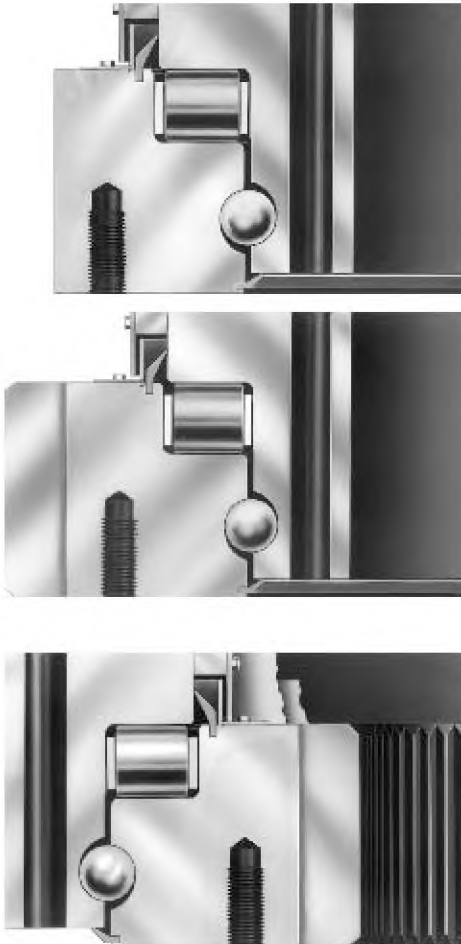


Diseños constructivos de rodamientos.

Serie RD 700

Uniones giratorias de doble hilera
Uniones giratorias combinadas (rodillo/bola)



Los rodamientos correspondientes a la serie RD 700 se suministran

- sin dentado
- con dentado exterior
- con dentado interior
- Posición indicada en el plano = posición de montaje

Campos de aplicación:
por ejemplo, en minería, movimiento y transporte de minerales y áridos, carga y descarga.

Serie RD 800

Uniones giratorias de una hilera de rodillos
Uniones giratorias de rodillos cruzados



Los rodamientos correspondientes a la serie RD 800 se suministran

- sin dentado
- con dentado exterior
- con dentado interior

Campos de aplicación:
por ejemplo, en las técnicas de elevación y transporte y minería, así como en las construcciones mecánicas en general.

Serie RD 900

Uniones giratorias de triple hilera de rodillos
Uniones giratorias de rodillos axiales-radiales



Los rodamientos correspondientes a la serie RD 900 se suministran

- sin dentado
- con dentado exterior
- con dentado interior
- Posición indicada en el plano = posición de montaje

Campos de aplicación:
por ejemplo, en las técnicas de elevación y transporte y minería, carga y descarga, off-shore y en la construcción mecánica en general.

Ejemplo de cálculo para la selección de un rodamiento

Grúa de pórtico



Figura 3

La carga máxima se ha de determinar de acuerdo con las fórmulas indicadas aquí al lado.

Las cargas obtenidas se han de multiplicar por los factores de carga (ver tabla 1 en la página 11) antes de proceder a la selección del rodamiento.

Para los ejemplos representados aquí rige:

para servicio de gancho: factor de carga $f_{stat.} = 1,25$

para servicio de cuchara: factor de carga $f_{stat.} = 1,45$

1 Carga levantada a máxima distancia

1.1) Carga máxima de servicio incluyendo carga por viento:

$$\text{Carga axial } F_a = Q_1 + A + O + G$$

Par de

$$\text{vuelco res. } M_k = Q_1 \cdot l_{max} + A \cdot a_{max} + W \cdot r - O \cdot o - G \cdot g$$

1.2) Carga incluyendo un 25% de incremento por ensayo y sin carga por viento:

$$\text{Carga axial } F_a = 1,25 \cdot Q_1 + A + O + G$$

Par de

$$\text{vuelco res. } M_k = 1,25 \cdot Q_1 \cdot l_{max} + A \cdot a_{max} - O \cdot o - G \cdot g$$

2 Carga levantada a mínima distancia

2.1) Carga máxima de servicio incluyendo carga por viento:

$$\text{Carga axial } F_a = Q_2 + A + O + G$$

Par de

$$\text{vuelco res. } M_k = Q_2 \cdot l_{min} + A \cdot a_{min} + W \cdot r - O \cdot o - G \cdot g$$

2.2) Carga incluyendo un 25% de incremento por ensayo y sin carga por viento:

$$\text{Carga axial } F_a = 1,25 \cdot Q_2 + A + O + G$$

Par de

$$\text{vuelco res. } M_k = 1,25 \cdot Q_2 \cdot l_{min} + A \cdot a_{min} - O \cdot o - G \cdot g$$

Grúa para servicio de gancho

A máxima distancia

$$\begin{aligned} Q &= 220 \text{ kN} & l_{\max} &= 23 \text{ m} \\ A &= 75 \text{ kN} & a_{\max} &= 11 \text{ m} \\ O &= 450 \text{ kN} & o &= 0,75 \text{ m} \\ G &= 900 \text{ kN} & g &= 3 \text{ m} \\ W &= 27 \text{ kN} & r &= 6,5 \text{ m} \end{aligned}$$

1) Carga máxima de servicio incluyendo carga por viento

$$\begin{aligned} F_a &= Q+A+O+G \\ &= 220+75+450+900 \\ \underline{F_a} &= 1645 \text{ kN} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_k &= Q \cdot l_{\max} + A \cdot a_{\max} + W \cdot r - O \cdot o - G \cdot g \\ &= 220 \cdot 23 + 75 \cdot 11 + 27 \cdot 6,5 - 450 \cdot 0,75 - 900 \cdot 3 \\ \underline{M_k} &= 3023 \text{ kNm} \end{aligned}$$

2) Supuesto de carga incluyendo un 25% de incremento por ensayo y sin carga por viento

$$\begin{aligned} F_a &= Q \cdot 1,25 + A + O + G \\ &= 275 + 75 + 450 + 900 \\ \underline{F_a} &= 1700 \text{ kN} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_k &= Q \cdot 1,25 \cdot l_{\max} + A \cdot a_{\max} - O \cdot o - G \cdot g \\ &= 275 \cdot 23 + 75 \cdot 11 - 450 \cdot 0,75 - 900 \cdot 3 \\ \underline{M_k} &= 4112,5 \text{ kNm} \end{aligned}$$

3) Carga máxima de servicio sin carga por viento

$$\underline{F_a} = 1645 \text{ kN}$$

$$\begin{aligned} M_k &= Q \cdot l_{\max} + A \cdot a_{\max} - O \cdot o - G \cdot g \\ &= 220 \cdot 23 + 75 \cdot 11 - 450 \cdot 0,75 - 900 \cdot 3 \\ \underline{M_k} &= 2847,5 \text{ kNm} \end{aligned}$$

A la hora de seleccionar el rodamiento se deberá tomar el supuesto de carga 2) para el dimensionado estático y el supuesto de carga 3) para la vida útil.

La capacidad de carga estática del rodamiento se verifica frente a la „curva límite de carga estática“, considerando el factor de carga $f_{\text{stat}} = 1,25$ y tomando para la lectura en gráfico los valores anteriormente calculados:

$$\begin{aligned} \text{Supuesto de carga 2)} \quad F_a' &= 1700 \text{ kN} \cdot 1,25 = 2125 \text{ kN} \\ M_k' &= 4112,5 \text{ kNm} \cdot 1,25 = 5140,6 \text{ kNm} \end{aligned}$$

Para una vida útil de 45.000 giros a plena carga se utilizará un factor de carga $f_L = 1,15$.

Valores para la lectura en gráfico:

$$\begin{aligned} \text{Supuesto de carga 3)} \quad F_a' &= 1645 \text{ kN} \cdot 1,15 = 1891,7 \text{ kN} \\ M_k' &= 2847,5 \text{ kNm} \cdot 1,15 = 3274,6 \text{ kNm} \end{aligned}$$

Tanto la cantidad como la calidad de los tornillos se determinan de acuerdo con las cargas máximas, sin aplicar ningún factor:

$$\begin{aligned} \text{Supuesto de carga 2)} \quad F_a &= 1700 \text{ kN} \\ M_k &= 4112,5 \text{ kNm} \end{aligned}$$

Grúa para servicio de cuchara

A máxima distancia

$$\begin{aligned} Q &= 180 \text{ kN} & l_{\max} &= 19 \text{ m} \\ A &= 110 \text{ kN} & a_{\max} &= 9 \text{ m} \\ O &= 450 \text{ kN} & o &= 0,75 \text{ m} \\ G &= 900 \text{ kN} & g &= 3 \text{ m} \\ W &= 27 \text{ kN} & r &= 6,5 \text{ m} \end{aligned}$$

1) Carga máxima de servicio incluyendo carga por viento

$$\begin{aligned} F_a &= Q+A+O+G \\ &= 180+110+450+900 \\ \underline{F_a} &= 1640 \text{ kN} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_k &= Q \cdot l_{\max} + A \cdot a_{\max} + W \cdot r - O \cdot o - G \cdot g \\ &= 180 \cdot 19 + 110 \cdot 9 + 27 \cdot 6,5 - 450 \cdot 0,75 - 900 \cdot 3 \\ \underline{M_k} &= 1548 \text{ kNm} \end{aligned}$$

2) Supuesto de carga incluyendo un 25% de incremento por ensayo y sin carga por viento

$$\begin{aligned} F_a &= Q \cdot 1,25 + A + O + G \\ &= 225 + 110 + 450 + 900 \\ \underline{F_a} &= 1685 \text{ kN} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_k &= Q \cdot 1,25 \cdot l_{\max} + A \cdot a_{\max} - O \cdot o - G \cdot g \\ &= 225 \cdot 19 + 110 \cdot 9 - 450 \cdot 0,75 - 900 \cdot 3 \\ \underline{M_k} &= 2227,5 \text{ kNm} \end{aligned}$$

3) Carga máxima de servicio sin carga por viento

$$\underline{F_a} = 1640 \text{ kN}$$

$$\begin{aligned} M_k &= Q \cdot l_{\max} + A \cdot a_{\max} - O \cdot o - G \cdot g \\ &= 180 \cdot 19 + 110 \cdot 9 - 450 \cdot 0,75 - 900 \cdot 3 \\ \underline{M_k} &= 1372,5 \text{ kNm} \end{aligned}$$

A la hora de seleccionar el rodamiento se deberá tomar el supuesto de carga 2) para el dimensionado estático y el supuesto de carga 3) para la vida útil.

La capacidad de carga estática del rodamiento se verifica frente a la „curva límite de carga estática“, considerando el factor de carga $f_{\text{stat}} = 1,45$ y tomando para la lectura en gráfico los valores anteriormente calculados:

$$\begin{aligned} \text{Supuesto de carga 2)} \quad F_a' &= 1685 \text{ kN} \cdot 1,45 = 2443,3 \text{ kN} \\ M_k' &= 2227,5 \text{ kNm} \cdot 1,45 = 3230,0 \text{ kNm} \end{aligned}$$

Para una vida útil global de 150.000 giros a plena carga se utilizará un factor de carga $f_L = 1,7$.

Valores para la lectura en gráfico:

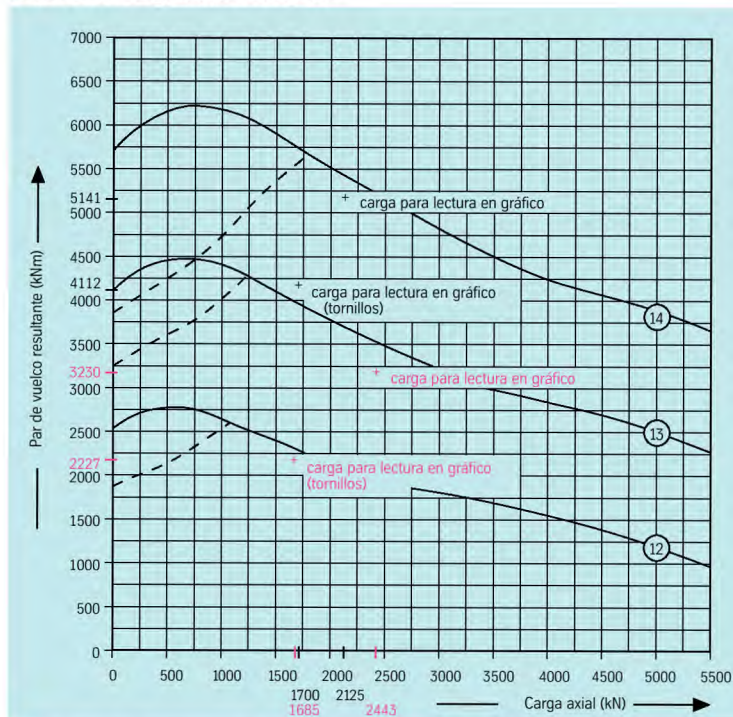
$$\begin{aligned} \text{Supuesto de carga 3)} \quad F_a' &= 1640 \text{ kN} \cdot 1,7 = 2788 \text{ kN} \\ M_k' &= 1372,5 \text{ kNm} \cdot 1,7 = 2333,3 \text{ kNm} \end{aligned}$$

Tanto la cantidad como la calidad de los tornillos se determinan de acuerdo con las cargas máximas, sin aplicar ningún factor:

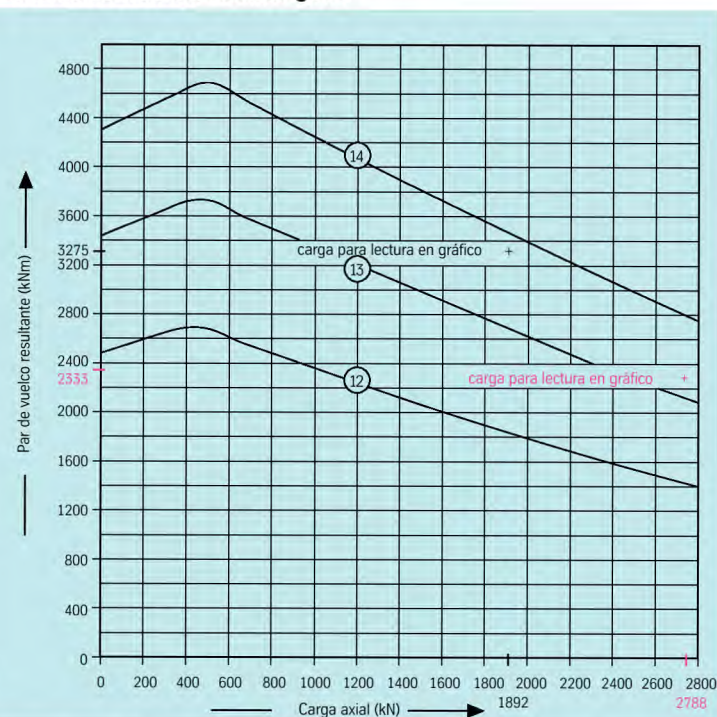
$$\begin{aligned} \text{Supuesto de carga 2)} \quad F_a &= 1685 \text{ kN} \\ M_k &= 2227,5 \text{ kNm} \end{aligned}$$

Los valores de carga para la lectura en gráfico se indican para servicio de gancho (*color negro*) y para servicio de cuchara (*color rojo*).
Para los supuestos de carga que hemos mencionado se podría realizar la siguiente selección:
por ejemplo el rodamiento según plano número 011.35.2620 con dentado exterior (véase página 64)/curva 14. Si el servicio es de cuchara, la selección se realiza a través de la curva de vida útil.

Curvas de carga límite estática

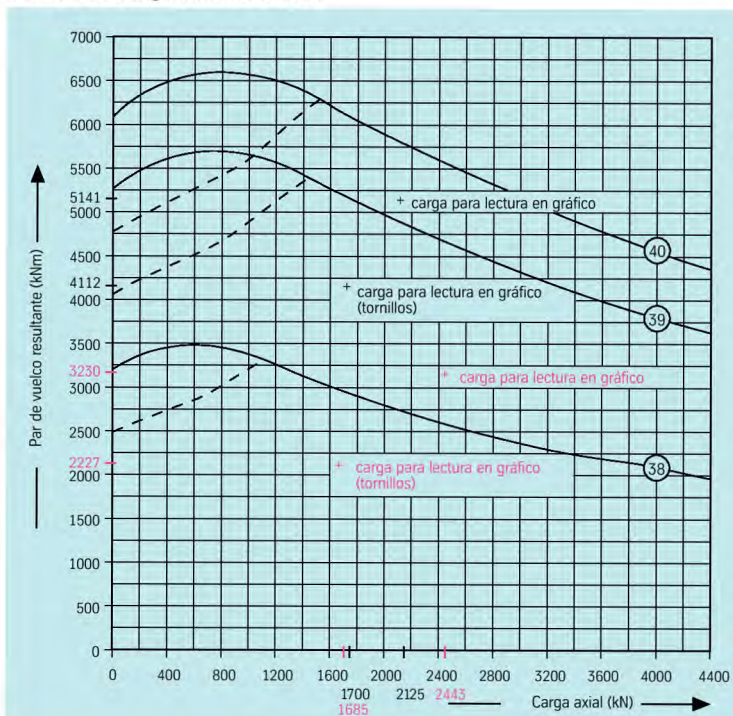


Curvas de vida útil · 30000 giros

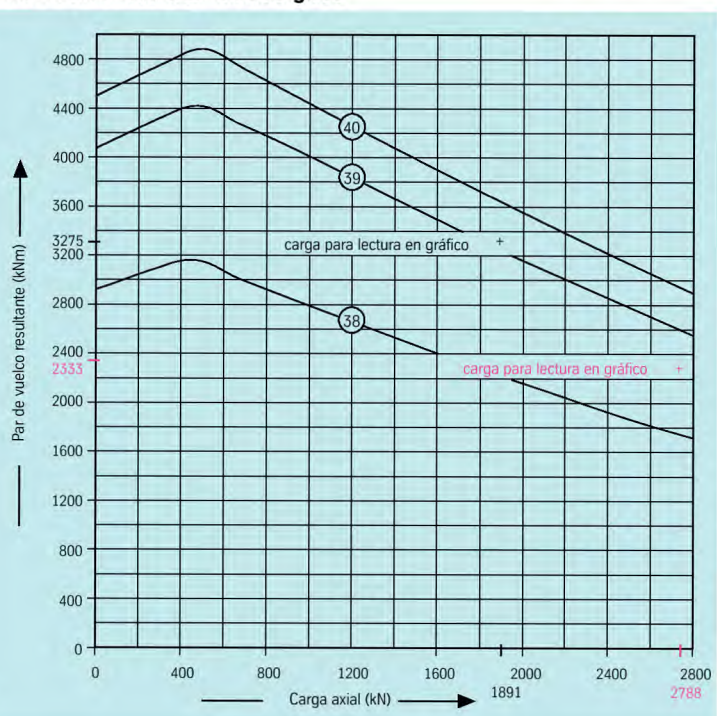


Por ejemplo el rodamiento según plano número 012.35.2690 con dentado interior (véase página 76)/curva 40, para servicio de gancho, o por ejemplo el rodamiento según plano número 012.35.2500 con dentado interior (véase página 76)/curva 39, para servicio de cuchara.

Curvas de carga límite estática



Curvas de vida útil · 30000 giros



La duración teórica, es un concepto ampliamente conocido en la técnica de los rodamientos. Como consecuencia de la gran cantidad de factores que influyen, la vida nominal según DIN/ ISO 281 no se puede establecer en la práctica como valor absoluto sino únicamente como valor comparativo y magnitud de referencia para el dimensionado. No todos los rodamientos alcanzan necesariamente la duración teórica, sin embargo, la mayoría generalmente supera este valor e incluso una parte de ellos lo supera alcanzando múltiplos de él.

Los criterios referentes a la duración teórica no pueden traspasarse incondicionalmente a los rodamientos de grandes dimensiones, en especial si nos referimos a aquellos que realizan simples giros parciales o giros a baja velocidad.

En la mayoría de los casos de aplicación, se puede constatar que la velocidad en el círculo de rodadura es relativamente pequeña, de manera que el desgaste o la existencia de determinados pittings aislados no influyen negativamente sobre el equilibrio de la marcha y la precisión de la misma. Por esta razón no es usual proceder al dimensionado de los grandes rodamientos destinados a giros parciales y/o giros lentos en función de su duración teórica. Para estos casos se ha creado el concepto de „vida útil“. El límite de la vida útil se alcanza cuando se incrementa progresivamente el par resistente al giro o cuando el desgaste del rodamiento alcanza niveles en los que el rodamiento ya no cumple su función (véase la página 36).

Los rodamientos de grandes dimensiones se utilizan bajo las más diversas condiciones de servicio. En función del tipo de servicio - por ejemplo giros parciales con diferentes ángulos de desplazamiento y frecuencia variable, giros parciales continuados o giros continuos - se deberá tener en cuenta no sólo la selección según criterios estáticos, sino también la vida útil esperada, que se deriva de la situación de cargas dinámicas.

La vida útil que se ha determinado por medio de las curvas, sólo se debe aplicar en el caso de rodamientos que realicen movimientos de giro parcial y giros lentos. Este procedimiento por ejemplo no es aplicable en el caso de:

- rodamientos destinados a absorber esfuerzos radiales elevados
- rodamientos con alta velocidad de giro y
- rodamientos que deben cumplir fuertes exigencias de precisión.

En los casos indicados, el cálculo se deberá realizar por parte de Rothe Erde en base a las combinaciones de carga existentes con las velocidades de giro correspondientes y los períodos y duraciones del funcionamiento.

Aquí se deberá distinguir con claridad entre las horas de funcionamiento de la máquina o aparato y los tiempos de giro o desplazamiento lateral propiamente dichos.

Las diferentes cargas que actúan se han de considerar tanto dentro de las combinaciones de cargas, como en la parte que proporcionalmente les corresponde sobre el total. A efectos de análisis de la vida útil también se ha de tener en cuenta que el ángulo de giro bajo carga o sin ella, supone un factor cuya influencia no se debe dejar de considerar.

Para proceder a una determinación aproximada de la vida útil, hemos colocado al lado de los diagramas de carga límite estática las „curvas de vida útil“. La excepción son los rodamientos de aros perfilados correspondientes a los tipos 13 y 21.

Las curvas mencionadas se basan en una vida útil de 30.000 giros a plena carga y, tal como se explica a continuación, se pueden utilizar para determinar la vida útil de diferentes combinaciones de carga o para seleccionar un rodamiento con la vida útil prefijada.

Signos utilizados	Unidad	
G	U	vida útil en número de giros
G ₁ ; G ₂ ; ...G _i	U	vida útil para las combinaciones de carga 1; 2; ...i
F _a	kN	carga axial
M _k	kNm	par de vuelco
F _{ao}	kN	carga axial en la curva del gráfico
M _{ko}	kNm	par de vuelco resultante en la curva del gráfico
F _a '	kN	„carga de lectura en gráfico“ determinada con f _L
M _k '	kNm	„carga de lectura en gráfico“ determinada con f _L
F _{am}	kN	carga axial promedio
M _{km}	kNm	par de vuelco promedio
ED ₁ ; ED ₂ ; ...ED _i	%	participación en % sobre el tiempo de funcionamiento
p		exponente para rodamientos de bolas p = 3 rodamientos de rodillos p = 10/3
$f_L = \frac{F_{ao}}{F_a} = \frac{M_{ko}}{M_k}$		proporción entre las cargas reales y su proyección sobre la curva (factor de carga) [1]
$G = (f_L)^p \cdot 30\,000$		[2]

Ejemplos de cálculo para la determinación de la vida útil del rodamiento

Ejemplo 1

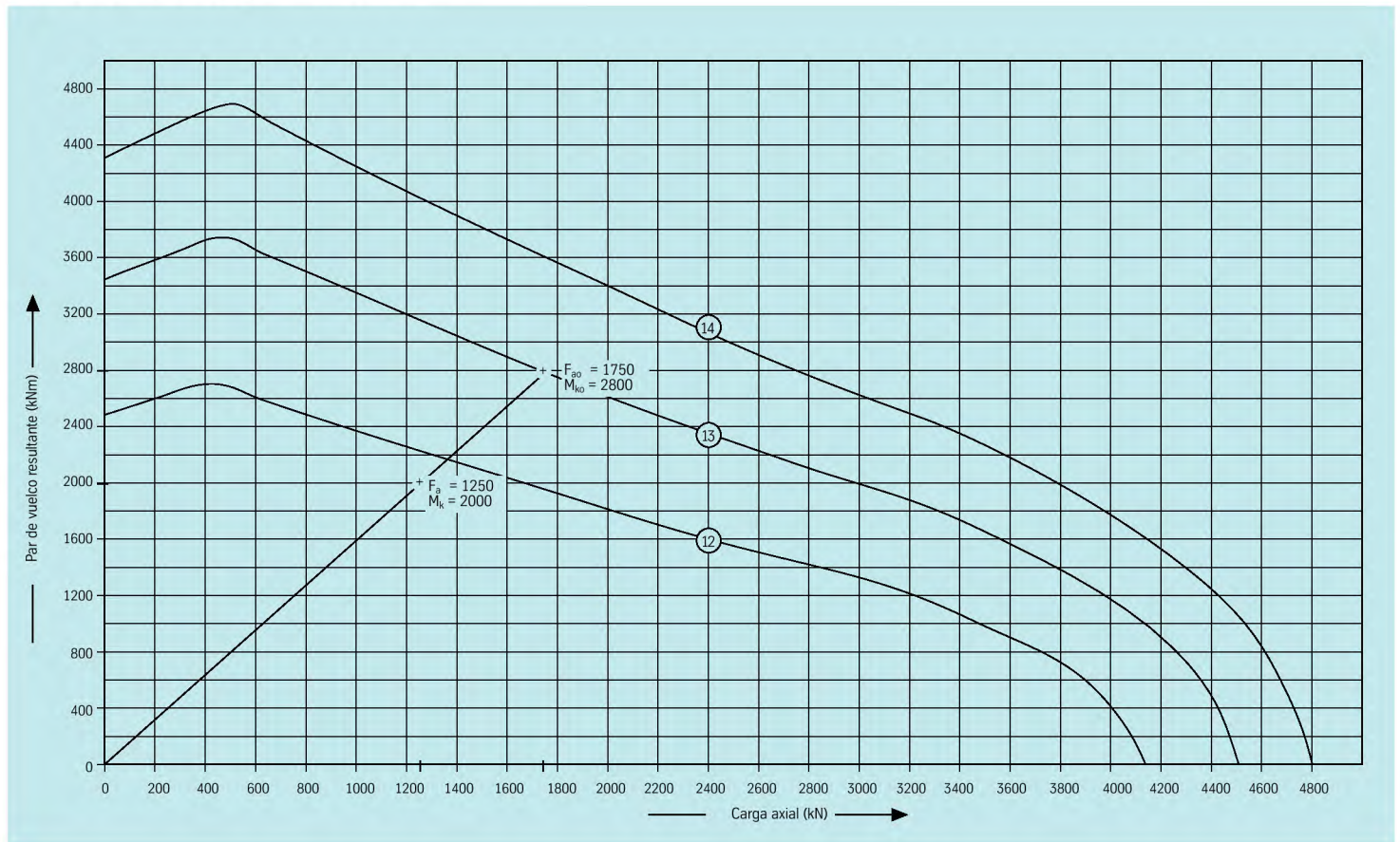
El rodamiento correspondiente al plano 011.35.2220 está sometido a las cargas siguientes:

$$F_a = 1250 \text{ kN}$$

$$M_k = 2000 \text{ kNm}$$

¿Cual es la vida útil que cabe esperar?

El rodamiento y el diagrama están representados en la página 64 y en la curva ⑬, respectivamente.



Para el caso concreto de carga F_a ; se marca M_k en el correspondiente diagrama. La línea trazada desde el origen de coordenadas del diagrama a través del punto correspondiente al caso concreto de carga (F_a), corta la curva del rodamiento. Esta intersección se produce para el presente ejemplo del rodamiento 011.35.2220... en el punto (F_{a0} ; M_{k0}).

Aplicando las fórmulas [1] y [2] obtenemos:

$$f_L = \frac{F_{a0}}{F_a} = \frac{M_{k0}}{M_k} \quad [1]$$

$$f_L = \frac{1750}{1250} = 1,4; \quad f_L = \frac{2800}{2000} = 1,4$$

$$G = (f_L)^3 \cdot 30\,000 \quad [2]$$

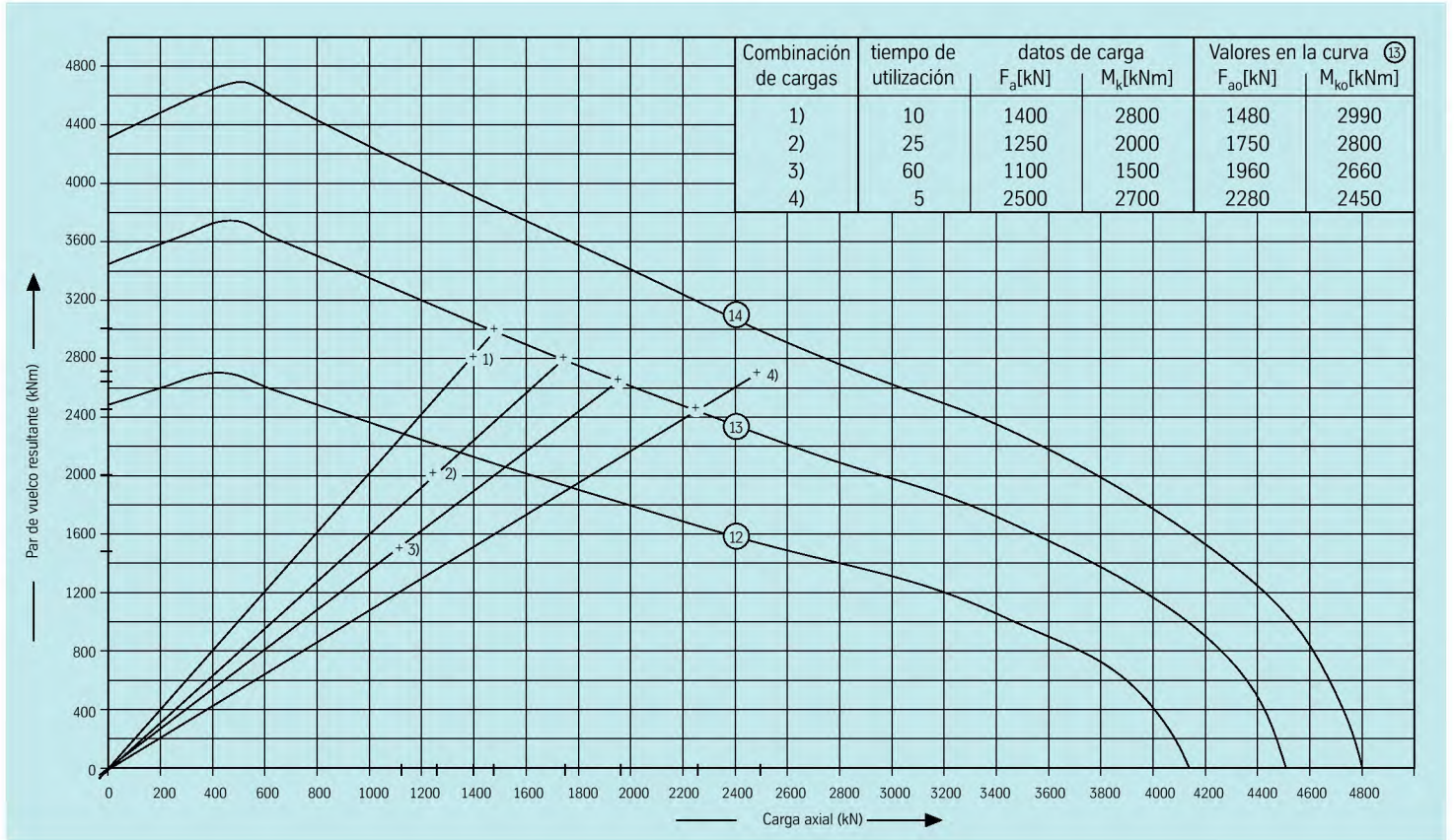
$$G = 1,4^3 \cdot 30\,000 = 82\,320 \text{ giros}$$

La conversión del valor obtenido a tiempo de utilización se puede llevar a cabo determinando los ángulos de desplazamiento o giros enteros por unidad de tiempo.

Cuando se den varias combinaciones de carga, se procederá según ejemplo 2 para determinar la vida util esperada.

Ejemplo 2

Para el rodamiento analizado en el ejemplo 1 supongamos que partimos de la siguiente combinación de cargas:



De acuerdo con esta representación se determina un valor de vida útil $G_{1;2;\dots}$ para cada uno de los casos de carga. Aplicando la fórmula 3 y tomando tanto los períodos de utilización como las participaciones de los diferentes casos de carga, se obtiene un valor de vida útil para el conjunto.

$$G_{\text{total}} = \frac{100}{\frac{ED_1}{G_1} + \frac{ED_2}{G_2} + \dots + \frac{ED_i}{G_i}} \quad [3]$$

$$1) f_L = \frac{2990}{2800} = 1,07 \quad f_L = \frac{1480}{1400} = 1,06$$

tomado para el cálculo $f_L = 1,06$

$$2) f_L = \frac{2800}{2000} = 1,40 \quad f_L = \frac{1750}{1250} = 1,40$$

tomado para el cálculo $f_L = 1,40$

$$3) f_L = \frac{2660}{1500} = 1,77 \quad f_L = \frac{1960}{1100} = 1,78$$

tomado para el cálculo $f_L = 1,77$

$$4) f_L = \frac{2450}{2700} = 0,91 \quad f_L = \frac{2280}{2500} = 0,91$$

tomado para el cálculo $f_L = 0,91$

Resúmen:

$$G_1 = 1,06^3 \cdot 30\,000 = 35\,730 \text{ U}; ED_1 = 10\%$$

$$G_2 = 1,40^3 \cdot 30\,000 = 82\,320 \text{ U}; ED_2 = 25\%$$

$$G_3 = 1,77^3 \cdot 30\,000 = 166\,360 \text{ U}; ED_3 = 60\%$$

$$G_4 = 0,91^3 \cdot 30\,000 = 22\,607 \text{ U}; ED_4 = 5\%$$

$$G_{\text{total}} = \frac{100}{\frac{10}{35730} + \frac{25}{82320} + \frac{60}{166360} + \frac{5}{22607}} = 85\,807 \text{ giros}$$

Los rodamientos Rothe Erde de grandes dimensiones se fabrican preferentemente con dentado recto frontal. El hecho de tallar directamente el dentado sobre uno de los aros del rodamiento, ofrece la ventaja de que así no es necesario disponer de una corona dentada adicional para el accionamiento, con lo cual se ahorran gastos de diseño y costos adicionales. Evidentemente, aquellos rodamientos representados con dentado incorporado, también se pueden suministrar sin dentado. Sobre consulta también se pueden suministrar dentados especiales, incluso para aquellos rodamientos que en su dimensión de diámetro, queden situados por encima de las series representadas en el presente catálogo. Las fuerzas tangenciales admisibles se indican en las tablas de características de los rodamientos. Los valores indicados se refieren a la tensión flexora que aparece en la base del diente. Para el caso de materiales normalizados con tratamiento térmico, utilizados en el aro dentado, se ha tomado como tensión flexora admisible: 130 N/mm² para condiciones de carga normal, y 260 N/mm² para condiciones de carga máxima.

Si el material es bonificado, las tensiones flexoras admisibles en el pie del diente dependen de la sección del material y se basan en los siguientes valores:

para carga normal

200 N/mm² en el caso de secciones pequeñas del aro

190 N/mm² en el caso de secciones medianas del aro

180 N/mm² en el caso secciones grandes del aro

para carga máxima

400 N/mm² en el caso de secciones pequeñas del aro

380 N/mm² en el caso de secciones medianas del aro

360 N/mm² en el caso secciones grandes del aro.

A estos efectos rogamos consulten las condiciones de utilización y las exigencias establecidas.

Para el caso de cargas extremas excepcionales pueden ser admisibles valores superiores, siempre de común acuerdo con Rothe Erde. Los valores máximos reflejados en la columna titulada „fuerzas tangenciales“ en las tablas características de los rodamientos, se refieren a cargas instantáneas o al aprovechamiento del par crítico del motor durante el arranque o del par máximo durante el frenado.

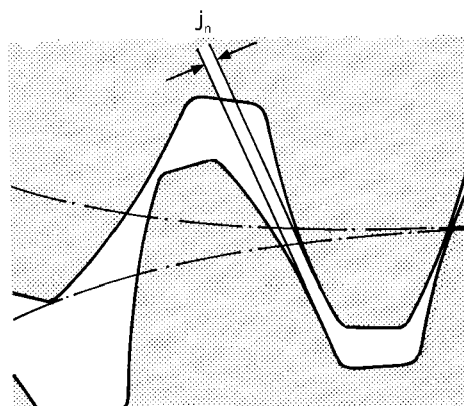


Figura 8: temple integral rotativo

Sin embargo, hemos de llamar la atención al hecho de que a efectos de cálculo de la tensión flexora en el pie del diente, las condiciones de ataque en rodamientos sometidos a cargas elevadas no resultan comparables a las existentes en transmisiones normales, en donde tanto el apoyo como también los ejes se pueden considerar de una cierta rigidez relativa. En el caso de los rodamientos de grandes dimensiones, el elemento de accionamiento suele estar colocado en voladizo.

Cómo consecuencia de los grandes esfuerzos tangenciales a transmitir, el eje del piñón suele estar sujeto a fenómenos de flexión. Por esta razón no es recomendable utilizar, a efectos de un dimensionado aproximado, ningún tipo de dentado en el que actúe más de un diente.

Si el dentado está sometido a cargas elevadas, se deberá prever un redondeo de los cantos de la cabeza del diente en el piñón. Si los flancos de la cabeza del diente se someten a un afeitado, será necesario adicionalmente, prever un redondeo del canto de la cabeza del mismo.

Los rodamientos reflejados en las tablas tienen previsto el dentado corregido con un factor de corrección $x = 0,5$ (véase DIN 3994, 3995).

Para aquellos casos en que el dentado está sometido a elevados esfuerzos sobre los flancos, ha dado buenos resultados utilizar dentados templados. Dependiendo en cada caso, del módulo y del diámetro del aro, los aros dentados se someten a un tratamiento de temple, sea en base a un proceso de temple integral rotativo o a un temple inductivo individual completo de cada diente. Ambos procedimientos, no solamente ofrecen mayores capacidades de carga en el flanco, sino simultáneamente también una mayor resistencia en el pie del diente. Por el contrario, un temple sólo en los flancos

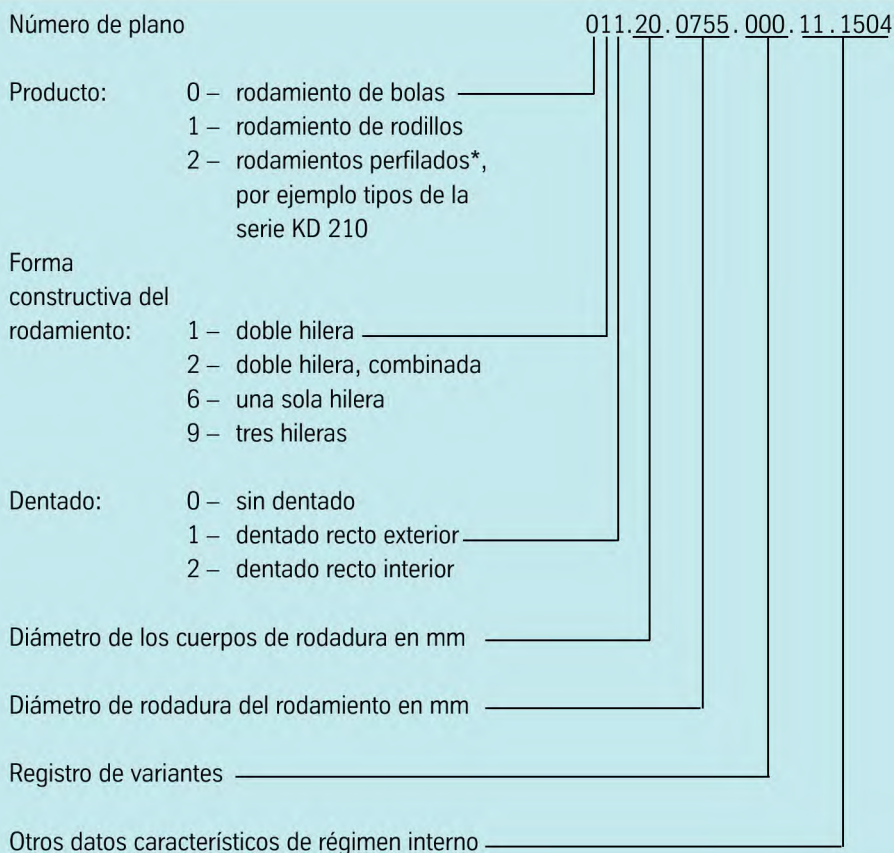
reduce la capacidad de carga en el pie del diente. Para cualquier dentado sometido a proceso de temple, se deberá realizar el correspondiente cálculo, que considere las características especiales de cada caso. A efectos de poder comprobar las condiciones de engrane se deberán comunicar los datos correspondientes del piñón. A la hora de proceder al montaje del rodamiento de grandes dimensiones y del correspondiente piñón de accionamiento, se deberá cuidar que exista una holgura suficiente entre los flancos de los dientes. En el punto en que el dentado presente la mayor excentricidad, se marcan tres dientes con pintura verde. Gracias a ello será posible ajustar perfectamente el juego entre flancos, que deberá ser aproximadamente $0,03 \cdot$ módulo.

Después del montaje definitivo y después de que se hayan apretado todos los tornillos de fijación del rodamiento de grandes dimensiones, se deberá controlar el juego entre flancos por medio de una galga apropiada o por medio de un alambre de plomo.

Significado del número de identificación del rodamiento.

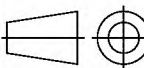



El número de plano describe, a través de los números de identificación, algunas características constructivas fundamentales de nuestros rodamientos. Vamos a explicar estos números de identificación tomando como ejemplo el primer rodamiento que aparece en la serie de tipos KD 320.



*) Para el modelo de producto „2“ no son válidas las cifras de identificación del modelo constructivo, del diámetro de rodadura y del registro correlativo de variantes.

Ejemplo reflejado en el recuadro del plano, del rango de un diámetro acotado sin tolerancia:

Untolerierte Durchmesser-Maße (spanend bearbeitet) Dia. dim. without tolerance (machined)		Maßstab Scale	1:1	Gewicht Weight	500	kg/kgs
≅315	≅1000	≅2000	≅4000	≅6300	≅10000	Ident-Nr. Ident-No.
±1.6	±2.5	±3.5	±5.0	±7.0	±10.0	12345678
 Schutzvermerk ISO 16016 beachten Copyright reserved	Bearb. Drawn by.	Datum/Date	Name	Benennung / Title Kugeldrehverbindung Ball Bearing Slewing Ring		
	Gepr. Check by					
 Rothe Erde	Werkstoff/Material:			Zeichnungs-Nr. / Drawing No. 060. 50. 1500. 000. 41. 1504		Blatt Page A4
				Entwurf/Arisen from: 060.50.1500/00.125421.4		

Véase también página 39.