, maquinaria textil, de procesado de plástico, de trabajo con madera, así como en equipos de construcción.

Se recomienda para utilizar donde las superficies metálicas estén sujetas a elevadas cargas – a temperaturas comprendidas entre -25°C y 140°C.

Principales Ventajas:

- Adecuada donde existan mecanismos altamente cargados.
- Variedad de aplicaciones.
- Larga vida de servicio.
- Resistencia al lavado con agua.
- Buena bombeabilidad.
- Buena estabilidad al cizallamiento y resistencia a las vibraciones.

Almacenamiento:

Los envases deben almacenarse en posición vertical, bajo cubierto y protegidos de temperaturas extremas, polvo y suciedad.

Características Típicas:

Las principales características de este lubricante se presentan en la *Tabla 1*:

	Método de Ensayo	Unidades	Grado
Espesante	-	-	Litio
Clasificación NLGI	ASTM D217	-	2
Textura	-	-	Suave
Color	-	-	Marrón oscuro
Punto de gota	ASTM D 566	°C	200
Viscosidad aceite a 40°C	ASTM D 445	mm ² /s	40
Penetración trabajada 25°C / 60 golpes	ASTM D 217	0.1 mm	273
Estabilidad trabajada 60 / 100000 golpes	ASTM D 217	0.1 mm	281
Separación de aceite 168 h / 40°C	IP 121	%p	5.3

Anticorrosión (Emcor)	DIN 51802	-	0/0
Corrosión lámina de cobre	ASTM D 4048	-	1 ^a
Estabilidad a la oxidación 100 h / 100°C	ASTM D 942	bar	0.25
Ensayo de soldadura, 4 esferas	ASTM D 2783	kg	250
Ensayo de desgaste, 4 esferas	IP 239	mm	0.40
Timken OK carga / desgaste	ASTM D 2509	lb	60
Clasificación DIN	DIN 51502	-	KP2K

Tabla 1

2.5. Materiales

Los principales materiales que se tratan son:

- Acero F-114: Es un acero al carbono de uso general, para piezas con una resistencia media (650 – 800 N/mm²) en estado bonificado, apto para el temple superficial.

Algunas de sus designaciones principales se pueden ver en la *Tabla 2*:

NORMAS NACIONALES			
UNE	AFNOR	DIN	AISI/SAE
F 114 / F 1140	XC 45 / XC 48	Ck 45	1045

Tabla 2

Alguna de sus propiedades:

- Tensión de fluencia: $\sigma_f = \sigma_{yp} = 386$ MPa
- Resistencia ultima (630 – 800 MPa): $\sigma_u = 639,54$ MPa
- Tensión de rotura: $\sigma_t = 536,31$ MPa

- Límite de fatiga: $\sigma'_n = 0,5 \cdot \sigma_t = 0,5 \cdot 536,31 = 268,155 \text{ MPa}$
- Modulo elástico: $E = 206,03 \text{ GPa}$
- Módulo de cortadura: $G = 77,11 \text{ GPa}$
- Dureza Brinell = 200-240 kg/mm²
- Alargamiento : $A = 17\%$

La composición química del acero F-114 se muestra en la *Tabla 3*:

Comp. química %	C	Mn	Si	P	S	Carb. Equiv
F-114	0,40-0,50	0,50-0,80	0,15-0,40	<0,035	<0,035	0,55

Tabla 3

Características principales:

- Soldadura: Electrodo básico o hilo CO₂. Se recomienda precalentamiento 200 – 250°C y enfriamiento lento.
- Plegado: Deficiente. Se puede mejorar la conformación aplicando recocido de ablandamiento o globular. Se recomienda conformar siempre en caliente.
- Mecanización: Precisa de tratamiento de recocido o estabilizado posterior al oxicorte para eliminar la dureza superficial resultante.
- Aplicaciones: Elementos de máquinas de buena resistencia, bloques hidráulicos, moldes y portamoldes. Templa bien. Se puede emplear para piezas templadas por inducción que requieran durezas superficiales de 55 HRC.
- Tratamientos térmicos: Se describen en la *Tabla 4*:

Tratamiento	Temperatura	Enfriamiento
Recocido de ablandamiento	670 – 710 °C	Aire
Recocido globular	710 °C / 6 horas 670 °C / 8 horas	10°C / hora hasta 650 °C
Normalizado	840 – 870 °C	Aire
Temple	830 – 850 °C 840 – 860 °C	Agua Aceite
Revenido	500 – 650 °C	Aire

Tabla 4

- Baquelita: La baquelita se trata de un polímero sintético termoestable. Se utiliza para el “piso” de las paletas ya que los operarios trabajan principalmente sobre ella (superficie más blanda que el acero y por lo tanto más cómoda) y además de que su densidad es menor que la del acero (1,4 kg/dm³) no conduce la electricidad.
- Caucho: Las correas de transmisión planas se utilizan para desplazar verticalmente el carro elevador, y están unidas a la caja de contrapesos rodando por el tambor. Las principales características son:
 - Resistente al desgaste
 - Resistente al agua y aceite
 - Resistente al combustible y al benceno
 - Resistente a la hidrolisis
 - Resistente a los rayos UV y al ozono
 - Rango de temperatura de -30 ° C a +80 ° C
 - Se puede soldar con termoplásticos

2.6. Toma de datos experimentales

Existen algunos datos que son necesarios medirlos directamente sobre el propio elevador, ya que aunque tenemos la hoja de datos del mismo estos valores puede que no sean los reales debido al paso del tiempo o a un cambio en las características del elevador. Algunos de estos datos son:

- Velocidad de rotación:

Un lugar adecuado para medirla es en el propio tambor.

$$\omega_{real} = 1336,76 \text{ rpm} = 139,98 \text{ rad/s}$$

$$\omega_{hoja\ datos} = 1440 \text{ rpm} = 150,79 \text{ rad/s}$$

Se puede observar que existe una discrepancia entre los dos valores, pero se deberá utilizar para los cálculos el medido experimentalmente, ya que es más exacto que el que nos indica la hoja de datos.

- Tiempo de aceleración y deceleración:

Estos datos no aparecen en la hoja de datos del motor por lo que directamente solo tendremos unos valores, que serán los que se midan experimentalmente. Es muy sencillo observar el cambio entre las distintas velocidades del elevador así que mediante un cronómetro y realizando un muestreo de diez valores, tanto para la aceleración como para la deceleración, se obtendrán dos tiempos medios que se tomaran como válidos. Estos valores se representan en la *Tabla 5*:

Número de muestra	Aceleración (s)	Deceleración (s)
1	2,40	2,10
2	2,45	2,15
3	2,45	1,95
4	2,65	2,00
5	2,55	2,05
6	2,50	1,90
7	2,45	2,00
8	2,55	1,95
9	2,55	2,00
10	2,45	1,90

Media	2,50	2,00
-------	------	------

Tabla 5

Se obtienen dos valores de tiempos y con la velocidad angular medida anteriormente se logra calcular la aceleración y deceleración angulares:

- $t_{aceleración} = 2,50 \text{ s}$
- $t_{deceleración} = 2,00 \text{ s}$
- $\alpha_{aceleración} = \frac{\omega_{real}}{t_{aceleración}} = \frac{139,98 \text{ (rad/s)}}{2,50 \text{ (s)}} = 55,99 \text{ rad/s}^2 \approx 60 \text{ rad/s}^2$
- $\alpha_{deceleración} = \frac{\omega_{real}}{t_{deceleración}} = \frac{139,98 \text{ (rad/s)}}{2,00 \text{ (s)}} = 69,99 \text{ rad/s}^2 \approx 70 \text{ rad/s}^2$

3. CÁLCULOS

3.1. Pesos de los distintos componentes a elevar

El procedimiento que se ha utilizado para calcular los pesos con la mayor exactitud posible es el de modelar en 3D los elementos que nos interesa calcular su peso. Con esto logramos saber su volumen y para cálculos posteriores también nos ayuda a conocer las inercias de cada elemento para reducirlas al eje principal.

Sabiendo que la densidad del acero utilizado en la construcción de los elementos es de 7,8 kg/dm³ (F-114) los cálculos serán muy sencillos una vez conocido el volumen te material.

Comenzaremos por calcular el peso del propio vehículo a elevar, que como ya se ha comentado será el de un Meriva, pero no con todos sus componentes. Debemos restarle al peso máximo del coche según el catálogo el de algunas partes como el radiador, los amortiguadores, la cuna del motor, el eje, el motor debido a que todos estos elementos se montan en puestos posteriores al elevador en estudio.

El peso del Meriva más desfavorable se obtiene en la web de OPEL, www.opel.es. Simplemente se debe seleccionar el modelo más completo de Meriva y el que posee un motor más potente. Los pesos del modelo Meriva varían desde los 1361 kg del más ligero hasta los 1701 kg del más pesado. Se realizaran todos los cálculos siempre para el caso más desfavorable.

- Meriva más desfavorable = 1701 kg
 - Cuna del motor = 50 kg
 - Amortiguadores delanteros (x2) = 20 kg (x2) = 40 kg
 - Radiador = 8 kg
 - Motor = 250 kg
 - Ruedas (x5) = 17 kg (x5) = 85 kg
 - Eje = 33 kg
-
- Peso Meriva = 1701 – 50 – 40 – 8 – 250 – 85 – 33 = 1235 kg

A continuación calcularemos el peso de los contrapesos. Hay que tener en cuenta el peso de la “caja” que contiene a los contrapesos y los contrapesos propiamente dichos.

La caja de contrapesos, así como los propios contrapesos están representados en la *Figura 1*:

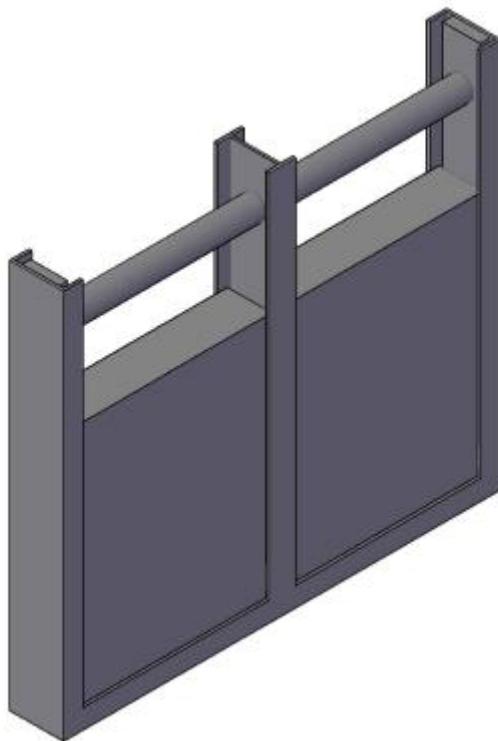


Figura 1

- $V_{\text{contrapesos}} (x2) = 157,410 (x2) \text{ dm}^3 = 314,820 \text{ dm}^3$
- $V_{\text{caja contrapesos}} = 47,883 \text{ dm}^3$
- $V_{\text{"contrapeso + caja contrapesos"}} = 314,820 + 47,883 = 362,703 \text{ dm}^3$
- $P_{\text{"contrapeso + caja contrapesos"}} = 362,703 \text{ dm}^3 \times 7,8 \text{ (kg/dm}^3\text{)} = 2829,083 \text{ kg}$

Ahora vamos a calcular el peso de las correas. Nos tenemos que fijar que las correas están reforzadas con sirgas de acero, concretamente cada correa lleva 40 sirgas de 3 mm de diámetro. También la densidad del caucho utilizada se obtiene del catálogo un valor de 0,95 kg/dm³. Midiendo en la propia correa obtenemos que el espesor es de 8 mm y que el ancho es de 210 mm, solo nos falta saber la longitud total de la correa. Por ultimo en los extremos de la correa esta se solapa para poder lograr inmovilizarla, este tramo de correa mide 550 mm y se produce al principio y al final de la correa. Con todos estos datos, ayudándonos de planos y analizando la correa por tramos se obtiene:

- Longitud total de la correa = 6271 mm
- $V_{caucho} = V_{total} - V_{sirgas}$
- $V_{total} = \text{Longitud} \times \text{espesor} \times \text{anchura} = 6271 \times 8 \times 210 = 10535680,68 \text{ mm}^3$
- $V_{sirgas} = 40 \text{ sirgas} \times L \times \pi \times r^2 = 40 \times 6271 \times \pi \times (3/2)^2 = 1773151,33 \text{ mm}^3 = 1,773 \text{ dm}^3$
- $V_{caucho} = 10535680,68 - 1773151,33 = 8762529,34 \text{ mm}^3 = 8,762 \text{ dm}^3$
- $P_{caucho} = 8,762 \text{ (dm}^3\text{)} \times 0,95 \text{ (kg/dm}^3\text{)} = 8,324 \text{ kg}$
- $P_{sirgas} = 1,773 \text{ (dm}^3\text{)} \times 7,8 \text{ (kg/dm}^3\text{)} = 13,83 \text{ kg}$
- $P_{correas} = 2 \times (P_{caucho} + P_{sirgas}) = 2 \times (8,324 + 13,83) = 2 \times 22,154 \text{ kg} = 44,308 \text{ kg}$

Otros elementos a tener en cuenta en el peso total a elevar son los dos motores más pequeños que se sitúan en el carro elevador. La función de uno es realizar el enclavamiento del carro en las posiciones donde el vehículo entra o sale horizontalmente del elevador para lograr una correcta alineación y q no se produzcan movimientos indeseados. El otro permite el movimiento horizontal del vehículo a lo largo del camino de rodillos. Los datos de los pesos de estos dos motores se obtienen simplemente en la hoja de características de ellos mismos.

- $P_{motor enclavamiento} = 31 \text{ kg}$
- $P_{motor rodillos} = 41 \text{ kg}$

Además de estos dos motores tenemos que sumar también los elementos que permiten el movimiento horizontal como son los rodillos y la transmisión a la otra hilera de rodillos del camino de rodillos. Cada hilera posee seis rodillos.

- $P_{\text{rodillos}} (x12) = 1,41 \text{ kg} (x12) = 17 \text{ kg}$
- $P_{\text{transmisión}} = 45 \text{ kg}$

Ahora analizaremos el propio transportador de rodillos (*Figura 2*) sin tener en cuenta rodillos y transmisión ya calculados anteriormente. Al modelar solo la estructura se obtienen los siguientes valores.



Figura 2

- $V_{\text{transportador de rodillos}} = 49805460,29 \text{ mm}^3 = 49,805 \text{ dm}^3$
- $P_{\text{transportador de rodillos}} = 49,805 \text{ (dm}^3\text{)} \times 7,8 \text{ (kg/dm}^3\text{)} = 388,482 \text{ kg}$

En el transportador de rodillos se sitúa una chapa de acero, la cual también se debe sumar a los cálculos. Midiendo se obtiene un espesor de la chapa de 2 mm. Para este espesor al consultar el catálogo del fabricante se observa que la chapa tiene una densidad de 16,49 kg/m². También se mide que el área total en la que se utiliza esta chapa es de 5,661 m² con lo cual el cálculo del peso es muy sencillo.

- $P_{\text{chapa}} = 16,49 \text{ kg/m}^2 \times 5,661 \text{ m}^2 = 93,35 \text{ kg}$

Para el carro elevador (*Figura 3*) y los elementos de unión restantes (*Figura 4*) se actúan de la misma manera.

- $V_{\text{carro elevador}} = 39445000 \text{ mm}^3 = 39,445 \text{ dm}^3$
- $P_{\text{carro elevador}} = 39,445 \text{ (dm}^3\text{)} \times 7,8 \text{ (kg/dm}^3\text{)} = 307,671 \text{ kg}$

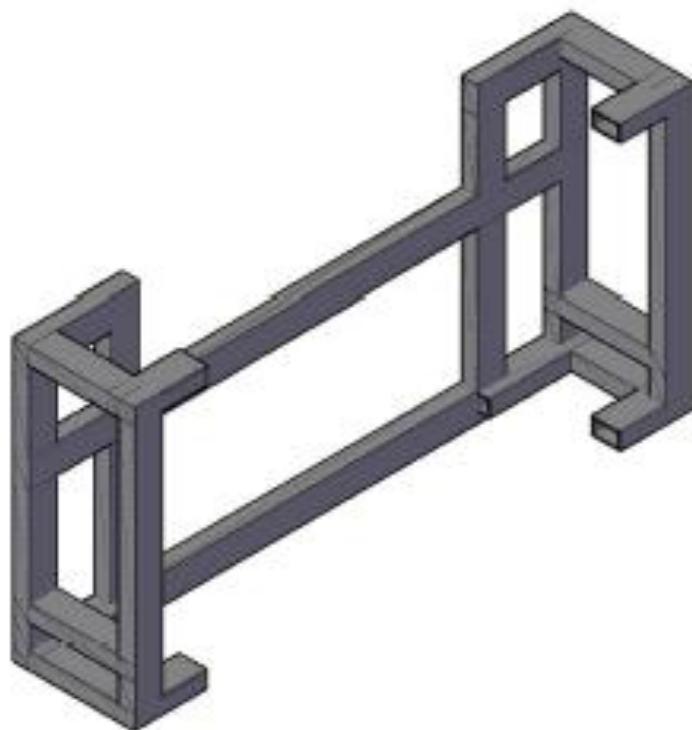


Figura 3

- $V_{\text{elementos de unión}} = 121849000 \text{ mm}^3 = 121,849 \text{ dm}^3$
- $P_{\text{elementos de unión}} = 121,849 (\text{dm}^3) \times 7,8 (\text{kg/dm}^3) = 950,426 \text{ kg}$

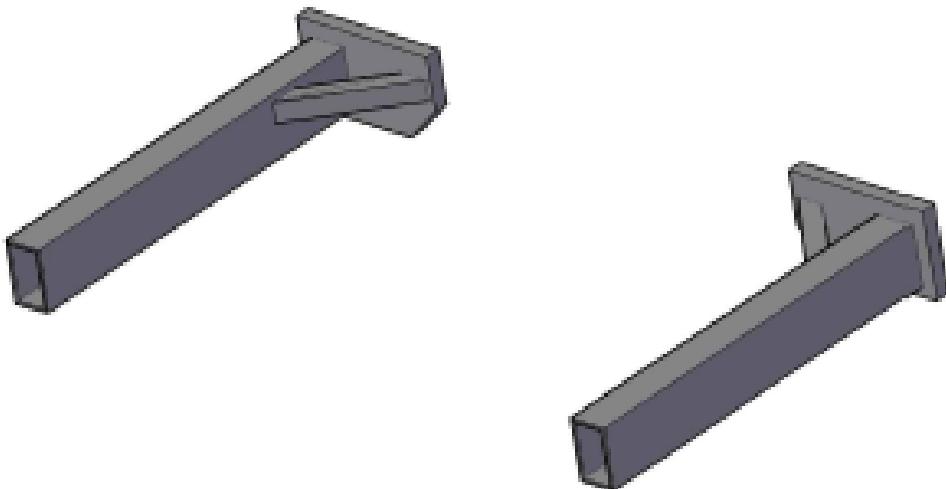


Figura 4

La siguiente parte a analizar serán las paletas. La función de las paletas es la de soportar el vehículo, ya que este no posee suspensión ni ruedas hasta que sean montadas en él. Las paletas están fabricadas en dos materiales distintos, uno es el acero que venimos utilizando de $7,8 \text{ kg/dm}^3$ de densidad (Figura 5) y el otro material se trata de la baquelita de densidad $1,4 \text{ kg/dm}^3$ (Figura 6).



Figura 5

- $V_{\text{esqueleto}} = 78564102,6 \text{ mm}^3 = 78,564 \text{ dm}^3$

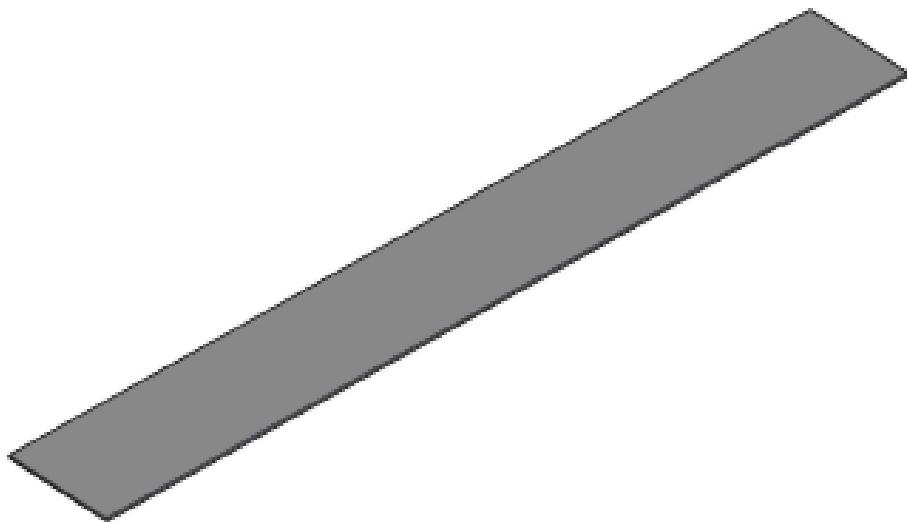


Figura 6

- $V_{\text{baquelita}} = 80906400 \text{ mm}^3 = 80,906 \text{ dm}^3$

- $P_{esqueleto} = 78,564 \text{ (dm}^3\text{)} \times 7,8 \text{ (kg/dm}^3\text{)} = 612,800 \text{ kg}$
- $P_{baquelita} = 80,906 \text{ (dm}^3\text{)} \times 1,4 \text{ (kg/dm}^3\text{)} = 113,344 \text{ kg}$
- $P_{paletas} = 612,800 \text{ (kg)} + 113,344 \text{ (kg)} = 726,144 \text{ kg}$

Por lo tanto, una vez calculados los pesos de los diferentes elementos debemos agruparlos en dos términos. El primero que haga referencia a toda la carga que levanta el elevador (coche, motores, paletas, rodillos...) y el segundo que englobe los pesos que contrapesan la carga a elevar (contrapesos y caja de contrapesos).

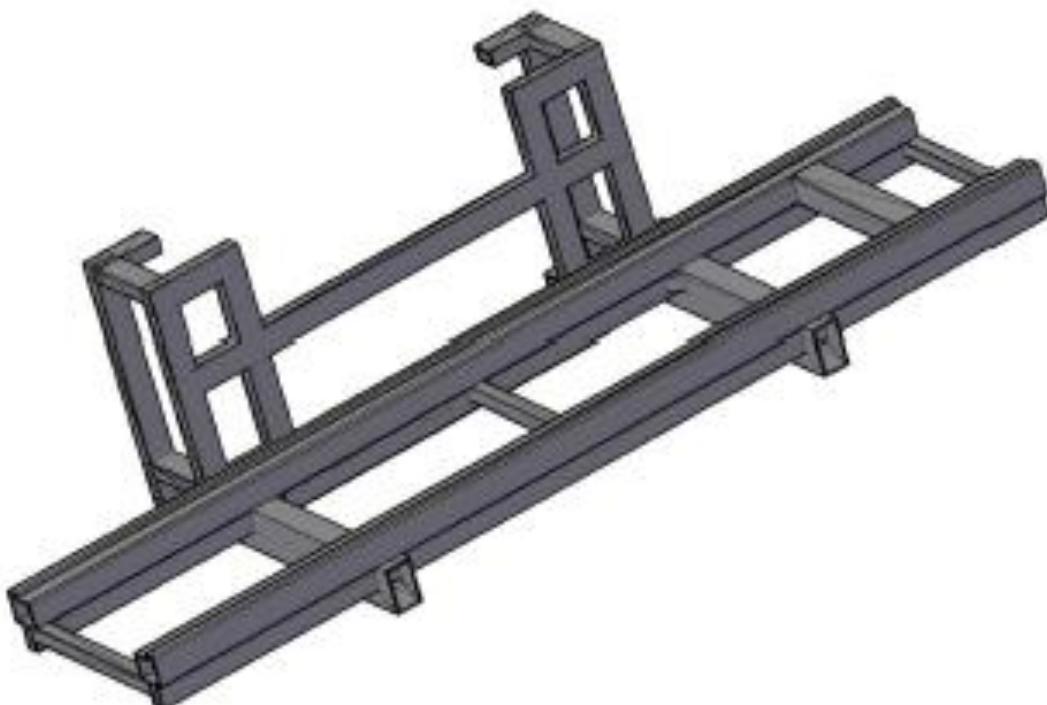


Figura 7

- $P_{Total} = P_{Meriva} + P_{paletas} + P_{correas} + P_{motor enclavamiento} + P_{motor rodillos} + P_{rodillos} + P_{transmisión} + P_{chapa} + P_{carro elevador} + P_{transportador de rodillos} + P_{elementos de unión} = 1235 + 726,144 + 44,308 + 31 + 41 + 17 + 45 + 93,35 + 307,67 + 388,482 + 950,426 = 3879,380 \text{ kg}$
- $P_{\text{"contrapeso + caja contrapesos"}} = 2829,083 \text{ kg}$

También vamos a incluir el peso de carga variable. Es decir el peso que realmente está levantando el elevador sin incluir el de sus propios elementos. Este peso es el correspondiente a la suma de los pesos del Meriva y el de las paletas que los soportan.

- $P_{carga\ variable} = P_{Meriva} + P_{paletas} = 1235 + 726,144 = 1961,144\ kg$

Con este valor y mediante la siguiente ecuación podemos conocer si el contrapesado del elevador es el adecuado o no lo es:

$$P_{Total} = P_{\text{"contrapeso + caja contrapesos"}} + \frac{P_{carga\ variable}}{2}$$

$$3879,380 = 2829,083 + \frac{1961,144}{2}$$

$$3879,380 \approx 3809,655$$

Se puede observar que a pesar de no ser exactamente iguales los valores se aproximan en gran medida. Este error puede deberse a la omisión de algún de algún elemento dentro del vehículo o de las paletas que lo soportan. También al pasar por el mismo elevador diferentes configuraciones del mismo vehículo (Meriva), esto conlleva una diferencia de pesos entre un vehículo y otro. Por lo tanto al no elevar siempre la misma carga el elevador este error es admisible.

A pesar de esto se confirma que el contrapesado del elevador es el adecuado.

En este apartado también vamos a calcular el peso de los acoplamientos, el eje principal (*Figura 10*) y el tambor (*Figura 11*). Vamos a diferenciar dos tipos de acoplamientos. Uno con diámetro interior de 80 mm (*Figura 8*) y el otro de 60 mm (*Figura 9*). Estos valores serán necesarios para el cálculo de las inercias de los diferentes elementos del elevador para la consiguiente reducción al eje principal.

- $V_{A80} = 1511065,356 \text{ mm}^3 = 1,511 \text{ dm}^3$

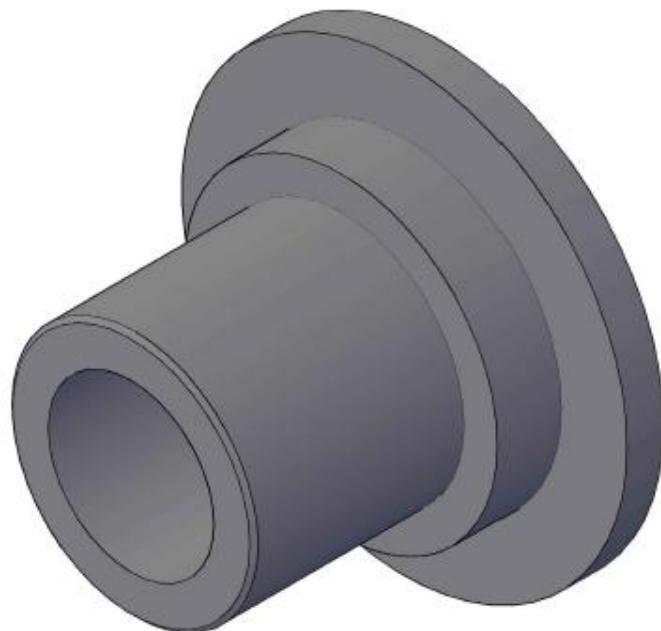


Figura 8

- $V_{A60} = 1837633,912 \text{ mm}^3 = 1,837 \text{ dm}^3$

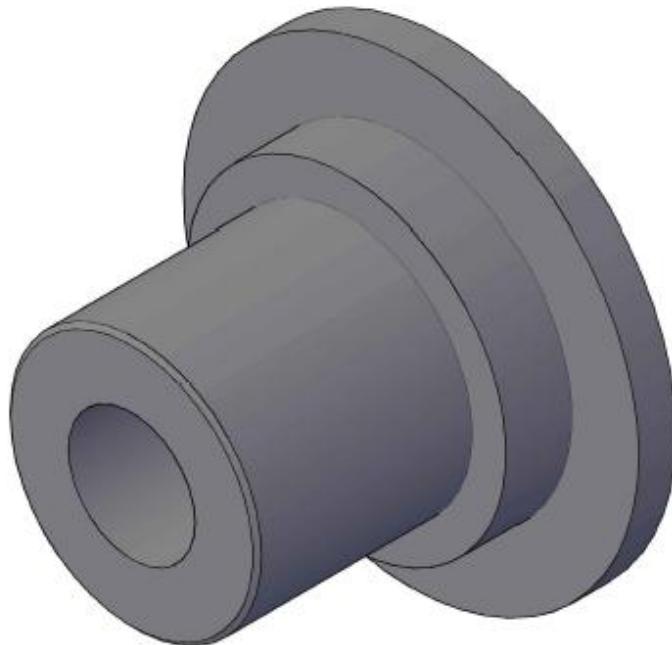


Figura 9

- $V_{\text{eje}} = 9029142,537 \text{ mm}^3 = 9,029 \text{ dm}^3$

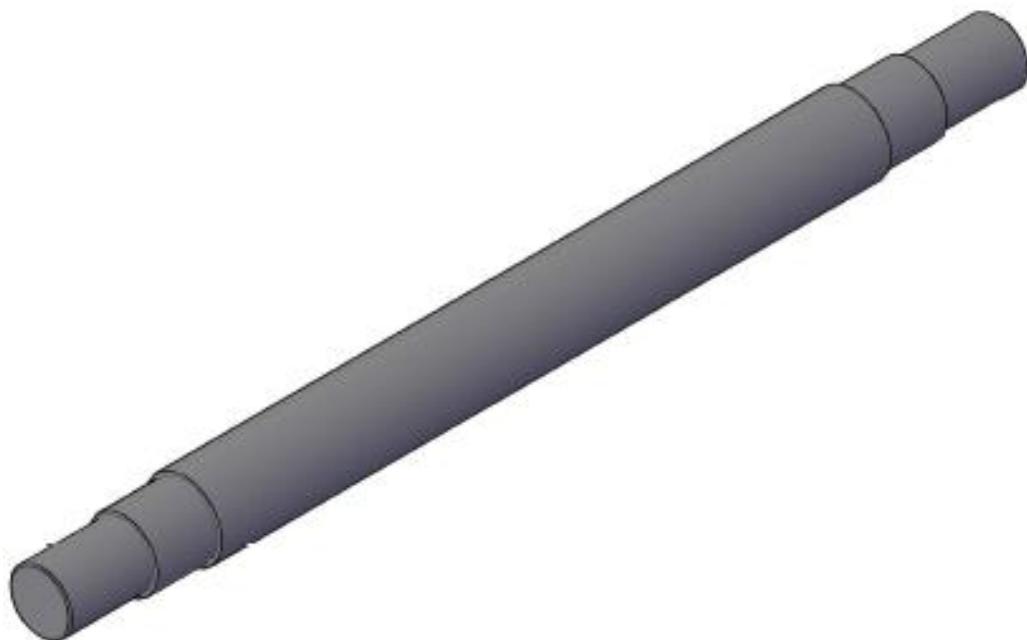


Figura 10

- $V_{\text{tambor}} = 14207035,961 \text{ mm}^3 = 14,207 \text{ dm}^3$

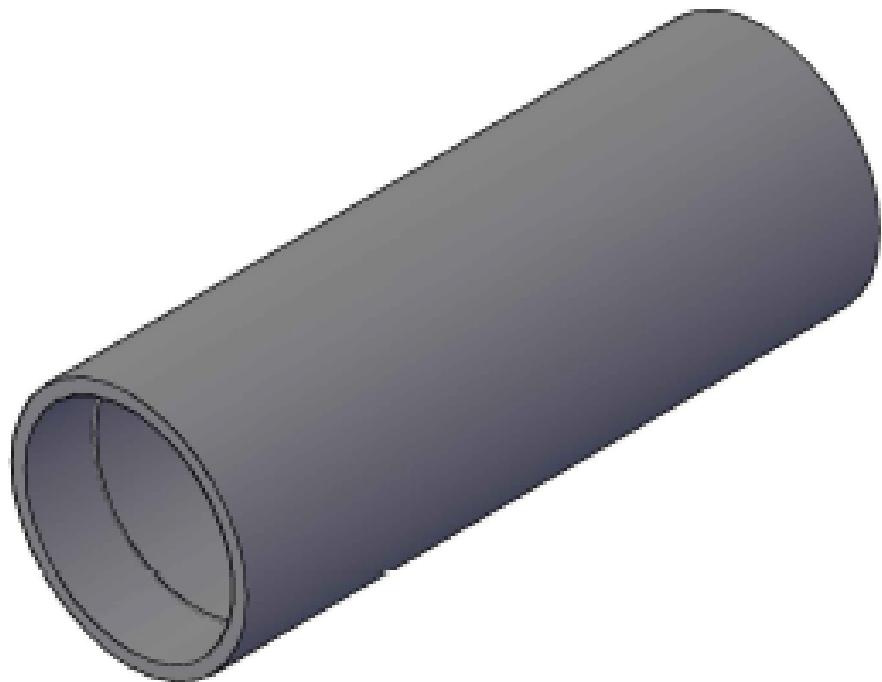


Figura 11

- $P_{A80} = 1,511 \text{ (dm}^3\text{)} \times 7,8 \text{ (kg/dm}^3\text{)} = 11,786 \text{ kg}$
- $P_{A60} = 1,837 \text{ (dm}^3\text{)} \times 7,8 \text{ (kg/dm}^3\text{)} = 14,328 \text{ kg}$
- $P_{eje} = 9,029 \text{ (dm}^3\text{)} \times 7,8 \text{ (kg/dm}^3\text{)} = 70,426 \text{ kg}$
- $P_{tambor} = 14,207 \text{ (dm}^3\text{)} \times 7,8 \text{ (kg/dm}^3\text{)} = 110,814 \text{ kg}$

3.2. Cálculo de las inercias

Para comenzar planteamos la ecuación del sistema global:

- $E_{sistema} = E_{masa\ total} + E_{contrapesos} + E_{A60} + E_{A80} + E_{eje} + E_{tambor} + E_{propia\ motor}$

Mediante esta ecuación podremos calcular el valor de la inercia equivalente de todo el sistema o lo que es lo mismo J_{eq} . También se calculará para el sistema descargado, es decir en bajada o sin elevar ningún vehículo, J'_{eq} .

- $E_{sistema} = \frac{1}{2} \cdot J_{eq} \cdot \omega_m^2$

De esta forma lograremos calcular J_{eq} y pondremos todos los cálculos en función de ω_m^2 ya que al igualarlo todo al final se nos simplificará y los cálculos serán más sencillos de realizar.

Primero calcularemos los dos términos correspondiente a cargas con movimiento lineal:

- $E_{masa\ total} = \frac{1}{2} \cdot m_{tot} \cdot v_l^2 = \frac{1}{2} \cdot m_{tot} (\omega_2 \cdot r_{tambor})^2 = \frac{1}{2} \cdot m_{tot} \left(\frac{\omega_m}{i} \cdot r_{tambor} \right)^2 = \frac{1}{2} \cdot 3879,38 \left(\frac{\omega_m}{37,13} \cdot 0,15 \right)^2 = 0,03165 \omega_m^2$
- $E_{contrapesos} = \frac{1}{2} \cdot m_{contrapesos} \cdot v_l^2 = \frac{1}{2} \cdot m_{contrapesos} (\omega_2 \cdot r_{tambor})^2 = \frac{1}{2} \cdot m_{contrapesos} \left(\frac{\omega_m}{i} \cdot r_{tambor} \right)^2 = \frac{1}{2} \cdot 2829,08 \left(\frac{\omega_m}{37,13} \cdot 0,15 \right)^2 = 0,02308 \omega_m^2$

A continuación realizamos el cálculo de los elementos con movimiento en circular en torno al eje principal:

- $J_{A60} = \frac{1}{2} \cdot m_{A60} \cdot r_{i\ A60}^2 = \frac{1}{2} \cdot 14,328 \cdot (60,647 \cdot 10^{-3})^2 = 0,02635 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- $J_{A80} = \frac{1}{2} \cdot m_{A80} \cdot r_{i\ A80}^2 = \frac{1}{2} \cdot 11,786 \cdot (64,826 \cdot 10^{-3})^2 = 0,02386 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
- $J_{eje} = \frac{1}{2} \cdot m_{eje} \cdot r_{i\ eje}^2 = \frac{1}{2} \cdot 70,426 \cdot (34,179 \cdot 10^{-3})^2 = 0,04113 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

- $J_{tambor} = \frac{1}{2} \cdot m_{tambor} \cdot r_{i\,tambor}^2 = \frac{1}{2} \cdot 110,814 \cdot (140,295 \cdot 10^{-3})^2 = 1,0905 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

Los radios de inercia de estos cuatro elementos se obtienen fácilmente ya que han sido modelados en 3D, por lo tanto con cualquier software (AutoCAD, Inventor...) podemos obtener este y otros muchos valores que nos interesen para los cálculos.

- $r_{i\,A60} = 60,647 \text{ mm}$
- $r_{i\,A80} = 64,826 \text{ mm}$
- $r_{i\,eje} = 34,179 \text{ mm}$
- $r_{i\,tambor} = 140,295 \text{ mm}$

Una vez calculada la inercia de cada elemento se procede a sustituir en esta ecuación:

- $E_{A60} = \frac{1}{2} \cdot J_{A60} \cdot \omega_2^2 = \frac{1}{2} \cdot 0,02635 \cdot \left(\frac{\omega_m}{37,13}\right)^2 = 9,556 \cdot 10^{-6} \omega_m^2$
- $E_{A80} = \frac{1}{2} \cdot J_{A80} \cdot \omega_2^2 = \frac{1}{2} \cdot 0,02386 \cdot \left(\frac{\omega_m}{37,13}\right)^2 = 8,653 \cdot 10^{-6} \omega_m^2$
- $E_{eje} = \frac{1}{2} \cdot J_{eje} \cdot \omega_2^2 = \frac{1}{2} \cdot 0,04113 \cdot \left(\frac{\omega_m}{37,13}\right)^2 = 14,916 \cdot 10^{-6} \omega_m^2$
- $E_{Tambor} = \frac{1}{2} \cdot J_{Tambor} \cdot \omega_2^2 = \frac{1}{2} \cdot 1,0905 \cdot \left(\frac{\omega_m}{37,13}\right)^2 = 395,499 \cdot 10^{-6} \omega_m^2$

Existe un término más en la ecuación que es la $E_{propia\,motor}$. Para poder hallarlo se tiene que calcular primero la inercia propia del motor $J_{propia\,motor}$ y volver a proceder de la misma manera que en los cuatro casos anteriores.

Esta inercia propia del motor se obtiene del catálogo de motores. Obtenemos un valor de $GD^2 = 0,455 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ para el motor utilizado. Donde G se asume como un peso (no como masa) y D es el diámetro de giro o diámetro de inercia.

- $J_{propia\,motor} = \frac{GD^2}{4} = \frac{0,455}{4} = 0,11375 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

- $E_{propia\ motor} = \frac{1}{2} \cdot J_{propia\ motor} \cdot \omega_m^2 = \frac{1}{2} \cdot 0,11375 \cdot \omega_m^2 = 0,05687 \omega_m^2$

Se ha de observar que se han utilizado dos velocidades de rotación distintas ω_m y ω_2 . Esto es debido a que una es la referida antes de la reducción, es decir la propia del motor (ω_m) y la otra es la correspondiente a la salida de la reducción (ω_2).

Ahora que tenemos calculados todos términos de la ecuación se sustituye:

- $E_{sistema} = E_{masa\ total} + E_{contrapesos} + E_{A60} + E_{A80} + E_{eje} + E_{tambor} + E_{propia\ motor}$
- $\frac{1}{2} \cdot J_{eq} \cdot \omega_m^2 = 0,03165 \omega_m^2 + 0,02308 \omega_m^2 + 9,556 \cdot 10^{-6} \omega_m^2 + 8,653 \cdot 10^{-6} \omega_m^2 + 14,916 \cdot 10^{-6} \omega_m^2 + 395,499 \cdot 10^{-6} \omega_m^2 + 0,05687 \omega_m^2$

Se puede observar que todos los términos de la ecuación están en función de ω_m^2 , por lo tanto se puede simplificar

- $\frac{1}{2} \cdot J_{eq} = 0,03165 + 0,02308 + 9,556 \cdot 10^{-6} + 8,653 \cdot 10^{-6} + 14,916 \cdot 10^{-6} + 395,499 \cdot 10^{-6} + 0,05687$
- $J_{eq} = 2 \cdot 0,1120 = 0,2240 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

Por último debemos calcular también la inercia equivalente del sistema en el caso de que no esté cargado, es decir sin Meriva y las paletas que lo soportan J'_{eq} . Se debe proceder de la misma forma que para calcular J_{eq} .

La mayoría de los términos de la ecuación serán los mismos, solo cambia el correspondiente a la masa total ($E_{masa\ total}$). Lo que debemos hacer es restar al peso total el de la carga variable:

- $P'_{Total} = P_{Total} - P_{carga\ variable} = 3879,380 - 1961,144 = 1918,236 \text{ kg}$
- $E'_{masa\ total} = \frac{1}{2} m'_{tot} \cdot v_l^2 = \frac{1}{2} m'_{tot} (\omega_2 \cdot r_{tambor})^2 = \frac{1}{2} m'_{tot} \left(\frac{\omega_m}{i} \cdot r_{tambor} \right)^2 = \frac{1}{2} \cdot 1918,236 \left(\frac{\omega_m}{37,13} \cdot 0,15 \right)^2 = 0,01565 \omega_m^2$

A continuación sustituimos el nuevo valor en la ecuación inicial, simplificamos ω_m y se despeja J'_{eq} .

- $E_{sistema} = E'_{masa\ total} + E_{contrapesos} + E_{A60} + E_{A80} + E_{eje} + E_{tambor} + E_{propia\ motor}$
- $\frac{1}{2} \cdot J'_{eq} \cdot \omega_m^2 = 0,01565\omega_m^2 + 0,02308\omega_m^2 + 9,556 \cdot 10^{-6}\omega_m^2 + 8,653 \cdot 10^{-6}\omega_m^2 + 14,916 \cdot 10^{-6}\omega_m^2 + 395,499 \cdot 10^{-6}\omega_m^2 + 0,05687\omega_m^2$
- $\frac{1}{2} \cdot J'_{eq} = 0,01565 + 0,02308 + 9,556 \cdot 10^{-6} + 8,653 \cdot 10^{-6} + 14,916 \cdot 10^{-6} + 395,499 \cdot 10^{-6} + 0,05687$
- $J'_{eq} = 2 \cdot 0,0960 = 0,1920\ kg \cdot m^2$

3.3. Cálculo del momento flector

Para el caso del cálculo del momento flector solo hace falta distinguir dos situaciones, una con el elevador cargado y otra descargado. Para calcularlo se utilizará el programa MEFI.

En primer lugar vamos a dibujar el eje con sus medidas y propiedades correspondientes, considerando los siguientes apoyos (*Figura 12*):

Viga isostática (estado 1)

MEFI

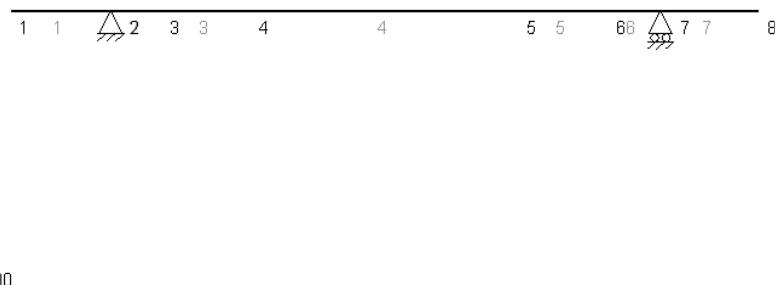


Figura 12

Después calcularemos la carga equivalente para el eje cargado (q) (*Figura 13*) y descargado (q') (*Figura 14*). Para ello lo primero que se debe hacer es sumar el peso total a elevar y el peso total de los contrapesos. Después dividirlo entre dos, ya que ese peso está distribuido en dos correas y por último dividirlo por la anchura de cada correa ($B_{correa} = 150 \text{ mm}$), ya que es en esa distancia donde se distribuye la carga.

A. Eje cargado:

$$P_{2correas} = P_{Total} + P_{contrapesos} = 2829,08 + 3879,38 = 6708,46 \text{ kg}$$

$$= 65809,992 \text{ N}$$

$$P_{correa} = \frac{P_{2correas}}{2} = \frac{65809,992}{2} = 32904,996 \text{ N}$$

$$q = \frac{P_{correa}}{B_{correa}} = \frac{32904,996}{150} = 219,143 \text{ N/mm}$$

Viga isostática (estado 1)

MEFI



Figura 13

B. Eje descargado:

$$\begin{aligned} P'_{2correas} &= (P_{Total} - P_{carga variable}) + P_{contrapesos} \\ &= (3879,38 - 1961,144) + 2829,08 = 4747,316 \text{ kg} \\ &= 46571,169 \text{ N} \end{aligned}$$

$$P'_{correa} = \frac{P'_{2correas}}{2} = \frac{46571,169}{2} = 23285,584 \text{ N}$$

$$q' = \frac{P'_{correa}}{B_{correa}} = \frac{23285,584}{150} = 154,424 \text{ N/mm}$$

Viga isostática (estado 1)

MEFI

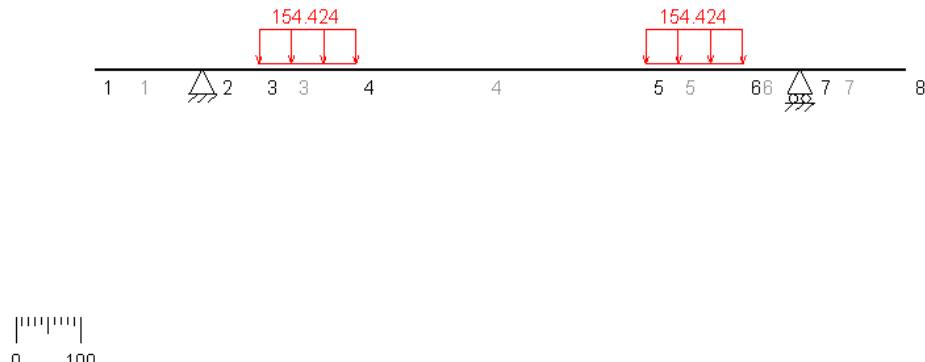


Figura 14

A continuación se calculan los diagramas de esfuerzos axil, cortante y fletor.

No existe ninguna fuerza axial en el eje, tanto cargado como descargado, por lo tanto no se representa el diagrama de esfuerzos axiles.

Diagrama de esfuerzos cortantes:

A. Eje cargado (Figura 15):

Viga isostática (estado 1)

Esfuerzos cortantes

MEFI

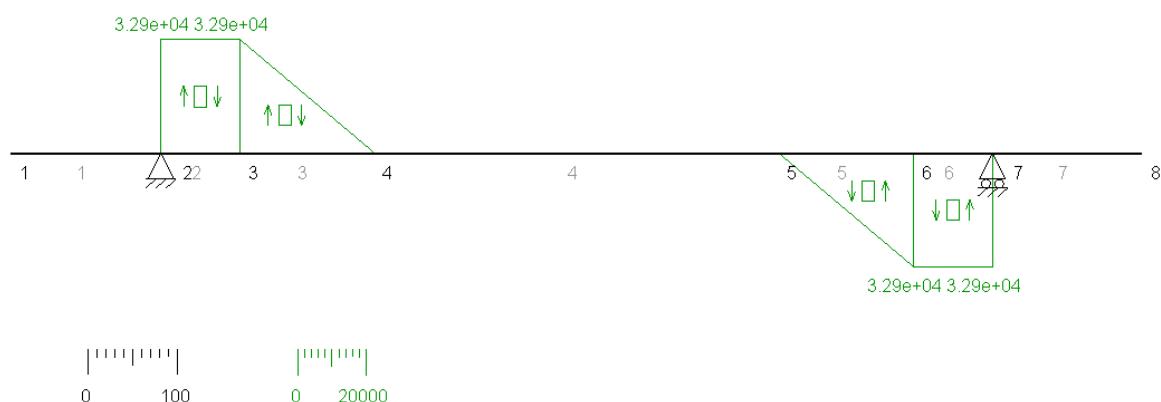


Figura 15

B. Eje descargado (*Figura 16*):

Viga isostática (estado 1)

Esfuerzos cortantes

MEFI

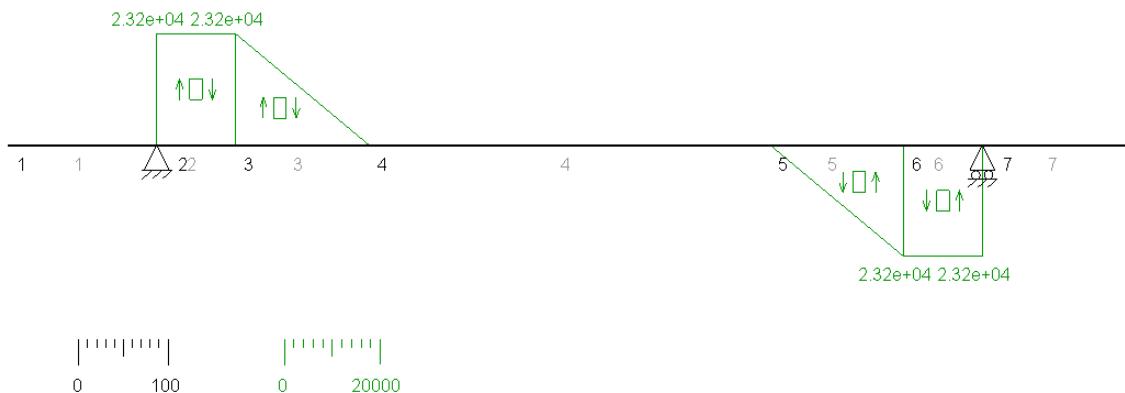


Figura 16

Diagrama de momentos flectores:

A. Eje cargado (*Figura 17*):

Viga isostática (estado 1)

Momentos flectores

MEFI

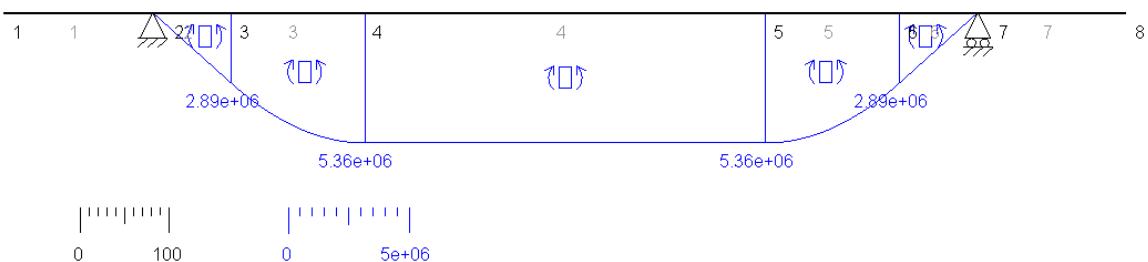


Figura 17

B. Eje descargado (Figura 18):

Viga isostática (estado 1)

Momentos flectores

MEFI

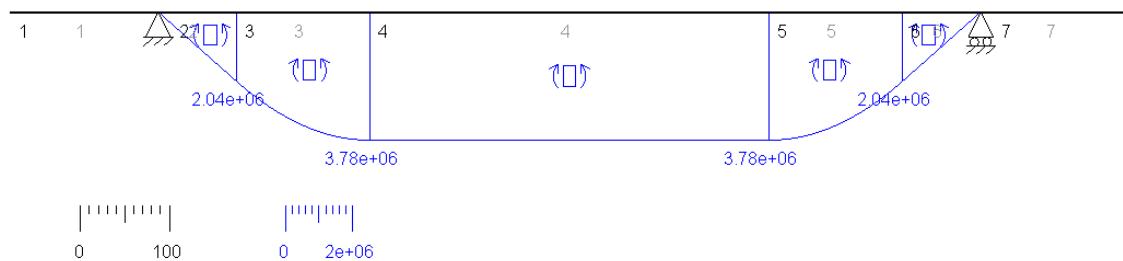


Figura 18

3.4. Par de elevación (Momento torsor)

En este apartado se va a calcular el par de elevación necesario para elevar la carga en cuestión, o lo que es lo mismo el momento torsor necesario en cada caso, ya que no es lo mismo acelerar que mantener una carga. Debemos distinguir seis situaciones distintas dentro de un ciclo completo de subida y bajada del elevador.

Nos centramos en la subida y observamos que hay tres situaciones diferentes. Siempre que sube el elevador está con carga, salvo en casos excepcionales que no se tienen en cuenta. El primer caso es la aceleración desde velocidad nula hasta la nominal. El segundo es el de velocidad nominal hasta que empiece a decelerar. La tercera será la deceleración desde la velocidad nominal hasta velocidad nula y máxima altura del elevador para permitir su descarga.

Ahora nos fijamos en la fase de bajada una vez descargado el elevador. La cuarta fase es la aceleración hasta la velocidad nominal de bajada. La quinta es la de mantener esa velocidad hasta que comience la desaceleración. La sexta y última situación es la de desaceleración hasta velocidad nula y posición inicial del elevador. Una vez realizado esto se volvería a cargar el elevador y se repetiría el mismo ciclo.

Lo primero que se calcula es el momento torsor que equilibra las cargas, mediante un equilibrio de momentos en el tambor. Para calcularlo nos ayudaremos de un diagrama de momentos del tambor (*Figura 19*), donde representaremos todas las fuerzas que actúan sobre él:

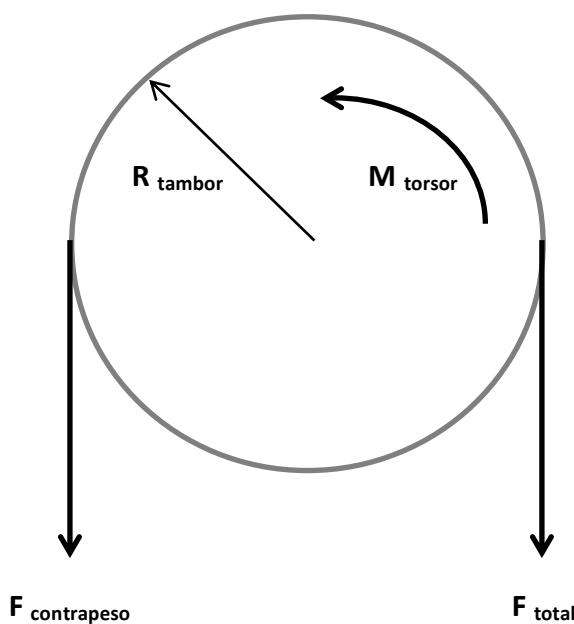


Figura 19

A. Cargado:

$$\begin{aligned}
 M_T^A &= r_{tambor} \cdot (F_{tot} - F_{contrapesos}) = r_{tambor} \cdot g \cdot (m_{tot} - m_{contrapesos}) \\
 &= 0,15 \cdot 9,81 \cdot (3879,38 - 2829,08) = 1545,5 \text{ N/m} \\
 &= 1,5454 \cdot 10^6 \text{ N/mm}
 \end{aligned}$$

B. Descargado:

$$\begin{aligned}
 M_T^B &= r_{tambor} \cdot (F'_{tot} - F_{contrapesos}) = r_{tambor} \cdot g \cdot (m'_{tot} - m_{contrapesos}) \\
 &= 0,15 \cdot 9,81 \cdot ((3879,38 - 1961,144) - 2829,08) \\
 &= -1375,3 \text{ N/m} = -1,3753 \cdot 10^6 \text{ N/mm}
 \end{aligned}$$

Después el momento torsor de aceleración y deceleración para:

A. Subida cargado:

$$M_T^C = J \cdot \alpha_{acel} \cdot i = 0,2102 \cdot 55,99 \cdot 37,13 = 424,73 \text{ N/m} = 4,2473 \cdot 10^5 \text{ N/mm}$$

$$\begin{aligned}
 M_T^D &= J \cdot \alpha_{decel} \cdot i = 0,2102 \cdot (-69,99) \cdot 37,13 = -530,55 \text{ N/m} \\
 &= -5,3055 \cdot 10^5 \text{ N/mm}
 \end{aligned}$$

B. Bajada descargado:

$$\begin{aligned}
 M_T^E &= J' \cdot \alpha_{acel} \cdot i = 0,1926 \cdot (-55,99) \cdot 37,13 = -400,39 \text{ N/m} \\
 &= -4,0039 \cdot 10^5 \text{ N/mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M_T^F &= J' \cdot \alpha_{decel} \cdot i = 0,1926 \cdot 69,99 \cdot 37,13 = 500,51 \text{ N/m} \\
 &= 5,0051 \cdot 10^5 \text{ N/mm}
 \end{aligned}$$

Se debe observar que el signo cambia tanto para el momento que equilibra las cargas, como los de aceleración y deceleración en subida respecto de los de bajada.

Por último se calcula el momento torsor en cada situación, descrita anteriormente, del ciclo completo:

1. Subida / Acelerando:

$$M_T^1 = M_T^A + M_T^C = 1,5454 \cdot 10^6 + 4,2473 \cdot 10^5 = 1,9702 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

2. Subida / Velocidad constante:

$$M_T^2 = M_T^A = 1,5454 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

3. Subida / Decelerando:

$$M_T^3 = M_T^A + M_T^D = 1,5454 \cdot 10^6 + (-5,3055 \cdot 10^5) = 1,0149 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

4. Bajada / Acelerando:

$$\begin{aligned} M_T^4 &= M_T^B + M_T^E = -1,3753 \cdot 10^6 + (-4,0039 \cdot 10^5) \\ &= -1,7754 \cdot 10^6 \text{ N/mm} \end{aligned}$$

5. Bajada / Velocidad constante:

$$M_T^5 = M_T^B = -1,3753 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

6. Bajada / Decelerando:

$$M_T^6 = M_T^B + M_T^F = -1,3753 \cdot 10^6 + 5,0051 \cdot 10^5 = -8,7519 \cdot 10^5 \text{ N/mm}$$

3.5. Cálculo del tiempo de parada de emergencia

Las paradas de emergencia se producen (activan) por varios motivos:

- Setas de emergencia.
- Clapetas abatibles que detectan cualquier elemento extraño que entre al elevador por el camino de rodillos.
- Barreras fotoeléctricas que detectan el paso de personas.

El frenado de los motores es una de las maniobras más importantes que realiza el motor. La forma en que se realiza el frenado y la precisión son dos factores determinantes.

El tiempo de frenado se va a calcular mediante dos métodos distintos, uno mediante datos experimentales y el otro aplicando la suma de una concentración de maniobras. Así se podrá conocer si los valores son los correctos con mayor certeza.

A. Método experimental:

Se conocen los siguientes datos (mediante la experiencia se conoce la distancia que tarda en frenar el elevador, 5 mm):

- $r = 150 \text{ mm}$
- $\omega = 139,98 \text{ rad/s}$
- $i = 37,13$
- $x_0 = 0 \text{ mm}$
- $x = 5 \text{ mm}$
- $v = 0 \text{ m/s}$

Conocidos estos datos, lo primero que calcularemos será la velocidad lineal del elevador, justo antes de comenzar a frenar, es decir v_0 :

$$v_{\text{lineal}} = v_0 = \frac{\omega \cdot r}{i} = \frac{139,98 \cdot 150}{37,13} = 565,5 \text{ mm/s}$$

Ahora se presentan las dos ecuaciones fundamentales del movimiento rectilíneo uniformemente acelerado:

$$x = x_0 + v_0 \cdot t + \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2$$

$$a = \frac{v - v_0}{t}$$

Donde podemos sustituir $v_0 = 0$ en la segunda ecuación y obtener la aceleración en función de v y t y así sustituirlo en la primera ecuación:

$$a = \frac{-v_0}{t}$$

Ahora sustituimos $x_0 = 0$ y la aceleración:

$$x = v_0 \cdot t - \frac{1}{2} \cdot \frac{v_0}{t} \cdot t^2 = \frac{1}{2} \cdot v_0 \cdot t$$

$$t = \frac{2 \cdot x}{v_0} = \frac{2 \cdot 5 \text{ (mm)}}{565,5 \text{ (mm/s)}} = 0,01769 \text{ s}$$

B. Método con suma de tiempos:

El tiempo de frenado está sujeto a una concatenación de maniobras:

$$t_p = t_c + t_2 + t_F$$

Dónde:

- t_c = Tiempo de respuesta de los elementos de maniobra (contactores, finales de carrera, autómatas, otros).
- t_2 = Tiempo de respuesta al cierre del freno.
- t_f = Tiempo en realizar el frenado.

El término t_f se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$t_f = \frac{(J_m + J_c) \cdot \omega}{M_F \pm M_c}$$

Dónde:

- J_m = Momento de inercia del motor freno, en kgm.
- J_c = Momento de inercia de la carga, en kgm.
- ω = Velocidad angular del motor, en rad/s.
- M_F = Momento de frenado (motor-freno), en Nm.
- M_c = Momento de la carga:
Positivo (+) si frena, en Nm.
Negativo (-) si lanza, en Nm.

Se conocen todos los valores:

- $J_m = 0,1137$ kgm
- $J_c = 0,0965$ kgm
- $\omega = 139,98$ rad/s
- $M_F = 150$ Nm

- $M_c = 1545,4 \text{ Nm}$

Sustituimos en la ecuación estos valores con M_c positivo, ya que la carga frena:

$$t_F = \frac{(0,1137 + 0,0965) \cdot 139,98}{150 + 1545,4} = 0,0173 \text{ s}$$

Los términos t_2 y t_c , mediante la experiencia, se pueden agrupar en un solo valor que aproximadamente es de 0,1 s. Este tiempo se tiene en cuenta para el tiempo de parada, pero no para calcular los momentos que resulten de la frenada ya que son tiempos de reacción y no de frenado propiamente dichos.

Por lo tanto, la suma total de los tiempos es:

$$t_p = t_c + t_2 + t_F$$

$$t_p = 0,1 + 0,0173 = 0,1173 \text{ s}$$

3.6. Cálculo del momento torsor producido en las paradas de emergencia

Mediante el tiempo de frenado de la parada de emergencia y el momento de inercia total, se calculará el momento torsor producido en las paradas de emergencia.

El tiempo de frenada, prácticamente no varía al calcularlo mediante un método u otro (0,0173 s y 0,01769 s), así que podemos utilizar cualquiera de los dos valores.

- $t_F = 0,01769 \text{ s}$
- $J = J_m + J_c = 0,1137 + 0,0965 = 0,2102 \text{ kgm}$

El momento torsor en la situación más desfavorable se calcula mediante:

$$M_T^7 = M_{emer} + M_T^A$$

$$M_{emer} = J \cdot \alpha_{emer}$$

Donde α es la aceleración angular y se calcula:

$$\alpha_{emer} = \frac{\omega}{t_F} = \frac{139,98}{0,01769} = 7912,945 \text{ rad/s}^2$$

$$M_{emer} = 0,2102 \cdot 7912,945 = 1663,30 \text{ Nm} = 1,663 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

$$M_T^7 = M_{emer} + M_T^A = 1,663 \cdot 10^6 + 1,5454 \cdot 10^6 = 3,208 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

3.7. Calculo de las tensiones en la sección central del eje principal

Para comenzar se debe conocer que se trata de una sección circular con un diámetro de 100 mm. Con este dato se calcula el módulo resistente a la torsión y a la flexión:

$$W_f = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 100^3}{32} = 9,817 \cdot 10^4 \text{ mm}^3$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 100^3}{16} = 19,634 \cdot 10^4 \text{ mm}^3$$

Ahora, con los momentos torsor y flector para cada situación y el modulo resistente se calculan los esfuerzos en la sección para todas las situaciones posibles dentro de un ciclo completo:

1. Subida / Acelerando:

$$M_T^1 = 1,9702 \cdot 10^6 \text{ N/mm} \rightarrow \tau_{xy}^1 = \frac{M_T^1}{W_o} = \frac{1,9702 \cdot 10^6}{19,634 \cdot 10^4} = 10,03 \text{ MPa}$$

$$M_f^1 = 5,36 \cdot 10^6 \text{ N/mm} \rightarrow \sigma_x^1 = \frac{M_f^1}{W_f} = \frac{5,36 \cdot 10^6}{9,817 \cdot 10^4} = 54,60 \text{ MPa}$$

2. Subida / Velocidad constante:

$$M_T^2 = 1,5454 \cdot 10^6 \text{ N/mm} \rightarrow \tau_{xy}^2 = \frac{M_T^2}{W_o} = \frac{1,5454 \cdot 10^6}{19,634 \cdot 10^4} = 7,87 \text{ MPa}$$

$$M_f^2 = 5,36 \cdot 10^6 \text{ N/mm} \rightarrow \sigma_x^2 = \frac{M_f^2}{W_f} = \frac{5,36 \cdot 10^6}{9,817 \cdot 10^4} = 54,60 \text{ MPa}$$

3. Subida / Decelerando:

$$M_T^3 = 1,0149 \cdot 10^6 \text{ N/mm} \rightarrow \tau_{xy}^3 = \frac{M_T^3}{W_o} = \frac{1,0149 \cdot 10^6}{19,634 \cdot 10^4} = 5,17 \text{ MPa}$$

$$M_f^3 = 5,36 \cdot 10^6 \text{ N/mm} \rightarrow \sigma_x^3 = \frac{M_f^3}{W_f} = \frac{5,36 \cdot 10^6}{9,817 \cdot 10^4} = 54,60 \text{ MPa}$$

4. Bajada / Acelerando:

$$M_T^4 = -1,7754 \cdot 10^6 \text{ N/mm} \rightarrow \tau_{xy}^4 = \frac{M_T^4}{W_o} = \frac{-1,7754 \cdot 10^6}{19,634 \cdot 10^4} = -9,04 \text{ MPa}$$

$$M_f^4 = 3,78 \cdot 10^6 \text{ N/mm} \rightarrow \sigma_x^4 = \frac{M_f^4}{W_f} = \frac{3,78 \cdot 10^6}{9,817 \cdot 10^4} = 38,50 \text{ MPa}$$

5. Bajada / Velocidad constante:

$$M_T^5 = -1,3753 \cdot 10^6 \text{ N/mm} \rightarrow \tau_{xy}^5 = \frac{M_T^5}{W_o} = \frac{-1,3753 \cdot 10^6}{19,634 \cdot 10^4} = -7,003 \text{ MPa}$$

$$M_f^5 = 3,78 \cdot 10^6 \text{ N/mm} \rightarrow \sigma_x^5 = \frac{M_f^5}{W_f} = \frac{3,78 \cdot 10^6}{9,817 \cdot 10^4} = 38,50 \text{ MPa}$$

6. Bajada / Decelerando:

$$M_T^6 = -8,7519 \cdot 10^5 \text{ N/mm} \rightarrow \tau_{xy}^6 = \frac{M_T^6}{W_o} = \frac{-8,7519 \cdot 10^5}{19,634 \cdot 10^4} = -4,45 \text{ MPa}$$

$$M_f^6 = 3,78 \cdot 10^6 \text{ N/mm} \rightarrow \sigma_x^6 = \frac{M_f^6}{W_f} = \frac{3,78 \cdot 10^6}{9,817 \cdot 10^4} = 38,50 \text{ MPa}$$

7. Parada de emergencia subiendo (caso más desfavorable):

$$M_T^7 = 3,208 \cdot 10^6 \text{ N/mm} \rightarrow \tau_{xy}^7 = \frac{M_T^7}{W_o} = \frac{3,208 \cdot 10^6}{19,634 \cdot 10^4} = 16,34 \text{ MPa}$$

$$M_f^7 = 5,36 \cdot 10^6 \text{ N/mm} \rightarrow \sigma_x^7 = \frac{M_f^7}{W_f} = \frac{5,36 \cdot 10^6}{9,817 \cdot 10^4} = 54,60 \text{ MPa}$$

Los diagramas de esfuerzos para un ciclo completo son:

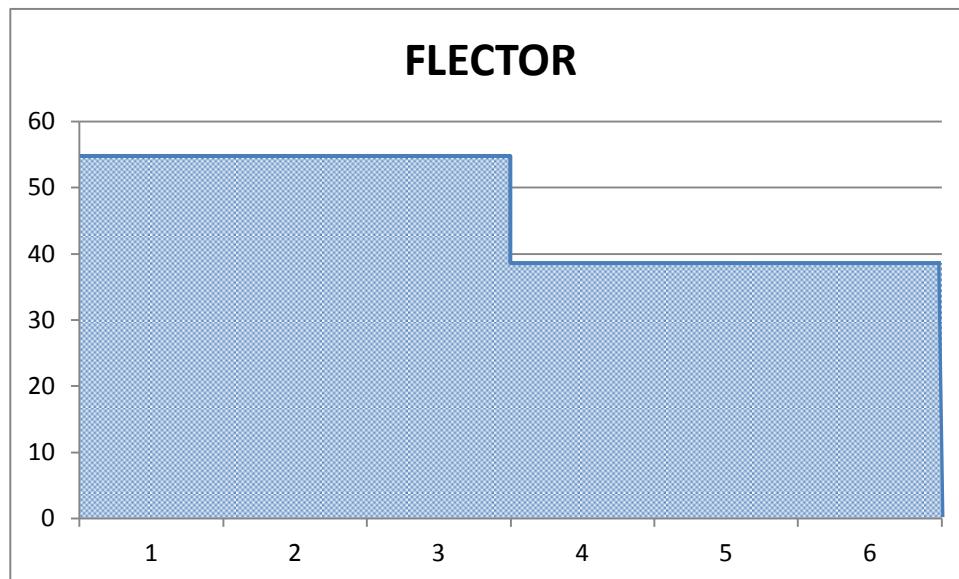


Figura 20

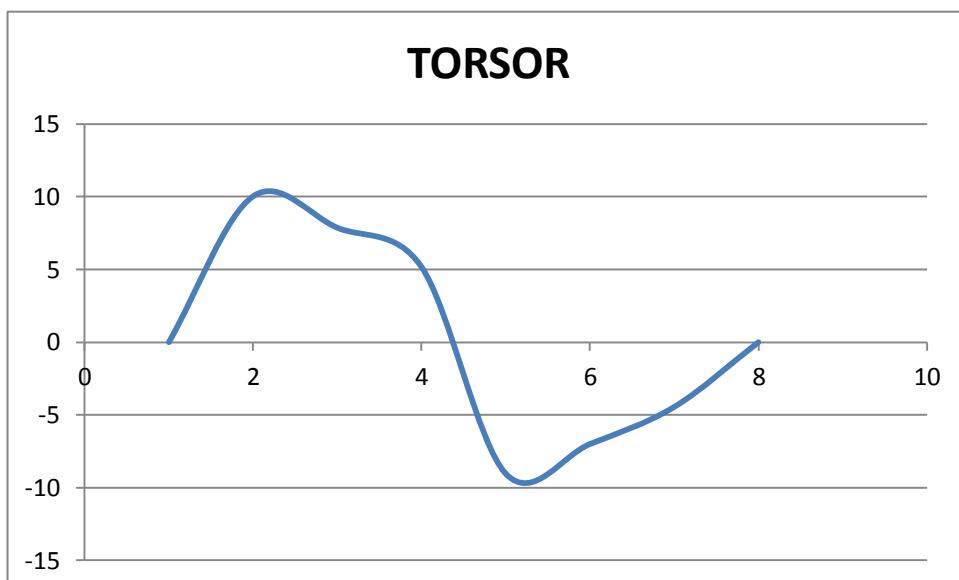


Figura 21

4. FATIGA

4.1. Introducción

Muchos de los elementos de máquinas, tales como cigüeñales, árboles, ejes, bielas y resortes, son sometidos a cargas variables. El comportamiento de los materiales bajo este tipo de carga es diferente a aquel bajo cargas estáticas; mientras que una pieza soporta una gran carga estática, la misma puede fallar con una carga mucho menor si ésta se repite un gran número de veces. Los esfuerzos variables en un elemento tienden a producir grietas que crecen a medida que éstos se repiten, hasta que se produce la falla total; este fenómeno se denomina fatiga. Por lo tanto, el diseño de elementos sometidos a cargas variables debe hacerse mediante una teoría que tenga en cuenta los factores que influyen en la aparición y desarrollo de las grietas, las cuales pueden producir la falla después de cierto número de repeticiones (ciclos) de esfuerzo. La teoría que estudia el comportamiento de los materiales sometidos a cargas variables se conoce como teoría de fatiga.

4.2. Teorías de fatiga

Existen tres teorías que estudian la fatiga:

- A. Teoría clásica o teoría de alto número de ciclos:
- B. Fatiga de bajo número de ciclos
- C. Mecánica lineal de la fractura

Nos vamos a centrar solamente en la teoría clásica o de alto número de ciclos, cuyas características principales son:

- Se emplea para elevado número de ciclos ($>10^3$).
- El fallo se considera la aparición de la grieta.
- Existe un gran número de datos experimentales disponibles.
- Curvas S-N: Realiza la estimación de vida a partir de la amplitud de tensiones. En este caso, se parte de un modelo de comportamiento elástico, del cual se extrae el conjunto de ciclos de tensión que se originan a partir de las series temporales de carga. Posteriormente, mediante una serie de factores de concentración se aproxima el estado tensional a partir de la tensión en zonas situadas a niveles de carga inferiores al límite elástico.

4.3. Estadios de la fatiga

La historia de una grieta que se desarrolla en un componente sometido a fatiga tiene típicamente tres etapas: una etapa de iniciación, una de propagación estable y finalmente una propagación acelerada que conduce al fallo del componente.

A. Estadio I

Habitualmente en la superficie se encuentran zonas con altas cargas alternadas que producen deformaciones plásticas en los granos próximos a la superficie. Esta deformación se localiza en bandas persistentes de deslizamiento. Cuando un grano, situado en la superficie, deforma, se genera un escalón en la superficie, que inmediatamente se oxida. Una vez oxidada la superficie del escalón resulta imposible invertir la deformación en ese plano. La deformación en sentido contrario deberá acontecer en otro plano, que obviamente forma otro escalón que se oxida y se suprime la deformación en este nuevo plano. La repetición de este ciclo de deformación, oxidación y bloqueo acaba por formar protuberancias o entrantes en la superficie original del sólido que concentra tensiones. La situación se agrava y termina por aparecer una microgrieta a partir de estos defectos superficiales que se propaga a lo largo de las bandas persistentes de deslizamiento (formando 45º con la dirección de la tracción).

En este estadio, la microgrieta tiene mucha dificultad para atravesar los bordes de grano, y a menudo, la microgrieta sólo consigue progresar en un grano y ahí se detiene. Si la carga es algo más alta o con suficiente número de ciclos, reinicia la propagación en el grano adjunto.

B. Estadio II

A medida que crece la grieta, pronto descubre que su dirección de crecimiento no es óptima y que su propagación requiere un menor trabajo si se orienta perpendicular con la dirección de la tracción. Habitualmente la reorientación de la grieta ocurre cuando la microgrieta ha atravesado unos pocos granos en el material. A partir de este momento su propagación es estable y se ajusta a una ley potencial de intensidad de tensiones, de acuerdo a la ley empírica que propusieron Paris y Erdogan (1960):

$$\frac{da}{dN} = C \cdot \Delta K_l^m$$

En donde a es el tamaño de la grieta, N el número de ciclos, C y m son constantes que dependen del material y del medio ambiente.

A medida que crece el tamaño de la grieta, si las tensiones alternadas son constantes, aumenta ΔK_I y en consecuencia su velocidad de crecimiento: da/dN .

En la *Figura 22* se observa la reorientación de la grieta:

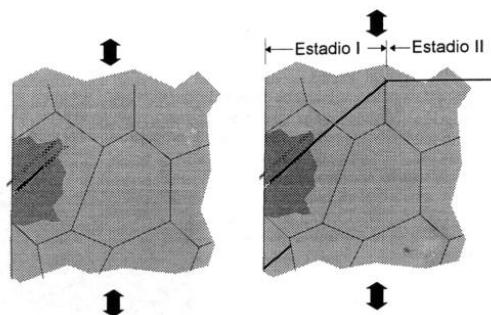


Figura 22

C. Estadio III

Cuando el tamaño alcanza un valor determinado conocido como tamaño crítico de grieta, la propagación de la grieta se convierte en catastrófica: la pieza rompe por clivaje o por coalescencia de microcavidades.

Este último estadio de la fatiga, en general, carece de interés: la velocidad de crecimiento es tan grande que el número de ciclos consumidos en el estadio III apenas cuenta en la vida de la pieza.

Estadio de fatiga sobre un diagrama de Paris (*Figura 23*):

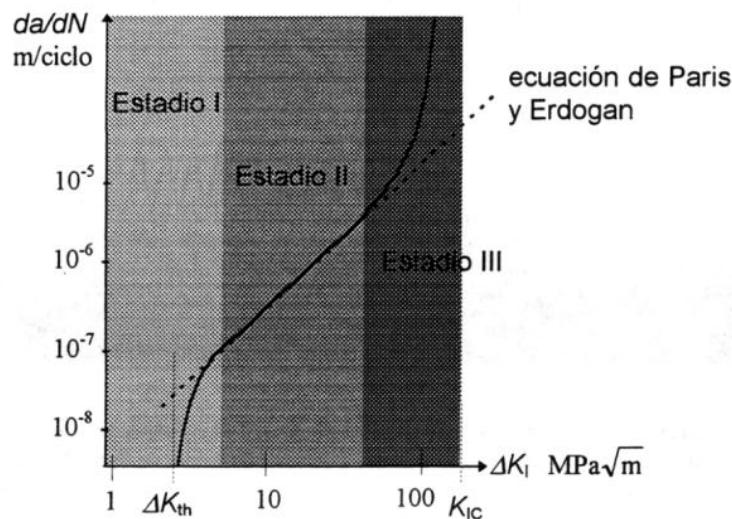


Figura 23

4.4. Resistencia a la fatiga

Para determinar la resistencia de los materiales bajo la acción de cargas de fatiga, las probetas se someten a fuerzas variables y se cuentan los ciclos de esfuerzo que soporta el material hasta la rotura.

El dispositivo para ensayos de fatiga más empleado es la máquina de flexión rotativa de alta velocidad de R.R. Moore (*Figura 24*). Ésta somete a la probeta a flexión pura por medio de pesas.

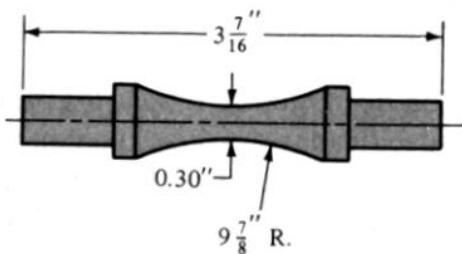


Figura 24

Otras máquinas para ensayos de fatiga permiten aplicar a las probetas esfuerzos axiales, torsionales o combinados de tipo fluctuante o alternado (invertido alternativamente).

Para determinar la resistencia a la fatiga de un material es necesario un gran número de ensayos debido a la naturaleza estadística de la fatiga. Se realizan ensayos con distintos niveles de tensión. El primer nivel es un nivel de carga próximo a la resistencia a la tracción y el resto son niveles progresivamente inferiores. Se realizan varias pruebas por nivel y los resultados se grafican en una gráfica doble logarítmica (log-log) obteniéndose un diagrama llamado S-N (*Figura 25*).

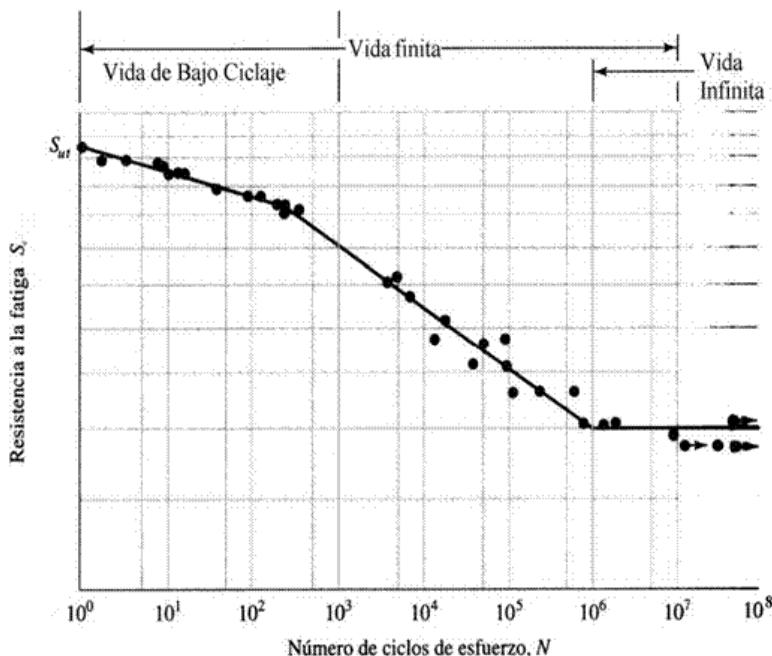


Figura 25

Las ordenadas de este diagrama se definen como resistencia a la fatiga S_f . Al hablar de resistencia a la fatiga S_f se deberá por lo tanto especificar el número de ciclos N a la que corresponde.

El empleo de escala logarítmica destaca los cambios de pendientes de la curva que no se manifestaría si se emplearan coordenadas cartesianas. De la figura se observa que hay tres rectas que podrían aproximar la nube de puntos experimentales. Estas rectas permiten distinguir entre fatiga a bajo número de ciclos ($<10^3$) y fatiga de alto número de ciclos ($>10^3$). La recta horizontal define el límite de resistencia a la fatiga S_e del material. Es el límite de carga por debajo del cual el material no fallará por fatiga.

No todos los materiales poseen un límite de resistencia a la fatiga. Los aceros muestran un comportamiento como el citado, pero en el caso de metales no ferreos y sus aleaciones, la gráfica de la figura nunca llega a ser horizontal, y se dice entonces que no tienen límite de resistencia a la fatiga.

4.5. Límite de resistencia a la fatiga o límite de fatiga

Existe una gran cantidad de datos publicados acerca de los resultados de límite de fatiga obtenidos en flexión rotativa para un gran número de hierros y aceros.

En la Figura se observa el límite de fatiga en función de la resistencia a la tracción en hierros y aceros forjados:

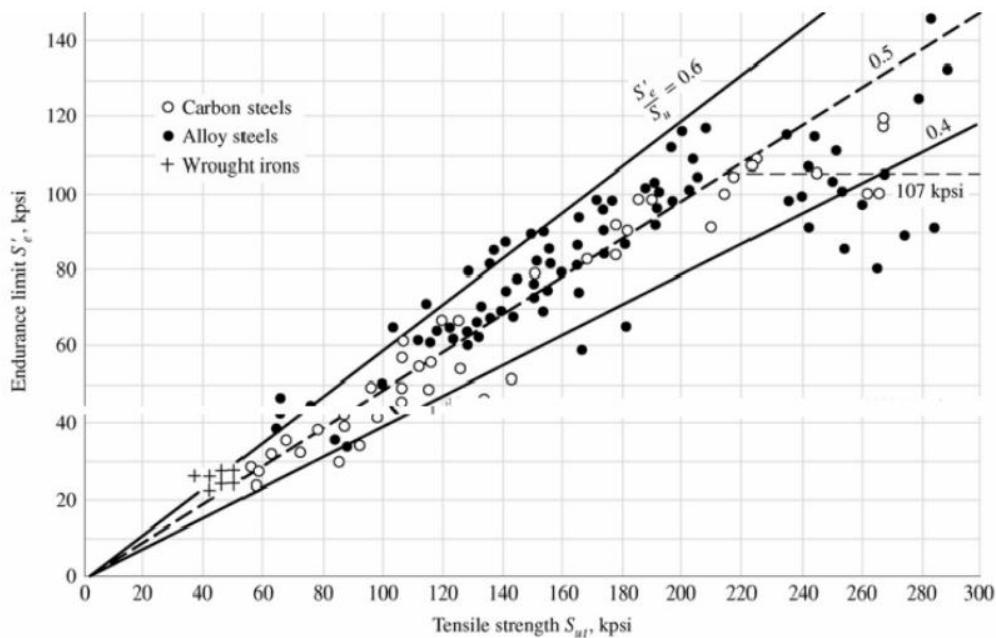


Figura 26

La Figura 26 indica que el límite a fatiga varía para los aceros, desde aproximadamente 40% a 60% de la resistencia a la tracción para valores de la resistencia a la tracción inferiores a 200 kpsi (1400MPa). A partir de dicho nivel de resistencia a la tracción, la dispersión parece aumentar, pero la tendencia es alcanzar un nivel estable de $S'_e=100$ kpsi (700MPa).

Mischke ha analizado muchos datos de pruebas reales provenientes de varias fuentes y concluye que el límite de fatiga puede estar relacionado con la resistencia a la tracción. En el caso de aceros, la relación es:

$$S'_e = \begin{cases} 0,5 \cdot S_{ut} \text{ para } S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi para } S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa para } S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Donde S_{ut} es la resistencia a la tracción.

Se' indica el límite de resistencia a la fatiga en flexión rotativa de una probeta. El símbolo S_e se reserva para el límite a fatiga de un elemento de máquina particular sujeto a cualquier clase de carga.

4.6. Factores modificadores del límite de resistencia a la fatiga

Se emplean una serie de factores modificadores que permiten relacionar el límite de resistencia a la fatiga de un elemento mecánico S_e con los resultados de límite de resistencia a la fatiga obtenidos con probetas de ensayo S'_e . Estos factores incluyen por lo tanto la influencia de las diferencias con la aplicación real.

- Factor de superficie K_a
- Factor de tamaño K_b
- Factor de confiabilidad K_c
- Factor de temperatura K_d
- Factor de concentración de tensiones K_e
- Factor de efectos diversos K_g

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_g \cdot S'_e$$

A. Factor de superficie K_a

El estado superficial tiene efecto sobre la resistencia a la fatiga de los elementos; a mayor rugosidad de la superficie, menor será la resistencia, ya que las irregularidades de la superficie actúan como pequeñísimos concentradores de esfuerzos que pueden iniciar una grieta de manera más temprana.

La manera de introducir el efecto del acabado superficial es definiendo factores multiplicadores de la resistencia a la fatiga.

El factor de superficie, K_a , es el coeficiente que tiene en cuenta el efecto del acabado superficial sobre la resistencia del material a las cargas variables y está en el intervalo $[0,1]$. Para el caso de elementos pulidos a espejo $K_a = 1$, ya que este tipo de superficie es el que tienen las probetas para determinar el límite de fatiga; por lo tanto, no habría necesidad de hacer corrección por estado superficial. Un valor menor que uno implica que el estado superficial reduce en cierto grado la resistencia.

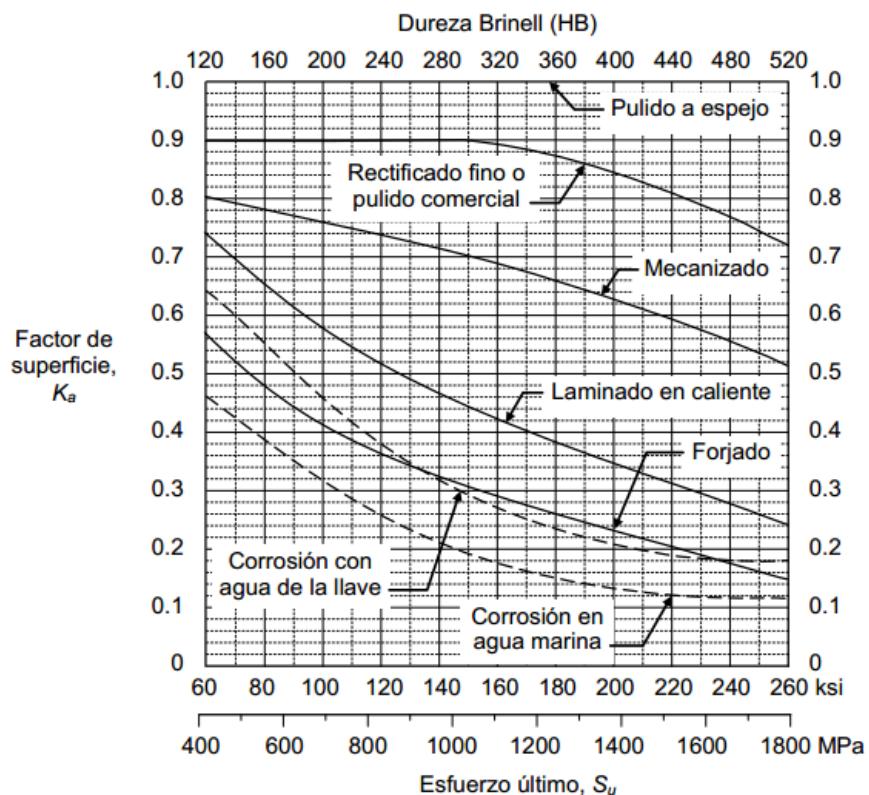


Figura 27

La *Figura 27* presenta los resultados de ensayos experimentales efectuados sobre probetas de acero con diferentes acabados superficiales. Las curvas de los acabados más pulidos están por encima (los valores de K_a son mayores) de curvas de procesos que producen mayores rugosidades o que generan descarburación de la superficie, como ocurre con el laminado en caliente y el forjado; una superficie descarburada contiene menor porcentaje de carbono, lo cual reduce la resistencia del acero.

De la figura se puede observar también que K_a no sólo depende del acabado superficial sino también del esfuerzo último del acero. A mayor esfuerzo último, menor tiende a ser el factor de superficie, ya que los aceros más resistentes tienden a ser más sensibles a los efectos de concentración de esfuerzos producidos por las imperfecciones de la superficie. Esto se debe a que dichos materiales tienden a ser menos dúctiles, es decir, a tener menos capacidad de deformarse plásticamente.

Las curvas de la figura son válidas para el acero, con el cual se hicieron las pruebas experimentales, aunque también pueden aplicarse a otros metales dúctiles, pero como valores aproximados.

B. Factor de tamaño K_b

El tamaño de la pieza en las secciones críticas también tiene efecto sobre su resistencia. En general, a mayor tamaño de la pieza menor es su resistencia, aunque para carga axial no existe este efecto.

La pérdida de resistencia al aumentar los tamaños de las piezas se debe a que hay una mayor probabilidad de que exista un defecto en el volumen que soporta los mayores esfuerzos.

La *Figura 28* muestra la variación del factor de tamaño con respecto al diámetro equivalente:

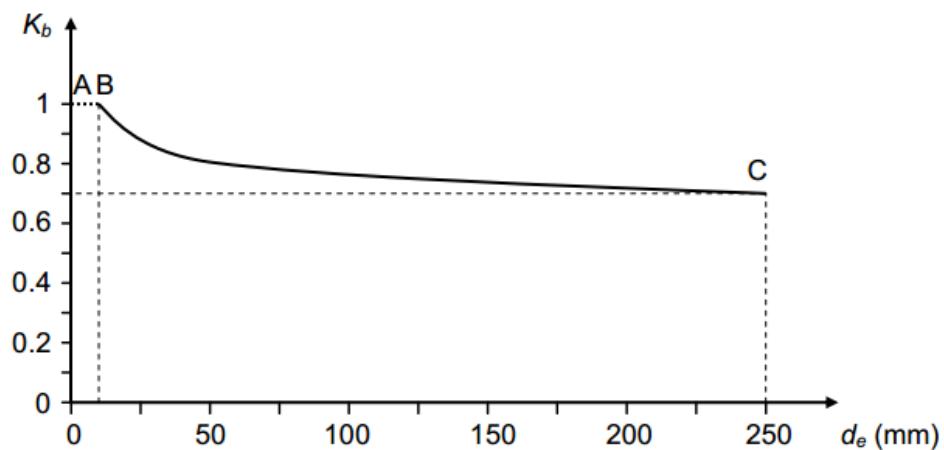


Figura 28

La curva continua (BC) de la *Figura 28* muestra la tendencia de datos experimentales, al someter probetas de diferentes tamaños (8 mm a 250 mm) a flexión giratoria.

Para diámetros menores que 8 mm (que es aproximadamente el tamaño usual de las probetas de ensayo para fatiga), la resistencia a la fatiga de la pieza se toma igual al límite de fatiga, es decir, se toma $K_b = 1$ (línea AB). Los datos

experimentales para diámetros mayores de 250 mm son muy escasos (por su elevado coste); se sugiere tomar $K_b = 0.6$ para diámetros mayores a 250 mm.

Las siguientes ecuaciones pueden usarse para determinar el factor de tamaño de piezas de acero sometidas a flexión o torsión:

$$\text{Flexión o torsión} \left\{ \begin{array}{l} K_b = 1; \text{ si } d_e \leq 8 \text{ mm (0,3 in)} \\ K_b = 1,189 \cdot d_e^{-0,097}; \text{ si } 8 \text{ mm} < d_e \leq 250 \text{ mm} \\ (K_b = 0,0869 \cdot d_e^{-0,097}; \text{ si } 0,3 \text{ in} < d_e \leq 10 \text{ in}) \\ K_b = 0,6; \text{ si } d_e > 250 \text{ mm (10 in)} \end{array} \right.$$

Donde d_e es el diámetro de la probeta sometida a flexión giratoria (para otras secciones y otras solicitudes diferentes de flexión giratoria, debe hallarse un diámetro equivalente como se discute más adelante). Las ecuaciones anteriores son dudosas para metales no ferrosos.

Los datos experimentales sugieren que no existe efecto de tamaño para carga axial; por lo tanto, para piezas sometidas a carga axial:

$$\text{Carga axial} \{ K_b = 1 \}$$

Lo cual significa que la resistencia a la fatiga no se afecta por el tamaño de la pieza.

Debe tenerse en cuenta que las piezas de gran tamaño tienden a ser menos resistentes a todas las solicitudes y tipos de carga; se recomienda ser precavidos al trabajar con piezas de gran tamaño.

Para aplicar K_b a secciones no circulares y solicitudes diferentes a flexión giratoria, se debe determinar un diámetro equivalente, d_e . Para secciones circulares de diámetro d , sometidos a:

- Flexión giratoria: $d_e = d$
- Flexión no giratoria (cuando se somete un elemento, que no gira, a un momento flector variable en magnitud pero que no cambia de dirección): $d_e = 0,37d$
- Torsión: $d_e = d$

Para secciones rectangulares o en "I" (Figura 29) sometidas a flexión no giratoria:

- Sección rectangular de área hb: $d_e = 0,808\sqrt{h \cdot b}$
- Sección en "I" (figura inferior): $d_e = 0.808\sqrt{h \cdot b}; \text{ si } t > 0,025h$

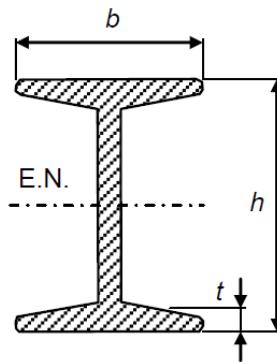


Figura 29

C. Factor de confiabilidad K_c

Como se ha visto hasta ahora, la teoría de fatiga se basa, en gran medida, en datos experimentales. Como la mayoría de las curvas y datos obtenidos corresponden a la tendencia "media" que siguen los puntos de ensayo, la confiabilidad de estos datos es del 50%. En la práctica, los datos de las propiedades de un material, como el límite de fatiga, siguen una distribución "normal", la cual tiene forma de campana. Se puede observar en la Figura 30 la dispersión de los valores experimentales del límite de fatiga de un material.

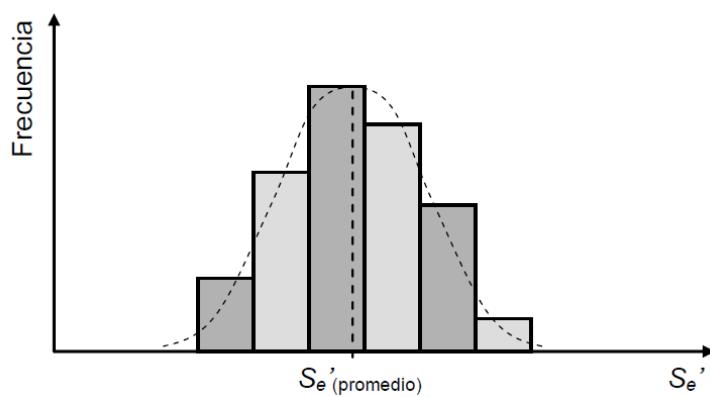


Figura 30

Si se toma como límite de fatiga del material el valor promedio obtenido, éste tendrá una confiabilidad del 50%, lo que significa que la mitad de las piezas construidas con este material tendrán un límite de fatiga igual o superior al valor promedio; la mitad, ya que a partir del valor promedio hacia la derecha, el área que queda (probabilidad) es la mitad del área total.

Esto sucede también con otros datos, curvas y ecuaciones obtenidas experimentalmente; los valores calculados con las ecuaciones o determinados mediante curvas normalmente son promedios.

El factor de confiabilidad, K_c , corrige la resistencia a la fatiga de tal manera que se tenga una mayor probabilidad (y confiabilidad) de que la resistencia real de una pieza sea mayor o igual que el valor corregido. Para la determinación de este factor se supone que la desviación estándar de la resistencia a la fatiga es de 8%. Utilizando ecuaciones estadísticas correspondientes a la campana de Gauss (distribución normal) se obtiene la *Tabla 6*:

$$K_e = 1 - 0,08z_a$$

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

Tabla 6

Al igual que K_a y K_b , el factor de confiabilidad varía entre 0 y 1. Teóricamente, una confiabilidad del 100% no se podría lograr ya que la campana de Gauss se extiende hasta menos infinito; sin embargo, como se observa en el diagrama de barras de la figura superior, los datos reales se extienden en un rango finito de valores. Para propósitos prácticos, una confiabilidad teórica del 99.9% sería suficiente en muchos casos. El diseñador decide con qué confiabilidad trabaja, aunque es bueno recordar que el factor de seguridad, N , tiene en cuenta

también las incertidumbres en las propiedades del material y en los datos experimentales. La decisión de tomar cierta confiabilidad debe estar ligada a la selección de N ; para valores bajos de N se podrán tomar confiabilidades altas, mientras que para valores muy conservadores, no sería necesario un valor grande de confiabilidad

D. Factor de temperatura K_d

Las propiedades de un material dependen de su temperatura, T_{emp} . Para tener en cuenta el efecto de reducción de resistencia a la fatiga, se utiliza el factor de temperatura, K_d , que varía entre 0 y 1, dependiendo de la temperatura: cero cuando la resistencia es nula y uno cuando la resistencia para vida infinita es igual al límite de fatiga, es decir, cuando la temperatura no modifica la resistencia.

De acuerdo con datos experimentales en los aceros, el límite de fatiga permanece más o menos constante entre la temperatura “ambiente” y 450 °C, y comienza a reducirse rápidamente por encima de este valor. La siguiente ecuación empírica puede utilizarse para determinar el factor de temperatura de un acero:

$$K_d = 1; \text{ si } T_{emp} \leq 450^\circ\text{C}$$

$$K_d = 1 - (0,0058/^\circ\text{C}) \cdot (T_{emp} - 450^\circ\text{C}); \text{ si } 450^\circ\text{C} < T_{emp} \leq 550^\circ\text{C}$$

Estas ecuaciones no deben utilizarse para otros materiales diferentes al acero.

E. Factor de concentración de tensiones K_e

Cualquier discontinuidad en una parte de una máquina altera la distribución del esfuerzo en las inmediaciones de la discontinuidad, de manera que las ecuaciones elementales del esfuerzo ya no describen el estado de esfuerzo en la parte. A estas discontinuidades se les denomina intensificadores de esfuerzos, mientras que a las regiones en las cuales ocurren se les llama áreas de concentración de esfuerzo. Las concentraciones de esfuerzo también pueden surgir de alguna irregularidad no inherente a los elementos, como marcas de herramientas, orificios, muescas, ranuras o roscas.

Se emplea un factor teórico o geométrico de la concentración de esfuerzos K_t o K_{ts} para relacionar el esfuerzo máximo real en la discontinuidad con el esfuerzo nominal. Los factores se definen por medio de las ecuaciones:

$$K_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_0} \quad o \quad K_{ts} = \frac{\tau_{\max}}{\tau_0}$$

Donde K_t se usa para esfuerzos normales y K_{ts} para esfuerzos cortantes. El esfuerzo nominal σ_0 o τ_0 es más difícil de definir. A menudo se calcula el esfuerzo mediante ecuaciones elementales del esfuerzo y el área neta, o sección transversal total, por lo cual siempre resulta conveniente verificar la fuente de K_t o K_{ts} antes de calcular el esfuerzo máximo.

El valor del factor de concentración de esfuerzos solo depende de la geometría de la parte. Es decir, el material particular que se haya utilizado no tiene efecto en el valor de K_t . Ésta es la razón por la que se llama factor teórico de concentración de esfuerzos.

El análisis de las formas geométricas para determinar los factores de concentración de esfuerzos se convierte en un problema difícil y no se encuentran muchas soluciones.

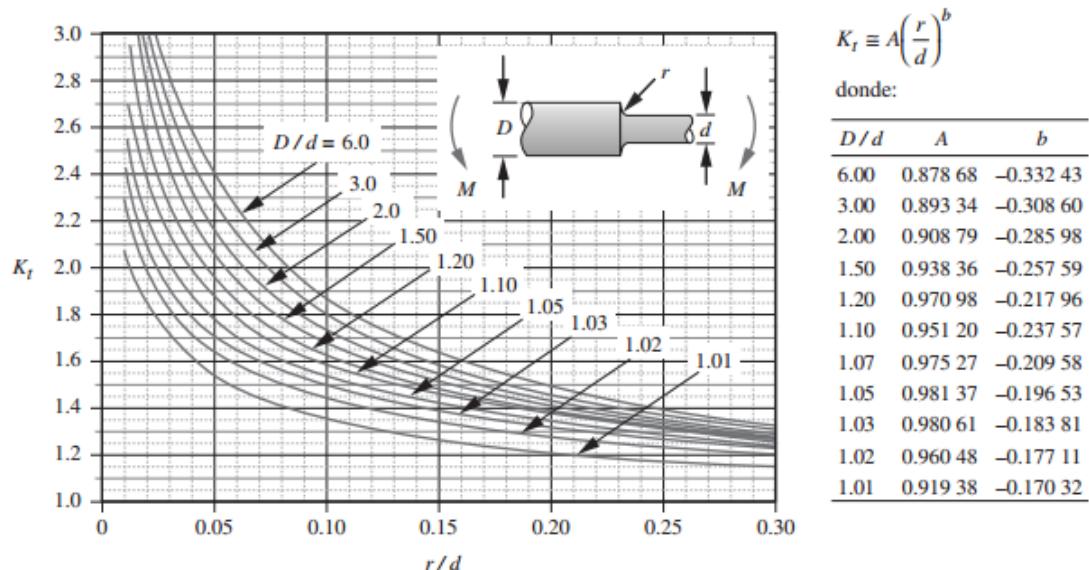
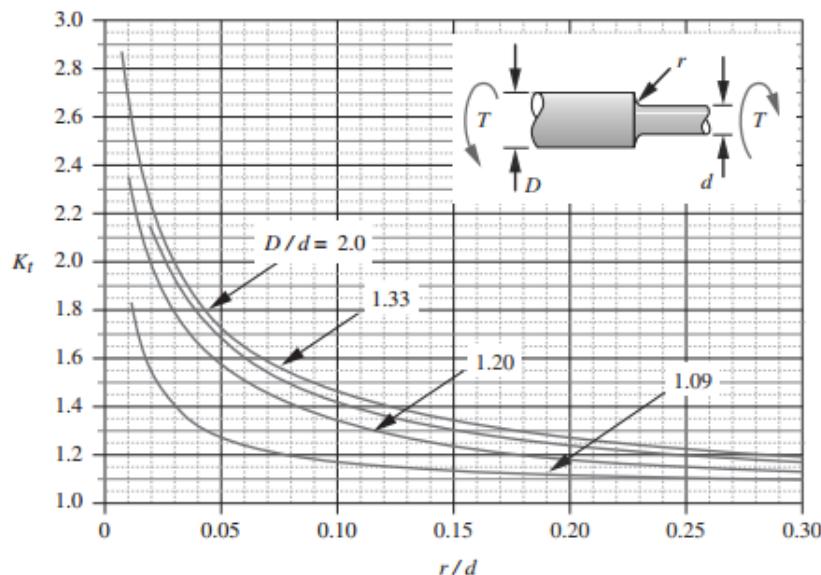


Figura (flexión) 31



$$K_t \equiv A \left(\frac{r}{d} \right)^b$$

donde:

D/d	A	b
2.00	0.863 31	-0.238 65
1.33	0.848 97	-0.231 61
1.20	0.834 25	-0.216 49
1.09	0.903 37	-0.126 92

Figura (torsión) 32

Se ha definido un factor de concentración del esfuerzo K_t (o K_{ts}), que se usa con el esfuerzo nominal para obtener el esfuerzo máximo resultante debido a la irregularidad o defecto. De aquí que algunos materiales no sean completamente sensibles a la presencia de muescas y, por lo tanto, para ellos puede usarse un valor reducido de K_t . En el caso de estos materiales, el esfuerzo máximo es, en realidad:

$$\sigma_{\max} = K_f \sigma_0 \quad \text{o bien} \quad \tau_{\max} = K_f \tau_0$$

Donde K_f es un valor reducido de K_t y σ_0 es el esfuerzo nominal. El factor K_f se llama comúnmente factor de concentración del esfuerzo por fatiga, y a eso se debe el subíndice f . Entonces, es conveniente pensar en K_f como un factor de concentración del esfuerzo reducido de K_t debido a la disminución de la sensibilidad de la muesca. El factor resultante se define mediante la siguiente ecuación:

$$K_f = \frac{\text{esfuerzo máximo en la pieza de prueba con muesca}}{\text{esfuerzo en la pieza de prueba sin muesca}}$$

La sensibilidad a la muesca, q , está definida por:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad \text{o bien} \quad q_{\text{cortante}} = \frac{K_{fs} - 1}{K_{ts} - 1}$$

Donde q se encuentra usualmente entre cero y la unidad. La ecuación muestra que si $q = 0$, entonces $K_f = 1$, y el material no tiene ninguna sensibilidad a la muesca. Por otro lado, si $q = 1$, entonces $K_f = K_t$ y el material tiene sensibilidad total a la muesca. A la hora de diseñar, primero se encuentra K_t , a partir de la geometría de la parte. Después, se especifica el material, se encuentra q , y se despeja para K_f de la siguiente ecuación:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad \text{o bien} \quad K_{fs} = 1 + q_{\text{cortante}}(K_{ts} - 1)$$

Las sensibilidades a la muesca para materiales específicos se obtienen de manera experimental. Las tendencias de la sensibilidad a la muesca como función del radio de la muesca y la resistencia última se muestran en las *Figuras 33 y 34*:

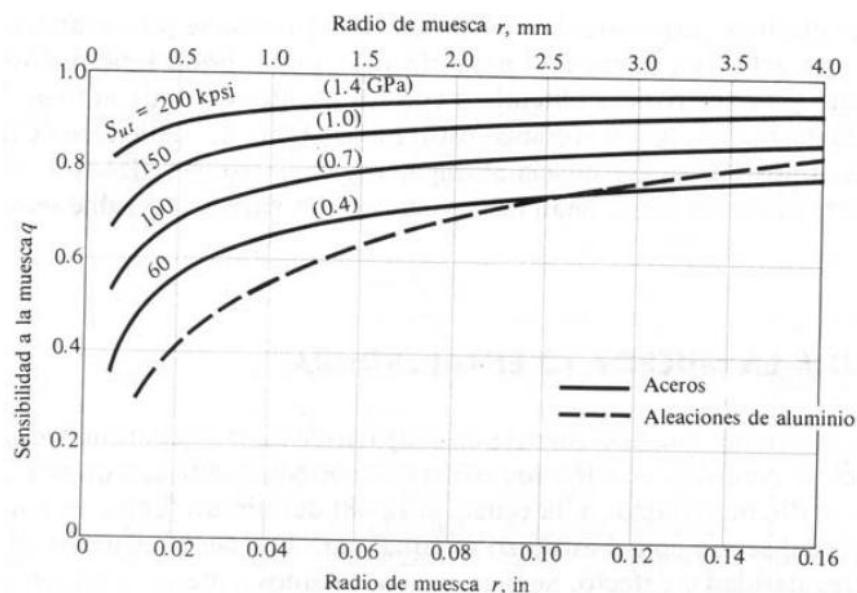


Figura 33

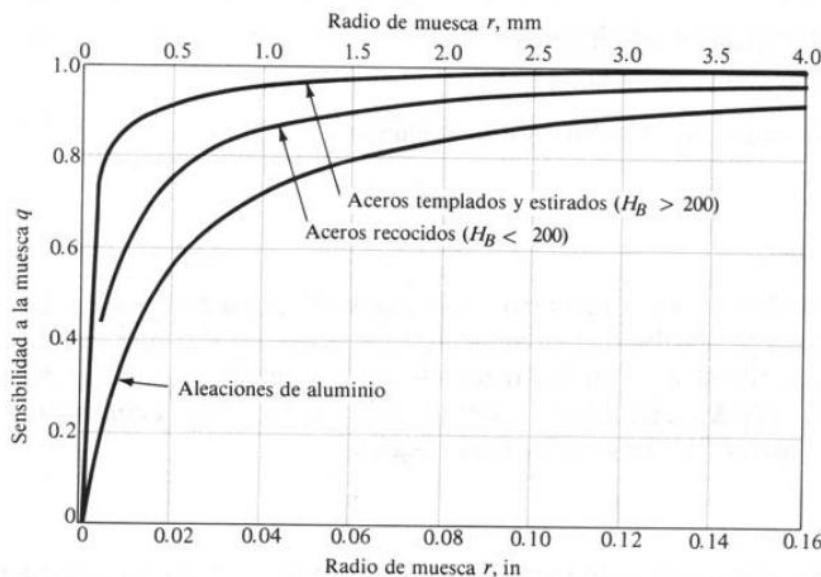


Figura 34

La primera de ellas se utiliza en casos de flexión inversa o carga axial, y la segunda para torsión inversa. Al emplear estas graficas es bueno saber que los resultados de los ensayos reales, de los cuales se obtuvieron estas curvas, presentan una gran dispersión. Debido a esta dispersión, siempre es seguro usar $K_f = K_t$ cuando existe alguna duda acerca del valor verdadero de q . También se puede observar que q no está lejos de la unidad en radios de muesca grandes.

Algunos diseñadores usan $1/ K_f$ como un factor para reducir S_e . Para casos de carga simple y vida infinita, no hay ninguna diferencia si se reduce S_e dividiéndolo entre K_f o si el esfuerzo nominal se multiplica por K_f . Sin embargo, para la vida infinita, como el diagrama S-N es no lineal, los dos métodos producen resultados diferentes. No hay evidencia clara que apunte a cuál de los dos métodos es mejor. Cuando se considera la combinación de cargas, por lo general existen múltiples factores de concentración de esfuerzos de fatiga que ocurren en un punto (por ejemplo, K_f para la flexión y K_{fs} para la torsión). En este caso, resulta práctico modificar solo los esfuerzos nominales en lugar de disminuir la resistencia. Por lo tanto esta será la forma de proceder en los cálculos.

F. Factor de efectos diversos K_g

Existen otros factores que modifican la resistencia a la fatiga de los materiales; todos los efectos no considerados por los otros factores son cuantificados por el factor K_g . Sin embargo, es muy escasa la información cuantitativa sobre dichos efectos. En general, $0 \leq K_g \leq 1$; en ausencia de corrosión, esfuerzos residuales, etc., se puede tomar $K_g = 1$. Algunos de los fenómenos a tener en cuenta en un diseño por fatiga incluyen:

- Corrosión: Aunque hay información limitada sobre la resistencia de los materiales en entornos severos, la corrosión por agua o aire, por ejemplo, tiene un efecto altamente perjudicial sobre la resistencia a la fatiga. Una grieta esforzada en presencia de corrosión crecerá mucho más rápido; además, aún en ausencia de variación de esfuerzo las grietas tienden a crecer. Es por esto que el fenómeno de corrosión es tan perjudicial para los elementos de máquinas.

La resistencia a la fatiga tiende a reducirse si el agua que rodea el elemento es salada, si la temperatura es alta o si la frecuencia de aplicación de la carga es baja.

- Esfuerzos residuales: Cuando se reprocesa un material, por ejemplo mediante forja o mecanizado, sus propiedades pueden cambiar, debido en parte a que los procesos de manufactura tienden a dejar esfuerzos residuales. Estos esfuerzos se deben a la recuperación elástica después de una deformación plástica no uniforme. Los esfuerzos residuales son perjudiciales si son de tracción, pero son benéficos si son de compresión, ya que éstos inhiben la generación de grietas y, por lo tanto, la falla por fatiga. Algunos procesos que producen esfuerzos residuales de compresión benéficos son el recocido y algunas veces el laminado, la extrusión y el martillado o forjado; esfuerzos residuales de tracción pueden aparecer después del forjado, extrusión, laminado, mecanizado y rectificado.

Existen varias técnicas para introducir esfuerzos residuales de compresión que aumentan significativamente la resistencia a la fatiga. Algunas de estas técnicas son el graneado con perdigones, el preesforzado mecánico y los tratamientos térmicos y superficiales. La mayoría producen esfuerzos de compresión biaxiales en la superficie, esfuerzos de compresión triaxiales debajo de la superficie y esfuerzos de tracción triaxiales en la parte interna.

- Recubrimiento: Los recubrimientos afectan significativamente la resistencia a la fatiga. La carburación, por ejemplo, produce un alto contenido de carbono en la superficie de un acero, aumentando la resistencia mecánica e impariendo un esfuerzo residual compresivo en la superficie. Las superficies electrochapadas son muy porosas y tienden a reducir la resistencia, incluso en 50%. Similarmente, los recubrimientos metálicos como el cromado, niquelado o cadmizado reducen la resistencia a la fatiga hasta en 50%. Por otro lado, el galvanizado (enchapado en zinc) no afecta significativamente la resistencia a la fatiga.

4.7. Cálculo de fatiga mediante método “Shigley”

Los factores modificadores del límite de resistencia a la fatiga para el caso del eje principal son los siguientes:

A. Factor de superficie K_a

$$\left. \begin{array}{l} - \text{Maquinado en frío} \\ - S_y = 77 \text{ kpsi} \end{array} \right\} K_a = 0,78$$

B. Factor de tamaño K_b

$$\begin{aligned} K_b &= 1,189 \cdot d^{-0,097} \\ K_b &= 0,7606 \end{aligned}$$

C. Factor de confiabilidad K_c

$$\begin{aligned} K_c &= 1 - 0,08 \cdot z_r ; \quad z_r = 1,645 \text{ si } R = 0,95 \\ K_c &= 0,8684 \end{aligned}$$

D. Factor de temperatura K_d

$$K_d = 1 ; \quad T = 25^\circ\text{C} \quad \text{por lo que } T \leq 450^\circ\text{C}$$

E. Factor de concentración de tensiones K_e

Tomar $K_e = 1$, ya que K_f se utiliza para aumentar el esfuerzo en lugar de disminuir la resistencia.

Primero se calcula K_t (mediante las *Figuras 31 y 32*) y en segundo lugar q (*Figuras 33 y 34*), distinguiendo en ambos casos entre flexión y torsión:

- Flexión:

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

$$K_t \left\{ \begin{array}{l} \frac{r}{d} = \frac{0,60}{0,90} = 0,0066 \\ \frac{D}{d} = \frac{100}{90} = 1,11 \end{array} \right\} K_t = 2,7$$

$$q = 0,5$$

$$K_f = 1 + 0,5 \cdot (2,7 - 1) = 1,85$$

- Torsión:

$$K_{fs} = 1 + q_s \cdot (K_{ts} - 1)$$

$$K_{ts} \left\{ \begin{array}{l} \frac{r}{d} = \frac{0,60}{0,90} = 0,0066 \\ \frac{D}{d} = \frac{100}{90} = 1,11 \end{array} \right\} K_{ts} = 2,3$$

$$q_s = 0,65$$

$$K_{fs} = 1 + 0,65 \cdot (2,3 - 1) = 1,845$$

F. Factor de efectos diversos K_g

$$K_g = 1$$

Se calcula ahora el límite de resistencia a la fatiga S_e , mediante:

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_g \cdot S'_e$$

Donde $S'_e = 0,577 \cdot 639,54 = 361,77 \text{ MPa}$

$$S_e = 0,78 \cdot 0,7606 \cdot 0,8684 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 361,77 = 186,38 \text{ MPa}$$

El siguiente paso es calcular las tensiones medias y alternas tanto para flexión como para torsión y después mayorarlas por el factor de concentración de esfuerzos calculado anteriormente (K_f y K_{fs}):

- Flexión:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{54,6 + 38,5}{2} = 46,55 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{|\sigma_{max} - \sigma_{min}|}{2} = \frac{|54,6 - 38,5|}{2} = 8,05 \text{ MPa}$$

- Torsión:

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = \frac{10,03 + (-9,04)}{2} = 0,495 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \frac{|\tau_{max} - \tau_{min}|}{2} = \frac{|10,03 - (-9,04)|}{2} = 9,53 \text{ MPa}$$

Al mayorarlas se obtiene:

$$\sigma_m = 46,55 \cdot 1,85 = 86,11 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = 8,05 \cdot 1,85 = 14,89 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = 0,495 \cdot 1,845 = 0,91 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = 9,53 \cdot 1,845 = 17,59 \text{ MPa}$$

Para calcular el fallo estático:

$$\sigma_{max} = 54,6 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = 10,03 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_{max} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3 \cdot \tau_{max}^2} = \sqrt{54,6^2 + 3 \cdot 10,03^2} = 57,29 \text{ MPa}$$

$$C_{s(\text{estatico})} = \frac{S_y}{\sigma'_{max}} = \frac{639,54}{57,29} = 11,16$$

Para el fallo a fatiga:

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3 \cdot \tau_m^2} = \sqrt{86,11^2 + 3 \cdot 0,913^2} = 86,13 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3 \cdot \tau_a^2} = \sqrt{14,89^2 + 3 \cdot 17,59^2} = 33,91 \text{ MPa}$$

Por último, para calcular el coeficiente de seguridad utilizaremos el método de la línea de Goodman modificada, *Figura 36* (se pueden utilizar otros métodos):

La *Figura 35* explica el criterio de Goodman y cómo proceder:

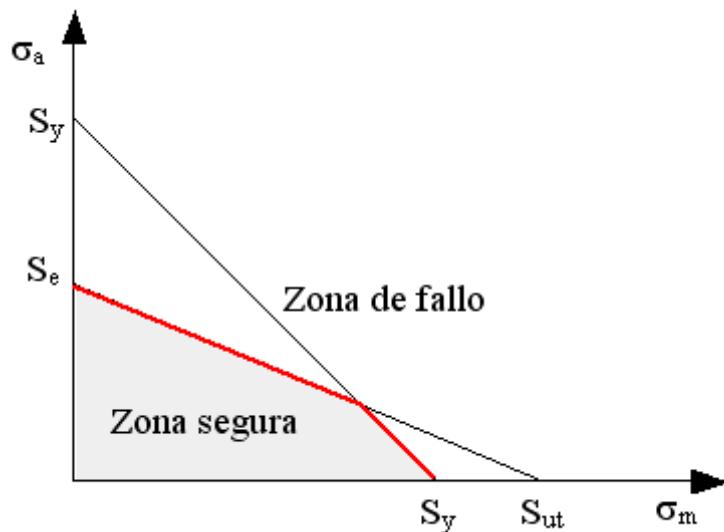


Figura 35

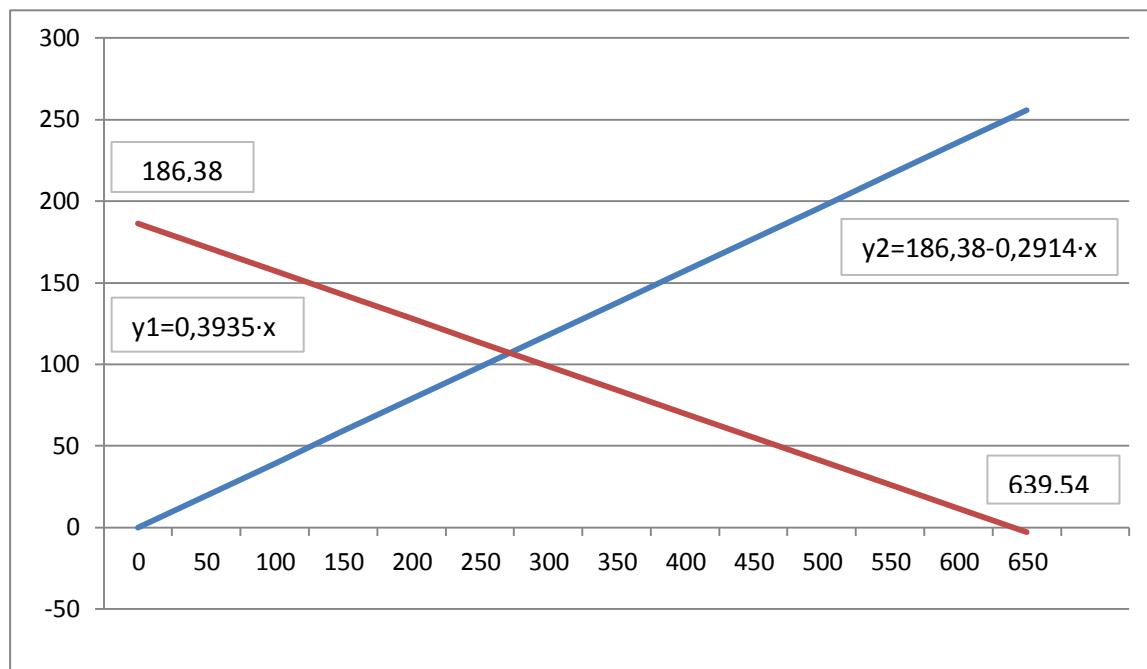


Figura 36

$$C_{s(fatiga)} = \frac{272,12}{86,13} = 3,16$$

4.8. Calculo del coeficiente de seguridad del eje principal método “directo”

El coeficiente de seguridad (C_s) se puede calcular mediante la siguiente ecuación específica para ejes con sección circular:

$$\frac{\sigma_{yp}}{C_s} = \frac{32}{\pi \cdot d_i^3} \cdot \left[K_{sb} \cdot \left(M_m + K_f \cdot \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} \cdot M_r \right)^2 + 0,75 \cdot K_{st} \cdot \left(T_m + K_{fs} \cdot \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} \cdot T_r \right)^2 \right]^{1/2}$$

Dónde:

- C_s = Coeficiente de seguridad
- σ_{yp} (Tensión de fluencia) = 386 MPa
- d_i (Diámetro máximo) = 100 mm
- K_{sb} y K_{st} (Coeficientes en función del tipo de carga):
 - Carga estacionaria o aplicada de forma gradual (pequeñas aceleraciones) = 1
 - Choques pequeños = 1 - 1,5
 - Choques grandes = 1 - 2
- σ_e = S_e (Límite de fatiga) = 186,38 MPa
- M_m (Esfuerzo medio) = $\frac{M_{max}+M_{min}}{2} = \frac{5,36 \cdot 10^6 + 3,78 \cdot 10^6}{2} = 4,57 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$
- M_r (Amplitud) = $\frac{M_{max}-M_{min}}{2} = \frac{5,36 \cdot 10^6 - 3,78 \cdot 10^6}{2} = 7,90 \cdot 10^5 \text{ Nmm}$
- T_m (Esfuerzo medio) = $\frac{T_{max}+T_{min}}{2} = \frac{1,9702 \cdot 10^6 + (-1,775 \cdot 10^6)}{2} = 9,76 \cdot 10^4 \text{ Nmm}$
- T_r (Amplitud) = $\frac{T_{max}-T_{min}}{2} = \frac{1,9702 \cdot 10^6 - (-1,775 \cdot 10^6)}{2} = 1,87 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$
- K_f = 1,85
- K_{fs} = 1,845

Sustituyendo estos valores en la ecuación, primero con K_f y K_{fs} , se obtiene un valor para C_s :

$$C_s = 3,84$$

4.9. Calculo aplicando la teoría de fatiga acumulada

Primero mediante Von Mises, se calculan las tensiones equivalentes para la situación “normal” y la de parada de emergencia mediante las tensiones medias y alternas ya mayoradas por el factor de concentración de tensiones:

- “Normal”:

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3 \cdot \tau_m^2} = \sqrt{86,11^2 + 3 \cdot 0,913^2} = 86,13 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3 \cdot \tau_a^2} = \sqrt{14,89^2 + 3 \cdot 17,59^2} = 33,91 \text{ MPa}$$

- Emergencia:

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3 \cdot \tau_m^2} = \sqrt{86,11^2 + 3 \cdot 6,419^2} = 86,82 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3 \cdot \tau_a^2} = \sqrt{14,89^2 + 3 \cdot 23,47^2} = 43,29 \text{ MPa}$$

Ahora se calcula la tensión equivalente de la tensión media y de la amplitud para los dos casos mediante:

$$\sigma_{eq} = \frac{\sigma'_a}{1 - \frac{\sigma'_m}{\sigma_{yp}}}$$

- “Normal”:

$$\sigma_{eq}^1 = \frac{33,91}{1 - \frac{86,13}{386}} = 43,649 \text{ MPa}$$

- Emergencia:

$$2 = \frac{43,29}{1 - \frac{86,82}{386}} = 55,85 \text{ MPa}$$

Después se calculan los parámetros a y b de la siguiente ecuación:

$$N = \left(\frac{\sigma_{eq}}{a} \right)^{1/b}$$

$$a = \frac{(f \cdot \sigma_{ult})^2}{S_e} = \frac{(0,85 \cdot 639,54)^2}{186,38} = 2401,93$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{f \cdot \sigma_{ult}}{S_e} = -\frac{1}{3} \log \frac{0,85 \cdot 639,54}{186,38} = -0,2068$$

Por lo tanto para:

- “Normal”:

$$N_1 = \left(\frac{43,649}{2401,93} \right)^{1/(-0,2068)} = 2,61 \cdot 10^8 \text{ ciclos}$$

$$N_2 = \left(\frac{55,85}{2401,93} \right)^{1/(-0,2068)} = 7,92 \cdot 10^7 \text{ ciclos}$$

El siguiente paso es aplicar la regla de Palmgren-Miner, sabiendo que se produce una parada de emergencia cada dos turnos, es decir cada 1008 ciclos “normales”. Sabiendo esto:

$$\frac{1008 \cdot B}{2,61 \cdot 10^8} + \frac{B}{7,92 \cdot 10^7} = 1$$

$$B = 258084,81 \text{ ciclos}$$

Se calcula ahora la resistencia a la fatiga para ese número de ciclos (S'_f) y se calcula el coeficiente de seguridad correspondiente mediante, por ejemplo, el método de la línea de Goodman modificada:

$$S'_f = a \cdot B^b = 2401,93 \cdot 258084,81^{-0,2068} = 182,56 \text{ MPa}$$

$$C_{s \text{ fatig acumulada}} = 2,68$$

5. CALCULO DE LA CHAVETA DEL EJE PRINCIPAL

La chaveta tiene unas dimensiones de:

- Anchura, $b = 22 \text{ mm}$
- Altura, $h = 14 \text{ mm}$
- Largura, $L = 100 \text{ mm}$
- Diámetro, $D = 80 \text{ mm}$
- Altura dentro del eje, $t = 8 \text{ mm}$
-

El momento torsor mayor que se produce es el de emergencia:

$$- M_{emer} = 3,208 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

Primero se hace el estudio a cortadura de la chaveta:

$$\tau_D = \frac{2 \cdot M_{emer}}{D \cdot b \cdot L} = \frac{2 \cdot 3,208 \cdot 10^6}{80 \cdot 22 \cdot 100} = 36,45 \text{ MPa}$$

$$\tau_D = 0,5 \cdot \frac{\sigma_f}{C_s}$$

$$C_{s \text{ cortadura}} = 0,5 \cdot \frac{\sigma_f}{\tau_D} = 0,5 \cdot \frac{386}{36,45} = 5,29$$

Ahora se hace el estudio a aplastamiento:

$$\sigma_D = \frac{4 \cdot M_{emer}}{D \cdot L \cdot t} = \frac{4 \cdot 3,208 \cdot 10^6}{80 \cdot 100 \cdot 8} = 200,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_D = \frac{\sigma_f}{C_s}$$

$$C_{s \text{ aplastamiento}} = \frac{\sigma_f}{\sigma_D} = \frac{386}{200,5} = 1,92$$

Por último el estudio a fatiga:

Los factores modificadores del límite de resistencia a la fatiga para el caso de la chaveta son:

A. Factor de superficie K_a

$$K_a = 0,78$$

B. Factor de tamaño K_b

$$d_{eq} = \sqrt{\frac{0,05 \cdot h \cdot b}{0,0766}} = \sqrt{\frac{0,05 \cdot 14 \cdot 22}{0,0766}} = 14,179 \text{ mm}$$

$$K_b = 1,189 \cdot d_{eq}^{-0,097}$$

$$K_b = 1,189 \cdot 14,179^{-0,097}$$

$$K_b = 0,9193$$

C. Factor de confiabilidad K_c

$$K_c = 1 - 0,08 \cdot z_r ; \quad z_r = 2,326 \quad \text{si} \quad R = 0,99 \\ K_c = 0,814$$

D. Factor de temperatura K_d

$$K_d = 1 ; \quad T = 25^\circ\text{C} \quad \text{por lo que} \quad T \leq 450^\circ\text{C}$$

E. Factor de concentración de tensiones K_e

$$K_e = 1$$

Sabemos que $S'_e = 319,77 \text{ MPa}$

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_g \cdot S'_e$$

$$S_e = 0,78 \cdot 0,9193 \cdot 0,814 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 319,77 = 186,64 \text{ MPa}$$

$$S_{se} = 0,577 \cdot S_e = 0,577 \cdot 186,64 = 107,69 \text{ MPa}$$

$$C_{s\ fatica} = \frac{S_{se}}{\tau_D} = \frac{107,69}{36,45} = 2,95$$

6. TEORÍA DE LA FATIGA COMO FUNDAMENTO EN LOS RODAMIENTOS

6.1. Introducción

La base para el cálculo de la duración de vida, normalizada según ISO 281, es la teoría de la fatiga de Lundberg y Palmgren, que conduce siempre a la duración final de vida.

Sin embargo, los modernos rodamientos, de alta calidad, en condiciones favorables de funcionamiento, pueden superar considerablemente los valores calculados de la duración de vida nominal. A este respecto, Ioannides y Harris han desarrollado un modelo sobre la fatiga en el contacto de rodadura, que amplía la teoría de Lundberg y Palmgren y describe mejor el rendimiento de los modernos rodamientos.

El procedimiento “Cálculo ampliado de la duración de vida modificada” tiene en cuenta las siguientes influencias:

- La magnitud de la carga.
- El límite de fatiga del material.
- El grado de separación de las superficies por el lubricante.
- La limpieza de la película de lubricante.
- Los aditivos del lubricante.
- La distribución interior de la carga y las condiciones de rozamientos en el rodamiento.

Las influencias externas, especialmente la de la suciedad, resultan muy complejas de analizar. Para una evaluación exacta se requiere mucha experiencia.

El tamaño necesario de un rodamiento depende de los siguientes requisitos:

- Duración de vida.
 - Capacidad de carga (carga máxima permisible).
 - Seguridad de funcionamiento.
- A. Capacidad de carga dinámica y duración de vida

La medida de la posibilidad de cargar un rodamiento es la capacidad de carga dinámica. Las capacidades de carga dinámica se basan en DIN ISO 281.

El comportamiento del material frente a la fatiga determina la capacidad de carga dinámica de un rodamiento.

La capacidad de carga de un rodamiento se describe mediante la capacidad de carga dinámica y la duración de vida nominal.

La duración de vida a la fatiga depende de:

- La carga.
- La velocidad de funcionamiento.
- La probabilidad estadística de que se produzca la primera avería.

Para rodamientos rotativos se aplica la capacidad de carga dinámica C . Ésta es:

- Para rodamientos radiales, una carga radial constante C_r .
- Una carga axial constante C_a , aplicada en el centro de los rodamientos axiales.

La capacidad de carga dinámica C es la carga de magnitud y dirección constantes, bajo la cual una cantidad suficientemente grande de rodamientos idénticos alcanza una duración de vida nominal de un millón de revoluciones.

B. Calculo de la duración de vida

Los métodos para el cálculo de la duración de vida son:

- La duración de vida nominal L_{10} y L_{10h} según ISO 281.
- La duración de vida modificada L_{na} según ISO 281:1990 (no forma parte de ISO 281).
- La duración de vida modificada y ampliada L_{nm} según ISO 281.

6.2. Duración de vida nominal

Las duraciones de vida nominal L_{10} y L_{10h} resultan de:

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

$$L_{10h} = \frac{16666}{n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

- L_{10} (10^6 revoluciones) = Duración de vida nominal, en millones de revoluciones, alcanzada o sobrepasada por el 90% de una cantidad grande de rodamientos iguales, antes de que aparezcan los primeros indicios de fatiga en el material.
- L_{10h} (h) = Duración de vida nominal, en horas de funcionamiento, según la definición de L_{10} .
- C (N) = Capacidad de carga dinámica.
- P (N) = Carga dinámica equivalente, para rodamientos radiales y axiales.
- p = Factor de tipo de transmisión;
 - o correas dentadas: $p = 1,1$ a $1,3$
 - o correas en V: $p = 1,2$ a $2,5$
 - o correas planas: $p = 1,5$ a $4,5$
- n (min^{-1}) = Velocidad de funcionamiento.

6.3. Carga dinámica equivalente

La carga dinámica equivalente P es un valor que se obtiene por cálculo. Este valor es una carga radial de magnitud y direcciones constantes para rodamientos radiales y una carga axial centrada de magnitud y dirección constantes para rodamientos axiales.

Una carga P da como resultado la misma duración de vida que el colectivo de cargas combinadas que actúan en la realidad.

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

- P (N) = Carga dinámica equivalente.
- F_r (N) = Carga radial dinámica.
- F_a (N) = Carga axial dinámica.
- X = Factor radial, de las tabla de medidas o de la descripción del producto.
- Y = Factor axial, de las tablas de medidas o de la descripción del producto.

Este cálculo no se puede aplicar a rodamientos radiales de agujas, así como a rodamientos axiales de agujas ni a rodamientos axiales de rodillos cilíndricos. Para estos rodamientos no son permisibles las cargas combinadas.

6.4. Duración de vida modificada

La duración de vida modificada L_{na} puede calcularse si, además de la carga y de la velocidad de giro, se conocen otros factores de influencia como:

- Las características particulares del material.
- La lubricación.

O bien

- Se exige una probabilidad de supervivencia distinta del 90%.

Este procedimiento de cálculo fue sustituido en ISO 281:2007 por el cálculo de la duración de vida modificada y ampliada L_{nm} .

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_{10}$$

- L_{na} (10^6 revoluciones) = Duración de vida modificada, para materiales con características especiales y condiciones de funcionamiento especiales, con una probabilidad de supervivencia de $(100-n)$ %.
- L_{10} (10^6 revoluciones) = Duración de vida nominal.
- a_1 = Coeficiente de duración de vida para una probabilidad de supervivencia distinta del 90%. En ISO 281:2007 los valores para el coeficiente de duración de vida a_1 fueron establecidos de nuevo. Pueden verse en la siguiente *Tabla 7*:

Probabilidad de supervivencia %	Duración de vida modificada y ampliada L_{nm}	Coeficiente de duración de vida a_1
90	L_{10m}	1
95	L_{5m}	0,64
96	L_{4m}	0,55
97	L_{3m}	0,47
98	L_{2m}	0,37
99	L_{1m}	0,25
99,2	$L_{0.8m}$	0,22
99,4	$L_{0.6m}$	0,19
99,6	$L_{0.4m}$	0,16
99,8	$L_{0.2m}$	0,12
99,9	$L_{0.1m}$	0,093
99,92	$L_{0.08m}$	0,087
99,94	$L_{0.06m}$	0,08
99,95	$L_{0.05m}$	0,077

Tabla 7

- a_2 = Coeficiente de duración de vida para materiales con características especiales. Para aceros estándar para rodamientos: $a_2 = 1$.
- a_3 = Coeficiente de duración de vida para condiciones específicas de funcionamiento, especialmente para el estado de la lubricación. Este coeficiente se calcula mediante la *Figura 37*:

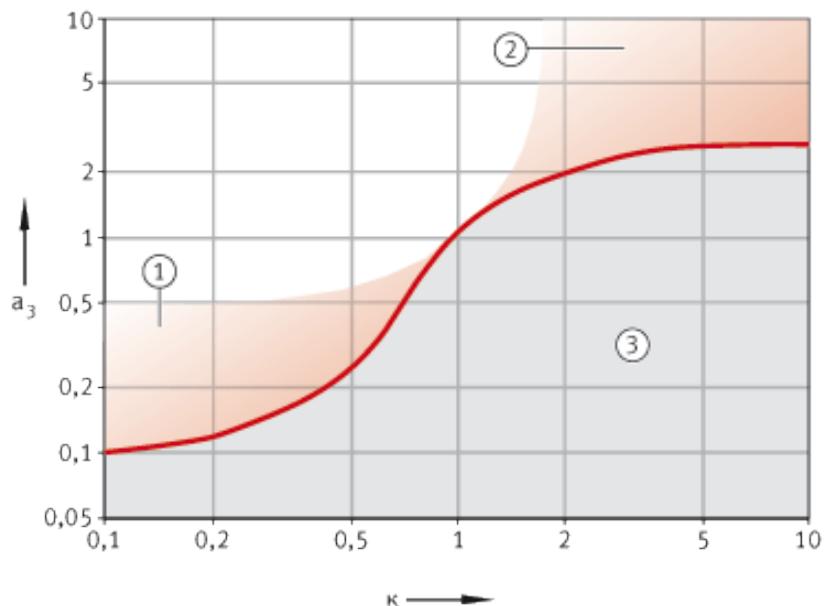


Figura 37

- 1) Buena limpieza y aditivos adecuados
- 2) Máxima limpieza y carga reducida
- 3) Impurezas en el lubricante

κ = relación de viscosidades

6.5. Relación de viscosidades

La relación de viscosidades κ sirve para la formación de la película de lubricante:

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1}$$

- ν (mm^2s^{-1}) = Viscosidad cinemática del lubricante a la temperatura de funcionamiento.

- ν_1 (mm^2s^{-1}) = Viscosidad nominal del lubricante a la temperatura de funcionamiento.

La viscosidad nominal ν_1 se deduce con la ayuda del diámetro medio del rodamiento $d_M = (D + d)/2$ y de la velocidad de funcionamiento n , como se observa en la *Figura 38*:

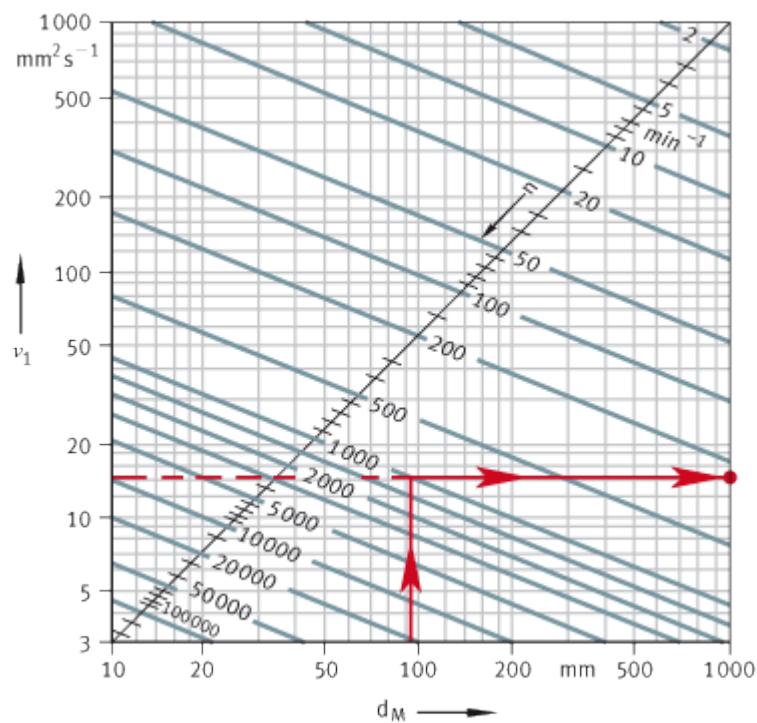


Figura 38

La viscosidad nominal del aceite a $+40^{\circ}\text{C}$ se deduce de la viscosidad de funcionamiento requerida v y de la temperatura de funcionamiento ϑ . En el caso de las grasas lubricantes, v es la viscosidad de funcionamiento del aceite base.

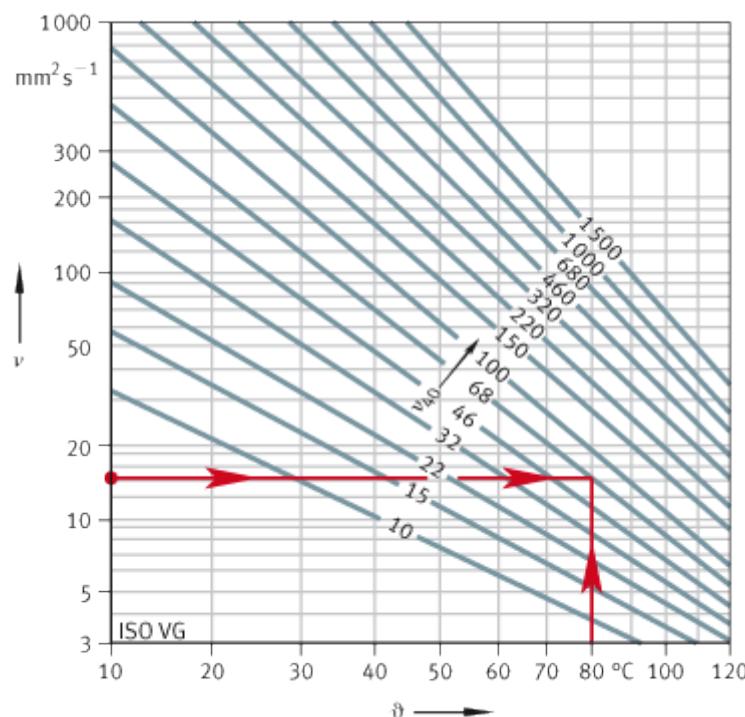


Figura 39

En los rodamientos sometidos a grandes cargas con grandes partes deslizantes, la temperatura en el área de contacto de rodadura es hasta 20 K más alta que la temperatura medible en el anillo en reposo (sin influencia de ningún calentamiento externo).

6.6. Duración de vida modificada y ampliada

El cálculo de la duración de vida modificada y ampliada L_{nm} estaba normalizado en DIN ISO 281. Desde 2007, dicho cálculo está ahora normalizado internacionalmente en ISO 281. El cálculo asistido por ordenador según DIN ISO 281 está especificado, desde 2008, en ISO/TS 16 281.

L_{nm} se puede calcular según:

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10}$$

- L_{nm} (10^6 revoluciones) = Duración de vida modificada y ampliada según ISO 281.
- a_1 = Coeficiente de duración de vida para una probabilidad de supervivencia distinta del 90%. (Tabla a₁)
- a_{ISO} = Coeficiente de duración de vida para las condiciones de funcionamiento.
- L_{10} (10^6 revoluciones) = Duración de vida nominal.

6.7. Coeficiente de duración de vida a_{ISO}

El procedimiento de cálculo estandarizado para el coeficiente de duración de vida a_{ISO} tiene en cuenta, básicamente, las siguientes influencias:

- La carga sobre el rodamiento.
- El estado de la lubricación (tipo y viscosidad del lubricante, aditivos, velocidad, tamaño del rodamiento).
- El límite de fatiga del material.
- El tipo de rodamiento.
- La tensión propia del material.
- Las condiciones ambientales.
- Las impurezas en el lubricante.

$$a_{ISO} = f \left[\frac{e_c \cdot C_U}{P}, \kappa \right]$$

- a_{ISO} = Coeficiente de duración de vida para las condiciones de funcionamiento.
- e_C = Coeficiente de duración de vida para la impurezas.
- $C_u (N)$ = Carga límite de fatiga.
- $P (N)$ = Carga dinámica equivalente.
- κ = Relación de viscosidades.
 - o Para $\kappa > 4$ hay que considerar que $\kappa = 4$.
 - o Para $\kappa < 0,1$ este procedimiento de cálculo no es aplicable.

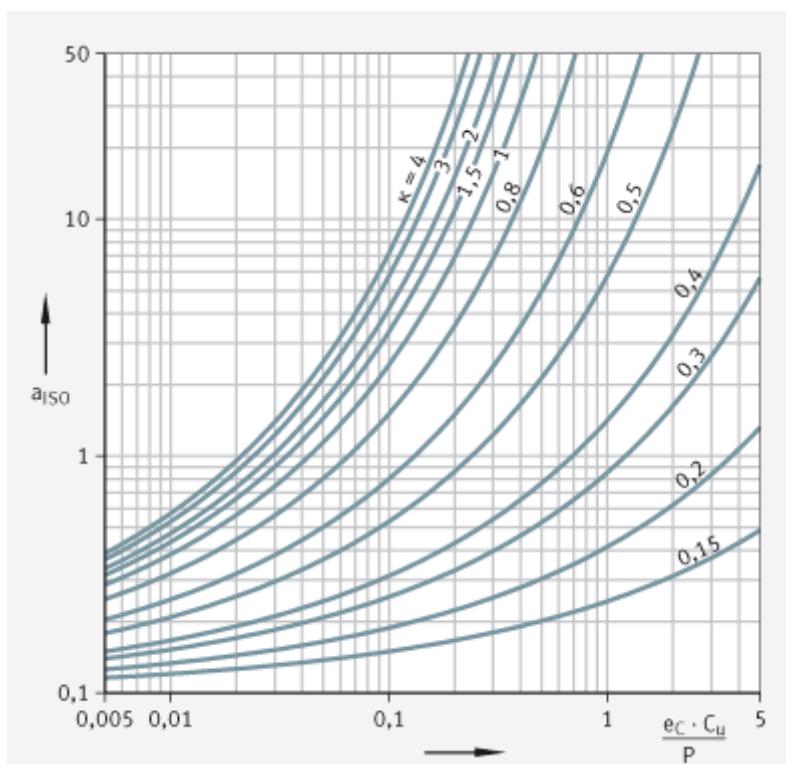


Figura 40

En la *Figura 40* se muestra el coeficiente de duración de vida a_{ISO} para rodamientos radiales a bolas.

6.8. Carga límite de fatiga

La carga límite de fatiga C_u según ISO 281 está definida como aquella por debajo de la cual, en condiciones de laboratorio, no se produce fatiga en el material.

6.9. Coeficiente de duración de vida para las impurezas

El coeficiente de duración de vida e_c para las impurezas tiene en cuenta la influencia de las mismas en la película de lubricante y en la duración de vida.

La duración de vida, reducida por la presencia de partículas sólidas en la película lubricante, depende de:

- El tipo, tamaño, dureza y cantidad de partículas.
- El espesor relativo de la película lubricante.
- El tamaño del rodamiento.

Las complejas interacciones entre estas variables determinantes permiten obtener tan solo valores de referencia aproximados. Los valores de las tablas son válidos para una suciedad con partículas sólidas (coeficiente e_c). No se tienen en cuenta otros tipos de suciedad como, por ejemplo, la suciedad por agua o por otros fluidos.

Si el grado de ensuciamiento es fuerte ($e_c \rightarrow 0$) los rodamientos pueden fallar por desgaste. En tal caso, la duración en servicio estará muy por debajo de la vida útil calculada.

Suciedad	Coeficiente e_c	
	$d_M < 100 \text{ mm}$	$d_M > 100 \text{ mm}$
Máxima limpieza <ul style="list-style-type: none">- Tamaño de partícula del orden de la altura de la película lubricante- Condiciones de laboratorio	1	1
Mayor limpieza <ul style="list-style-type: none">- Aceite lubricante filtrado muy finamente- Rodamientos obturados y engrasados	0,8 hasta 0,6	0,9 hasta 0,8
Limpieza normal	0,6 hasta 0,5	0,8 hasta 0,6

- Aceite lubricante filtrado finamente		
Poca suciedad	0,5 hasta 0,3	0,6 hasta 0,4
- Ligera suciedad en el aceite lubricante		
Suciedad típica	0,3 hasta 0,1	0,4 hasta 0,2
- Rodamiento contaminado con abrasión de otros elementos contiguos de la máquina		
Elevada suciedad	0,1 hasta 0	0,1 hasta 0
- Entorno de los rodamientos muy sucio		
- Obturación insuficiente de la rodadura		
Suciedad severa	0	0

Tabla 8

En la *Tabla 8* aparece d_M , que hace referencia al diámetro medio del rodamiento y se calcula:

$$d_M = \frac{(d + D)}{2}$$

6.10. Cálculo de vida del rodamiento montado (RASE 90)

En el anexo se localizan las principales características del rodamiento RASE 90, que es un rodamiento de bolas y que se muestra en la *Figura 41*.

Las capacidades de carga del rodamiento son:

- Dinámica: $C_r = 96000 \text{ N}$
- Estática: $C_o = 72000 \text{ N}$
- Axial: $14 - 17 \text{ kN}$

Las características de la carga aplicada son:

- $F_{axial} \cong 0$
- $F_{radial \ max} = 32871 \text{ kN}$
- $F_{radial \ min} = 28900 \text{ kN}$

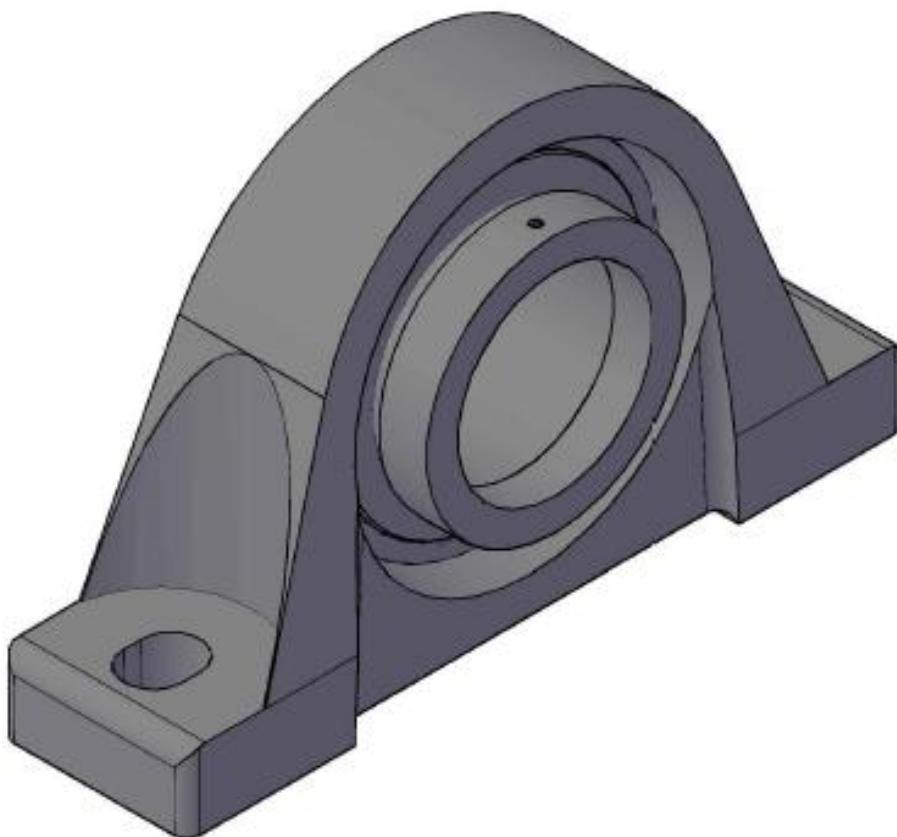


Figura 41

La fuerza media se calcula mediante:

$$F_m = \frac{F_{radial\ min} + 2 \cdot F_{radial\ max}}{3} = 30222\ kN$$

Esta será la fuerza aplicada en el rodamiento y cuya dirección será 180º, es decir puramente radial “hacia abajo”.

6.10.1. Duración de vida nominal:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{C_o}{F_m}\right)^p = \left(\frac{72000}{30222}\right)^{1,5} = 4,006 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

Con esto se calcula el número de revoluciones hasta que se produce la rotura con una fiabilidad del 90%, pero se debe relacionar con los días de trabajo o años de servicio para advertir correctamente si es un valor adecuado o no lo es. Se conocen los siguientes datos:

- En un ciclo completo (bajada y subida) se producen 8,25 revoluciones.
- Se realizan una media de 63 coches a la hora.
- Se trabajan 8 horas y 2 turnos (mañana, tarde y noche).
- Al año se trabaja una media de 220 días (descontados los 27 días de vacaciones más los fines de semanas).

Con todo esto se obtiene:

- Se producen al día 12474 revoluciones.
- Al año $2,744 \cdot 10^6$ revoluciones.

Es decir con una relación directamente proporcional se obtiene que el rodamiento tiene una vida de:

Vida RASE 90 = 1,45 años; aproximadamente 1 año y 6 meses

6.10.2. Duración de vida modificada

La duración de vida modificada se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_{10}$$

Es una mejor aproximación que la vida nominal ya que se tienen en cuenta más parámetros.

- a_1 (para una fiabilidad del 90%) = 1
- a_2 (aceros normales) = 1

- a_3 ($\kappa = 11,125$, buena limpieza) = 2,25;

- $\kappa = \frac{v}{v_1} = \frac{445 \text{ mm}^2 \text{s}^{-1}}{40 \text{ mm}^2 \text{s}^{-1}} = 11,125$; si $\kappa > 4 \Rightarrow \kappa = 4$

$$L_{na} = 1 \cdot 1 \cdot 2,25 \cdot 4,006 \cdot 10^6 = 9,013 \cdot 10^6 \text{ rev} = 3,28 \text{ años}$$

6.10.3. Duración de vida modificada y ampliada

La duración de vida modificada y ampliada se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10}$$

Es la mejor aproximación posible para calcular la vida de los rodamientos:

- a_1 (para una fiabilidad del 90%) = 1
- $a_{ISO} = f \left[\frac{e_c \cdot C_U}{P}, \kappa \right] = 1,25$

- $d_M = \frac{(d+D)}{2} = \frac{(90+160)}{2} = 125 \text{ mm}$

- $rpm = 240 \text{ min}^{-1}$

- $v_1 \left\{ \begin{array}{l} d_M = 125 \text{ mm} \\ rpm = 240 \text{ min}^{-1} \end{array} \right\} = 40 \text{ mm}^2 \text{s}^{-1}$

- $e_c = 0,7$

- $C_U = 3,450 \text{ kN}$

- $P = 96 \text{ kN}$

- $\kappa = 4$

$$L_{nm} = 1 \cdot 1,25 \cdot 4,006 \cdot 10^6 = 5,0076 \cdot 10^6 \text{ rev} = 1,82 \text{ años}$$

$= 1 \text{ año y 10 meses}$

7. ELECCION DEL RODAMIENTO A MONTAR

Para comenzar el análisis lo primero que se enumera son todos los tipos de rodamientos:

- A. Rodamientos radiales a bolas
- B. Rodamientos radiales de rodillos
- C. Rodamientos axiales a bolas
- D. Rodamientos axiales de rodillos
- E. Rodamientos axiales/radiales combinados

Como la carga que describe el elevador no tiene componente axial descartamos el estudio de los rodamientos axiales. Como la carga es radial y además elevada se excluyen también los rodamientos radiales a bolas, ya que soportan menos carga.

Por lo tanto el estudio se centrara en los rodamientos radiales de rodillos. Existen varios tipos:

- Rodamientos de rodillos cilíndricos
- Rodamientos de agujas
- Rodamientos de rodillos cónicos
- Rodamientos oscilantes de una hilera de rodillos
- Rodamientos oscilantes de rodillos

Dentro de esta clasificación también se descartan los rodamientos de agujas, ya que son los que pueden soportar pesadas cargas axiales y en el caso de estudio no interesa esa característica.

Por lo tanto se estudiara para los cuatro tipos de rodamientos el adecuado para un diámetro de 90 mm y así modificar el diseño del eje en la menor medida posible:

7.1. Rodamientos de rodillos cilíndricos

Un rodamiento de rodillos cilíndricos normalmente tiene una hilera de rodillos, aunque también existen de dos hileras. Estos rodillos son guiados por pestañas de uno de los aros, mientras que el otro aro puede tener pestañas o no.



Figura 42

Los rodamientos de rodillos son más rígidos que los de bolas y se utilizan para cargas pesadas y ejes de gran diámetro.

Según el catálogo de rodamientos FAG el rodamiento de este tipo que le corresponde a un diámetro de 90 mm es el que se muestra en la *Figura 43*.

Se pueden ver las principales características de este rodamiento.

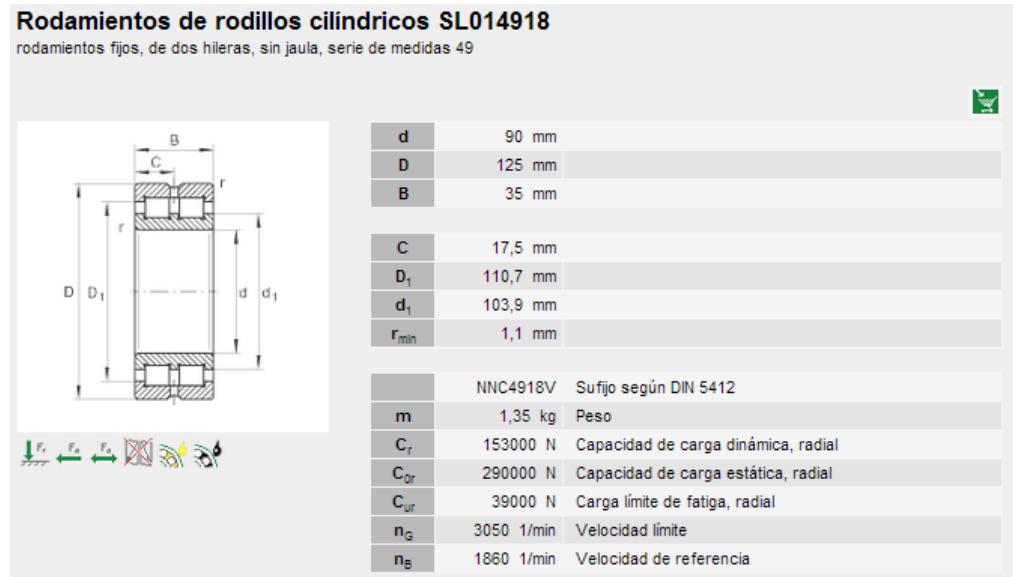


Figura 43

Con estos datos y los de la carga que se aplica que se ha calculado anteriormente se calcula la vida nominal de este rodamiento (proceso descrito anteriormente).

$$L_{10} = 48,21 \cdot 10^6 \text{ rev} = 17,53 \text{ años}$$

7.2. 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. El rodamiento es desmontable; el aro interior con sus rodillos y el aro exterior se montan cada uno separadamente. Son los de mayor aplicación.



Figura 44

Según el catálogo de rodamientos FAG el rodamiento de este tipo que le corresponde a un diámetro de 90 mm es:

En la *Figura 45* se pueden ver las principales características de este rodamiento.

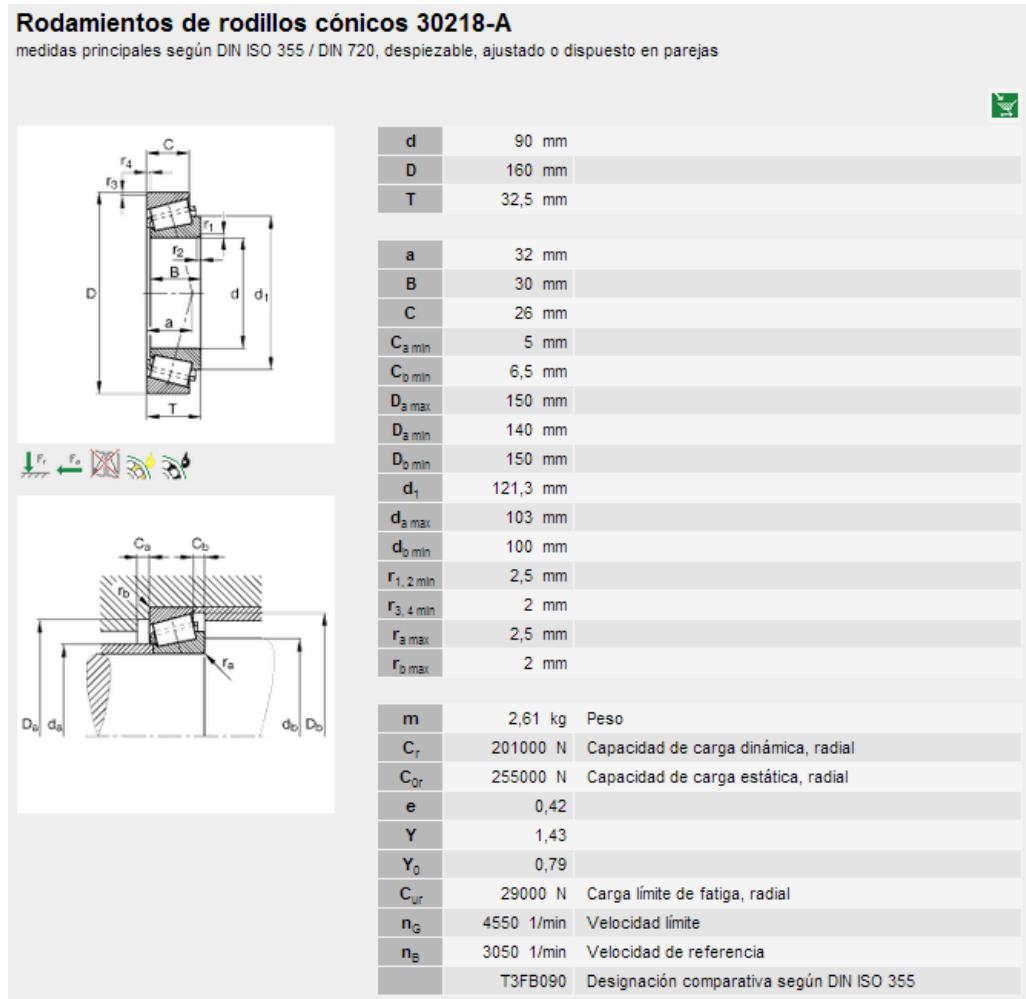


Figura 45

Con estos datos y los de la carga que se aplica que se ha calculado anteriormente se calcula la vida nominal de este rodamiento (proceso descrito anteriormente).

$$L_{10} = 31,40 \cdot 10^6 \text{ rev} = 11,42 \text{ años}$$

7.3. Rodamientos oscilantes de una hilera de rodillos

Los rodamientos oscilantes de una hilera de rodillos son rodamientos con regulación de alineación. Están formados por anillos exteriores macizos, con pistas de rodadura cóncavo-esféricas, anillos interiores macizos con dos bordes,

y agujero cilíndrico o cónico, así como rodillos en forma de tonel, guiados por jaulas. Estos rodamientos no son desmontables.



Figura 46

Los rodamientos oscilantes de una hilera de rodillos son especialmente adecuados en el caso de elevadas cargas radiales, con golpes e impactos, y cuando se deben compensar errores de alineación. Estos rodamientos tienen poca capacidad de carga axial.

Según el catálogo de rodamientos FAG el rodamiento de este tipo que le corresponde a un diámetro de 90 mm es el de la *Figura 47*:

Rodamientos oscilantes de una hilera de rodillos 20218-MB
medidas principales según DIN 635-1

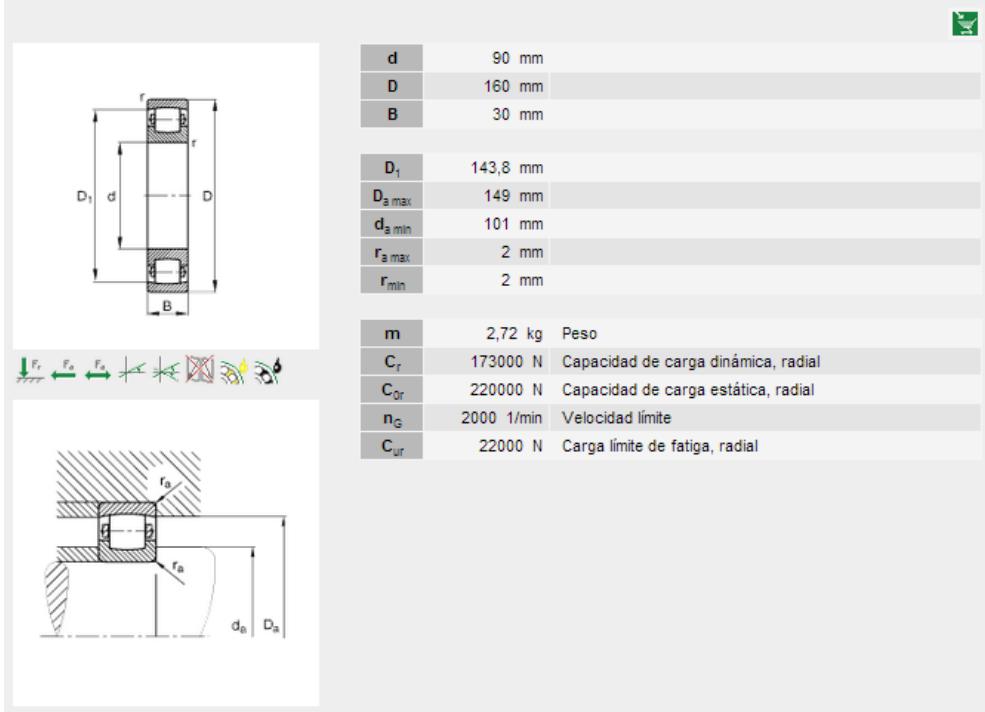


Figura 47

En la *Figura 47* se pueden ver las principales características de este rodamiento.

Con estos datos y los de la carga que se aplica que se ha calculado anteriormente se calcula la vida nominal de este rodamiento (proceso descrito anteriormente).

$$L_{10} = 19,19 \cdot 10^6 \text{ rev} = 6,97 \text{ años}$$

7.4. Rodamientos oscilantes de rodillos

Los rodamientos oscilantes de rodillos son unidades constructivas autoretenidas de dos hileras, formadas por anillos exteriores macizos con pista de rodadura cóncavo-esférica, anillos interiores macizos, así como rodillos en forma de tonel, con jaulas. Los anillos interiores tienen agujero cilíndrico o cónico.



Figura 48

Los rodillos simétricos en forma de tonel, se adaptan fácilmente a la pista de rodadura cóncavo-esférica del anillo exterior. De esta manera, compensan las flexiones de los ejes y los errores de alineación de los apoyos.

Según el catálogo de rodamientos FAG el rodamiento de este tipo que le corresponde a un diámetro de 90 mm es el de la *Figura 49*:

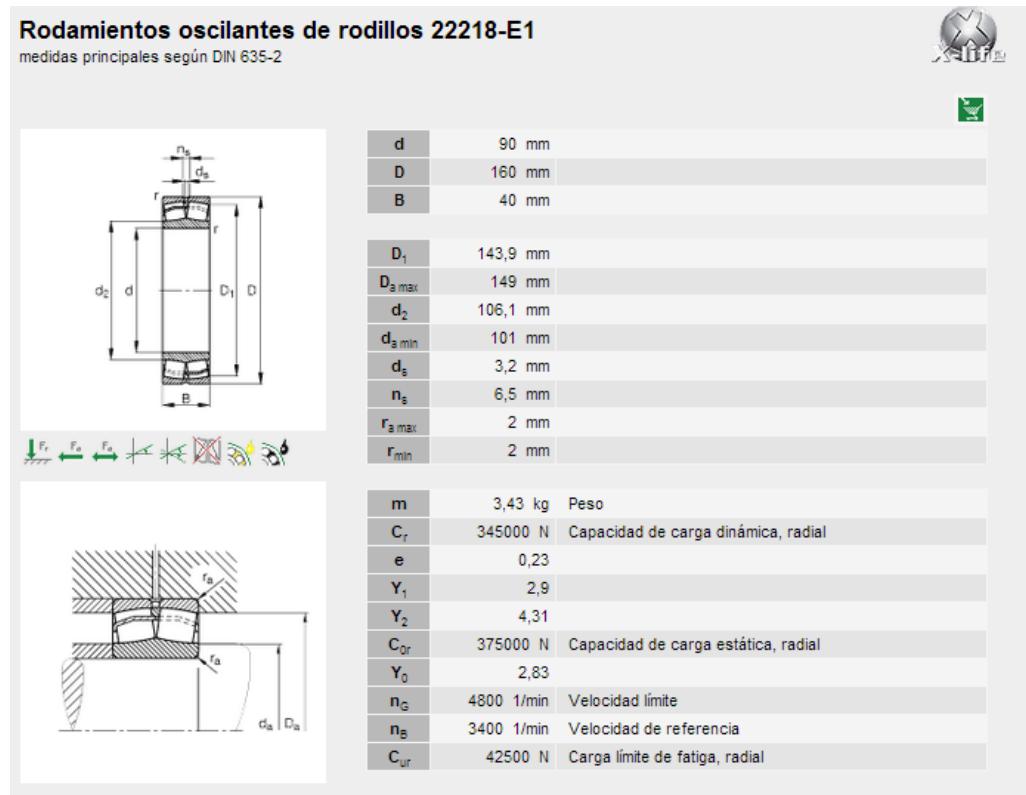


Figura 49

En la *Figura 49* se pueden ver las principales características de este rodamiento.

Con estos datos y los de la carga que se aplica que se ha calculado anteriormente se calcula la vida nominal de este rodamiento (proceso descrito anteriormente).

$$L_{10} = 113,6 \cdot 10^6 \text{ rev} = 41,4 \text{ años}$$

Una vez obtenidos los valores de la vida nominal para los cuatro rodamientos se observa que el de mayor robustez es el rodamiento oscilante de rodillos, además este tipo de rodamientos es el único que logra compensar las flexiones que se producen en el eje y los errores de alineación en los apoyos. Por todo esto es el más adecuado de todos los estudiados.

Para un estudio más exacto de la duración de vida del rodamiento elegido se va a calcular la vida modificada y ampliada de este, y para ser más conservadores todavía con una probabilidad del 95%:

$$L_{5m} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10}$$

$$a_1 (95\%) = 0,64$$

$$a_{ISO} = 1,25$$

$$L_{10} = 41,4 \text{ años}$$

$$L_{5m} = 0,64 \cdot 1,25 \cdot 41,4 = 33,112 \text{ años}$$

8. ELECCION DEL SOPORTE CORRESPONDIENTE

Según el catalogo le corresponde al rodamiento el siguiente soporte:

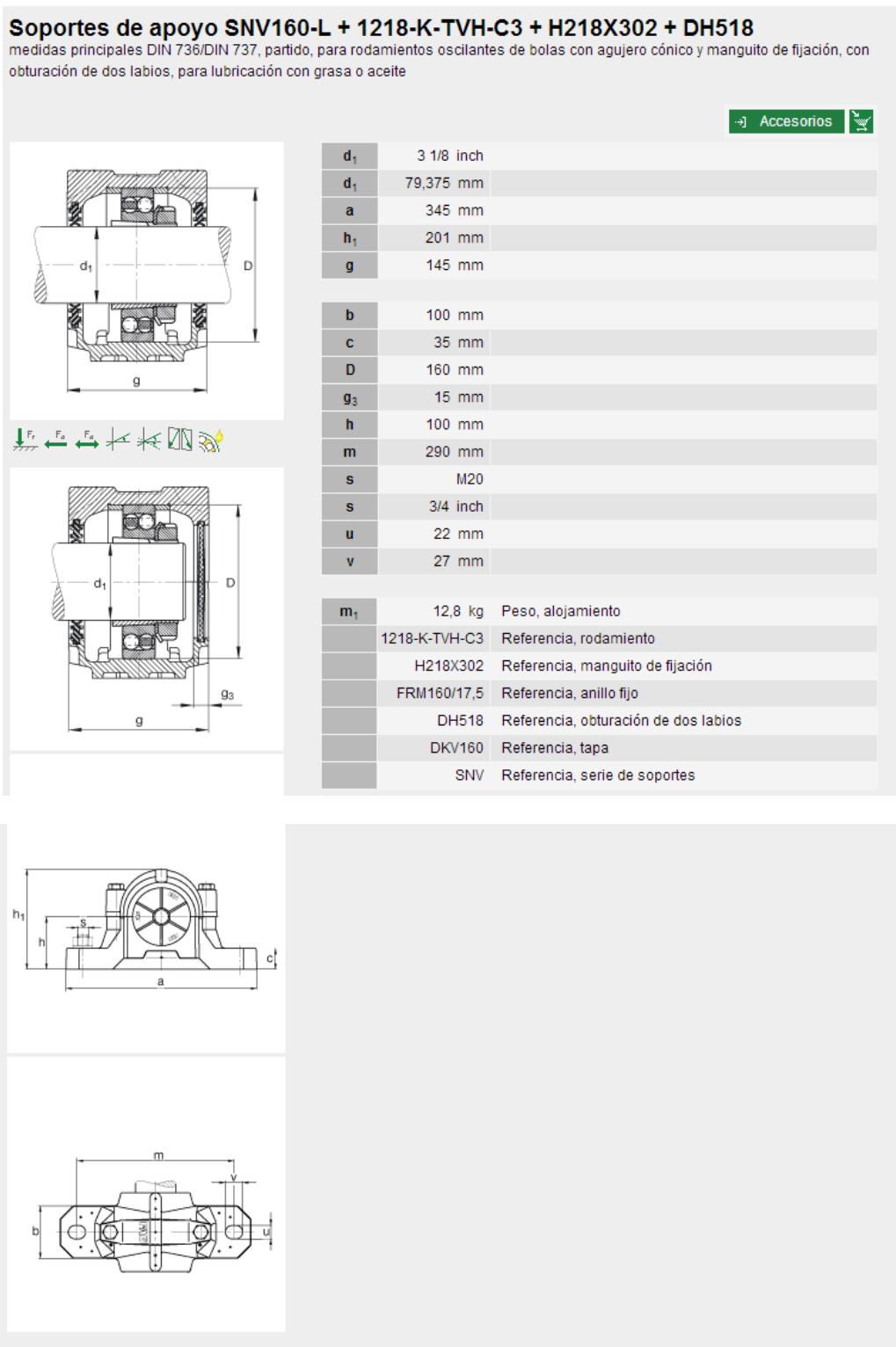


Figura 50

Los soportes SNV están construidos según el sistema modular. Ello permite el montaje de rodamientos con diferentes series de diámetros y anchuras.

En los soportes SNV, y según el rodamiento montado, resultan espacios diferentes entre el eje y el paso del soporte. Estos espacios se compensan mediante las obturaciones.

Las ventajas esenciales de los soportes SNV son:

1. Con objeto de simplificar los stocks, mediante el principio de construcción modular un tamaño de soporte es adecuado para diferentes diámetros de eje.
2. Elevada capacidad de carga.
3. Según las condiciones de funcionamiento se puede utilizar obturaciones de dos labios, obturaciones de fieltro u obturaciones combinadas.
4. Posición central del rodamiento fijo mediante dos anillos de fijación de idéntica anchura.
5. Las superficies frontales planas en la base del soporte permiten fijar topes que sirven de apoyo cuando actúan elevadas fuerzas no verticales sobre la base del soporte.

Instrucciones de seguridad y diseño:

- La capacidad de carga de los soportes de apoyo depende de:
 - A. Resistencia del soporte
 - B. Resistencia de los tornillos de conexión
 - C. Capacidad de carga del rodamiento
 - D. Dirección de la carga
 - E. Factor de seguridad, que en construcción de maquinaria en general es igual a seis; respecto a la carga de rotura del soporte.

9. ELECCIÓN DEL ACOPLAMIENTO

Se debe estudiar si el acoplamiento montado es el correcto o se debe sustituir por otro modelo distinto. El acoplamiento montado es de la marca TSCHAN modelo POSIFLEX ZEAUU 8 que se muestra en la *Figura 51*.



Figura 51

La función principal de los acoplamientos es la de transmitir el movimiento sin repercutir en el rendimiento de las máquinas, ni en su estabilidad mecánica. Para lograr esto nos debemos fijar en algunos aspectos como son:

- Potencia a transmitir.
- Velocidad a transmitir.
- Arranques y paradas a efectuar.
- Par resistente a vencer.
- Brusquedades que se pueden dar en el funcionamiento de la máquina.
- Formas en las que se realiza la frenada.
- Sobrecargas a soportar.
- Características ambientales del lugar de trabajo.
- Tipo de transmisión.
- Correcto dimensionado de los elementos para soportar esfuerzos.

Respecto a la mecánica y conservación del acoplamiento debemos observar que se den las siguientes situaciones para un correcto funcionamiento:

- Correcta alineación de los elementos en la posición radial, angular, axial y lineal del conjunto de la transmisión.
- Correcto montaje del conjunto que constituye la transmisión.
- Equilibrado de la masa del acoplamiento. Con esto se evita cualquier tipo de vibración.
- Correcta sujeción de los acoplamientos a sus respectivos ejes.
- Colocar las carcasas de protección que le correspondan.
- Impedir el acceso a las personas a las partes en movimiento.
- Efectuar el mantenimiento adecuado, cuando así proceda, por exigirlo el tipo de acoplamiento y el trabajo que realiza.

Para finalizar los principales parámetros a tener en cuenta en la elección de un acoplamiento determinado son:

- Potencia nominal a transmitir (kW o CV).
- Par nominal a transmitir (daNm o Nm).
- Coeficiente de seguridad (K).
- Par mínimo de trabajo (daNm o Nm).
- Velocidad de rotación máxima (rpm).
- Desalineaciones posibles.
- Dimensiones de los ejes a acoplar (diámetro, longitud y dimensiones del chavetero).
- Ambiente de trabajo (temperatura, atmósfera, etc).

El acoplamiento montado es un acoplamiento rígido, los acoplamientos rígidos se diseñan para unir dos ejes entre sí, para que no pueda haber movimiento relativo entre ellos. Este diseño es conveniente para los equipos donde se necesita y se puede dar un alineamiento preciso de dos ejes. En estos casos, se debe diseñar el acoplamiento para poder transmitir el par torsional entre los ejes.

Los acoplamientos rígidos solo se deben usar cuando el alineamiento de los dos ejes se pueda mantener con mucha exactitud, no solo en el momento de la instalación, sino también durante el funcionamiento de las máquinas, como es nuestro caso. Si existe desalineamiento angular, radial o axial apreciables, se inducirán esfuerzos difíciles de calcular, los cuales pueden causar la temprana falla por fatiga en los ejes. Estas dificultades se pueden eliminar mediante el uso de acoplamientos flexibles.

Vida útil de los acoplamientos:

La vida útil de los acoplamientos está determinada básicamente por el par de pico y las desalineaciones o desplazamientos existentes entre los ejes. Si el valor máximo admisible para los desplazamientos axiales, laterales y angulares no se exceden, y si el par de operación está por debajo del par nominal del acoplamiento T_{KN} , y el acoplamiento está dentro del rango de presión-fuerza producidas en un infinito número de paradas-arrancadas o aceleraciones y deceleraciones puede cumplir sin esperar un fallo del acoplamiento durante el funcionamiento.

Para un tiempo corto (cambiando los ciclos de carga), los acoplamientos pueden ser sobrecargados por dos veces el par nominal. La desalineación admisible en el eje puede también excederse en algunos casos excepcionales como durante el montaje y el desmontaje. Si el par de operación o la desalineación permanente de los ejes exceden los límites se pueden producir roturas permanentes.

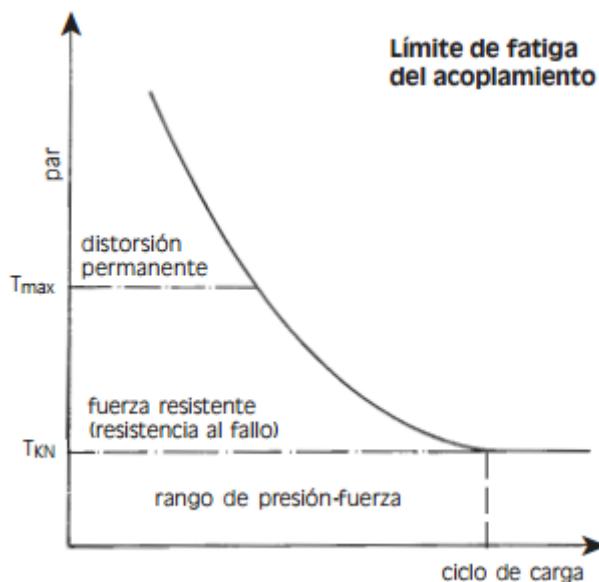


Figura 52

Comportamiento según la carga:

Gracias a la flexibilidad de los acoplamientos compensados en todas las direcciones se pueden impedir los desplazamientos axiales, laterales y angulares de los ejes debidos al comportamiento de la carga. El desplazamiento lateral (desplazamiento paralelo de los ejes de giro) debe notarse particularmente, por lo cual el desplazamiento axial y el angular esta normalmente sin problemas.

Mantenimiento:

Los acoplamientos rígidos de este tipo (como el montado: POSIFLEX ZEAUU 8) no necesitan mantenimiento en condiciones normales.

Para comprobar si el acoplamiento cumple las condiciones de servicio lo primero que debemos hacer es localizarlo en la *Tabla 9*, de propiedades del fabricante:

Size	T _{Cnom} [Nm]	T _{Cpeak} [Nm]	n _{max} [min ⁻¹]	d _{1/d_{2max}} [mm]	l ₁ [mm]	l ₂ [mm]	L [mm]	L ₁ [mm]	L ₂ [mm]	E ₀ [mm]	E ₁ [mm]	D ₁ [mm]	D ₂ [mm]	D ₃ [mm]	m * ZEAU	m * ZEAUU
67	1300	2600	5000	45	43	80	163	126	135	3	21	111	67	80	5,1	6,1
87	2800	5600	4400	60	50	114	231	167	173	3	15	141	87	103,5	11	14
106	5000	10000	4000	75	62	130	263	195	209	3	31	171	106	129,5	19,3	24
130	10000	20000	3600	95	76	146	297	227	239	5	29	210	130	156	33,4	40,7
151	16000	32000	3350	110	90	165	335	260	274	5	33	234	151	181	49,3	59,9
178	22000	44000	3100	130	105	170	346	281	298	6	40	274	178	209	70,7	82,1
213	32000	64000	2800	155	120	190	386	316	334	6	42	312	213	247	107	125
235	45000	90000	2700	175	135	200	408	343	364	8	50	337	235	273	137	157
263	62000	124000	2550	195	150	220	448	378	402	8	56	380	263	307	193	220
286	84000	168000	2450	215	175	250	508	433	464	8	70	405	286	338	256	289
316	115000	230000	2300	240	190	280	568	478	516	8	84	444	316	368	322	370
372	174000	348000	2150	275	220	350	710	580	613	10	76	506	372	426	506	599
394	244000	488000	1900	280	280	410	830	700	720	10	50	591	394	472	689	787
432	290000	580000	1800	320	292	470	953	775	795	13	53	640	432	518	920	1080
480	370000	740000	1500	360	305	470	953	788	823	13	48	684	480	562	1116	1300
530	450000	900000	1400	400	330	550	1113	893	933	13	53	742	530	620	1467	1754
594	560000	1120000	1300	450	350	550	1113	913	961	13	61	804	594	682	1868	2204

* m [kg]: up to size 151 weight for unbored coupling, from size 178 on weight for pilot bored coupling

Tabla 9

El acoplamiento que se utiliza es ZEAUU (130), por lo tanto se obtiene:

- $T_{Cnom} = T_{KN} = 10000 \text{ Nm}$
- $T_{Cpeak} = T_{max} = 20000 \text{ Nm}$
- $n_{max} = 3600 \text{ rpm}$

En la mayoría de los casos los acoplamientos se seleccionan en función del par transmisible requerido. Muchas veces factores externos a la aplicación y denominados como “factores de impacto” hacen que el acoplamiento determinado sea insuficiente para la aplicación.

El par nominal T_{KN} está calculado de acuerdo con la resistencia del acoplamiento, esto es, con $\pm T_{KN}$ un número ilimitado de marcha/parada se pueden obtener sin perjuicio

alguno del acoplamiento. Sólo es posible superar el par nominal indicado T_{KN} durante períodos de tiempo muy cortos y no seguidos. En tal caso la rotura por fatiga de los fuelles es muy posible.

El torsor máximo que se produce en el acoplamiento lo llamaremos T' (el torsor que se produce en el arranque) y la velocidad máxima de operación n'_{max} :

$$T' = 1970,2 \text{ Nm}$$

$$n'_{max} = 1440 \text{ rpm}$$

El torsor de operación debe ser menor que el par nominal del acoplamiento, es decir:

$$T_{KN} > T'$$

$$10000 \text{ Nm} > 1970,2 \text{ Nm}$$

En las paradas de emergencia, es decir situaciones muy puntuales, en períodos de tiempo muy cortos y no seguidos, se produce un momento torsor mayor que lo llamaremos T'_{emer} :

$$T'_{emer} = 3,208 \cdot 10^6 \text{ Nmm} = 3208 \text{ Nm}$$

Para este tipo de situaciones se permite que el momento torsor supere el par nominal indicado para el acoplamiento T_{KN} mediante un coeficiente, $f=2$:

$$T_{KN} \cdot f > T'_{emer}$$

$$10000 \cdot 2 > 3208$$

$$20000 \text{ Nm} > 3208 \text{ Nm}$$

Además:

$$n_{max} > n'_{max}$$

$$3600 \text{ rpm} > 1440 \text{ rpm}$$

Por lo tanto se cumplen todas las condiciones para que se asegure el correcto funcionamiento del acoplamiento.

10. OBTURACIONES

Las obturaciones influyen de forma decisiva en la duración de vida de los rodamientos. Deben retener el lubricante en el rodamiento y además, deben impedir que la suciedad penetre el rodamiento.

La suciedad puede tener consecuencias diferentes:

- Un gran número de partículas pequeñas, de efecto abrasivo, desgastan el rodamiento. El mayor juego radial o el incremento del ruido finalizan la duración de vida del rodamiento.
- Mayores partículas duras, excesivamente sometidas al paso de los elementos rodantes, reducen la duración de vida a la fatiga ya que, a elevadas cargas sobre los rodamientos, se forman pittings (hendiduras) en las zonas indentadas.

Generalmente, se distingue entre obturaciones sin y con contacto en la construcción anexa y en el rodamiento.

A. Obturaciones sin contacto con la construcción anexa:

Con las obturaciones sin contacto únicamente se presenta el rozamiento del lubricante en la ranura de lubricación. Por ello, las obturaciones no se desgastan y funcionan durante un tiempo prolongado. Dado que no generan calor, las obturaciones sin contacto son idóneas para velocidades de giro muy elevadas.

- Obturaciones por paso estrecho: Como obturador, un paso estrecho entre el eje y el alojamiento es sencillo pero, en muchos casos, suficiente, *Figura 53*.

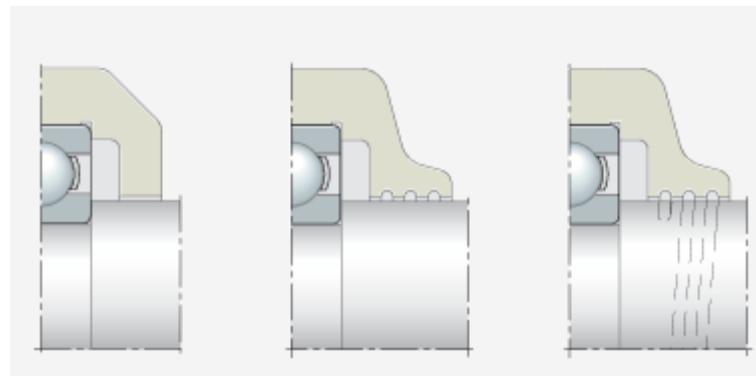


Figura 53

- Obturaciones de laberinto: Un efecto obturador mucho mayor que las obturaciones de paso estrecho tienen los laberintos, cuyos intersticios se rellenan de grasa, *Figura 54*.
En ambientes sucios hay que inyectar con más frecuencia grasa desde el interior, en los intersticios obturadores.

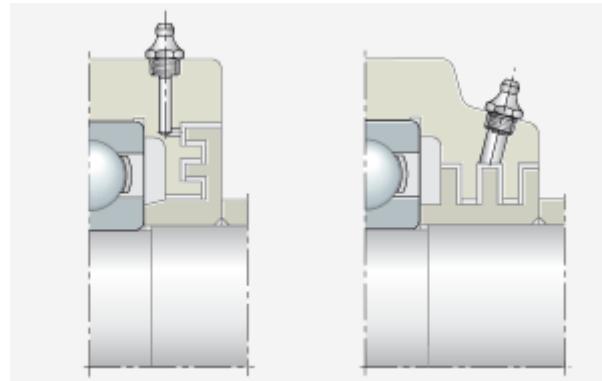


Figura 54

- Anillo con aristas deflectoras: Para la lubricación con aceite en un eje horizontal, son adecuados los anillos con aristas deflectoras para evitar la evacuación del aceite, *Figura 55*.
La abertura para la salida del aceite en la parte inferior de la obturación, debe ser lo suficientemente grande para que no pueda ser tapada por la suciedad.

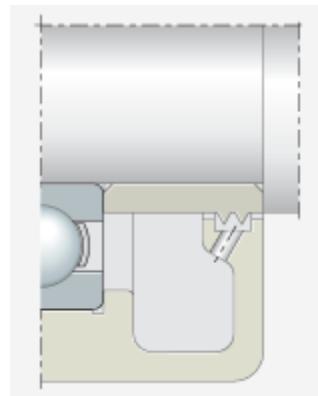


Figura 55

- Discos proyectores: Los discos proyectores giratorios protegen la ranura de obturación contra el fuerte ensuciamiento, *Figura 56*.

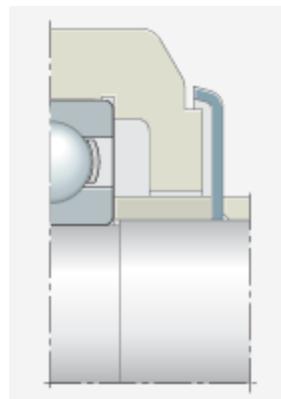


Figura 56

- Discos de retención: Los discos de retención estacionarios (rígidos) hacen que la grasa lubricante permanezca cerca del rodamiento, *Figura 57*.
El collar de grasa que se forma en la ranura de obturación, protege el rodamiento contra la suciedad.

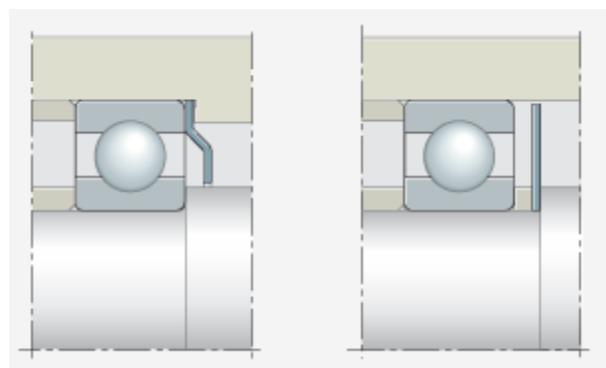


Figura 57

- Anillo de láminas: Los anillos de láminas de acero, flexibles radialmente hacia fuera o hacia dentro, requieren un reducido espacio de montaje, *Figura 58*. Obturan contra la pérdida de grasa y la entrada de polvo y suciedad, y se utilizan también como obturación contra las salpicaduras de agua.

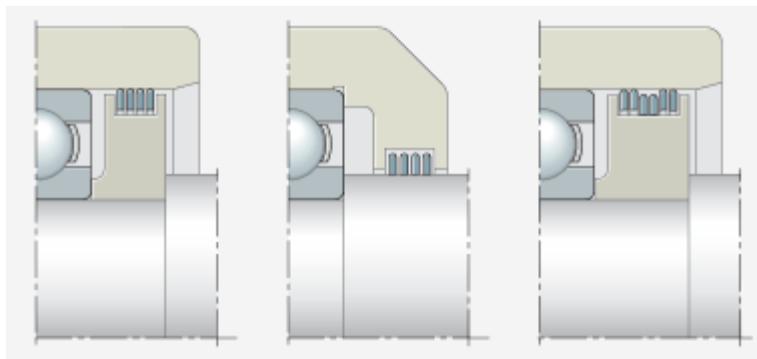


Figura 58

B. Obturaciones con contacto con la construcción anexa:

Las obturaciones de contacto, con una fuerza de apriete, normalmente radial, están en contacto con la superficie de rodadura. La fuerza de apriete debe ser reducida, para que el momento de rozamiento y la temperatura no aumenten demasiado. Las condiciones de lubricación en la superficie de rodadura, la rugosidad superficial de ésta y la velocidad de deslizamiento también influyen en el momento de rozamiento, en la temperatura y en el desgaste de la obturación.

- Obturación de labio, de efecto axial: La obturación de labio de efecto axial es un anillo en V, *Figura 59*. Durante el montaje, este anillo de goma, de una sola pieza, se monta a presión sobre el eje, de modo que su labio se apoye axialmente en la pared del alojamiento. El labio obturador actúa al mismo tiempo como disco deflector. Las obturaciones axiales de labio son insensibles frente a las desalineaciones radiales y a ligeras inclinaciones del eje. Las obturaciones rotativas de anillos en V son idóneas para la lubricación con grasa y para velocidades tangenciales de hasta 12 m/s, y las obturaciones en reposo de anillos en V, hasta 20 m/s. Para velocidades tangenciales superiores a 8 m/s la obturación de anillo en V se debe apoyar axialmente y, a partir de 12 m/s conviene prever un retén radial adicional para el eje. Las obturaciones de anillos en V se utilizan a menudo como obturaciones antepuestas, para proteger un anillo obturador radial de ejes contra la suciedad.

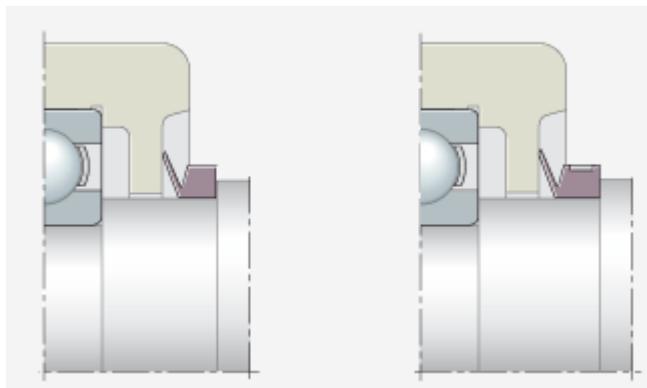


Figura 59

- Chapas elásticas obturadoras axiales: Para la lubricación con grasa, una obturación efectiva se obtiene también mediante chapas elásticas obturadoras, *Figura 60*. Estas chapas, de lámina fina, se fijan en la superficie frontal de los anillos interior o exterior y se apoyan axialmente, con contacto elástico, en el otro anillo del rodamiento.

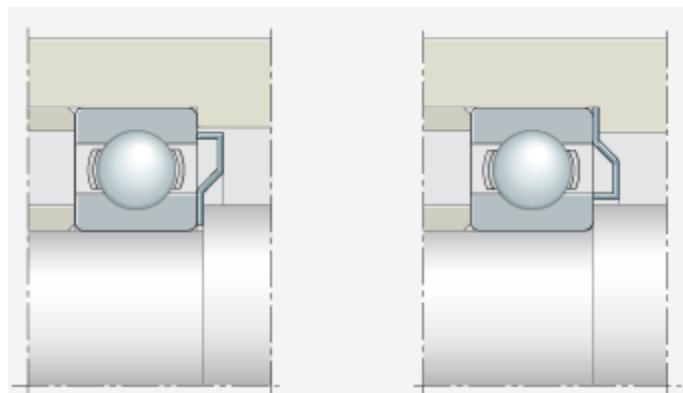


Figura 60

- Obturaciones con contacto en el rodamiento:
 - Discos obturadores: Los rodamientos con uno o dos discos obturadores incorporados, permiten construcciones sencillas, *Figura 61*. Los discos son adecuados para la obturación contra el polvo, la suciedad, los ambientes húmedos y pequeñas diferencias de presión.
La ejecución más utilizada de discos obturadores para rodamientos rígidos a bolas es la obturación RSR, de caucho de nitrilo-butadieno que está apoyada con una ligera fuerza radial en la superficie cilíndrica rectificada del anillo interior.

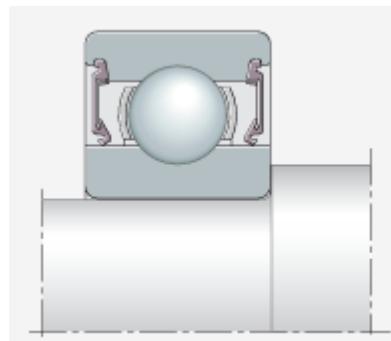


Figura 61

En definitiva la obturación elegida para el soporte es la de doble labio DH, de caucho sintético de acrilonitrilo-butadieno (NBR). La obturación de dos piezas se puede introducir fácilmente en las ranuras circulares del soporte. Los dos labios obturadores deslizan sobre el eje en rotación. El labio obturador exterior impide la entrada de suciedad en el rodamiento. La grasa que ha llenado el espacio entre los dos labios durante el montaje, favorece este efecto. El labio interior impide la salida de lubricante del soporte. La obturación de doble labio permite inclinaciones del eje hasta 0,5° hacia ambos lados. Es adecuada para temperaturas de funcionamiento desde -40 °C hasta +100 °C. En la zona de rozamiento de los labios obturadores, el eje debe tener una rugosidad superficial según la clase N8 o superior (DIN ISO 1302).

11. REDISEÑO DEL EJE EN FUNCIÓN DEL SOPORTE ELEGIDO

El soporte montado es el RASE 90 y tiene una anchura total de 69,6 mm. El nuevo soporte posee una anchura de 160,3 mm por lo que es más grande.

Para modificar el diseño del eje en la menor medida posible y que afecte menos a los demás componentes se alargara el eje a un total de 1440 mm y así solo habrá que cambiar los motores de sitio. El tambor no será necesario modificarlo, así como los acoplamientos.

Las tolerancias y rugosidades se han calculado en función del tipo de carga que soporta el eje así como el tipo de rodamiento a montar.

El diseño del eje se adjunta en el anexo de este documento mediante un plano.

12. TOLERANCIAS DE FORMA Y DE POSICIÓN DE LAS SUPERFICIES DE APOYO DE LOS RODAMIENTOS

Para obtener los ajustes deseados, el asiento del rodamiento y las superficies de ajuste en el eje y en el alojamiento deben cumplir ciertas tolerancias, que se muestran en la siguiente *Figura 62*:

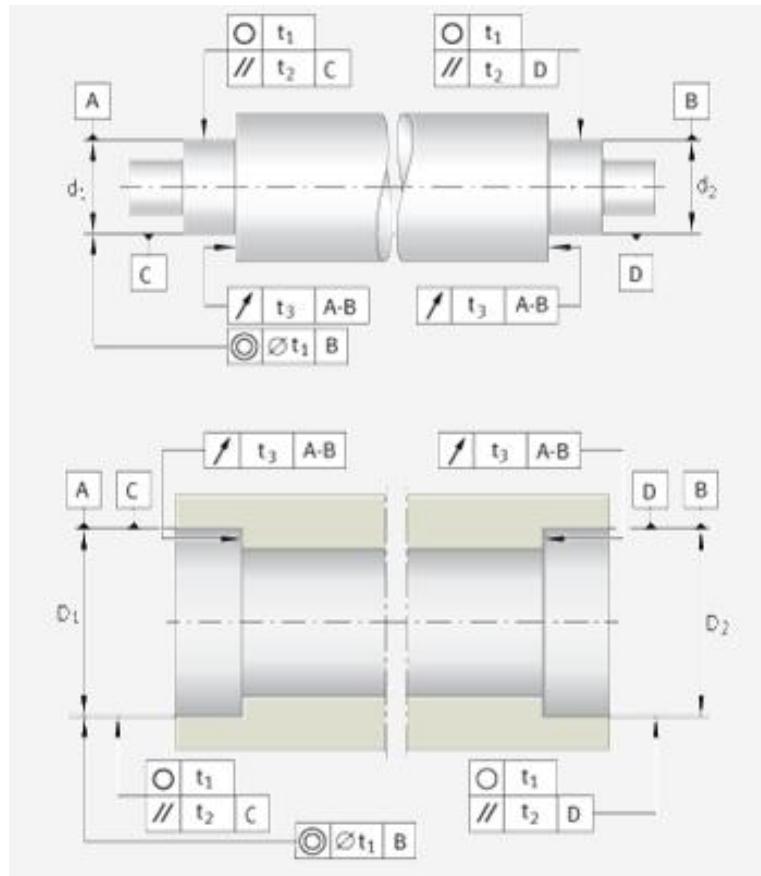


Figura 62

Dónde:

- t_1 = redondez
- t_2 = paralelismo
- t_3 = salto axial de los resalte de apoyo

A. Precisión de las superficies de apoyo de los rodamientos:

Los grados de precisión para las tolerancias de los asientos del rodamiento en el eje y en el alojamiento se muestran en las tablas, y las tolerancias básicas ISO (ISO 286).

B. Segundo asiento de rodamiento:

Las tolerancias de posición para un segundo asiento de rodamiento en el eje (d_2) o bien en el alojamiento (D_2) (expresado por la coaxialidad según DIN ISO 1101), deben determinarse en función de la adaptabilidad angular de cada rodamiento. Por ello, deben tenerse en cuenta los errores de alineación debidos a deformaciones elásticas del eje y del alojamiento.

C. Alojamiento:

En alojamientos partidos, las superficies de separación no deben tener rebabas. La precisión de los asientos de los rodamientos se determina en función de la precisión del rodamiento seleccionado.

D. Tolerancias de forma y de posición de las superficies de apoyo de los rodamientos:

Clase de tolerancia	Superficie de asiento	Tolerancia del diámetro	Tolerancia de redondez	Tolerancia de paralelismo	Tolerancia de salto axial del resalte de apoyo
			t_1	t_2	t_3
PN P6X	Eje	IT6 (IT5)	Carga giratoria IT4/2	IT4	IT4
			Carga puntual IT5/2	IT5	
	Alojamiento	IT7 (IT6)	Carga giratoria IT5/2	IT5	IT5
			Carga puntual IT6/2	IT6	
P5	Eje	IT5	Carga giratoria IT2/2	IT2	IT2
			Carga puntual IT3/2	IT3	
	Alojamiento	IT6	Carga giratoria IT3/2	IT3	IT3
			Carga puntual IT4/2	IT4	
P4 P4SSP	Eje	IT4	Carga giratoria IT1/2	IT1	IT1
			Carga puntual IT2/2	IT2	
	Alojamiento	IT5	Carga giratoria IT2/2	IT2	IT2

			Carga puntual IT3/2	IT3	
UP	Eje	IT3	Carga giratoria IT0/2	IT0	IT0
			Carga puntual IT1/2	IT1	
	Alojamiento	IT4	Carga giratoria IT1/2	IT1	IT1
			Carga puntual IT2/2	IT2	

Tabla 10

E. Rugosidad de los asientos de los rodamientos:

La rugosidad superficial de los asientos de los rodamientos se debe ajustar a la clase de tolerancia de los mismos. La rugosidad media R_a no debe ser demasiado grande para que la pérdida de interferencia quede en niveles aceptables. Los ejes se rectifican y los alojamientos se mecanizan con precisión. Las tolerancias del alojamiento y del eje, así como los valores de la rugosidad superficial admisibles, también se indican en las instrucciones de diseño y seguridad en los capítulos de producto. Los valores orientativos para la rugosidad corresponden a DIN 5 425-1.

F. Valores orientativos para la rugosidad de las superficies de asiento de los rodamientos:

Diámetro del asiento del rodamiento		Rugosidad media R_a recomendada y clases de rugosidad para asientos rectificados			
d (D)		Tolerancia del diámetro en concordancia ²⁾			
mm		μm			
más de	hasta	IT7	IT6	IT5	IT4
-	80	1,6 (N7)	0,8 (N6)	0,4 (N5)	0,2 (N4)
80	500	1,6 (N7)	1,6 (N7)	0,8 (N6)	0,4 (N5)
500	1250	3,2 (N8) ¹⁾	1,6 (N7)	1,6 (N7)	0,8 (N6)

Tabla 11

G. Valores para las calidades IT:

La *Tabla 12* muestra los valores numéricos para las tolerancias básicas ISO (calidades IT) según DIN ISO 286.

Medida nominal en mm	Valores en μm									
	más de	1	3	6	10	18	30	50	80	120
	hasta	3	6	10	18	30	50	80	120	180
Valores en μm										
IT0	0,5	0,6	0,6	0,8	1	1	1,2	1,5	2	
IT1	0,8	1	1	1,2	1,5	1,5	2	2,5	3,5	
IT2	1,2	1,5	1,5	2	2,5	2,5	3	4	5	
IT3	2	2,5	2,5	3	4	4	5	6	8	
IT4	3	4	4	5	6	7	8	10	12	
IT5	4	5	6	8	9	11	13	15	18	
IT6	6	8	9	11	13	16	19	22	25	
IT7	10	12	15	18	21	25	30	35	40	
IT8	14	18	22	27	33	39	46	54	63	
IT9	25	30	36	43	52	62	74	87	100	
IT10	40	48	58	70	84	100	120	140	160	
IT11	60	75	90	110	130	160	190	220	250	
IT12	100	120	150	180	210	250	300	350	400	

Tabla 12

Conociendo todo esto y con las especificaciones que nos exige el rodamiento montado se obtienen las siguientes tolerancias para la superficie del eje que corresponde al rodamiento:

- Redondez: IT4
- Perpendicularidad: IT5
- Paralelismo: IT5
- Salto axial de los resaltos de apoyo: IT5

Estas tolerancias son importantes tenerlas en cuenta ya que la falta de cilindridad, paralelismo o perpendicularidad puede llegar a reducir drásticamente la vida útil de los diferentes elementos mecánicos del elevador.

13. INTERVALOS DE MANTENIMIENTO

Funcionalidad

1. Control del funcionamiento de la instalación.

Control:

2. Control visual de la construcción soldada.
3. Control de las uniones atornilladas.
4. Control en cuanto al desgaste de elementos mecánicos.
5. Control en cuanto a deformaciones.
6. Control en cuanto a la movilidad (holgura, giro, deslizamiento, etc) del acoplamiento.
7. Control en cuanto a fugas de aceite o grasa en el reductor, rodamiento y acoplamiento.
8. Control en cuanto a fisuras en el bastidor o en los cordones de soldadura.
9. Controlar el freno del reductor.
10. Inspección funcional.
11. Control visual general.

Revisión:

12. Motorreductor (según lo que indique el fabricante): Nivel de aceite, ruido de funcionamiento y control visual de las juntas.
13. Motorreductor (según lo que indique el fabricante): Sustitución de aceite del reductor, sustitución de la grasa de los rodamientos, sustitución del retén del eje de salida.
14. Motorreductor (según lo que indique el fabricante): Retocar pintura anticorrosiva.
15. Rodamiento: Reengrase.
16. Rodamiento: Control de la temperatura de funcionamiento y control del ruido de funcionamiento.

Limpieza:

17. Limpieza general.

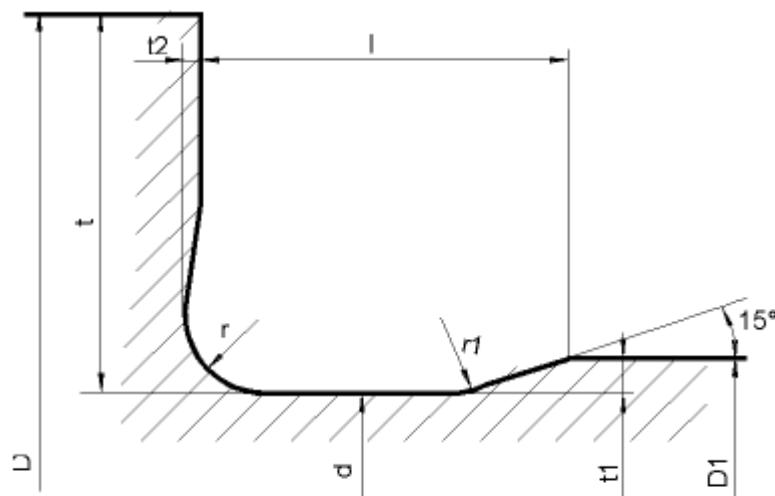
Las frecuencias con las que se tienen que realizar las anteriores operaciones vienen indicadas en la *Tabla 13*:

OPERACIÓN A REALIZAR	SEMANAL	500h o MENSUAL	3000 h o 6 MESES	6000 h o 1 AÑO	3 AÑO
1	X				
2				X	
3				X	
4			X		
5			X		
6		X			
7		X			
8				X	
9			X		
10		X			
11	X				
12			X		
13					X
14					X
15			X		
16			X		
17				X	

Tabla 13

14. ANEXOS

A1. NORMA DIN 509 (FORMA F)



(fig. W-031-F)

DIN 509 Form F

A2. HOJA DE DATOS MOTO-REDUCTOR DE ELEVACIÓN

DENOMINACIÓN	Moto-reductor elevación
INSTALADOS	22
FABRICANTE Ref	SEW Nº950492939.02.02
TIPO	R 97 DV132ML4/BM/HR/TF
REVOLUCIONES	1440/39
MULTIPLICACIÓN	37,13:1
FORMA CONSTRUCTIVA	B3
POSICIÓN CAJA DE BORNAS	ARRIBA
MEDIDA ARBOL	
KILOWATIOS	9,2
MODO SERVICIO	S1
TENSIÓN (V)	290Δ/500Y
FRECUENCIA (Hz)	50
INTENSIDAD (A)	2,5/1,45
ESQUEMA CONEX	
COSENO	0,84
AISLAMIENTO	IP54
PROTECCIÓN	F
FRENO	24V = 125Nm
MANDO FRENO	BSG
ENGRASE (L)	
POSICIÓN MONTAJE	B3

A3. HOJA DE DATOS MOTO-REDUCTOR DE ENCLAVAMIENTO DEL ELEVADOR

DENOMINACIÓN	Moto reductor enclavamiento elevador
INSTALADOS	11
FABRICANTE Ref	SEW Nº05.5253638203.0004.00
TIPO	SF57 DT80N4BMG/HR/TF
REVOLUCIONES	1380/16
MULTIPLICACIÓN	84,0:1
FORMA CONSTRUCTIVA	B5A
POSICIÓN CAJA DE BORNAS	DERECHA (DESDE VENTILADOR)
MEDIDA ARBOL	
KILOWATIOS	0,75
MODO SERVICIO	S1
TENSIÓN (V)	290Δ/500Y
FRECUENCIA (Hz)	50
INTENSIDAD (A)	2,9/1,68
ESQUEMA CONEX	
COSENO	0,73
AISLAMIENTO	IP54
PROTECCIÓN	
FRENO	24V. = 5Nm
MANDO FRENO	
PESO (kg)	31
POSICIÓN MONTAJE	B5A

A3. HOJA DE DATOS MOTO-REDUCTOR DEL CAMINO DE RODILLOS

DENOMINACIÓN	Moto-reductor camino de rodillos
INSTALADOS	114
FABRICANTE Ref	SEW Nº950491330.01.01
TIPO	FA37/G DT90S12/2/BMG/HR/Z
REVOLUCIONES	390/14 2650/94
MULTIPLICACIÓN	28,09:1
FORMA CONSTRUCTIVA	H3
POSICIÓN CAJA DE BORNAS	90º
MEDIDA ARBOL	
KILOWATIOS	0,11/0,70
MODO SERVICIO	S3
TENSIÓN (V)	500Y
FRECUENCIA (Hz)	50
INTENSIDAD (A)	0,76/1,40
ESQUEMA CONEX	
COSENO	0,69/0,93
AISLAMIENTO	
PROTECCIÓN	IP54 F
FRENO	24V = 6,6Nm
MANDO FRENO	
PESO (kg)	41
POSICIÓN MONTAJE	H3

A3. HOJA DE DATOS DEL RODAMIENTO RASE 90



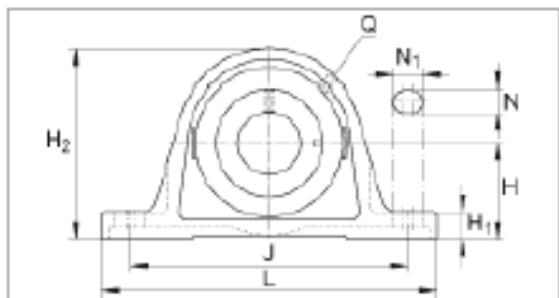
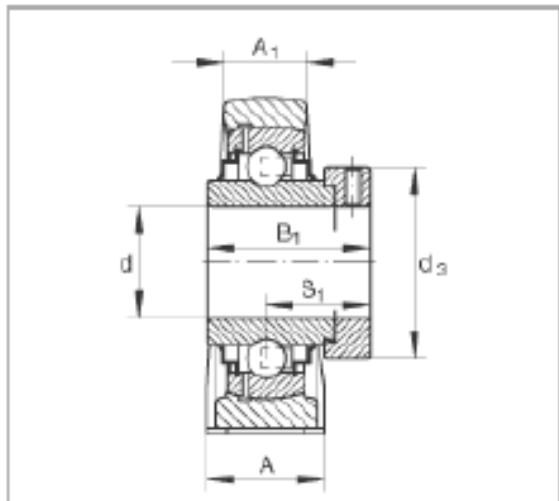
Soportes de apoyo RASE90 (Serie RASE)



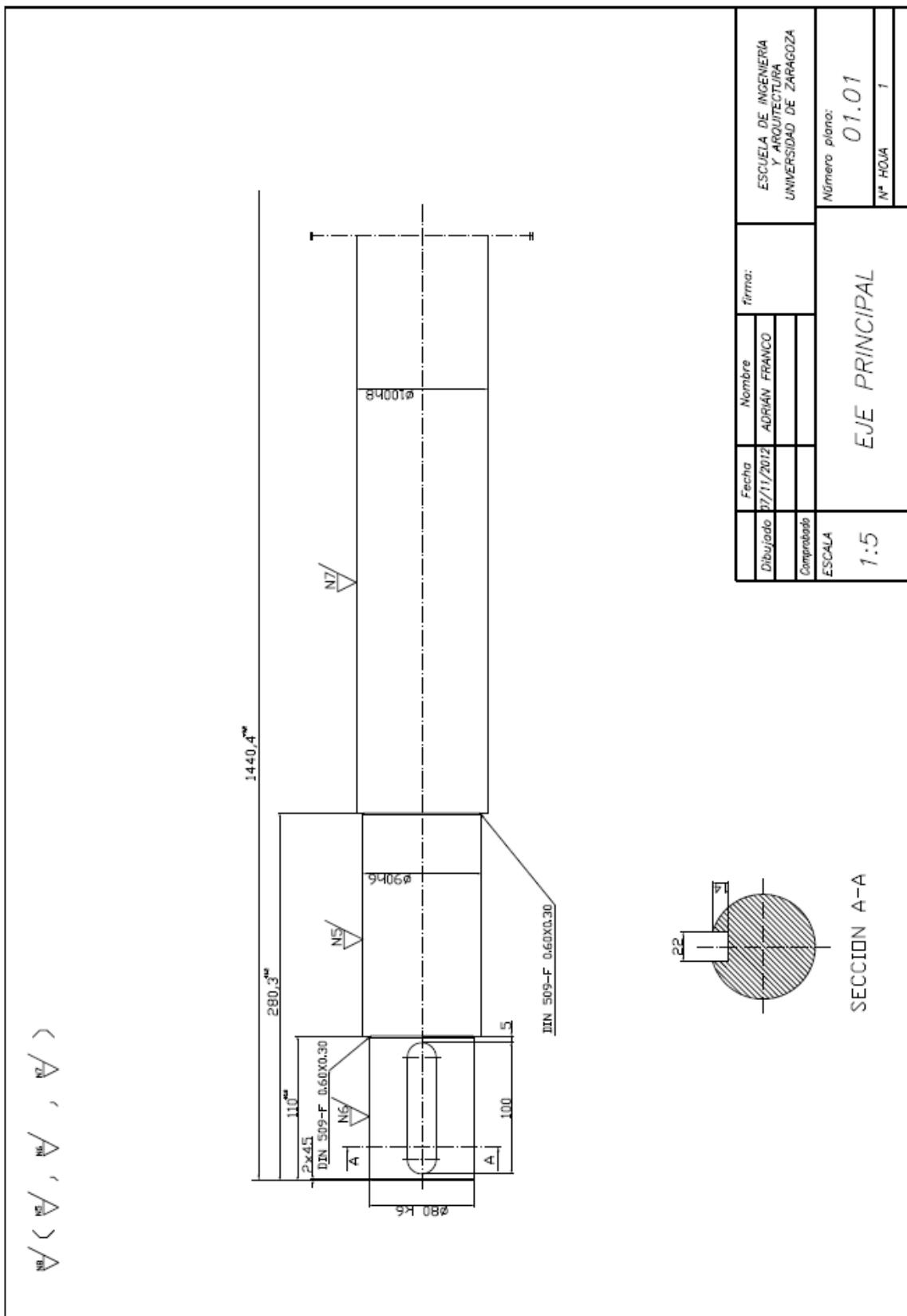
soportes de fundición gris, rodamientos autoalineables con anillo tensor excéntrico, obturación R

Esta hoja de datos sólo es una vista general de medidas y capacidades de carga del producto seleccionado. Tenga en cuenta, sin falta, todas las indicaciones de estas páginas. Para muchos productos encontrará más información bajo el apartado "Descripción" del menú. Además puede solicitar amplio material de información a través de la Solicitud de catálogos (<http://www.ina.de/content/ina.de/en/mediathek/library/library.jsp>) o por teléfono +49 91 32 82 - 28 97.

d	90 mm
L	330 mm
H ₂	200 mm
A	85 mm
A ₁	55 mm
B ₁	69,6 mm
d ₃	118 mm
max	
H	101,6 mm
H ₁	35 mm
J	268 mm
N	27 mm
N ₁	35 mm
Q	Rp 1/8
S ₁	46,6 mm
m	
m	12,12 kg Peso
C _r	96000 N Capacidad de carga dinámica, radial
C _o	72000 N Capacidad de carga estática, radial
GG.ASE18 Denominación del soporte	
GE90-KRR-B Denominación del rodamiento	



A4. PLANO EJE A MONTAR



15. BIBLIOGRAFIA

- [1] Análisis de fatiga en máquinas.
Rafael Avilés. Editorial Thomson.
- [2] Diseño en ingeniería mecánica.
Shigley, J.E. y Mischke, C.R. Editorial McGraw-Hill.
- [3] Apuntes asignatura “Diseño de máquinas”.
Javier Abad.
- [4] Catálogo de motores de la marca “Reivaj”.
- [5] Catálogo general SFK.
Rodamientos y elementos de unión.
- [6] Catálogo de rodamientos marca FAG INA.
- [7] Norma UNE (DIN 509).
Forma F.
- [8] Cálculo y construcción de máquinas.
Antonio Serrano Nicolás.
- [9] Reglamento de aparatos de elevación y manutención.
Ministerio de Industria.
- [10] Catálogo aceros AENOR 1998.
- [11] Ley de prevención de riesgos laborales.
- [12] Catálogo British Petroleum.
Energrease LS-EP 2.
- [13] Catálogo Contitech (Continental).
Correas planas.
- [14] Web Opel España: www.opel.es.

- [15] Manual de instalación y funcionamiento TSCHAN
Acoplamientos resistentes a la torsión.
- [16] Norma ISO 281.
Rodamientos – Capacidad de carga dinámica y vida nominal.

