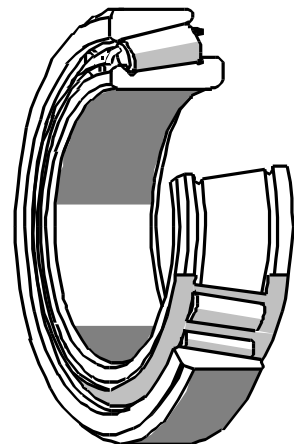
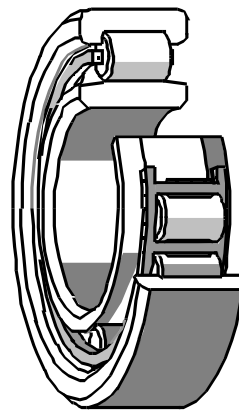
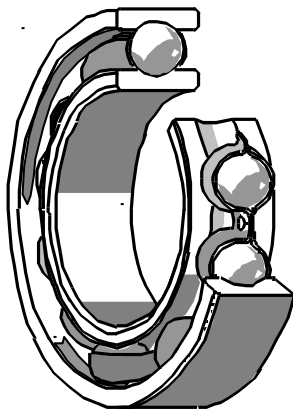


DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS I



RODAMIENTOS

1 – INTRODUCCION

Se define como rodamiento al tipo de soporte para ejes o árboles en el que la carga se transmite a través de elementos que están en contacto rodante y no deslizante, también se les conoce con otros nombres como son: cojinetes de rodamiento y cojinetes antifricción, aunque esta última denominación no es muy correcta.

Muchos años de estudio e investigación han sido dedicados al perfeccionamiento de estos elementos de máquina que son parte esencial de cualquier mecanismo, de tal manera que el diseñador en la actualidad dispone de una serie de catálogos de donde puede obtener información lo suficientemente amplia sobre las características fundamentales de los rodamientos. Por lo tanto, el problema del proyectista no está en diseñar y fabricar un rodamiento sino más bien en seleccionarlo. Entre las características de un rodamiento que se pueden obtener de los catálogos están, por ejemplo: la carga, la velocidad y las dimensiones de los mismos.

La característica más sobresaliente de los rodamientos es que ***la fricción en el arranque es aproximadamente el doble de la fricción en marcha***, y sin embargo estas son despreciables si se las compara con un cojinete de deslizamiento en las mismas condiciones.

Para lograr el funcionamiento adecuado de un rodamiento se debe cumplir con los siguientes requerimientos:

- a) El deslizamiento entre los elementos rodantes debe ser el mínimo posible.
- b) Los elementos rodantes deben desplazarse en guías apropiadas y de gran precisión.
- c) La variación de las dimensiones de los elementos rodantes y de sus guías debe ser muy reducido.
- d) Las superficies de los elementos de rodadura y de sus guías deben ser muy duras y estar muy bien pulidas.
- e) La fuerza entre los elementos en contacto debe ser aproximadamente normal.
- f) No permitir sobrecargas exageradas en los elementos rodantes.

2 – VENTAJAS DE LOS RODAMIENTOS

Entre las ventajas de los rodamientos respecto a los cojinetes de deslizamiento tenemos las siguientes:

- a) Mantienen una alineación precisa de los ejes por un largo periodo de tiempo.
- b) Pueden soportar sobrecargas momentáneas sin que se produzca la falla.
- c) La pérdida de potencia por fricción es pequeña excepto a grandes velocidades.
- d) La fuerza de roce en el arranque es baja en comparación con los cojinetes de

deslizamiento.

- e) Son particularmente recomendables en los casos donde las velocidades de operación son muy bajas.
- f) La lubricación es simple y requieren poco mantenimiento.
- g) Son fáciles de remplazar.
- h) Se pueden seleccionar por medio de catálogos.

3 – DESVENTAJAS DE LOS RODAMIENTOS

- a) El diseño del eje y de la carcaza o alojamiento es más complicado que en el caso de los cojinetes.
- b) El tamaño de la carcaza es relativamente grande excepto en el caso de rodamientos de agujas.
- c) Son costosos.
- d) La resistencia a los impactos es baja.
- e) Son ruidosos, especialmente a altas velocidades.
- f) Son sensibles a la contaminación.
- g) El fallo ocurre sin previo aviso y puede causar daños a la maquinaria.

4 – TIPOS DE RODAMIENTOS Y CONSTRUCCION

Se pueden distinguir dos grandes grupos de rodamientos: los de bolas y los de rodillos. En los rodamientos de bolas, los elementos rodantes son esferas perfectamente redondeadas, las cuales se desplazan entre dos anillos, uno interior y otro exterior, a través de pistas o guías realizadas en ellos. Las bolas están separadas por una jaula o retén tal y como puede verse en la figura 1a.

En los rodamientos de rodillos los elementos metálicos rodantes; como su nombre lo indica, son rodillos de forma cilíndrica, cónica truncada o convexa cilíndrica (barril).

En la figura 1b, se presenta un rodamiento de rodillos y puede notarse que al igual que en el anterior podemos distinguir sus cuatro elementos básicos que lo conforman: anillo exterior, anillo interior (aro interior), el separador (retén) y los rodillos.

En la figura 1c, puede observarse un rodamiento de rodillos cónicos donde se muestran también sus elementos constituyentes; es decir, anillo exterior o copa, anillo interior o cono, el separador o jaula y los rodillos cónicos.

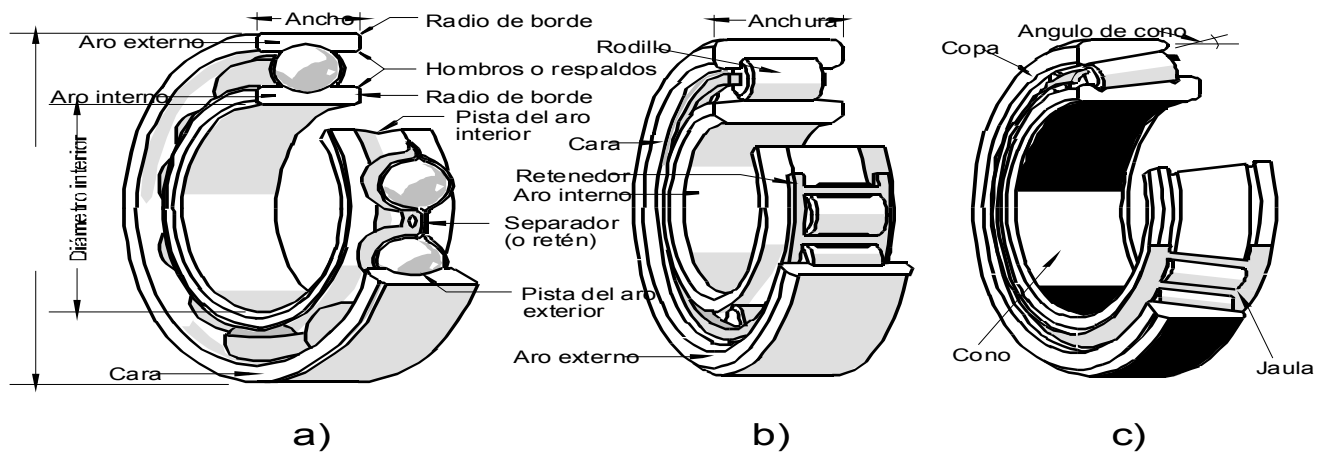


Figura 1 – Tipos de rodamientos.

4.1 - TIPOS DE RODAMIENTOS DE BOLAS

En la figura 2, se muestran en forma esquemática los tipos de rodamientos de bolas de uso más corriente.

Los rodamientos con una sola hilera de bolas y surco profundo (figura 2a) soportan cargas radiales y pequeñas cargas axiales.

El tipo de rodamiento con abertura de entrada de bolas (figura 2b) tiene un orificio o muesca que permite agregar más bolas, lo cual le da mayor capacidad de carga radial. La capacidad de carga axial de estos rodamientos es muy poca.

Los rodamientos de contacto angular (figura 2c) se denominan así por que la línea media normal al arco de la pista exterior forma un ángulo con la cara del rodamiento, esta característica sin embargo le da mayor capacidad para soportar cargas axiales, pero en un solo sentido. Todos los rodamientos de bolas descritos anteriormente se pueden obtener con tapas laterales o escudos por uno o ambos lados (figura 2d), estas tapas u obturaciones no proporcionan un cierre completo, pero proveen cierta protección contra el polvo o elementos contaminantes.

Cuando los rodamientos deben trabajar en condiciones ambientales poco favorables, se los suministra con cierres herméticos como el mostrado en la figura 2e, tales rodamientos se lubrican en fábrica.

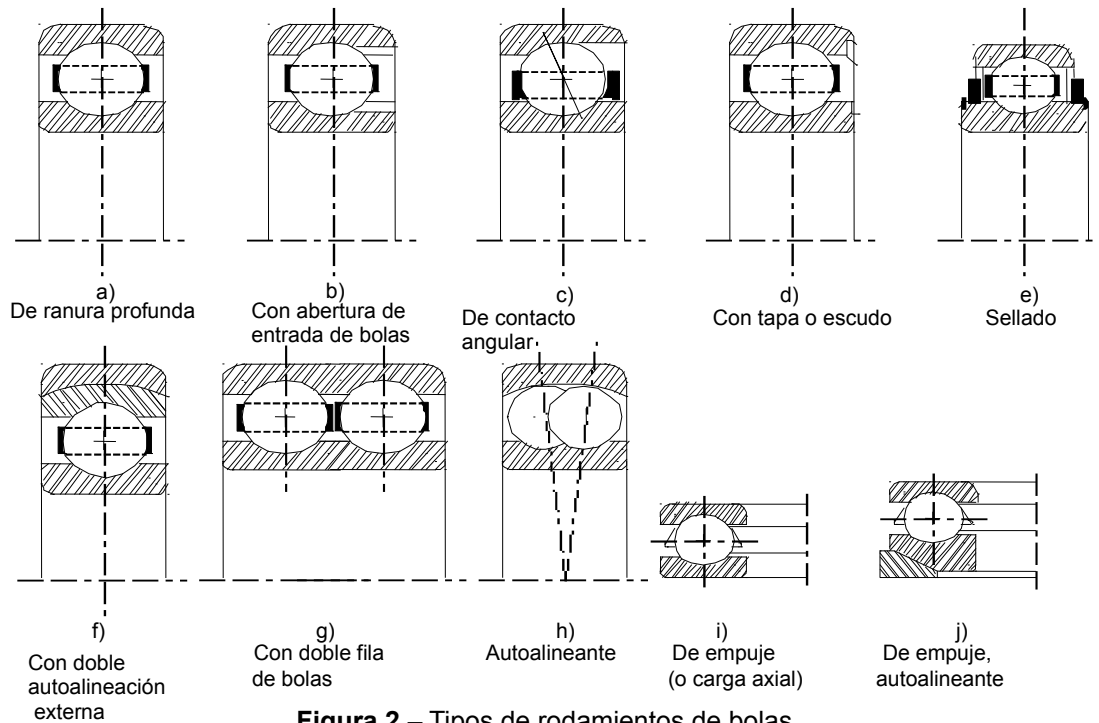


Figura 2 – Tipos de rodamientos de bolas.

Los rodamientos de bolas con autoalineación externa o autoalineantes, como el mostrado en la figura 2f se utilizan donde la desalineación del eje con respecto al soporte es apreciable. El anillo externo tiene una superficie esférica que se acopla en la superficie del otro anillo o al soporte o chumacera.

Los rodamientos con doble hilera de bolas son contruidos para soportar mayores cargas radiales y axiales (figura 2g).

Los rodamientos de bolas autoalineantes, llamados también a rótula, como el que se muestra en la figura 2h, permiten absorber automáticamente las desalineaciones que se produzcan en el eje.

En las figuras 2i y 2j, se muestran rodamientos de empuje axial, en estos rodamientos la carga axial es soportada por todas las bolas o rodillos simultáneamente, lo cual aumenta la capacidad de carga, pero estos rodamientos tienen mayor limitación que los radiales de bolas en lo que respecta a la velocidad, esto debido al efecto centrífugo.

4.2 – TIPOS DE RODAMIENTOS DE RODILLOS

Cuando se requiere una mayor capacidad de carga radial y axial, se usan los rodamientos de rodillos, pero estos presentan desventajas adicionales como son: mayor área de contacto y requieren de una construcción geométrica casi perfecta, tanto de los rodillos como de las ranuras o pistas.

En la figura 3 se muestran algunos de la gran variedad de rodamientos de rodillos.

Los rodamientos de rodillos rectos (cilíndricos) se desplazan en pistas o canales planos y debido a que permiten un ligero movimiento axial del eje, su capacidad de carga en esta dirección es prácticamente nula (figura 3a).

En la figura 3b, se muestra un rodamiento de rodillos de superficie convexa o en forma de barril para empuje o carga axial, es útil donde se tienen fuertes cargas de desalineamiento, tienen una mayor capacidad de carga que los anteriores, pero su área de contacto aumenta con la carga.

En los rodamientos de rodillos cónicos como los que se muestran en las figuras 3e y 3f, la capacidad de carga axial se incrementa notablemente, siendo su capacidad de carga radial similar a la de los rodamientos de rodillos cilíndricos rectos.

En la figura 3c, podemos observar un rodamiento de rodillos cónicos en una disposición tal, que solo soporta carga axial, por lo que se los denomina de empuje axial puro.

Cuando se requiere el uso de rodamientos de rodillos, en un espacio reducido, se utilizan rodillos que debido a que su relación diámetro – longitud es pequeña (rodillos alargados) se les denomina agujas (rodamientos de agujas). Véase la figura 3d.

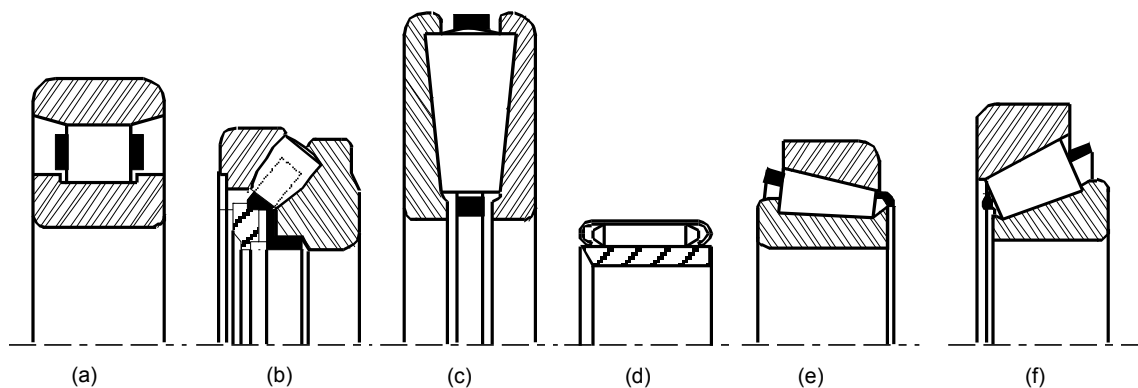


Figura 3 – Tipos de rodamientos de rodillos.

5 – ESFUERZOS EN LOS RODAMIENTOS

En los rodamientos los esfuerzos producidos son grandes porque el área de contacto es pequeña, para darnos idea de su magnitud, supongamos que aplicamos una fuerza de 0.45 Kgf. a un par de bolas en contacto y cuyo diámetro sea de 1.27 cm., esto hace que el esfuerzo de contacto predicho por la ecuación de Hertz respectiva, sea del orden de los 10546 Kgf/cm².

A continuación, mostramos la ecuación de Hertz para el cálculo de los esfuerzos de contacto en cilindros, tal expresión es:

$$\sigma_c^2 = \frac{F \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)}{\pi b \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)} \quad (1)$$

En la cual:

σ_c = Esfuerzo de contacto.

F = Carga radial aplicada.

μ = Coeficiente de Poisson.

r_1 = Radio del cilindro más pequeño.

r_2 = Radio del cilindro más grande.

b = Longitud de los cilindros bajo contacto

Admitiendo que el coeficiente de Poisson toma un valor único de 0.3, la ecuación 1 toma la siguiente forma:

$$\sigma_c^2 = \frac{0.35 F \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)}{b \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)} \quad (2)$$

Las ecuaciones de Hertz son útiles porque predicen esfuerzos muy próximos a los reales.

El **grado de osculación** es un factor que afecta la magnitud del esfuerzo real y se refiere a la forma como las superficies entran en contacto. En la figura 4a el área de contacto es mayor que en la figura 4b, por lo tanto, en la primera el esfuerzo de contacto es menor.

En la figura 4c, el área de contacto es la mayor, esta condición genera menores esfuerzos de compresión. Por esta razón es que los canales de rodadura de los rodamientos de bolas son curvados, para así tratar de envolver al máximo las bolas.

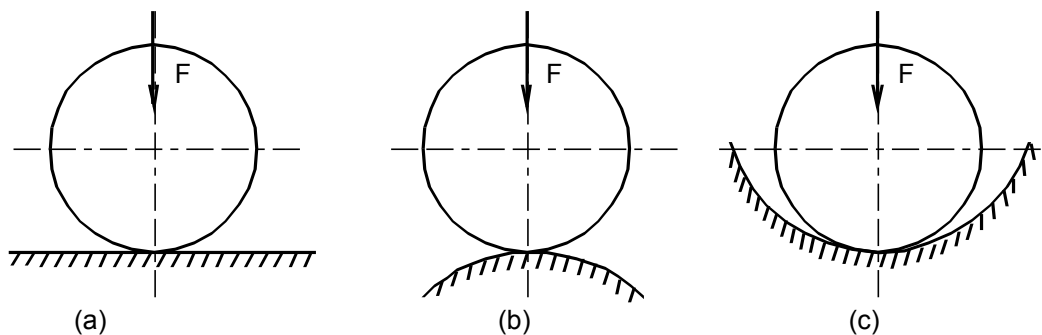


Figura 4 – Grado de osculación.

6 – VIDA DE LOS RODAMIENTOS

Debido a los grandes esfuerzos a que están sometidos los rodamientos, estos tienen una vida útil limitada, tales esfuerzos son aplicados en forma repetitiva, por lo que la falla en estos elementos ocurre casi exclusivamente por fatiga cuando el rodamiento está bien lubricado, bien montado y sellado contra la entrada de polvo o suciedad.

La vida de un rodamiento ***se define como el número de revoluciones (o de horas a una velocidad constante determinada) que el rodamiento puede dar, antes de que se manifieste el primer signo de fatiga (desconchado) en uno de sus aros o de sus elementos rodantes.***

Sin embargo, los ensayos de laboratorio y la experiencia obtenida en la práctica han puesto de manifiesto que rodamientos aparentemente iguales, funcionando en idénticas condiciones, tienen vidas diferentes. Es por tanto esencial para el cálculo del tamaño del rodamiento, una definición clara del término "vida".

Toda la información que se presente en este estudio sobre capacidades de carga dinámica, está basada en la vida alcanzada o sobrepasada por el 90 % de los rodamientos aparentemente idénticos de un grupo suficientemente grande. A esta vida se la denomina ***Vida nominal*** y está de acuerdo con la definición ISO.

La vida media de los rodamientos es aproximadamente cinco veces la vida nominal.

El método más sencillo para calcular la vida de un rodamiento, consiste en la aplicación de la formula ISO de la vida nominal, es decir:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad \text{o} \quad \frac{C}{P} = (L_{10})^{\frac{1}{p}} \quad (3)$$

Donde:

L_{10} = Vida nominal en millones de revoluciones.

C = Capacidad de carga dinámica en N.

P = Carga dinámica equivalente en N.

p = Exponente de la formula de la vida.

($p = 3$ para rodamientos de bolas, y $p = 10/3$ para rodamientos de rodillos)

La capacidad de carga dinámica **C**, se define como la carga constante admisible para una duración nominal del rodamiento de un millón de revoluciones.

Para rodamientos que funcionan a velocidad constante, es más conveniente expresar la vida nominal en horas de servicio, en tales condiciones la ecuación a usar es:

$$L_{10h} = \frac{1}{6n} \left(\frac{C}{P} \right)^p \times 10^6 \quad (4)$$

Donde:

L_{10h} = Vida nominal en horas de servicio.

n = Velocidad angular en r.p.m.

En el caso de vehículos automotrices y ferrocarriles, especialmente cuando se trata de los rodamientos de cubos de ruedas y cajas de grasa, puede ser conveniente expresar la vida en términos de kilómetros recorridos. Para realizar este cálculo se puede emplear la siguiente fórmula:

$$L_{10a} = \pi D L_{10} \quad (5)$$

Siendo:

L_{10a} = Vida nominal en millones de kilómetros recorridos.

D = Diámetro de la rueda en mm.

7 – VIDA AJUSTADA

En algunos casos puede ser conveniente considerar con más detalle la influencia de otros factores en la duración de los rodamientos. Para este fin ISO introdujo en 1977, la siguiente fórmula para la vida ajustada:

$$L_a = a_1 a_2 a_3 L_{10} \quad (6)$$

Donde:

L_a = Vida ajustada en millones de revoluciones.

a_1 = Factor de ajuste de la vida por la fiabilidad.

a_2 = Factor de ajuste de la vida por el material.

a_3 = Factor de ajuste de la vida por condiciones de funcionamiento.

Se entiende por **fiabilidad** la probabilidad de que un rodamiento pueda alcanzar o sobrepasar una duración determinada.

Se usa el factor a_1 por fiabilidad para determinar otras vidas diferentes a la nominal (L_{10}), es decir, vidas que son alcanzadas o superadas con una probabilidad mayor que el 90 %. En la tabla 2-1 del Apéndice se muestran los valores de a_1 en función de la probabilidad requerida.

Como los factores a_2 y a_3 son interdependientes, se ha modificado la expresión de la vida ajustada a la siguiente:

$$L_a = a_1 a_{23} L_{10} \quad (7)$$

El factor a_{23} viene determinado esencialmente por las condiciones de lubricación del rodamiento. Para que se pueda formar una película de lubricante con la capacidad de carga adecuada, el lubricante debe tener una determinada viscosidad mínima v_1

El valor del factor a_{23} se obtiene en el diagrama 3 del Apéndice, en función de la relación de viscosidades k .

8 – NUEVA TEORIA DE LA VIDA DE LOS RODAMIENTOS

Los trabajos realizados por Lundberg y Palmgren, en los cuales se basa la fórmula clásica de la vida nominal (L_{10}), han sido ampliados para tener en cuenta la **carga límite de fatiga** y una serie de otros factores relacionados con la lubricación y la contaminación. La **carga límite de fatiga (P_u)** es un concepto nuevo que representa la carga por debajo de la cual no se produce la fatiga. Los valores de P_u se encuentran ya incluidos en las tablas de los catálogos para selección de rodamientos actualizados.

La fórmula para el cálculo de la nueva vida de los rodamientos es la que se indica a continuación:

$$L_{aa} = a_1 a_{SKF} L_{10} \quad (8)$$

Donde:

L_{aa} = Vida ajustada según la nueva teoría de vida, en millones de revoluciones.

a_1 = Factor de ajuste de la vida por fiabilidad usado en la formula de vida ajustada.

a_{SKF} = Factor de ajuste de la vida basado en la nueva teoría de la vida.

El factor a_{SKF} representa una relación muy compleja entre una serie de factores, entre los que se incluyen las condiciones de lubricación, las cuales se tienen en cuenta por medio de la relación de viscosidades (k), el factor de ajuste para la contaminación (η_c) y la relación entre la carga límite de fatiga P_u y la carga dinámica equivalente (P).

En los diagramas 4, 5, 6 y 7 del Apéndice se puede obtener el factor a_{SKF} en función de k y $\eta_c(P_u/P)$ para diferentes tipos de rodamientos.

En la tabla 2-2 del Apéndice se indican los valores para el factor η_c para diferentes grados de contaminación. Los valores de η_c que aparecen en la tabla 2-2 se refieren a contaminantes sólidos comunes. La disminución de la vida del rodamiento por contaminación por agua u otros fluidos no ha sido tomada en cuenta.

Ejemplo N° 1.

Un rodamiento rígido de bolas cuyos diámetros son $d = 45$ mm. y $D = 100$ mm., está montado en un eje que gira a 5000 r.p.m., bajo una carga radial constante de 8000 N. La capacidad de carga dinámica de este rodamiento es de 52700 N. y la lubricación es por aceite con una viscosidad de 20 mm²/seg. a la temperatura de operación. ¿Cuales serán las vidas L_{10} , L_a y L_{aa} para una probabilidad de falla del 10 %, una carga límite de fatiga de 1340 N. y en condiciones óptimas de limpieza?

Datos:

$$d = 45 \text{ mm.}, D = 100 \text{ mm.}, n = 5000 \text{ r.p.m.},$$

$$F = 8000 \text{ N.}, C = 52700 \text{ N.}, v = 20 \text{ mm}^2/\text{seg.},$$

$$\text{Fiabilidad} = 100 - 10 = 90 \text{ \%}.$$

Solución:

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

Como la carga es puramente radial $P = F = 8000$ N., luego:

$$L_{10} = \left(\frac{52700}{8000} \right)^3 = 285.87 \text{ millones de revoluciones}$$

$$L_{10} = 285.87 \times 10^6 \text{ revoluciones}$$

$$L_a = a_1 a_{23} L_{10}$$

Como la fiabilidad es 90 % $a_1 = 1$ (tabla 2-1)

$$d_m = \frac{45 + 100}{2} = 72.5 \text{ mm}$$

De acuerdo con el diagrama 1 del Apéndice, la viscosidad que debe tener el aceite a la temperatura de funcionamiento para una velocidad de 5000 r.p.m. y un diámetro medio de 72.5 mm., es $v_1 = 7 \text{ mm}^2/\text{seg.}$, por lo tanto:

$$k = \frac{20}{7} = 2.86$$

Con el valor de $k = 2.86$, en el diagrama 3 del Apéndice se obtiene que $a_{23} = 2$, por consiguiente:

$$L_a = (1)(2)(285.87) = 571.74$$

$$L_a = 5.7174 \times 10^8 \text{ revoluciones}$$

$$\frac{P_u}{P} = \frac{1340}{8000} = 0.17 \text{ y como } \eta_c = 1, \text{ entonces:}$$

$$\eta_c \left(\frac{P_u}{P} \right) = 0.17$$

Con el valor de $\eta_c(P_u/P) = 0.17$ y con el valor de $k = 2.86$, se encuentra en el diagrama 4 del Apéndice, que $a_{SKF} = 16$, por lo tanto:

$$L_{aa} = (1)(16)(285.87) = 4573.92$$

$$L_{aa} = 4.57392 \times 10^6 \text{ revoluciones}$$

Para obtener si se exige, la vida correspondiente en horas de funcionamiento, será necesario multiplicar por 10^5 y dividir por 6 n, es decir:

$$L_{aah} = \frac{4573.92 \times 10^5}{(6)(5000)} = 15246.4$$

$$L_{aah} = 15246.4 \text{ horas de funcionamiento}$$

9 – DETERMINACION ESTADISTICA DE VIDAS DIFERENTES A LA NOMINAL

Si se tiene un grupo de rodamientos N , todos ellos con la misma fiabilidad (confiabilidad) R , trabajando bajo condiciones de cargas similares, entonces la confiabilidad del grupo estará dada por:

$$R_n = R^N \quad (9)$$

Como la fiabilidad es menor que 1, la fiabilidad del grupo tiende rápidamente a cero al aumentar su tamaño. Esto quiere decir, y es lógico pensar, que al aumentar el número de rodamientos en funcionamiento aumente la probabilidad de fallas. Lo anterior nos señala que existe la necesidad de elegir rodamientos con confiabilidades mayores que el 90 % (Fiabilidad para una vida nominal).

Se han realizado numerosos estudios estadísticos para poder predecir las fallas en los rodamientos, y se ha encontrado que la distribución de fallas que mejor se ajusta a la realidad es la de Weibull, cuya expresión es:

$$R_n = \exp \left[- \left(\frac{L}{m L_{10}} \right)^b \right] \quad (10)$$

Donde:

R_n = Confiabilidad del grupo para una vida L .

b = Exponente de Weibull.

m = Medida de la duración de Weibull.

Los valores de m y de b pueden determinarse si se conocen dos puntos cualesquiera de la curva de dicha distribución.

Se ha indicado que la fiabilidad de un grupo de rodamientos que define la vida nominal (L_{10}) es del 90 %, es decir que:

$$a) R_n = 0.9, \text{ para } L = L_{10}$$

También se ha dicho que la vida media de los rodamientos es cinco (5) veces la vida nominal, esto expresado matemáticamente quiere decir que:

$$b) R_n = 0.5, \text{ para } L = 5 L_{10}$$

Sustituyendo los valores de la condición a) en la ecuación 10 tendremos:

$$0.90 = \exp \left[- \left(\frac{L_{10}}{m L_{10}} \right)^b \right] = \exp \left[- \left(\frac{1}{m} \right)^b \right]$$

$$\exp\left[-\left(\frac{1}{m}\right)^b\right] = 0.90 \quad (1)$$

Sustituyendo ahora los valores de la condición b) en la ecuación 10 podemos decir que:

$$0.50 = \exp\left[-\left(\frac{5L_{10}}{mL_{10}}\right)^b\right] = \exp\left[-\left(\frac{5}{m}\right)^b\right]$$

$$\exp\left[-\left(\frac{5}{m}\right)^b\right] = 0.50 \quad (2)$$

Resolviendo simultáneamente las ecuaciones (1) y (2) obtenemos:

$$-0.105361 = -\left(\frac{1}{m}\right)^b \quad \text{y} \quad -0.693147 = -\left(\frac{5}{m}\right)^b$$

Por lo tanto, los valores buscados serán:

$$m = 6.84 \quad \text{y} \quad b = 1.17$$

Por consiguiente, la expresión de Weibull tendrá finalmente la siguiente forma:

$$R_n = \exp\left[-\left(\frac{L}{0.84 L_{10}}\right)^{1.17}\right] \quad (11)$$

Ejemplo N° 2.

Un rodamiento de bolas de ranura profunda de un cohete, debe soportar una carga radial constante de 200 lbf. y debe tener una vida de proyecto de 20 horas, con solo un 0.5 % de probabilidad de falla, mientras gira a 4000 r.p.m. Determinar la capacidad de carga dinámica, que dicho rodamiento requiere en tales condiciones.

Datos:

$$F = P = 200 \text{ lbf.}, n = 4000 \text{ r.p.m.}$$

$$L_h = 20 \text{ horas.}, R_n = 100 - 0.5 = 99.5 \%$$

Solución:

$$R_n = \exp \left[- \left(\frac{L_h}{6.84 L_{10h}} \right)^{1.17} \right] = 0.995$$

$$- \left(\frac{L_h}{6.84 L_{10h}} \right)^{1.17} = \ln(0.995)$$

$$\frac{L_h}{6.84 L_{10h}} = [-\ln(0.995)]^{1/1.17}$$

$$L_{10h} = \frac{L_h}{6.84 [-\ln(.995)]^{1/1.17}}$$

$$L_{10h} = \frac{20}{6.84 [-\ln(0.995)]^{1/1.17}} = 270.23 \text{ horas de servicio}$$

$$L_{10h} = \frac{1}{6n} L_{10} \times 10^5 \Rightarrow L_{10} = 6n L_{10h} \times 10^{-5}$$

$$L_{10} = (6)(40000)(270.23) \times 10^{-5} = 64.86 \times 10^6 \text{ revoluciones}$$

$$\left(\frac{C}{P} \right)^p = 64.86 \times 10^6 \text{ revoluciones}$$

Como F es constante podemos decir que $F = P = 200 \text{ lbf}$.

$$\frac{C}{P} = (64.86)^{1/3} = 4.018 \Rightarrow C = 4.018 P = (4.018)(200)$$

$$C = 803.57 \text{ lbf}$$

Ejemplo N° 3.

Un fabricante de rodamientos de bolas, especifica un valor de 710 Kgf. para la capacidad de carga dinámica de un rodamiento cuyo diámetro interior es de 35 mm., para una velocidad de 1800 r.p.m. y una vida media de 3800 hrs. de servicio. ¿Cual será la carga dinámica equivalente que actúa sobre el rodamiento en estas condiciones?

Datos:

$$C = 710 \text{ Kgf.}, d = 35 \text{ mm.}, n = 1800 \text{ r.p.m.},$$

$$L_{50} = 3800 \text{ horas de funcionamiento.}$$

Solución:

Como sabemos que la vida media (L_{50}) es cinco veces la vida nominal, podemos obtener esta de la siguiente manera:

$$L_{10h} = \frac{L_{50h}}{5} = \frac{3800}{5} = 760 \text{ horas de servicio}$$

Entonces:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \frac{10^5}{6n} \Rightarrow \left(\frac{C}{P}\right)^p = \frac{6nL_{10h}}{10^5}$$

$$\frac{C}{P} = \left(\frac{6nL_{10h}}{10^5}\right)^{\frac{1}{p}} = \left[\frac{(6)(1800)(760)}{10^5}\right]^{\frac{1}{2}} = 4.346$$

$$P = \frac{C}{4.346} = \frac{710}{4.346} = 163.37 \text{ Kgf}$$

$$P = 163.37 \text{ Kgf}$$

10 – CAPACIDAD DE CARGA DE LOS RODAMIENTOS

Los rodamientos poseen una determinada capacidad de carga estática C_o y también una cierta capacidad de carga dinámica C de la cual ya se ha hecho mención. Es así que se supone que tanto C como C_o tienen un valor constante durante el tiempo de utilización del rodamiento.

La capacidad de carga estática C_o se usa para seleccionar los rodamientos en los siguientes casos:

- Quando se trata de un rodamiento estacionario sometido a cargas continuas o intermitentes (choques).
- Quando el rodamiento gira bajo carga a velocidades muy bajas y solo necesita alcanzar una vida corta (en este caso la fórmula de la vida para una determinada carga dinámica equivalente P , daría una capacidad de carga dinámica C requerida tan baja, que el rodamiento seleccionado empleando esta fórmula sería sometido a una considerable sobrecarga en servicio).
- Quando el rodamiento gira y tiene que soportar elevadas cargas de choque durante una fracción de revolución, además de las cargas normales.

Si el tamaño del rodamiento se determina en base a su capacidad de carga estática, se emplea un factor de seguridad **so** que representa la relación entre la capacidad de carga estática (C_o) y la carga estática equivalente (P_o).

Quando los rodamientos se seleccionan de acuerdo con la capacidad de carga dinámica, esta como ya se dijo, se calcula a partir de la fórmula de la vida respectiva.

11 – CARGA ESTÁTICA EQUIVALENTE SOBRE EL RODAMIENTO

Las cargas radiales y axiales que actúan sobre un rodamiento pueden ser convertidas en una carga estática equivalente. Esta se define como ***la carga (radial para rodamientos radiales y axial para rodamientos axiales) que, si se aplicase, produciría la misma deformación permanente en el rodamiento que las cargas reales***. Se obtiene por medio de la siguiente ecuación general:

$$P_o = x_o F_r + y_o F_a \quad (12)$$

Donde:

P_o = Carga estática equivalente.

F_r = Carga radial real.

F_a = Carga axial real.

x_o = Factor de carga radial del rodamiento.

y_o = Factor de carga axial del rodamiento.

Para calcular P_o , se deberá usar la máxima carga a la que pueda estar sometido el rodamiento, e introducir sus componentes radial y axial en la ecuación anterior. Si una carga estática actúa sobre el rodamiento en diferentes direcciones, la magnitud de estas componentes será variable y, por tanto, en estos casos, se deberán usar las componentes de la carga que den el máximo valor de la carga estática equivalente requerida.

La capacidad de carga estática necesaria C_o se puede determinar mediante la ecuación:

$$C_o = P_o S_o \quad (13)$$

Donde:

C_o = Capacidad de carga estática.

P_o = Carga estática equivalente.

s_o = Factor de seguridad estático.

En la tabla 9 del Apéndice, se dan valores del factor de seguridad s_o basados en la experiencia, sobre rodamientos de bolas y de rodillos, para varias condiciones de funcionamiento y exigencia de rotación suave.

Debe tenerse en cuenta que, a temperaturas elevadas, la capacidad de carga estática y dinámica de los rodamientos disminuye.

Para rodamientos dinámicamente cargados que hayan sido seleccionados en base a la duración, se aconseja comprobar por medio de la ecuación 13 si su capacidad de carga estática es la adecuada, siempre y cuando se pueda determinar el valor de la carga estática equivalente del rodamiento. Si el valor de s_o que se obtenga a partir de esta ecuación resultara inferior al valor recomendado en la tabla 9, se deberá seleccionar otro rodamiento que tenga una mayor capacidad de carga estática.

12 – CARGA DINAMICA EQUIVALENTE SOBRE EL RODAMIENTO

La carga dinámica equivalente, se define como una carga hipotética constante en magnitud y dirección, que, si actuara radialmente sobre un rodamiento radial o axialmente en un rodamiento axial, tendría el mismo efecto en la duración que las cargas reales a las que está sometido el rodamiento.

En el caso de que existan cargas radiales y axiales constantes, actuando simultáneamente sobre el rodamiento, la carga dinámica equivalente se puede obtener a partir de la siguiente ecuación general:

$$P = x F_r + y F_a \quad (14)$$

Donde:

P = Carga dinámica equivalente.

F_r = Carga radial real.

F_a = Carga axial real.

x = Factor de carga radial.

y = Factor de carga axial.

13 – DETERMINACION DE LAS CARGAS EQUIVALENTES

La forma de calcular las cargas equivalentes difiere de acuerdo a cada tipo de rodamiento.

13.1 – CARGAS EQUIVALENTES EN RODAMIENTOS RIGIDOS DE BOLAS

En estos rodamientos la carga estática equivalente P_o se puede calcular según la siguiente fórmula:

$$P_o = 0.6 F_r + 0.5 F_a \quad (15)$$

Cuando $P_o < F_r$ se debe tomar $P_o = F_r$

Para el cálculo de la carga dinámica equivalente las relaciones a usar son

$$P = x F_r + y F_a \quad \text{cuando} \quad \frac{F_a}{F_r} > e \quad (16)$$

$$P = F_r \quad \text{cuando} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (17)$$

Los valores de "x" e "y" dependen de otros factores como son la relación entre la carga radial y la capacidad de carga estática (C_o), la relación de cargas F_a/F_r y del tipo de ajuste de ensamblado de los elementos del rodamiento.

En la tabla 2-3 del Apéndice se muestran los valores de los factores "x" e "y" correspondientes a rodamientos rígidos de bolas con juego normal, en función de "e" y del factor F_a/C_o .

El valor de la capacidad de carga estática C_o se obtiene en las tablas de los catálogos de selección de rodamientos.

La máxima carga axial para estos rodamientos no debe exceder de $0.5 C_o$ en los rodamientos pequeños y de $0.25 C_o$ para rodamientos mayores.

13.2 – CARGAS EQUIVALENTES EN RODAMIENTOS DE BOLAS A ROTULA

Estos rodamientos se construyen con dos hileras de bolas, la fórmula para calcular la carga estática equivalente en estos rodamientos es:

$$P_o = F_r + Y_o F_a \quad (18)$$

Y para determinar la carga dinámica equivalente se deben usar las siguientes expresiones:

$$P = F_r + Y_1 F_a \quad \text{cuando} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (19)$$

$$P = 0.65 F_r + Y_2 F_a \quad \text{cuando} \quad \frac{F_a}{F_r} > e \quad (20)$$

Los valores de Y_o , Y_1 , Y_2 , y "e" se indican en las tablas de rodamientos correspondientes.

13.3 – CARGAS EQUIVALENTES EN RODAMIENTOS DE BOLAS CON CONTACTO ANGULAR

En este tipo de rodamientos se tienen una o dos hileras de bolas.

Para rodamientos con una hilera de bolas las ecuaciones a usar son:

$$P_o = 0.5 F_r + 0.26 F_a \quad (21)$$

$$\text{Cuando } P_o < F_r, \text{ hágase } P_o = F_r \quad (22)$$

$$P = F_r \quad \text{cuando} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq 1.14 \quad (23)$$

$$P = 0.35 F_r + 0.57 F_a \quad \text{cuando} \quad \frac{F_a}{F_r} > 1.14 \quad (24)$$

Los rodamientos con dos hileras de bolas son equivalentes a dos rodamientos de una hilera apareados de tal manera que, estos rodamientos resistan las cargas axiales en ambos sentidos. Para rodamientos con dos hileras de bolas las ecuaciones que se deben usar son:

$$P_o = F_r + 0.63 F_a \quad (25)$$

$$\text{Cuando } P_o < F_r \text{ hágase } P_o = F_r \quad (26)$$

$$P = F_r + 0.73 F_a \quad \text{cuando} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq 0.86 \quad (27)$$

$$P = 0.62 F_r + 1.17 F_a \quad \text{cuando} \quad \frac{F_a}{F_r} > 0.86 \quad (28)$$

13.4 – CARGAS EQUIVALENTES EN RODAMIENTOS DE RODILLOS CILINDRICOS

Cuando se usan estos rodamientos como rodamientos libres ellos solo pueden soportar cargas radiales, en consecuencia:

$$P_o = P = F_r \quad (29)$$

Cuando se usan rodamientos de rodillos cilíndricos con pestañas en el aro exterior o en el interior, para fijar el eje en uno o ambos sentidos, como frecuentemente es el caso, la carga dinámica equivalente debe calcularse mediante las fórmulas:

$$P = P_r \quad \text{cuando} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (30)$$

$$P = 0.92 F_r + Y F_a \quad \text{cuando} \quad \frac{F_a}{F_r} > e \quad (31)$$

$e = 0.2$ Para los rodamientos de las series 2, 3, 4 y 10

$e = 0.3$ Para los rodamientos de las series 22 y 23

$Y = 0.6$ Para los rodamientos de las series 2, 3, 4 y 10

$Y = 0.4$ Para los rodamientos de las series 22 y 23

La relación de cargas F_a/F_r no debe exceder de 0.5 para rodamientos con diseño EC y de 0.4 para los demás rodamientos.

La carga axial máxima permitida en los rodamientos de rodillos cilíndricos con pestañas, se debe calcular de acuerdo con la siguiente relación:

$$F_{ap} = \frac{k_1 C_o \times 10^4}{n(d+D)} - k_2 F_r \quad (32)$$

Donde:

F_{ap} = Máxima carga axial permitida, en N.

C_o = Capacidad de carga estática, en N.

F_r = Carga radial sobre el rodamiento, en N.

n = Velocidad angular en r.p.m.

d = Diámetro interior del rodamiento en mm.

D = Diámetro exterior del rodamiento en mm.

Los factores k_1 y k_2 se obtienen de la tabla 2-4 del Apéndice.

13.5 – CARGAS EQUIVALENTES EN RODAMIENTOS DE RODILLOS A ROTULA

Estos rodamientos se construyen con dos hileras de rodillos, con un camino de rodadura esférico en el aro exterior. Las fórmulas para calcular las cargas equivalentes en estos rodamientos son:

$$P_o = F_r + Y_o F_a \quad (33)$$

$$P = F_r + Y_1 F_a \quad \text{cuando} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (34)$$

$$P = 0.67 F_n + Y_2 F_a \quad \text{cuando} \quad \frac{F_a}{F_r} > e \quad (35)$$

Los valores apropiados de los factores Y_o , Y_1 , Y_2 y “e” se pueden encontrar en las tablas de rodamientos correspondientes para cada uno en particular.

13.6 – CARGAS EQUIVALENTES EN RODAMIENTOS DE RODILLOS CONICOS

Las fórmulas a usar para obtener las cargas equivalentes en estos rodamientos son:

$$P_o = 0.5 F_r + Y_o F_a \quad (36)$$

Si $P_o < F_r$ se toma $P_o = F_r$ (37)

$$P = F_r \quad \text{cuando} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (38)$$

$$P = 0.4 F_r + Y F_a \quad \text{cuando} \quad \frac{F_a}{F_r} > e \quad (39)$$

Al igual que en los casos anteriores, los valores de los factores Y_o , Y y e pueden ser hallados en las tablas de rodamientos correspondientes para cada uno específicamente.

13.7 – CARGAS EQUIVALENTES EN RODAMIENTOS AXIALES DE BOLAS O AXIALES DE RODILLOS CILINDRICOS

Como estos rodamientos no pueden soportar cargas radiales, las cargas equivalentes estática y dinámica son iguales e iguales a la fuerza axial sobre el rodamiento, es decir:

$$P_o = P = F_a \quad (40)$$

13.8 – CARGAS EQUIVALENTES EN RODAMIENTOS AXIALES DE RODILLOS A ROTULA

En estos rodamientos la carga estática equivalente se puede calcular por la siguiente expresión:

$$P_o = F_r + 2.7 F_a \quad \text{siempre que} \quad F_r \leq 0.55 F_a \quad (41)$$

La carga dinámica equivalente se puede obtener a partir de la siguiente fórmula:

$$P = 1.2 F_r + F_a \quad \text{siempre que} \quad F_r \leq 0.55 F_a \quad (42)$$

Sin embargo, si los rodamientos están dispuestos de tal forma que puedan compensar las variaciones radiales y axiales por el movimiento relativo entre sus arandelas y siempre que $F_r \leq 0.55 F_a$, se podrá usar entonces la siguiente fórmula:

$$P = 0.88 (1.2 F_r + F_a) \quad (43)$$

En el caso que $F_r > 0.55 F_a$, es necesario consultar con algún fabricante de rodamientos sobre el particular.

14 – DETERMINACION DE LA CARGA AXIAL EN RODAMIENTOS APAREADOS

En el caso de rodamientos de contacto angular de una hilera de bolas o en el caso de rodamientos de rodillos cónicos, hemos dicho que ellos soportan cargas axiales solo en un sentido, por lo tanto, deben ser montados en parejas, de manera tal que, si la carga axial actúa en un sentido, esta sea soportada por uno de los rodamientos y si la carga axial actúa

en sentido contrario esta sea soportada por el otro rodamiento.

Como el camino de rodadura forma un ángulo con la línea central del eje, al aplicar una fuerza radial, aparecen fuerzas axiales inducidas, que dependiendo de como se acoplen la pareja de rodamientos, incrementarán o disminuirán el efecto de la carga axial aplicada exteriormente.

14.1 – CARGAS AXIALES EN RODAMIENTOS DE CONTACTO ANGULAR DE UNA HILERA DE BOLAS MONTADOS EN PAREJAS

La forma de obtener la carga axial en los diferentes tipos de montajes que se pueden realizar con estos rodamientos se muestra en la tabla 2-5 del Apéndice.

Los montajes posibles según se muestra en la tabla 2-5 son, espalda con espalda o montaje en "o" y el montaje frente a frente o montaje en "x". ***El frente del rodamiento se considera como la cara de este que no puede soportar la carga axial, cuando esta es aplicada en el aro interior. Por consiguiente, el lado llamado espalda, es la cara del rodamiento que puede soportar las cargas axiales si estas se aplican sobre el anillo interior.*** Cuando los rodamientos de contacto angular de una sola hilera de bolas se montan apareados en "x" o en "o", las ecuaciones que se deben usar para determinar la carga dinámica equivalente son:

$$P = F_r + 0.55 F_a \quad \text{cuando} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq 1.14 \quad (44)$$

$$P = 0.57 F_r + 0.93 F_a \quad \text{cuando} \quad \frac{F_a}{F_r} > 1.14 \quad (45)$$

Y la carga estática equivalente se debe calcular mediante la relación:

$$P_o = F_r + 0.52 F_a \quad (46)$$

14.2 – CARGAS AXIALES EN PAREJAS DE RODAMIENTOS DE RODILLOS CONICOS

En la tabla 2-5 del Apéndice, se indica la forma de obtener las cargas axiales en estos rodamientos cuando se montan en parejas, para ellos es también válido lo dicho anteriormente respecto a los diferentes montajes.

En este caso las ecuaciones para el cálculo de las cargas equivalentes son las mismas usadas para el montaje de rodamientos individuales.

15 – TIPOS DE CARGAS QUE ACTUAN SOBRE LOS RODAMIENTOS

En el caso de que la fuerza resultante (composición de la fuerza radial y axial) sobre el rodamiento sea constante, hemos dicho que la carga dinámica equivalente se podía calcular por la ecuación:

$$P = x F_r + y F_a$$

En muchos casos la carga sobre un rodamiento suele fluctuar, y para calcular la carga equivalente, debe determinarse primero una carga media constante F_m que produzca sobre el rodamiento el mismo efecto que la carga fluctuante real.

Cuando la carga fluctuante se compone de diferente fuerza constante durante un cierto número de revoluciones, pero con diferentes magnitudes entre si, la carga fluctuante se puede resolver en varias cargas individuales (figura 5) y la carga media aproximada se puede obtener de la ecuación:

$$F_m = \left(\frac{F_1^3 U_1 + F_2^3 U_2 + F_3^3 U_3 + \dots + F_n^3 U_n}{U} \right)^{1/3} \quad (47)$$

Donde:

F_m = Carga media constante.

$F_1, F_2, F_3, \dots, F_n$ = Cargas constantes durante $U_1, U_2, U_3, \dots, U_n$ revoluciones.

U = Número total de revoluciones ($U_1 + U_2 + U_3 + \dots + U_n$) durante las cuales actúan las fuerzas $F_1, F_2, F_3, \dots, F_n$.

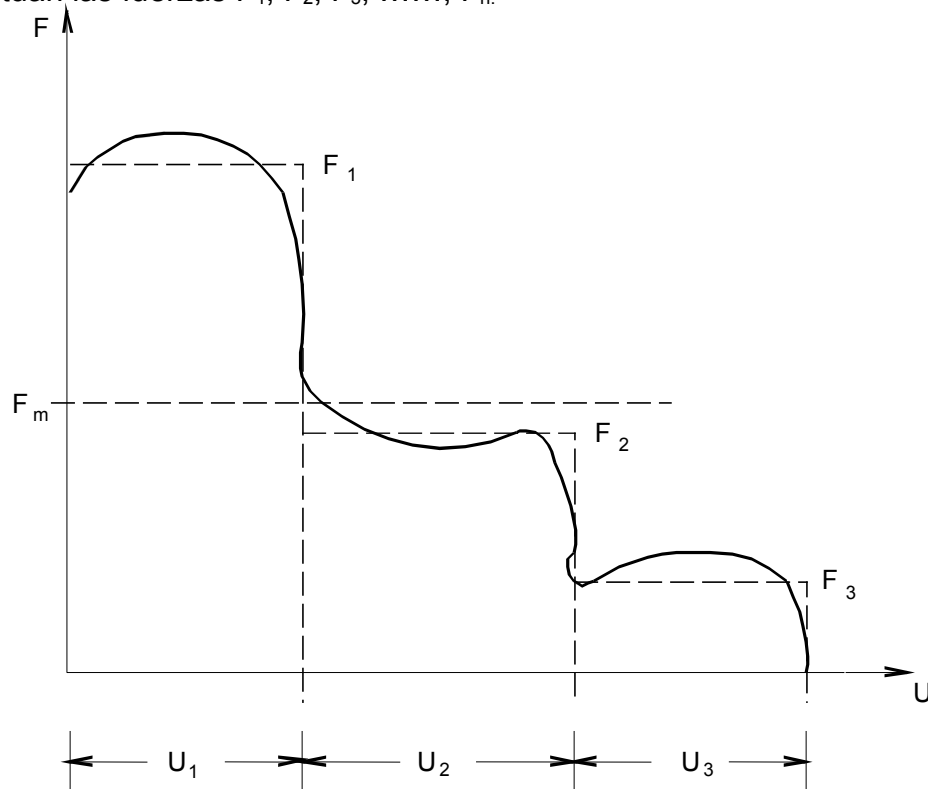


Figura 5

Cuando la velocidad del rodamiento es constante y la dirección de la carga no cambia, pero su magnitud fluctúa entre un valor F_{min} y un valor F_{max} (figura 6), la carga media se puede calcular según la siguiente fórmula:

$$F_m = \frac{F_{\min} + 2F_{\max}}{3} \quad (48)$$

Cuando la carga sobre un rodamiento (figura 7) está compuesta por una carga F_1 de magnitud y dirección constante (por ejemplo, el peso de un rotor) y una carga constante F_2 , originada posiblemente por desequilibrio, la carga media se puede obtener de la siguiente relación:

$$F_m = f_m (F_1 + F_2) \quad (49)$$

Los valores de f_m pueden obtenerse en la gráfica de la figura A2-1 del Apéndice en función de una relación entre F_1 y F_2 .

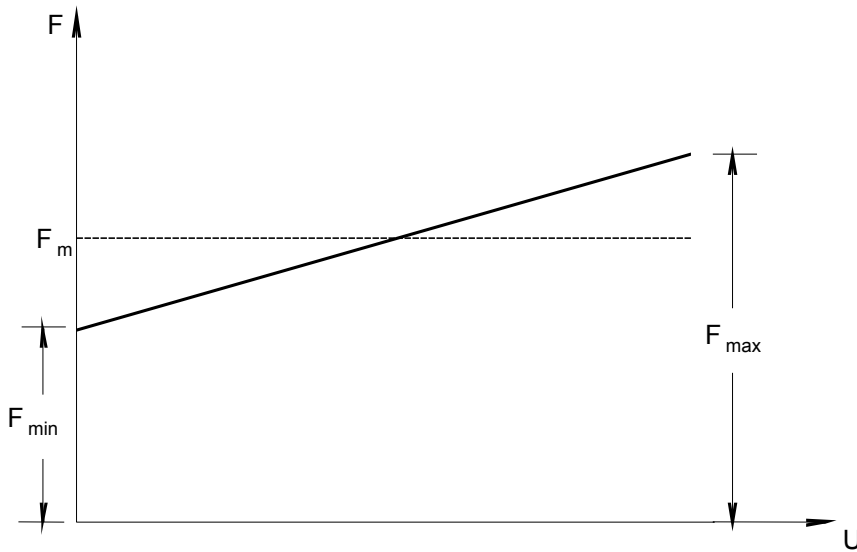


Figura 6

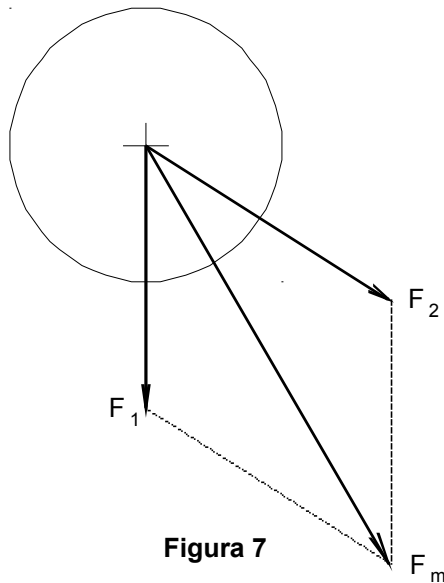


Figura 7

Si la carga fluctuante actúa en dirección radial para rodamientos radiales y en dirección axial para rodamientos axiales, la carga dinámica equivalente es $P = F_m$. No obstante, si la carga actúa en cualquier otra dirección, se calcula la carga dinámica

equivalente usando la relación general, en la cual F_r y F_a son reemplazadas por las componentes radial y axial de la carga media.

En los casos donde la dirección y la magnitud de la carga cambia a lo largo del tiempo, las cargas equivalentes $P_1, P_2, P_3, \dots, P_n$ deben calcularse para periodos individuales $U_1, U_2, U_3, \dots, U_n$ usando la ecuación general:

$$P = x F_r + y F_a$$

La carga media equivalente se obtendrá en estos casos por medio de la siguiente relación:

$$F_m = \left(\frac{P_1^3 U_1 + P_2^3 U_2 + P_3^3 U_3 + \dots + P_n^3 U_n}{U} \right)^{1/3} \quad (50)$$

16 – SELECCIÓN DE RODAMIENTOS ESFERICOS Y DE RODILLOS

Ya se ha dicho que los rodamientos pueden estar solicitados estáticamente, en cuyo caso la selección se hace en base a la capacidad de carga estática C_o , o también pueden estar solicitados dinámicamente, en estas condiciones el rodamiento se selecciona de acuerdo con una vida (duración) requerida. En cada situación se tendrán ciertos datos (Fuerzas, dimensiones, etc.) que harán que el método de cálculo y de selección sea diferente.

Para la selección de los rodamientos usaremos los métodos de cálculos sugeridos por la SKF exclusivamente.

16.1 – SELECCIÓN DE RODAMIENTOS SOLICITADOS ESTATICAMENTE

Cuando se conocen las condiciones de carga sobre el rodamiento y el tipo de rodamiento requerido, el procedimiento de selección sigue los pasos indicados a continuación:

- Con F_r y F_a se calcula P_o .
- Se selecciona en la tabla 9 el valor de s_o más adecuado y se calcula C_o .
- Con el valor de C_o obtenido se va a las tablas del catálogo para el tipo de rodamiento especificado, y se escoge el que más se ajuste al valor de C_o .

Si se conocen las condiciones de carga, pero solo se conoce además el diámetro interno o externo del rodamiento, los pasos a seguir para la selección son los siguientes:

- Se selecciona de la tabla 9 el valor de s_o que mejor se ajuste a las condiciones de operación del rodamiento.
- Se asume un tipo de rodamiento y se calcula C_o .
- Con C_o y D o d se entra a la tabla respectiva y se chequea si existe un valor de C_o

adecuado para el diámetro requerido.

d) Si no se encuentra un C_o adecuado se comienza de nuevo a partir del paso b.

16.2 – SELECCIÓN DE RODAMIENTOS SOLICITADOS DINAMICAMENTE

Cuando se conocen las cargas sobre el rodamiento, el tipo de rodamiento a seleccionar, la seguridad de carga (C/P) o la vida requerida, no se tienen limitaciones por diámetros y no se indican además consideraciones por contaminación, el procedimiento de selección es el siguiente:

- Con F_r y F_a se calculan P_o y P .
- Con P se calcula C y con C se selecciona un rodamiento que cumpla con la capacidad de carga dinámica requerida.
- Se chequea si el valor de $s_o = C_o/P_o$ está de acuerdo con el sugerido en la tabla 9. Si esto no es así se debe seleccionar un rodamiento con mayor capacidad de carga estática y se repiten los pasos b y c.

Si se tienen limitaciones por diámetros y no se cumplen las condiciones anteriores, entonces no existirá ningún rodamiento del tipo indicado que satisfaga las condiciones del problema y habrá que sugerir el cambio de tipo de rodamiento.

Cuando se indican consideraciones adicionales por contaminación, se deberá conocer además la viscosidad del lubricante a la temperatura de operación, en tales casos los pasos a seguir para la selección son:

- Como $d_m = (D+d)/2$ y n se determina v_1 , con v y v_1 se calcula $k = v/v_1$.
- Conocidos k y η_c se asume un rodamiento en particular del tipo requerido y se obtienen de las tablas los valores necesarios para calcular P_o , P y $\eta_c(P_o/P)$, a partir de aquí se siguen los pasos b y c indicados en la primera forma de selección. Si la C obtenida para el rodamiento asumido es menor que la C requerida, se debe tantear hasta dar con el rodamiento que cumpla con las condiciones del problema.

Si no se tiene idea del tipo de rodamiento a seleccionar se supone un tipo en particular y se siguen los pasos indicados anteriormente, hasta que se logre el tipo de rodamiento adecuado.

En todo caso siempre que el rodamiento esté solicitado dinámicamente se debe chequear que el factor de seguridad estático s_o para el rodamiento seleccionado esté de acuerdo con el valor sugerido por la tabla 9.

Ejemplo N° 4.

Se trata de escoger un rodamiento de rodillos a rótula. El rodamiento soportará una carga radial de 5000 Kgf. y una carga axial de 1000 Kgf. La velocidad es de 400 r.p.m. y la duración nominal debe alcanzar 40000 horas de funcionamiento. Según un cálculo aproximado, el diámetro del agujero debe ser por lo menos 120 mm.

Datos:

Rodamiento de rodillos a rótula, $F_r = 5000 \text{ Kgf.}$,

$F_a = 1000 \text{ Kgf.}$, $L_{10h} = 40000$ horas de operación,

$d_{\min} = 120 \text{ mm.}$, $n = 400 \text{ r.p.m.}$

Solución

De acuerdo con las condiciones del problema el rodamiento estará solicitado dinámicamente, luego:

$$L_{10h} = \frac{1}{6n} \left(\frac{C}{P} \right)^p \times 10^5 \Rightarrow \frac{C}{P} = (L_{10h} 6n \times 10^{-5})^{1/3}$$

$$\frac{C}{P} = [(40000)(6)(400 \times 10^{-5})]^{0.3} = 7.85 \quad (1)$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1000}{5000} = 0.2$$

En las tablas de rodamientos correspondientes encontramos que:

$$\frac{F_a}{F_r} = 0.2 < e$$

Por lo tanto, las ecuaciones a usar, para determinar las cargas equivalentes serán:

$$P_o = F_r + Y_o F_a$$

y

$$P = F_r + Y_1 F_a$$

De la tabla 9 obtenemos que $s_o = 1$ (no se toma en cuenta el ruido).

Es conveniente expresar C_o y C en función Y_o y Y_1 , por consiguiente:

$$C_o = s_o P_o = F_r + Y_o F_a \quad (2)$$

De la ecuación (1) tenemos que $C/P = 7.85$, entonces:

$$C = 7.85 P = 7.85 (F_r + Y_1 F_a) = 7.85 F_r + 7.85 F_a \quad (3)$$

Colocando valores en (2) y (3) tendremos

$$C_o = (5000)(9.8) + (1000)(9.8) Y_o = 49000 + 9800 Y_o$$

$$C_o = 49000 + 9800 Y_o \quad (4)$$

$$C = (7.85)(9.8)(5000) + (9.8)(7.85)(1000) Y_1$$

$$C = 384550 + 76930 Y_1 \quad (5)$$

Ensayemos en las tablas de rodamientos correspondientes para un diámetro $d = 120$ mm.

Escojamos por ejemplo el rodamiento 23124 CC/W33, para el cual se tienen los siguientes valores:

$$C' = 449000 \text{ N}, C_o' = 695000 \text{ N}, Y_o = 2.5 \text{ y } Y_1 = 2.4$$

Sustituyendo los datos anteriores en (4) y (5) tendremos que:

$$C_o = 49000 + (9800)(2.5) = 73500 \text{ N y}$$

$$C = 384650 + (76930)(2.4) = 569282 \text{ N}$$

$$C > C'$$

Como la capacidad de carga dinámica del rodamiento escogido resultó menor que la capacidad de carga dinámica requerida, debemos hacer una nueva escogencia.

Supongamos ahora que ensayamos con un rodamiento 22324 CC/W33, para el cual se tienen los siguientes datos:

$$C' = 845000 \text{ N}, C_o' = 1120000 \text{ N}, Y_o = 1.8 \text{ y } Y_1 = 1.9$$

Sustituyendo estos valores en (4) y (5) se logra que:

$$C_o = 49000 + (9800)(1.8) = 66640 \text{ N y}$$

$$C = 384650 + (76930)(1.9) = 530817 \text{ N}$$

$$C < C'$$

El rodamiento 22324 CC/W33 serviría, pero está algo sobrediseñado, por lo tanto, debemos hacer un ensayo más para tratar de obtener valores de C' y C más cercanos.

Ensayemos por ejemplo con el rodamiento 24124 CC/W33, para el cual según las tablas se tiene:

$$C' = 575000 \text{ N}, C_o' = 950000 \text{ N}, Y_o = 1.8 \text{ y } Y_1 = 1.8$$

Colocando estos valores en (4) y (5) se obtiene que:

$$C_o = 49000 + (9800)(1.8) = 66640 \text{ N } y$$

$$C = 384650 + (76930)(1.8) = 523124 \text{ N}$$

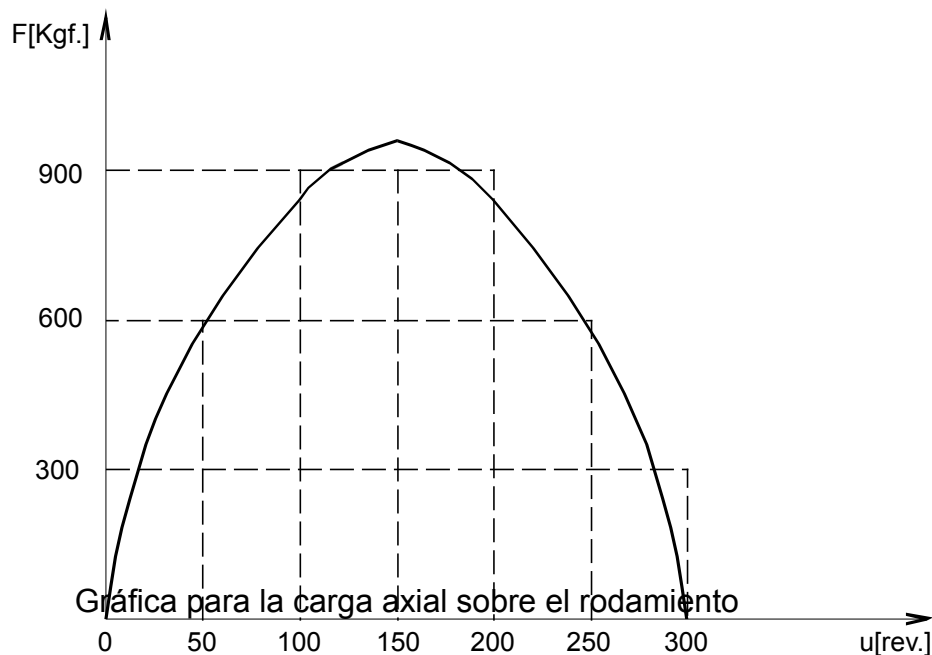
$$C < C'$$

En este caso los valores de C y C' están más cercanos, por lo tanto, el rodamiento 24124 CC/W33 es el más adecuado.

Al chequear los valores de la capacidad de carga estática, encontramos que el valor correspondiente al rodamiento seleccionado es mayor que el requerido, por consiguiente, desde el punto de vista estático, el rodamiento 24124 CC/W33 es también satisfactorio.

Ejemplo N° 5.

Se debe seleccionar un rodamiento para ser montado en un eje de 40 mm. de diámetro que gira a 1500 r.p.m., la carga axial que debe resistir el rodamiento está dada por la gráfica anexa y la carga radial es de 600 Kgf. De acuerdo con la nueva teoría de vida, este debe tener una duración de por lo menos 1200 horas de funcionamiento con solo un 1 % de probabilidad de falla, bajo condiciones normales de contaminación y lubricado con un aceite cuya viscosidad es de 72 mm²/seg. a la temperatura de operación. Escójase un rodamiento adecuado a los requerimientos indicados.



Datos:

$$d = 40 \text{ mm.}, n = 1500 \text{ r.p.m.}, Fr = 600 \text{ Kgf.},$$

$$L_{aah} = 1200 \text{ horas de operación}, R = 100 - 1\%,$$

$$\eta_c = 0.5 \quad y \quad v = 72 \text{ mm}^2/\text{seg}$$

Solución

De acuerdo con la gráfica:

$$F_a = \left[\frac{(2)(50)(300)^3 + (2)(50)(600)^3 + (2)(50)(900)^3}{300} \right]^{1/3}$$

$$F_a = \left[\frac{(300)^3 + (600)^3 + (900)^3}{3} \right]^{1/3} = 686.83 \text{ Kgf}$$

$$F_a = (686.83)(9.8) = 6730.93 \text{ N}$$

$$F_r = (600)(9.8) = 5880 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{6730.93}{5880} = 1.145$$

$$L_{aah} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P} \right)^p \frac{10^5}{6n}$$

Como $R = 99\% \Rightarrow a_1 = 0.21$, luego

$$a_{SKF} \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{6nL_{aah}}{a_1 \times 10^5} = \frac{(6)(1500)(1200)}{(0.21)(1 \times 10^5)} = 514.29$$

$$a_{SKF} = \left(\frac{C}{P} \right)^p = 514.29 \quad (1)$$

Empecemos seleccionando rodamientos rígidos de bolas. Según esto se verifica que:

$$\frac{F_a}{F_r} = 1.145 > e, \text{ por lo tanto, usaremos}$$

$$P_o = 0.6 F_r + 0.5 F_a$$

$$P = x F_r + y F_a$$

En este caso nos auxiliamos calculando P_o y sabiendo que de acuerdo con la tabla 9, $so = 1$ (ruido normal), según esto:

$$P_o = (0.6)(5880) + (0.5)(6730.93) = 6893.47 \text{ N}$$

$$C_o = P_o = 6893.47 \text{ N}$$

Buscamos en las tablas correspondientes un rodamiento con un C_o adecuado para $d = 40$ mm. Seleccionemos por ejemplo un 61908 cuyos datos son:

$$C_o = 9300 \text{ N}, P_o = 425 \text{ N} \text{ y } D = 62 \text{ mm}$$

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{6730.93}{9300} = 0.724$$

De acuerdo con el valor anterior no podemos usar este rodamiento por que resulta que $F_a/C_o > 0.5$.

Tomemos entonces un 6408 cuyos datos son:

$$D = 110 \text{ mm}, C' = 63700 \text{ N}, C_o = 36500 \text{ N} \text{ y } P_u = 1530 \text{ N}$$

$$\frac{F_a}{C_o} = \frac{6730.93}{36500} = 0.184$$

En la tabla 2-3 para estos rodamientos, obtenemos que:

$$x = 0.56 \text{ e interpolando } y = 1.31$$

Según los valores de los factores de carga tendremos que:

$$P = (0.56)(5880) + (1.31)(6730.93) = 12110.32 \text{ N}$$

$$\eta_c \left(\frac{P_u}{P} \right) = \frac{0.5 \times 1530}{12110.32} = 0.063$$

$$d_m = \frac{110 + 40}{2} = 75 \text{ mm}$$

Como $d_m = 75 \text{ mm}$, y $n = 1500 \text{ r.p.m.}$ obtenemos en el diagrama que $v_1 = 13.5 \text{ mm}^2/\text{seg}$, por lo tanto:

$$k = \frac{72}{13.5} = 5.33$$

Con $k = 5.33$ y $\eta_c(P_u/P) = 0.063$ encontramos en el diagrama 4 que $a_{SKF} = 3$.

Entonces según la ecuación (1):

$$\frac{C}{P} = \left(\frac{512.29}{3} \right)^{1/3} = 5.55 \Rightarrow C = 5.55 P$$

$$C = (5.55)(12110.32) = 67212.28 \text{ N}$$

$$C > C'$$

Como resulta que la capacidad de carga dinámica del rodamiento es menor que la capacidad de carga requerida, el rodamiento en cuestión no es adecuado.

No encontramos en las tablas más rodamientos con $d=40$ mm que seleccionar, esto quiere decir que ningún rodamiento rígido de bolas de 40 mm. de diámetro interno, cumple con las exigencias del problema.

Supongamos que trabajamos ahora con rodamientos de bolas a rótula para los cuales tenemos:

$$P_o = F_r + Y_o F_a$$

y

$$P = 0.65 F_r + Y_2 F_a$$

Esto debido a que se verifica en las tablas correspondientes que $F_a/F_r > e$

Seleccionemos por ejemplo un 1208 E para el cual:

$$D = 80 \text{ mm}, C' = 19900 \text{ N}, C_o = 6950 \text{ N},$$

$$P_u = 335 \text{ N}, Y_o = 2.8 \text{ y } Y_2 = 4.5$$

$$C_o = P_o = 5880 + (2.8)(6730.93) = 24726.6 \text{ N} > C_o$$

Este rodamiento no nos sirve porque no cumple con las condiciones de capacidad estática.

Ensayemos entonces con el 1408, cuyos valores tabulados son:

$$D = 110 \text{ mm}, C' = 76100 \text{ N}, C_o = 23600 \text{ N},$$

$$P_u = 1200 \text{ N}, Y_o = 1.8 \text{ y } Y_2 = 2.8$$

$$C_o = P_o = 5880 + (1.8)(6730.93) = 17995.67 \text{ N} < C_o$$

$$P = (0.65)(5880) + (2.8)(6730.93) = 22658.6 \text{ N}$$

$$\eta_c \left(\frac{P_u}{P} \right) = \frac{(0.5)(1200)}{22658.6} = 0.026$$

$$d_m = \frac{110 + 40}{2} = 75 \text{ mm}$$

Con $d_m = 75 \text{ mm}$ y $n = 1500 \text{ r.p.m.}$ obtenemos en el diagrama 1 que $v_1 = 13.5 \text{ mm}^2/\text{seg}$, por lo tanto:

$$k = \frac{72}{13.5} = 5.33$$

Con $k = 5.33$ y $\eta_c(P_u/P) = 0.026$ obtenemos en el diagrama 4 que $a_{SKF} = 1.28$.

Entonces, según la ecuación (1):

$$\frac{C}{P} = \left(\frac{512.29}{1.28} \right)^{1/3} = 7.37 \Rightarrow C = 7.37 P$$

$$C = (7.37)(22668.6) = 167067.58 \text{ N}$$

$$C < C'$$

Este rodamiento resulta que no es adecuado, y no encontrando más rodamientos de este tipo para $d = 40 \text{ mm}$. intentaremos con rodamientos de contacto angular con dos hileras de bolas.

Para los rodamientos de contacto angular con dos hileras de bolas (ángulo de contacto 32°) se tiene que:

$$P_o = F_r + 0.63 F_a$$

$$P = F_r + 0.73 F_a \quad \text{cuando} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq 0.86$$

$$P = 0.62 F_r + 1.17 F_a \quad \text{cuando} \quad \frac{F_a}{F_r} > 0.86$$

En nuestro caso $F_a/F_r = 1.145 > 0.86$, entonces tendremos:

$$P_o = 5880 + (0.63)(6730.93) = 10120.49 \text{ N}$$

$$P = (0.62)(5880) + (1.17)(6730.93) = 11520.79 \text{ N}$$

En las tablas respectivas tomemos por ejemplo el 3308-2RS1 para el cual:

$$D = 90 \text{ mm}, C' = 66000 \text{ N}, C_o' = 64000 \text{ N} \quad \text{y} \quad P_u = 2750 \text{ N}$$

Entonces:

$$\eta_c \left(\frac{P_u}{P} \right) = \frac{(0.5)(2750)}{11520.79} = 0.119 \approx 0.12$$

$$d_m = \frac{90 + 40}{2} = 65 \text{ mm}$$

Con $d_m = 65 \text{ mm}$, y $n = 1500 \text{ r.p.m.}$, obtenemos en el diagrama 1 que $v_1 = 17 \text{ mm}^2/\text{seg}$, por lo tanto:

$$k = \frac{72}{17} = 4.24$$

Con $k = 4.24$ y $\eta_c(P_u/P) = 0.12$ obtenemos en el diagrama 4 que $a_{SKF} = 9.23$.

De acuerdo con esto, según la ecuación (1) se tendrá que:

$$\frac{C}{P} = \left(\frac{512.29}{9.23} \right)^{\frac{1}{3}} = 3.81 \Rightarrow C = 3.81 \times P$$

$$C = (3.81)(11520.79) = 43894.21 \text{ N}$$

$$C < C'$$

Este rodamiento serviría, pero está sobrediseñado en un 50 %. Ensayemos entonces con un 3308A-2RS1, cuyas características son:

$$D = 90 \text{ mm}, C' = 59200 \text{ N}, C_o' = 43000 \text{ N} \quad \text{y} \quad P_u = 1830 \text{ N}$$

Según esto:

$$\eta_c \left(\frac{P_u}{P} \right) = \frac{(0.5)(1830)}{11520.79} = 0.079 \approx 0.08$$

$$d_m = \frac{80 + 40}{2} = 60 \text{ mm}$$

$$d_m = \frac{110 + 40}{2} = 75 \text{ mm}$$

Con $d_{mm} = 60 \text{ mm}$ y $n = 1500 \text{ r.p.m.}$ obtenemos en el diagrama 1 que $v_1 = 14.9 \text{ mm}^2/\text{seg}$, por lo tanto:

$$k = \frac{72}{14.9} = 4.83$$

Con $k = 4.83$ y $\eta_c(P_u/P) = 0.08$ obtenemos en el diagrama 4 que $a_{SKF} = 2.2$.

De acuerdo con esto, según la ecuación (1):

$$\frac{C}{P} = \left(\frac{512.29}{2.8} \right)^{\frac{1}{3}} = 6.15 \Rightarrow C = 6.15 \times P$$

$$C = (6.15)(11520.79) = 70852.86 \text{ N}$$

$$C < C'$$

Como resulta que la capacidad del rodamiento estudiado resultó menor que la requerida, resulta que el rodamiento no es adecuado. Por lo tanto, una solución es usar un rodamiento 3308-2RS1, aunque esté sobrediseñado.

17 – LUBRICACIÓN DE LOS RODAMIENTOS

Para que un rodamiento funcione adecuadamente, y de manera confiable, debe estar bien lubricado para que se evite el contacto metal metal.

Los rodamientos con tapas de obturación o sellados lateralmente vienen engrasados de la fábrica. Las grasas usadas para lubricar rodamientos tienen una amplia gama de temperaturas de operación. En la mayoría de los casos la duración de la grasa es mayor que la duración del rodamiento, por lo que salvo en pocas excepciones estos no necesitan relubricación. Cuando las temperaturas son extremadamente altas, se debe usar un lubricante sólido y en los casos de rodamientos sin tapas laterales, la solución más simple es la lubricación con aceite.

La selección del aceite está basada fundamentalmente en la viscosidad que este requiere para proporcionar una lubricación adecuada al rodamiento a la temperatura de operación.

La viscosidad de un aceite depende de la temperatura y se sabe que esta disminuye al aumentar la temperatura. Por esta razón los aceites más adecuados son los que tienen un alto Índice de Viscosidad (IV) y este no debe ser menor de 85.

17.1 – LUBRICACIÓN POR GRASA

En condiciones normales de funcionamiento, en la mayoría de las aplicaciones, es posible usar grasas para lubricar los rodamientos.

La grasa presenta la ventaja con respecto al aceite, de que es más fácil de retener en la disposición de rodamientos, particularmente con ejes inclinados o verticales y además ayuda a proteger el rodamiento contra los agentes contaminantes externos.

Las grasas para lubricación de rodamientos, son aceites minerales o sintéticos, espesados normalmente con jabones metálicos, también pueden contener algunos aditivos que mejoran sus propiedades.

Para seleccionar una grasa, los factores más importantes a tener en cuenta son: la

viscosidad del aceite base, la consistencia de la grasa, su campo de temperaturas de operación, sus propiedades anticorrosivas y la capacidad de carga de la película lubricante.

La viscosidad del aceite base para las grasas usadas en rodamientos varía entre 15 y 500 cSt. a 40 °C.

La consistencia de las grasas usadas para la lubricación

de rodamientos, no deberá experimentar cambios excesivos con los cambios de temperatura ni con las sollicitaciones mecánicas.

El rango de temperaturas de operación de las grasas usadas normalmente para la lubricación de rodamientos es de -10 °C a 140 °C.

17.2 – LUBRICACIÓN POR ACEITE

La lubricación con aceite se usa cuando las elevadas velocidades aunadas a altas temperaturas no permiten el uso de grasas, cuando es necesario la evacuación del calor generado en el rodamiento o cuando las demás piezas en la cercanía están lubricadas por aceite.

Los aceites normalmente usados son del tipo mineral puro sin aditivos ya que estos se usan solo en casos especiales.

17.3 – SELECCIÓN DEL ACEITE BASE EN LOS RODAMIENTOS

Cuando se conoce por experiencia o por cualquier otra fuente, la temperatura de operación, podemos seleccionar el aceite más adecuado, conociendo su viscosidad a la temperatura patrón (40° C), ayudados por los diagramas 1,2 y la tabla 7 del Apéndice.

Por ejemplo, supóngase que un rodamiento gira a 500 r.p.m., que su diámetro medio es 380 mm. y que la temperatura de operación es de 70 °C, según esto se obtiene en el diagrama 1 que la viscosidad mínima v_1 que debe tener el lubricante a la temperatura de operación es 13 cSt. Con el valor de v_1 y $T = 70$ °C entramos al diagrama 2 y determinamos un punto en la gráfica. A partir de este punto nos movemos paralelamente a las líneas de la gráfica hasta llegar a la línea vertical correspondiente a 40 °C, y a partir de este punto seguimos horizontalmente hacia la izquierda hasta cortar el eje vertical, donde encontramos la viscosidad de selección, que en este caso es de unos 39 mm²/seg (39cSt.) y corresponde a un aceite ISO 46 cuya viscosidad media es de 46 cSt. a 40 °C, de acuerdo con la tabla 7.

18 – MATERIALES USADOS PARA FABRICAR RODAMIENTOS

El acero más ampliamente usado para fabricar rodamientos es un acero con 1 % de carbono y 1.5 % de cromo. Para rodamientos de gran tamaño se usan además aceros aleados con manganeso y molibdeno, debido a sus superiores capacidades de templabilidad y antidesgaste.

Los aceros aleados al cromo níquel y al cromo manganeso, con contenido de carbono

de alrededor de 1.5 % son también muy usados en la fabricación de rodamientos.

Las jaulas o retenes se pueden hacer de material plástico (poliamida) o metálicas (acero o latón). Las jaulas de poliamida se usan en los rodamientos rígidos de dos hileras de bolas, en los de bolas de contacto angular y en los de rodillos cilíndricos.

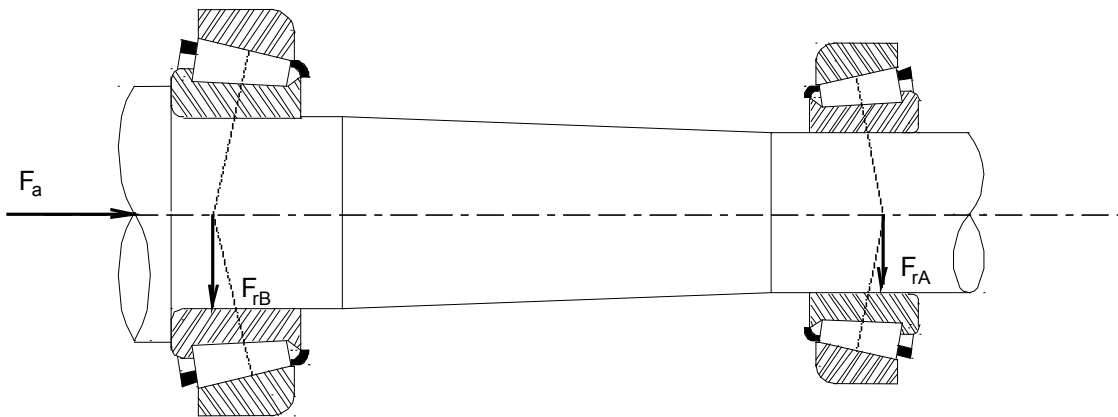
Las jaulas de acero se usan en los rodamientos de rodillos a rótula y de rodillos cónicos.

Las jaulas de latón se usan en rodamientos pequeños ya que estas no se pueden usar para temperaturas mayores de 300 °C.

PROBLEMAS PROPUESTOS

- 1) ¿Qué duración nominal en horas de funcionamiento puede alcanzar un rodamiento rígido de bolas 6308, siendo la carga radial constante $F_r = 280 \text{ Kg}$ y la velocidad 800 r.p.m.?
- 2) Si en el rodamiento 6308 del problema anterior, se ejerce además de la carga radial, una carga axial $F_a = 170 \text{ Kg}$. ¿Qué duración puede este alcanzar?

- 3) Debe escogerse un rodamiento rígido de bolas para soportar una carga radial $F_r = 1160$ lbf. a 1000 revoluciones por minuto. La duración debe alcanzar 20000 horas de funcionamiento. ¿Cuales rodamientos serían adecuados?
- 4) Se quiere escoger un rodamiento rígido de bolas, que, a 1600 r.p.m., soporte una carga radial $F_r = 220$ Kgf. y una carga axial $F_a = 45$ Kgf. Se desea una duración nominal de 10000 horas de funcionamiento.
- 5) Un rodamiento rígido de bolas de la serie 63 debe ser empleado para soportar una carga radial $F_r = 885$ lbf. y una carga axial $F_a = 485$ lbf. a 1000 r.p.m. La duración debe elevarse a un mínimo de 10000 horas de funcionamiento.
- 6) Dos rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular de la serie 73 BE, han de montarse apareados en montaje en O. La carga radial es $F_r = 200$ Kgf. y la axial $F_a = 1000$ Kgf. ¿Qué tamaño de rodamiento es el adecuado, si el número de revoluciones es de 1500 por minuto y la duración nominal debe llegar a un mínimo de 20000 horas de funcionamiento?
- 7) En una aplicación como la de la figura las cargas radiales sobre los rodamientos son $F_{rA} = 350$ Kgf., $F_{rB} = 680$ Kgf. y la carga axial externa aplicada sobre el eje es de $F_a = 160$ Kgf. Seleccione un par de rodamientos adecuados para una vida de por lo menos 600 millones de revoluciones y para un diámetro mínimo del eje de 25 mm.



Apéndice

TABLA 2-1

Fiabilidad %	L_n	a_1
90	L_{10a}	1
95	L_{5a}	0.62
96	L_{4a}	0.53
97	L_{3a}	0.44
98	L_{2a}	0.33
99	L_{1a}	0.21

TABLA 2-2

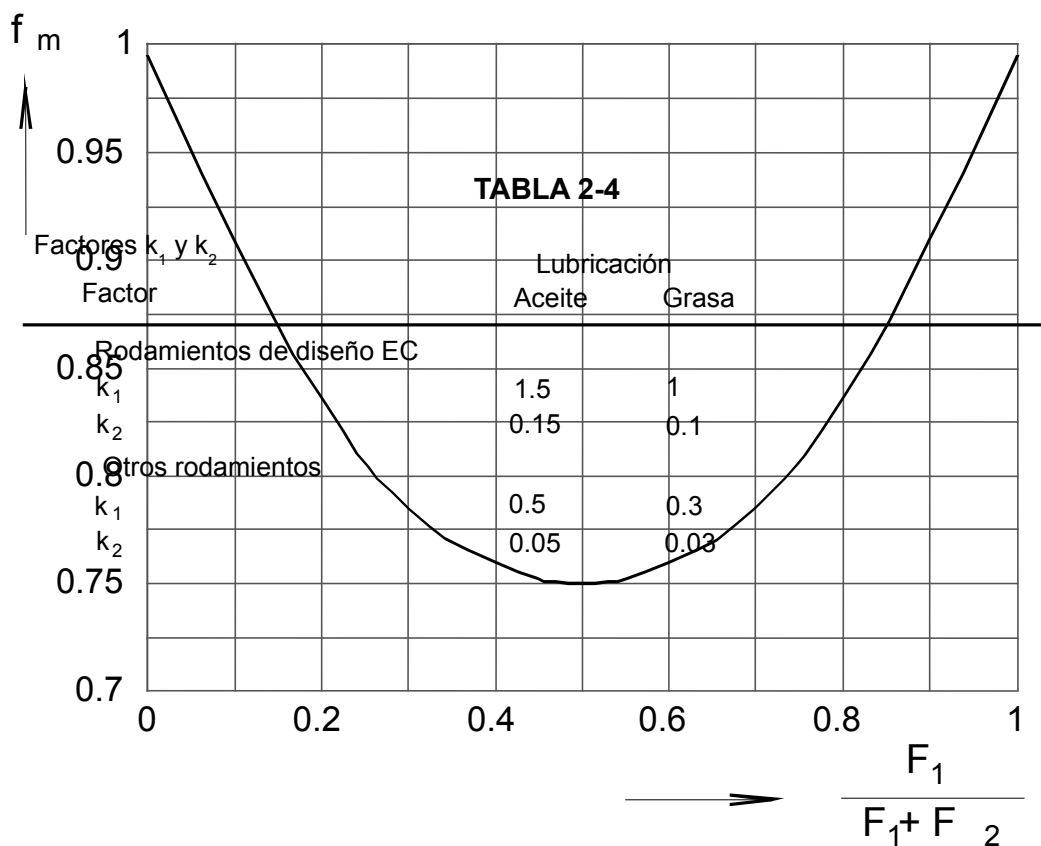
Condición ¹⁾	η_c
Valores del factor de ajuste para diferentes grados de contaminación	
Muy limpio Tamaño de partículas del orden del espesor de la película de lubricante	1
Limpio Condiciones típicas de rodamientos con obturaciones engrasados de por vida	0.8
Normal Condiciones típicas de rodamientos con protecciones engrasados de por vida	0.5
Contaminado Condiciones típicas de rodamientos sin obturaciones integradas; filtros de paso grueso para lubricante y/o entrada de partículas desde el entorno	0.5 a 0.1
Fuertemente contaminado ²⁾	0

1) La escala para η_c se refiere a contaminantes sólidos típicos. La disminución de la vida del rodamiento por contaminación por agua u otros fluidos no está incluida.
2) Para fuerte contaminación, los valores de η_c pueden estar fuera de la escala resultando una más severa reducción de la vida que la predicha por la ecuación L_{aa}

TABLA 2-3

Factores para el cálculo de los rodamientos rígidos de una hilera de bolas
Rodamientos individuales y parejas de rodamientos en tandem

F_a/C_0	Juego normal			Juego C3		
	e	x	y	e	x	y
0.025	0.22	0.56	2	0.31	0.46	1.75
0.04	0.24	0.56	1.8	0.33	0.46	1.62
0.07	0.27	0.56	1.6	0.36	0.46	1.46
0.13	0.31	0.56	1.4	0.41	0.46	1.3
0.25	0.37	0.56	1.2	0.46	0.46	1.14
0.5	0.44	0.56	1	0.54	0.46	1



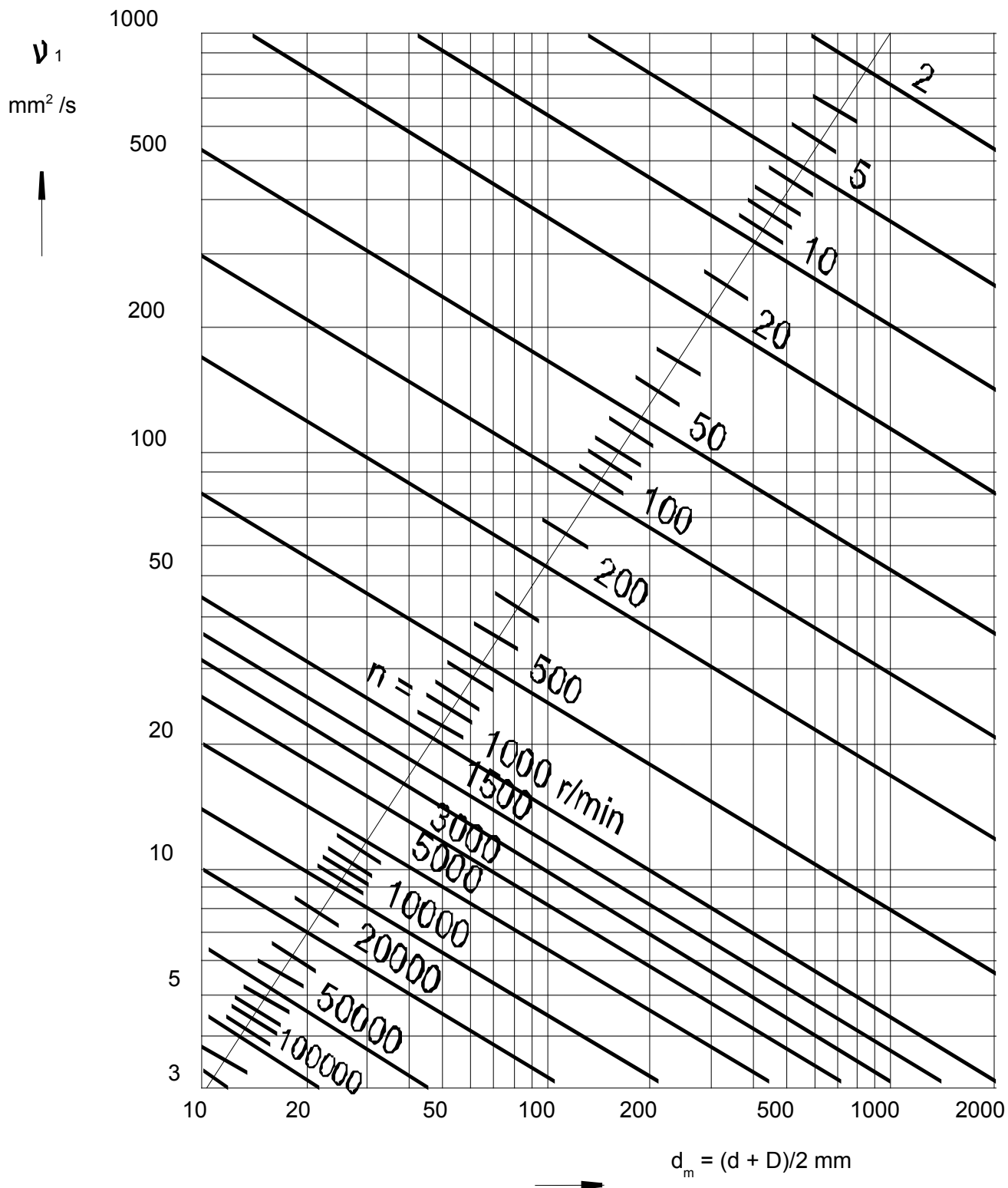
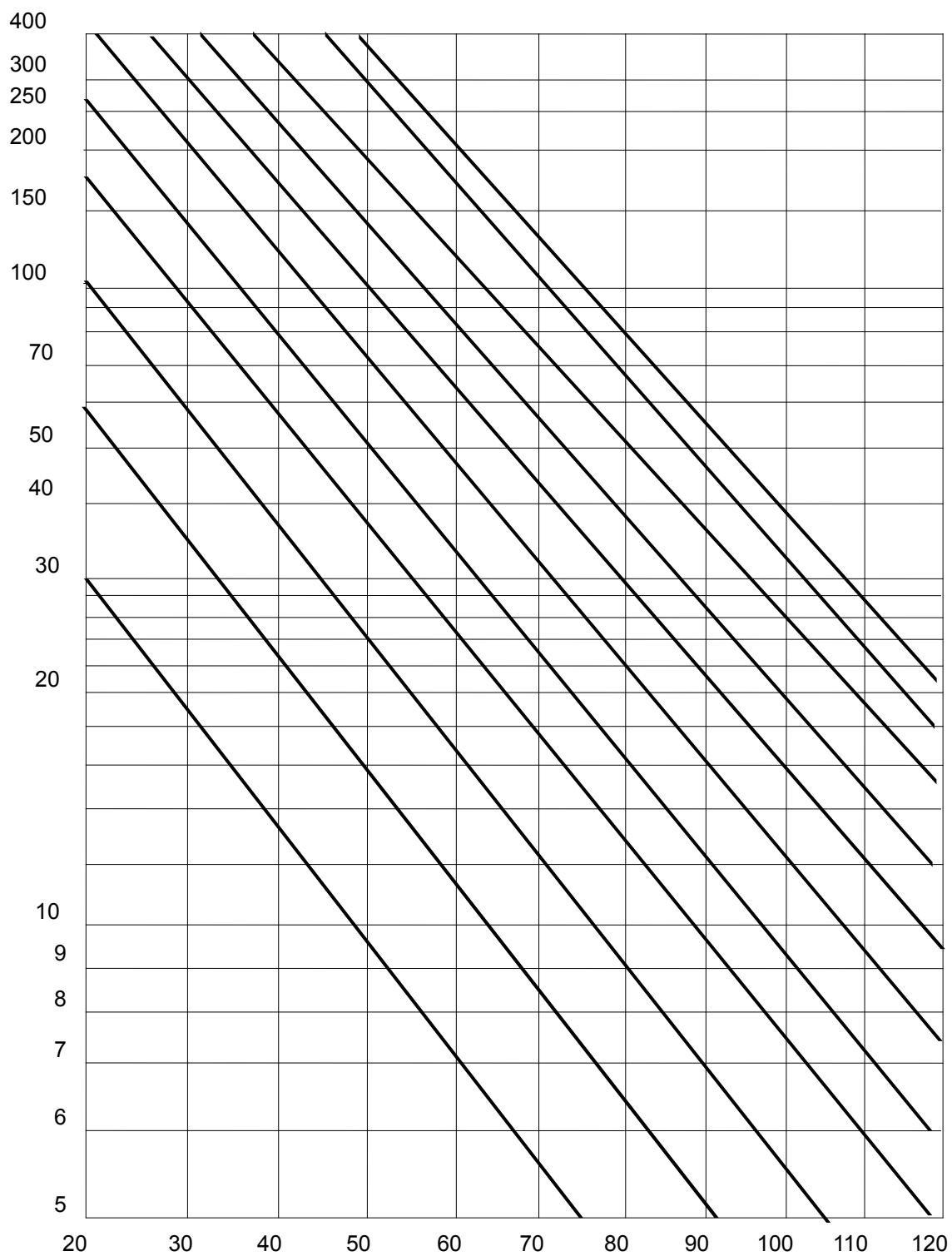


Diagrama 1

ν
mm²/s



t °C

Diagrama 2

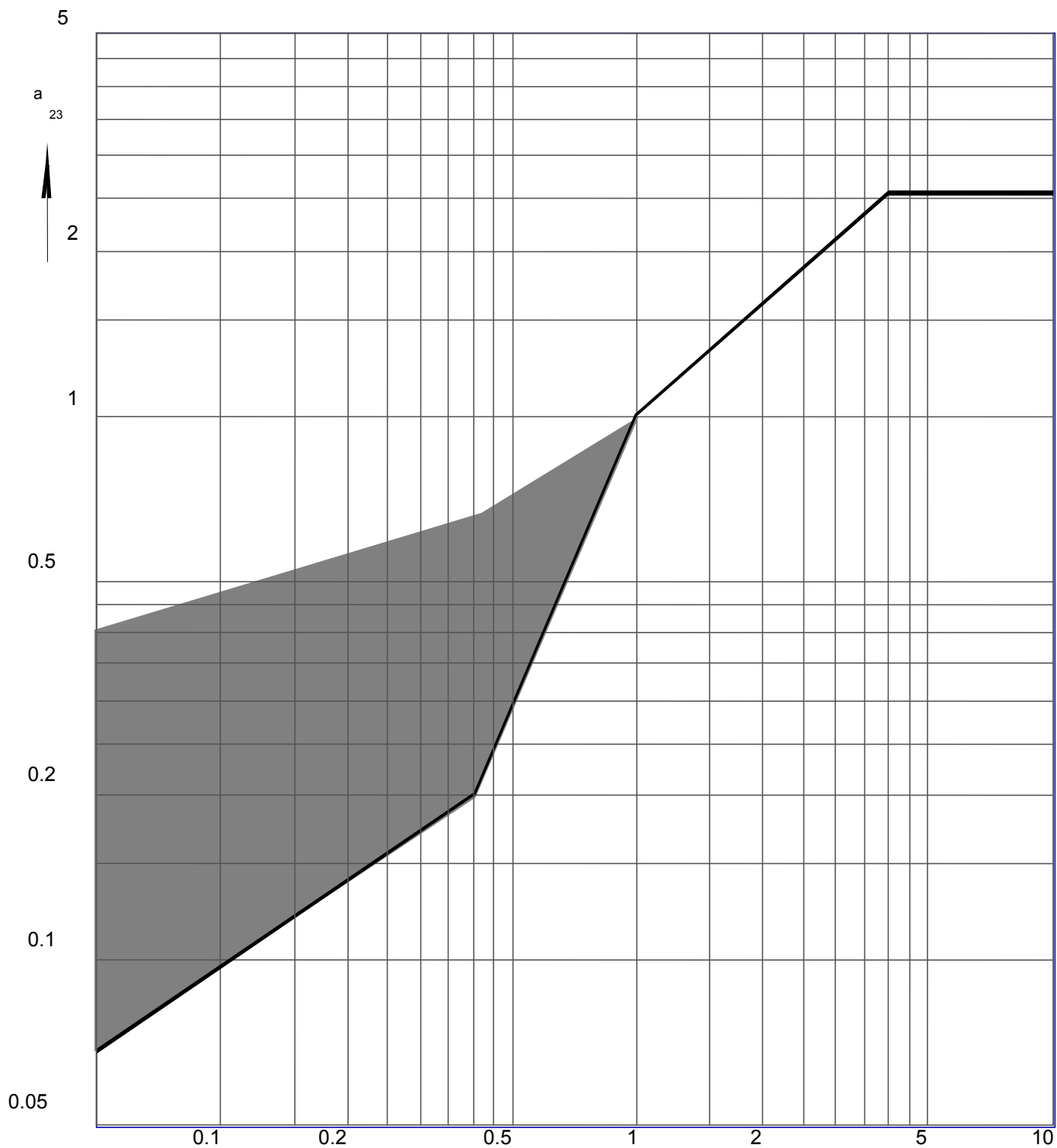
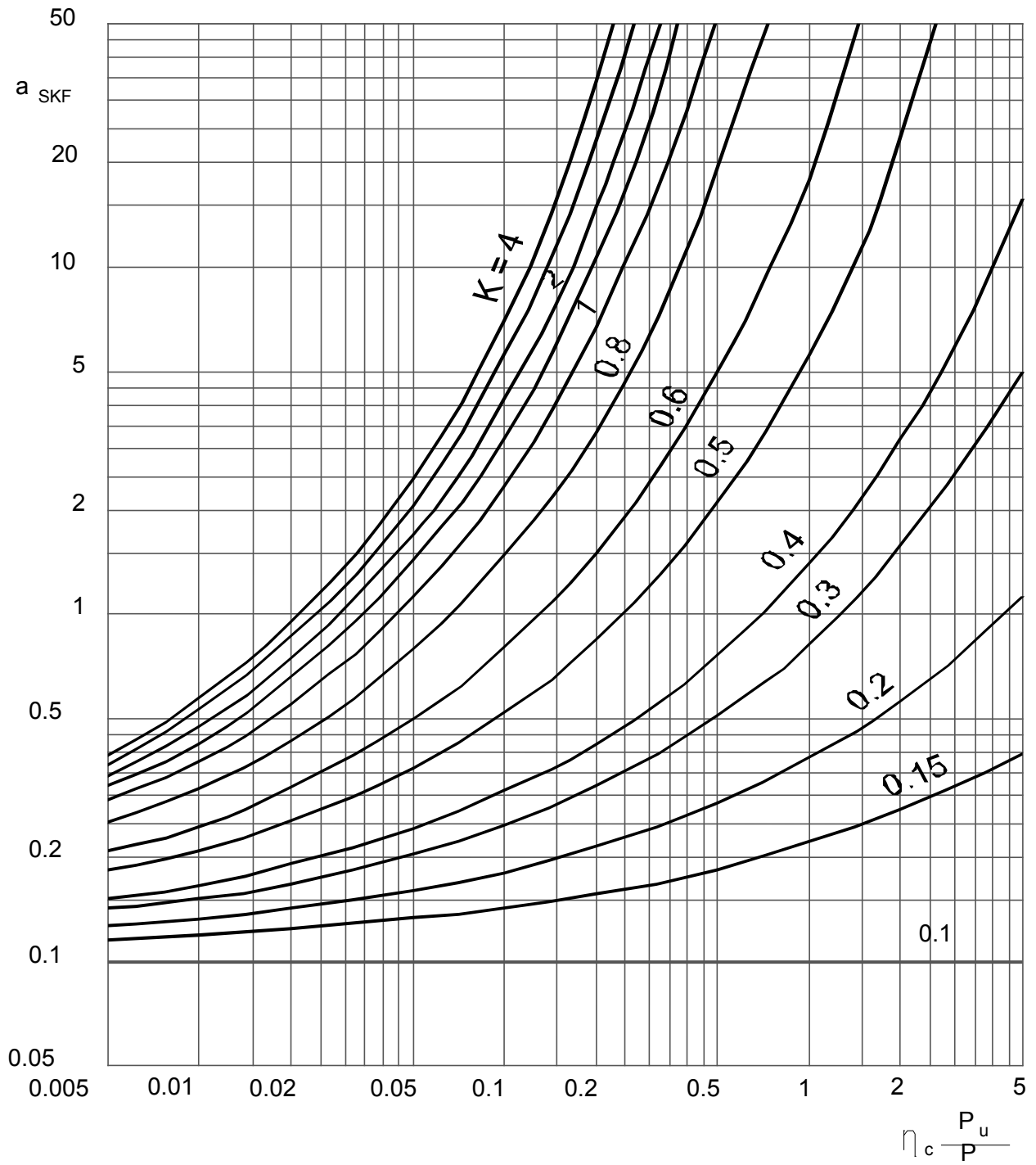


Diagrama 3

Factor a_{SKF} para rodamientos radiales de bolas



Si $k > 4$, tomar la curva $k = 4$

Cuando el valor de $\eta_c(P_u/P)$ tiende a cero, a_{SKF} tiende a 0.1 para todos los valores de k .

Diagrama 4

Factor a_{SKF} para rodamientos radiales de rodillos

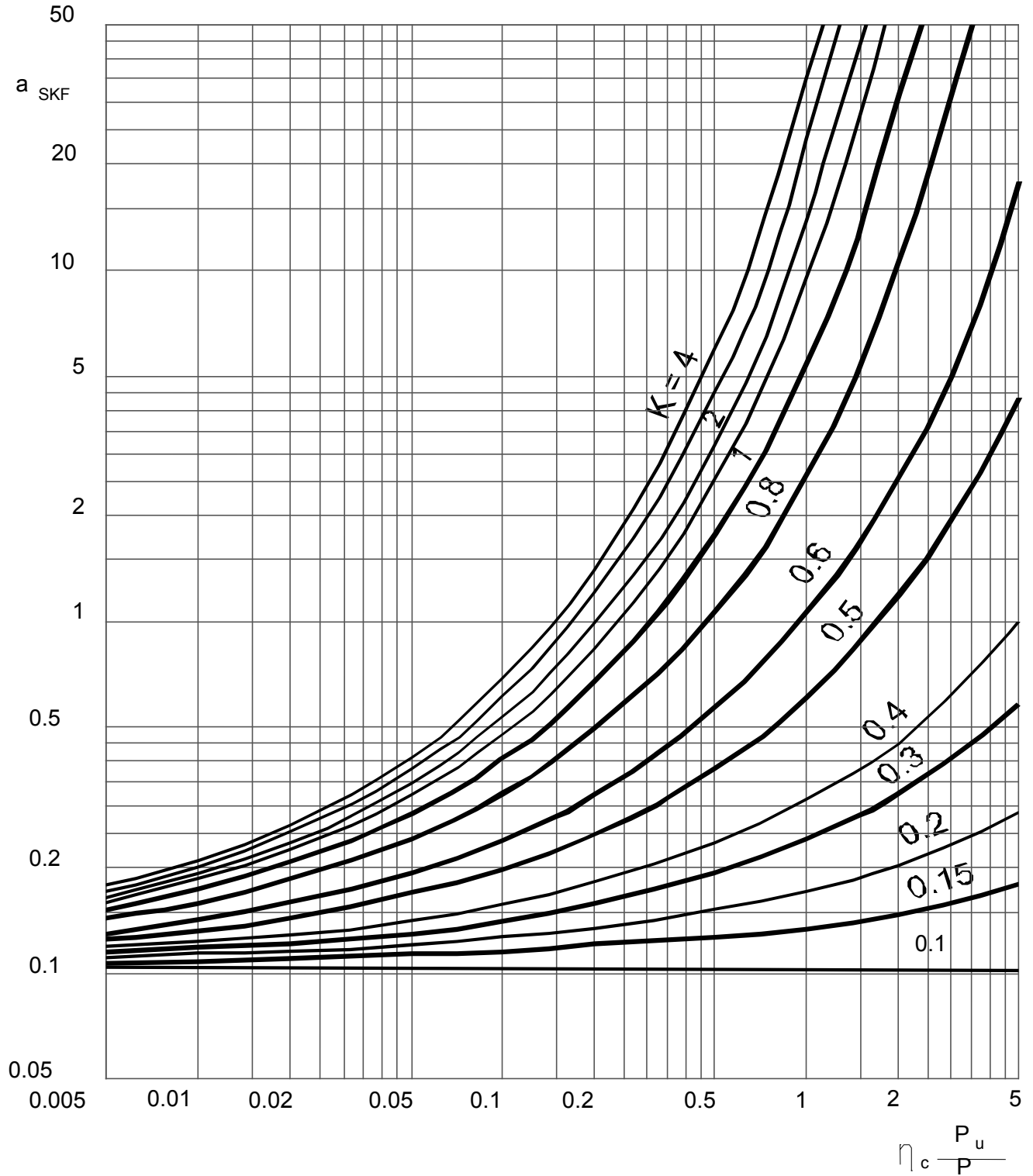
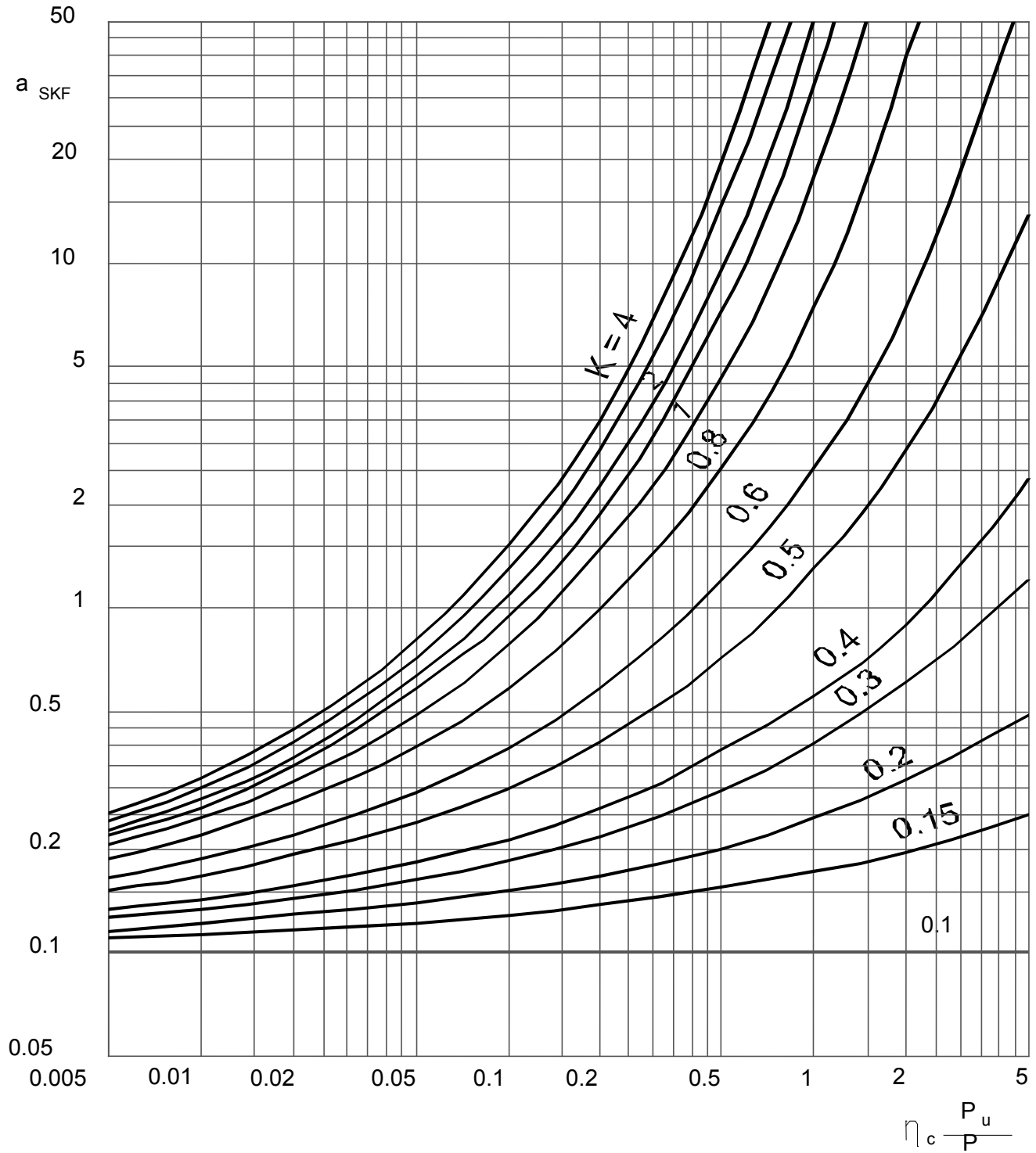


Diagrama 5

Factor a_{SKF} para rodamientos axiales de bolas



Si $k > 4$, tomar la curva $k = 4$

Cuando el valor de $\eta_c(P_u/P)$ tiende a cero, a_{SKF} tiende a 0.1 para todos los valores de k .

Diagrama 6

Factor a_{SKF} para rodamientos axiales de rodillos

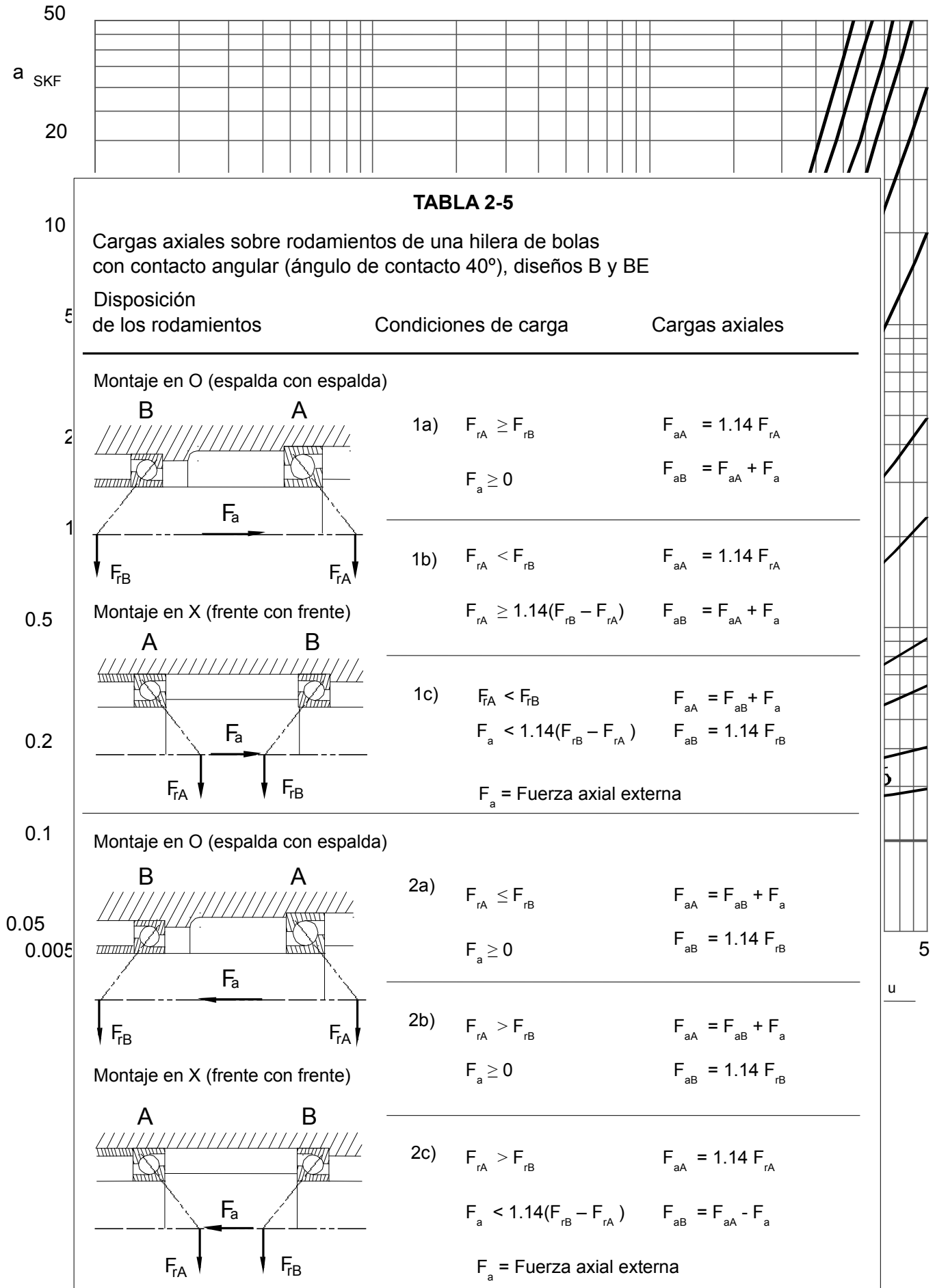


TABLA 2-6

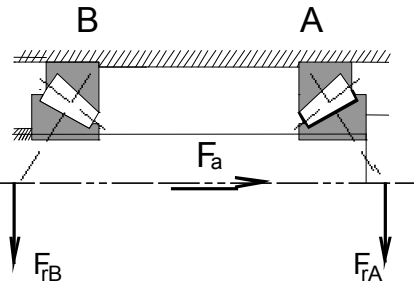
Cargas axiales sobre rodamientos de rodillos cónicos.

Disposición
de los rodamientos

Caso de carga

Cargas axiales

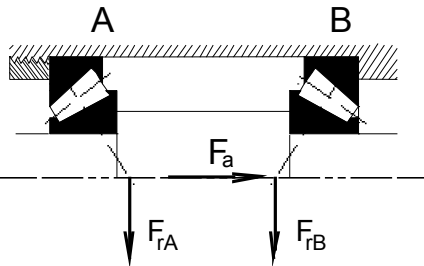
Montaje en O (espalda con espalda)



1a) $\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B}$
 $F_a \geq 0$

$F_{aA} = \frac{0.5 F_{rA}}{Y_A}$
 $F_{aB} = F_{aA} + F_a$

Montaje en X (frente con frente)



1b) $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$
 $F_a < 0.5 \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$

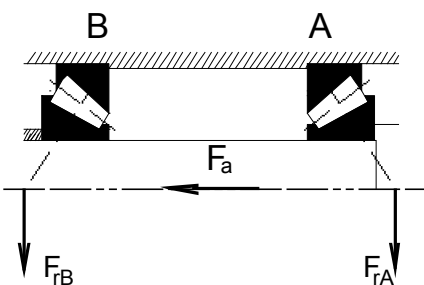
$F_{aA} = \frac{0.5 F_{rA}}{Y_A}$
 $F_{aB} = F_{aA} + F_a$

1c) $\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B}$

$F_{aA} = \frac{0.5 F_{rA}}{Y_A}$
 $F_{aB} = \frac{0.5 F_{rB}}{Y_B}$
 $F_{aA} = F_{aB} - F_a$

F_a = Fuerza axial externa

Montaje en O (espalda con espalda)



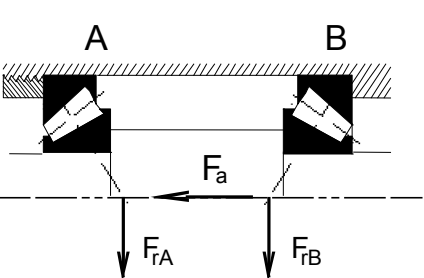
2a) $\frac{F_{rA}}{Y_A} \leq \frac{F_{rB}}{Y_B}$
 $F_a \geq 0$

$F_{aB} = \frac{0.5 F_{rB}}{Y_B}$
 $F_{aA} = F_{aB} + F_a$

2b) $\frac{F_{rA} F_a}{Y_A Y_A} > \frac{F_{rB} F_{rB}}{Y_B Y_B}$
 $F_a \geq 0.5 \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$

$F_{aB} = \frac{0.5 F_{rB}}{Y_B}$
 $F_{aA} = F_{rA} + F_a$

Montaje en X (frente con frente)



2c) $\frac{F_{rA} F_a}{Y_A Y_A} > \frac{F_{rB} F_{rB}}{Y_B Y_B}$
 $F_a < 0.5 \left(\frac{F_{rA}}{Y_A} - \frac{F_{rB}}{Y_B} \right)$

$F_{aA} = \frac{0.5 F_{rA}}{Y_A}$
 $F_{aB} = F_{aA} - F_a$

F_a = Fuerza axial externa

Tabla 9. Valores para el Factor de Seguridad estático s_0 .

Tipo de Funcionamiento	Rodamientos giratorios						Rodamientos estacionarios	
	Requerimientos relativos al funcionamiento silencioso							
	No importante		Normal		Alto			
	Rod. de bolas	Rod. de rodillos	Rod. de bolas	Rod. de rodillos	Rod. de bolas	Rod. de rodillos	Rod. de bolas	Rod. de rodillos

Suave sin vibraciones	0.5	1	1	1.5	2	3	0.4	0.8
Normal	0.5	1	1	1.5	2	3.5	0.5	1
Cargas de choque notable	≥ 1.5	≥ 2.5	≥ 1.5	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Para rodamientos axiales de rodillos a rótula es aconsejable usar $s_o \geq 4$.

¹⁾ Cuando no se conoce la magnitud de la carga, deben usarse valores de s_o por lo menos iguales a los arriba indicados. Si las magnitudes de las cargas de choque son exactamente conocidas, se puede aplicar a s_o valores menores.