

〔滚动轴承〕

工程数据

(美国 SKF 工业公司)

洛阳轴承厂研究所



〔滚动轴承〕

工 程 数 据

(美国SKF工业公司)

翻 译: 陈 驰
雷 书 全

校 对: 王 庆 菡

洛 阳 轴 承 厂 研 究 所

翻 译 说 明

《工程数据》是瑞典 SKF 轴承公司在美国的子公司“SKF工业公司”(SKF Industries Inc.)编写出版的技术资料。它系统地介绍了SKF公司多年来积累的有关滚动轴承技术的经验数据,内容着重于滚动轴承的选择和应用。篇幅计有:选型需要考虑的问题、轴承负荷容量和寿命、摩擦、容许速度、尺寸与公差、保持架、配合、轴向负荷、轴箱和密封装置、安装与拆卸、润滑、清洗等十二个部分。

《工程数据》列举了较丰富的计算公式、应用实例和数据表格,图文对应,取材新颖。由于着重实践,对我们有实际使用价值。但从原作意图来看,该公司在某些技术问题探讨上,试图影响读者通过谘询方式扩大其贸易市场。

《工程数据》可作为轴承使用部门设计、安装和维修人员的应用手册,同时也适合轴承行业的设计、生产、科研人员查阅以及大专院校有关专业人员选阅。

由于我们水平有限,错误之处在所难免,欢迎广大读者批评指正。

一九八三年三月

美国 SKF 工业公司

《工程数据》

目 录

选择轴承类型时需要考虑的问题	(1)
轴承负荷容量和寿命	(1)
关于“寿命”一词	(2)
负荷与寿命之间的关系	(2)
基本额定负荷和寿命计算公式	(2)
基本额定负荷公式	(5)
提高疲劳寿命	(6)
寿命的可靠性调整系数	(7)
寿命的材料调整系数	(8)
寿命的润滑调整系数	(8)
寿命各种调整系数的组合	(11)
额定静负荷	(14)
同时存在的径向和推力负荷	(15)
旋转的向心轴承	(15)
旋转的推力轴承	(16)
非旋转的向心和推力轴承	(16)
内部负荷的分布	(19)
轴承变负荷的当量负荷	(31)
负荷角和接触角不变	(31)
负荷角或接触角变化	(35)
具有摆动运动轴承的当量负荷	(37)
轴承负荷的计算	(38)
切向力与传动功率的关系	(38)
功率单位—换算系数	(39)
齿轮中的力和速度	(39)
正齿轮	(40)
伞齿轮	(41)
偏轴伞齿轮	(42)
蜗轮	(43)

行星齿轮.....	(45)
附加力.....	(48)
齿轮速度的计算.....	(48)
皮带、绳索和链条传动装置中的力.....	(51)
摩擦轮传动装置中的力.....	(53)
不平衡力.....	(53)
曲轴机构中的力.....	(56)
冲击负荷.....	(58)
不同用途中的附加力.....	(60)
轴承负荷.....	(60)
装用两套轴承的轴.....	(61)
装用三套轴承的轴.....	(66)
轴承寿命的选择.....	(71)
轴承摩擦.....	(72)
容许速度.....	(74)
“A”值.....	(75)
工作温度.....	(77)
轴承在高速下由于摩擦产生的热.....	(78)
轴承尺寸和公差.....	(79)
外形尺寸.....	(79)
内径.....	(82)
外径.....	(82)
宽度.....	(82)
互换性.....	(83)
轴承公差.....	(83)
特高精度.....	(91)
轴承内部游隙.....	(99)
轴承内部游隙标准.....	(100)
保持架.....	(104)
与轴和轴箱的配合.....	(105)
精密轴承.....	(130)
轴承的轴向定位.....	(132)
内圈.....	(132)
外圈.....	(134)
轴箱和密封装置.....	(136)
脂润滑用密封.....	(136)
脂润滑用轴箱.....	(137)
油润滑用密封.....	(138)

油润滑用轴箱.....	(140)
轴承的安装和拆卸.....	(143)
安装.....	(143)
试运转.....	(145)
工作温度.....	(145)
拆卸.....	(146)
轴承的液压安装和拆卸.....	(146)
圆锥孔轴承的液压安装.....	(146)
圆锥孔轴承的液压拆卸.....	(147)
圆柱孔轴承的液压拆卸.....	(147)
附加结构有关事项.....	(148)
润滑.....	(148)
润滑的作用.....	(148)
油润滑.....	(148)
脂润滑.....	(149)
AFBMA 润滑脂选择指南.....	(149)
润滑脂分类.....	(150)
工作条件.....	(151)
添加润滑脂间隔时间.....	(154)
润滑油和润滑脂优点的比较.....	(156)
高温应用.....	(156)
低摩擦应用.....	(157)
防潮保护措施.....	(157)
闲置机器的保护措施.....	(158)
清洗.....	(158)

选择轴承类型时需要考虑的问题

机器设计者选择 SKF 轴承的类型和尺寸有很大的余地。每种类型轴承都具有最适合一定用途的性能。诚然,选型有时可能出现复杂的问题,需要相当的经验才能解决。下面列举了一些需要考虑的事项作为综合性的指导。

• 一般说,在小尺寸和轻负荷情况下,球轴承的价格比较低廉;而在大尺寸和重负荷情况下,滚子轴承的价格比较低廉。

• 滚子轴承在振动或冲击负荷下比球轴承更优越。

• 如果在轴箱和轴之间有偏斜,则应使用自动调心球轴承或者球面滚子轴承。

• 推力球轴承只应承受纯推力负荷。通常,在高速下(即使对纯推力负荷来说),向心球轴承或角接触球轴承将是比较好的选择。

• 自动调心球轴承和圆柱滚子轴承具有很低的摩擦系数。

• 向心球轴承可买到带密封圈的,这样,轴承可以预润滑,能长期工作而不必维护保养。

轴承类型一旦选定,轴承尺寸可按本目录中提出的方法进行选择。由于标准轴承的品种很多,特殊结构轴承的需要量则极少。特殊结构轴承,除按照有经验的轴承工程师的建议选择之外,从来不加规定。

轴承负荷容量和寿命

在球和滚子轴承的选择中,对负荷容量和轴承预期寿命的准确了解是很重要的。缺乏这样的了解,就不能保证轴承是否正确用于既定使用目的。

经过多年的广泛研究,已经有可能对确定轴承负荷容量和轴承预期寿命形成一套理论^{1,2}。这套理论已经广泛地为轴承制造者连续不断进行的研究证明,并已经为美国滚动轴承制造者协会(AFBMA)^{3,4}、美国国家标准协会(ANSI)^{3,4}和国际标准组织(ISO)⁵在制订关于计算球轴承和滚子轴承的额定负荷及预期寿命的标准方法中采用。

1. Lundberg, G. and Palmgren, A., "Dynamic Capacity of Rolling Bearings," *Acta Polytechnica, Mechanical Engineering Series 1*, Proceedings of the Royal Swedish Academy of Engineering Sciences, No. 3, 7 (1947)

2. Ibid, "Dynamic Capacity of Roller Bearings," *Acta Polytechnica M.E. Series 2*, RSAES, No. 4, 96 (1952)

3. ANSI/AFBMA, "Load Ratings and Fatigue Life for Ball Bearings," Std 9-1978

4. Ibid, "Load Ratings and Fatigue Life for Roller Bearings," Std 11-1978

5. ISO, "Rolling bearings—Dynamic load ratings and rating life—Part I. Calculation methods," International Standard ISO 281/1-1977

本目录中所列之额定负荷和关于计算轴承预期寿命的方法，符合上述这些标准。

关于“寿命”一词

如果一套轴承安装、润滑正确，而且其它方面也处理得当，则除了材料疲劳以外，再没有别的损坏原因。单个轴承的寿命，在固定速度情况下，按照转数或者工作小时数来确定，这个固定速度，系指在套圈或者任何滚动体的材料中首次出现疲劳扩大迹象之前能够运转的速度。

一组轴承的寿命要求有一个更明确的定义，因为，当许多相同轴承在同样的负荷和速度条件下运转时，它们的寿命有一个散差。寿命的这个散差随不同试验批量而略有变化，但平均散差具有图 1 所示的形式。

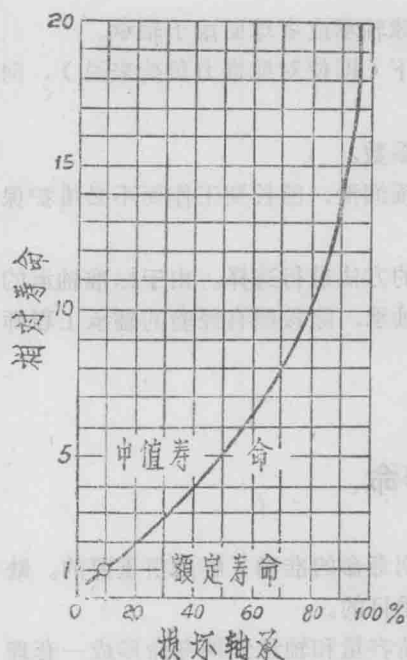


图 1

中值寿命是产品质量的一个好标准，可用于对易于更换的、使用中的大量轴承的性能进行经济的计算。然而，当必须更换轴承时，设计人员通常不仅要考虑新轴承的价格，而且还必须考虑再拆装的费用以及生产或使用的损失等。

鉴于上述情况，以及为了获得轴承满足实际需要的一个可靠使用程度，对一组轴承而言的“额定寿命”，或者简称“寿命”，已由 ANSI, AFBMA 和 ISO 下了定义，并为本目录所采用，即在给定的固定转速下，90% 轴承在开始出现疲劳之前能够达到或超过的转数（以百万转为单位）。按目前确定的结果，一组中 50% 轴承的寿命将达到或超过中值寿命，约为额定寿命的五倍。

负荷与寿命之间的关系

SKF 公司和其它公司所进行的大量试验以及广泛的理论研究揭示，就通常的轴承负荷和适当的精度而言，疲劳寿命同球轴承负荷的 3 次方成反比，而同滚子轴承负荷的 10/3 次方成反比。这就是说，如果两组同类型、同尺寸的轴承分别在 F_A 和 F_B 固定负荷下运转，则两组轴承将分别获得 L_A 和 L_B 额定寿命，其关系是：

$$\text{对球轴承 } \frac{L_A}{L_B} = \left(\frac{F_B}{F_A} \right)^3; \text{ 而}$$

$$\text{对滚子轴承 } \frac{L_A}{L_B} = \left(\frac{F_B}{F_A} \right)^{10/3}$$

基本额定负荷和寿命计算公式

在上述表示负荷与寿命关系的公式中，设 L_B 为一百万转，则等式可写成：

$$L_A = \left(\frac{F_B}{F_A} \right)^3 \text{ 百万转 (球轴承);}$$

而

$$L_A = \left(\frac{F_B}{F_A} \right)^{10/3} \text{ 百万转 (滚子轴承)}$$

或按更通用的方式

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^3 \text{ 百万转 (球轴承)} \quad (1)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^{10/3} \text{ 百万转 (滚子轴承)} \quad (2)$$

在这两个寿命公式中

L_{10} 系在轴承固定负荷 P 下以百万转计的额定寿命。

C 系可以得到一百万转寿命的负荷，并称为“基本额定负荷”。

以磅计的 C 数值，列于 SKF 另外样本的表中。

当基本额定负荷 C 为已知时，则要求任何额定寿命的容许负荷均可按寿命公式计算，或者相反，额定寿命可按任何已知的负荷计算。

一套轴承在已知负荷 P 下的额定寿命，可借助图 2 球轴承和图 3 滚子轴承的诺模图很容易地求得。首先，将取自轴承表中的 C 值除以负荷值 P 。然后在可适用的诺模图上画一直线，使其与左侧刻度上的轴承工作速度以及中左刻度上的 C/P 计算值相交。之后，可直接从该直线与右侧刻度交叉点读得以小时计的额定寿命。相反，如果速度 and 要求的额定寿命为已知，则划一直线与左、右刻度上的适当点相交。其与中左刻度的交点给出必须达到的 C/P 值。然后，如果负荷 P 为已知，则 C 的要求值由下式求得：

$$C = (C/P)P \quad (3)$$

另一方面，如果轴承已经选定，并由于 C 为已知，则容许负荷 P 从下式求得：

$$P = \frac{C}{(C/P)} \quad (4)$$

不用图 2 和 3 的诺模图，下面的公式(5)和(6)可用来计算以小时计的 L_{10} 寿命：

$$L_{10} = \frac{16667}{N} \left(\frac{C}{P} \right)^3 \text{ 小时 (球轴承)} \quad (5)$$

$$L_{10} = \frac{16667}{N} \left(\frac{C}{P} \right)^{10/3} \text{ 小时 (滚子轴承)} \quad (6)$$

式中 N 系以每分转数计的内、外圈净速度。

例：

1. 如要求的额定寿命 L_{10} 为 10,000 小时，则一套 908 轴承在 650 转/分下能够承受多少推力负荷？

从图 2 得出 $C/P = 7.25$

对 908 轴承 $C = 6280$ 磅

然后由等式(4)求得 $P = \frac{6280}{7.25} = 865$ 磅

2. 当使用滚子轴承时，对于在 9,500 磅径向负荷、350 转/分转数情况下，要求额定寿

命 L_{10} 为15,000小时的 C 值应是多少?

从诺模图 3 得出, $C/P=5.6$

然后从等式(3)求得, $C=5.6 \times 9500=53,200$ 磅。

3. 22320 C 型轴承在800转/分、12,000磅径向负荷下工作, 可望取得的额定寿命是多少?

对该型号轴承, $C=118,000$ 磅。

于是 $C/P=\frac{118000}{12000}=9.83$



1) 该寿命是90%轴承可望超过的寿命。中值寿命约为该寿命的五倍。

从诺模图 3 得知, 额定寿命 L_{10} 为 42,000 小时。

用百万转表示轴承寿命往往更方便, 例如, 在速度变化很大的情况下。用于各种车辆车轮的轴承就是很好的例子, 在这些情况下公里比小时更方便。

公式(7)和(8)可用来计算以公里计的额定寿命:

$$L_{10} = 49.6W \left(\frac{C}{P} \right)^3 \text{ 公里 (球轴承)} \dots\dots\dots (7)$$

$$L_{10} = 49.6W \left(\frac{C}{P} \right)^{10/3} \text{ 公里 (滚子轴承)} \dots\dots\dots (8)$$

式中 W 为以英寸计的车轮直径。

对中右刻度上的任何百万转数, C/P 值可直接在图 2 (球轴承) 或图 3 (滚子轴承) 的诺模图中的左刻度上读出。之后, 按前说明可使用等式(3)和(4)。

很明显, 轴承尺寸稍增将使轴承寿命显著增加, 而且很明显, 为获得经济选择轴承的正确根据, 必须注意严格确定所有负荷组成及其变化的情况。

基本额定负荷公式

本目录轴承表中所列的基本额定负荷 C 值, 用下列标准公式求得:

a. 对于钢球直径不大于 1 英寸的向心球轴承和向心推力球轴承

$$C = f_c (i \cos \alpha)^{0.7} Z^{2/3} D^{1.8} \text{ 磅} \dots\dots\dots (9)$$

b. 对于钢球直径大于 1 英寸的向心球轴承和角接触球轴承

$$C = f_c (i \cos \alpha)^{0.7} Z^{2/3} D^{1.4} \text{ 磅} \dots\dots\dots (10)$$

c. 对于本目录所指类型的钢球直径不大于 1 英寸的推力球轴承

$$C = f_c Z^{2/3} D^{1.8} \text{ 磅} \dots\dots\dots (11)$$

d. 对于球面、圆柱和圆锥滚子轴承

$$C = f_c (i_{\text{eff}} \cos \alpha)^{7/9} Z^{3/4} D^{29/27} \text{ 磅} \dots\dots\dots (12)$$

e. 对于推力球面滚子轴承

$$C = f_c (l_{\text{eff}} \cos \alpha)^{7/10} \tan \alpha Z^{3/4} D^{29/27} \text{ 磅} \dots\dots\dots (13)$$

式中:

i = 任何一套轴承中钢球或滚子的列数

α = 额定接触角 = 在钢球或滚子联合负荷作用线和垂直于轴承中心线的一平面间的额定角

Z = 每列的钢球数或滚子数

D = 以英寸计的钢球或滚子直径 (圆锥滚子轴承指平均直径)

l_{eff} = 一滚子和套圈之间接触最短 (滚子全长减去倒角或者减去斜坡) 的以英寸计的有效接触长度

f_c = 以轴承零件几何形状、滚子和套圈载荷表面的精确形状、各种不同轴承零件的制造精度以及材料而定的系数。SKF 各种类型轴承的 f_c 值可从表 1 中获得。这些值以作为额定负荷标准的优质淬火大气冶炼轴承钢制造的轴承为基础。

表 1

SKF 轴承的 γ_c 系数

D ₉₀₅₀ dm	球 轴 承				滚 子 轴 承					
	单列和双列向心球轴承和角接触球轴承，	自动调心球轴承	推力球轴承	仪表球轴承	带整体中挡边的球面滚子轴承，圆锥滚子轴承	C 和 CA 型球面滚子轴承，带整体挡边的圆锥滚子轴承	带止动环的圆柱滚子轴承	滚针轴承		推力球面滚子轴承
		球轴承	轴承	轴承				满滚针	保持架型	
0.01			2790		4410	4760	3810	3020	3420	9830
0.02			3430		5150	5490	4460	3560	4010	11400
0.03			3880		5590	5940	4900	3860	4360	12400
0.04			4230		5940	6340	5200	4110	4650	13300
0.05	3550	1310	4520	2210	6240	6630	5440	4310	4900	13900
0.07	3730	1420	4780	2320	6430	6830	5640	4500	5050	14400
0.09	3890	1510	5000	2410	6680	7130	5840	4600	5200	14800
0.11	4020	1600	5210	2500	6830	7280	5990	4750	5350	15200
0.13	4130	1690	5390	2560	6980	7430	6090	4850	5450	15500
0.15	4220	1770	5570	2620	7080	7520	6190	4900	5540	15800
0.17	4370	1940	5880	2710	7280	7720	6340	5050	5690	16100
0.19	4470	2100	6160	2780	7380	7870	6440	5100	5790	16300
0.21	4530	2260	6410	2820	7470	7970	6480	5150	5840	16400
0.23	4550	2410	6640	2830	7470	7970	6530	5200	5840	16400
0.25	4550	2550	6854	2830	7470	7970	6530	5200	5840	16400
0.27	4530	2680	7060	2820	7430	7920	6480	5150	5790	16300
0.29	4480	2790	7240	2780	7380	7870	6440	5100	5740	16200
0.31	4420	2910	7410	2740	7280	7720	6340	5050	5690	16000
0.33	4340	3000	7600	2700	7180	7620	6240	4950	5590	15800
0.35	4250	3060	7750	2640	7080	7520	6140	4900	5540	15600
0.37	4160	3110	7900	2590						
0.39	4050	3130	8050	2510						
0.41	3930	3140		2440						
0.43	3800	3110		2360						
0.45	3670	3070		2280						

提高疲劳寿命

按照前面叙述的方法计算的轴承疲劳寿命是假定轴承的应用条件是合适的。如果润滑不当或者温度超过，则轴承达到或超过额定寿命的能力被严重削弱。除此之外，如果轴承负荷不正常，如由于轴中心线相对于轴箱或外圈中心线的偏斜（或者相反）引起的负荷，则内部负荷分布改变，从而不可能达到计算的标准额定寿命。

除考虑这些可能降低轴承疲劳寿命的问题之外，在应用中通过提供更合适的润滑或通过使用经过特殊冶炼获得的优质钢，采用特殊的热处理或金属加工技术等制造的轴承，可以增进轴承的疲劳寿命。

高加工精度也大大有助于延长疲劳寿命。钢材质量改进和/或轴承制造更精密以及良好的润滑等因素综合一起，能够提供为轴承达到比标准额定寿命高出许多倍的疲劳寿命的能力。另一方面，如果润滑不当，则不能假定由此影响的寿命不足会通过用优质钢制造的轴承而得到补偿。

寿命的可靠性调整系数

在滚动轴承应用中，按照公式(1)~(8)计算的“额定寿命”，系90%轴承在初次出现疲劳扩大迹象之前应达到或超过的寿命。换句话说，在那种用途中的已知轴承能工作到“额定寿命”的可靠性为90%。

图4是从SKF对2500多套轴承进行耐疲劳试验取得的数据绘制的，它给出了与增加可靠性相对应的寿命调整系数 α_1 的数值。图4指出，减少损坏概率，要相应降低寿命。损坏概率等于100%减去可靠性的百分率。图4指出，疲劳损坏概率再低，也不会使预期寿命低于“额定寿命”的5%；就疲劳而论，这个“非损坏”寿命相当于100%的可靠性。

从上面的讨论看得很明显，即

$$L_n = \alpha_1 L_{10} \quad \dots\dots\dots (14)$$

式中 L_n 为预期疲劳寿命，它不再是90%的可靠性。例如， L_9 相当于97%可靠性的预期

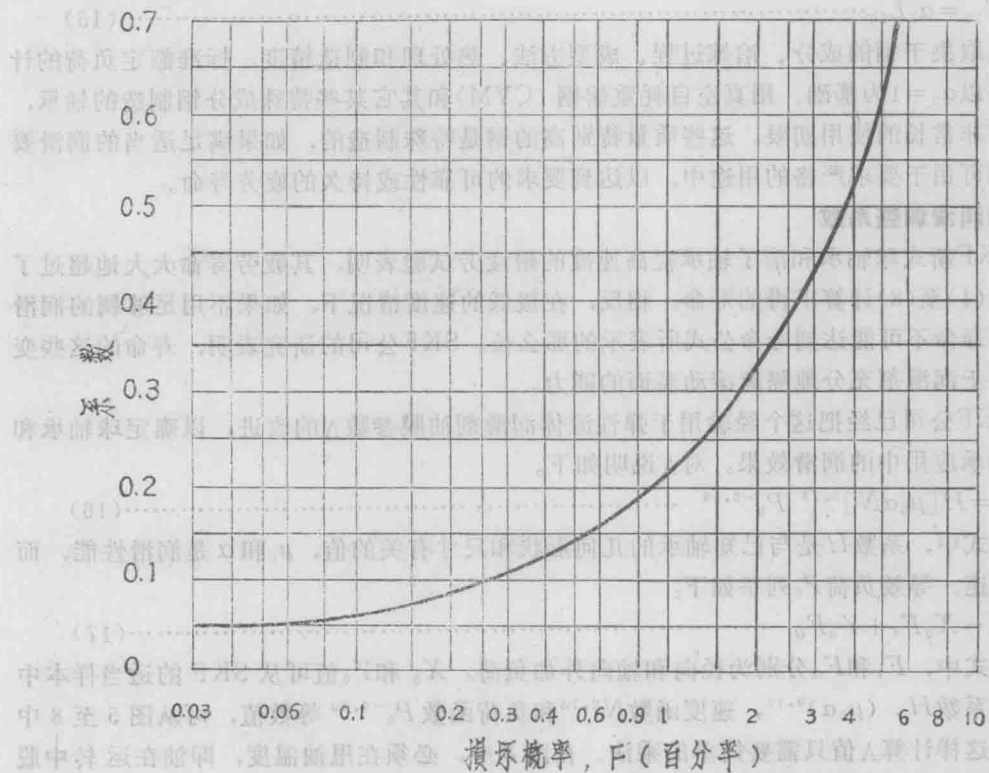


图4 寿命的可靠性调整系数

疲劳寿命，而 $L_{0.5}$ 相当于99.5%可靠性的预期疲劳寿命。

1.一套N207轴承在1800转/分、500磅径向负荷下，按99%可靠性（100%－99%可靠性＝1%损坏概率）可望得到的寿命是多少？

对该型号轴承 $C=5900$

$$\frac{C}{P} = \frac{5900}{500} = 11.8$$

从图3或表1得出

$$L_{10} = 35000 \text{ 小时}$$

从图4得知 $\alpha_1 = 0.21$

$$L_1 = 0.21 \times 35000 = 7350 \text{ 小时}$$

2.按99.9%可靠性计算（100%－99.9%可靠性＝0.1%损坏概率），这种用途的轴承能工作多长时间？

从图4得知 $\alpha_1 = 0.06$

$$L_{0.1} = 0.06 \times 35000 = 2100 \text{ 小时}$$

寿命的材料调整系数

材料经过改进和/或处理的某些类型的SKF球和滚子轴承，其额定寿命可通过系数 α_2 来调整：

$$L'_{10} = \alpha_2 L_{10} \dots\dots\dots (15)$$

系数 α_2 取决于钢的成分、冶炼过程、成型方法、热处理和制造精度。标准额定负荷的计算方法以 $\alpha_2 = 1$ 为基础。用真空自耗重熔钢（CVM）和其它某些特殊成分钢制造的轴承，证明有非常长的使用期限。这些质量特别高的钢是特殊制造的，如果满足适当的润滑要求，则可用于要求严格的用途中，以达到要求的可靠性或持久的疲劳寿命。

寿命的润滑调整系数

SKF新式球轴承和滚子轴承提高速度的耐疲劳试验表明，其疲劳寿命大大地超过了用公式(1)至(8)计算求得的寿命。相反，在极低的速度情况下，如果不用足够稠的润滑剂，则寿命不可能达到寿命公式所表示的那么长。SKF公司的研究表明，寿命的这些变化取决于润滑剂充分地隔离滚动表面的能力。

SKF公司已经把把这个经验用于弹性流体润滑剂油膜参数 Λ 的改进，以确定球轴承和滚子轴承应用中的润滑效果。对 Λ 说明如下。

$$\Lambda = H[\mu_0 \alpha N]^{0.73} P_0^{-0.09} \dots\dots\dots (16)$$

在此公式中，系数 H 是与已知轴承的几何形状和尺寸有关的值， μ_0 和 α 是润滑性能，而 N 是转速。等效负荷 P_0 列举如下：

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \dots\dots\dots (17)$$

在此等式中， F_r 和 F_a 分别为径向和轴向外加负荷。 X_0 和 Y_0 值可从SKF的适当样本中找到。系数 H ， $(\mu_0 \alpha)^{0.73}$ ，速度函数 $N^{0.73}$ 和负荷函数 $P_0^{-0.09}$ 等数值，可从图5至8中得到，这样计算 Λ 值只需要简单的乘法。在图8中，必须在甩油温度，即油在运转中脱出轴承的温度下来估算油的运动粘度。

Λ 值与润滑调整系数 α_3 有关, 这样一来,

$$L'_{10} = \alpha_3 L_{10} \dots\dots\dots (18)$$

润滑油膜厚度对轴承耐久性的影响的定性图, 用图 9 表示。在此插图中, 油膜百分率系指一套工作轴承由于出现润滑油膜而防止了金属与金属接触的时间百分率。图 9 表明, 对大多数用途来说, Λ 值介于0.8和4之间。在此范围内可采用 $\alpha_3=1$ 。

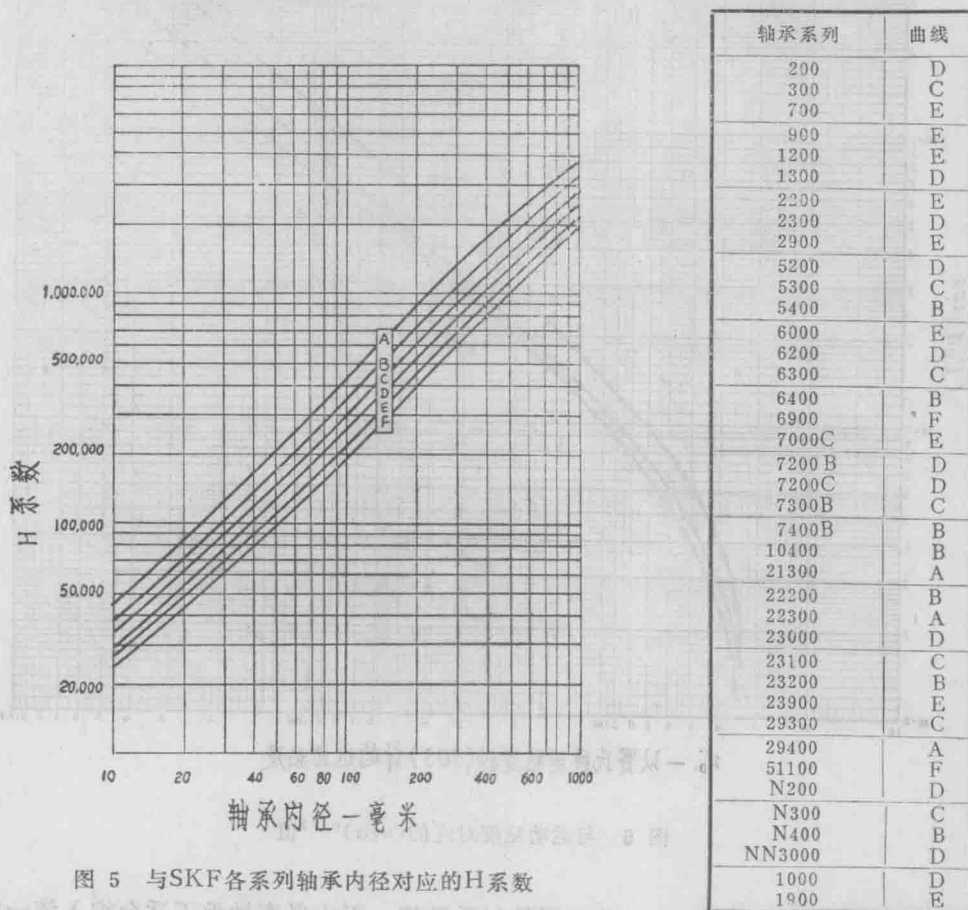


图 5 与SKF各系列轴承内径对应的H系数

当 Λ 小于0.8时, 由于润滑油膜不时中断, 表面有损坏的危险, 可能要采取正确措施以改进润滑。小于1的 α_3 值相当于不充分的润滑, 不建议采用, 因为这种条件可能造成加速损坏而不是滚动表面的疲劳。在这种场合, 标准额定负荷方法不适用。

大于4的 Λ 值保证滚动表面一直不断地被充足的弹性流体动力润滑油膜隔开, 从而轴承的“额定寿命”至少可望是样本值的两倍。 α_3 值等于2, 可适用于 Λ 大于4; 但是, 在设定 α_3 值大于1之前, 要求用户和SKF共同商定应用意见。

在一些用途中, 由于考虑润滑脂中油的粘滞性能, Λ 也可用于润滑脂润滑的轴承。在使用图 6 时还值得注意, 从宾夕法尼亚州原油中产生的油是石蜡基的, 而美国国内大部分矿物油是环烷基的。

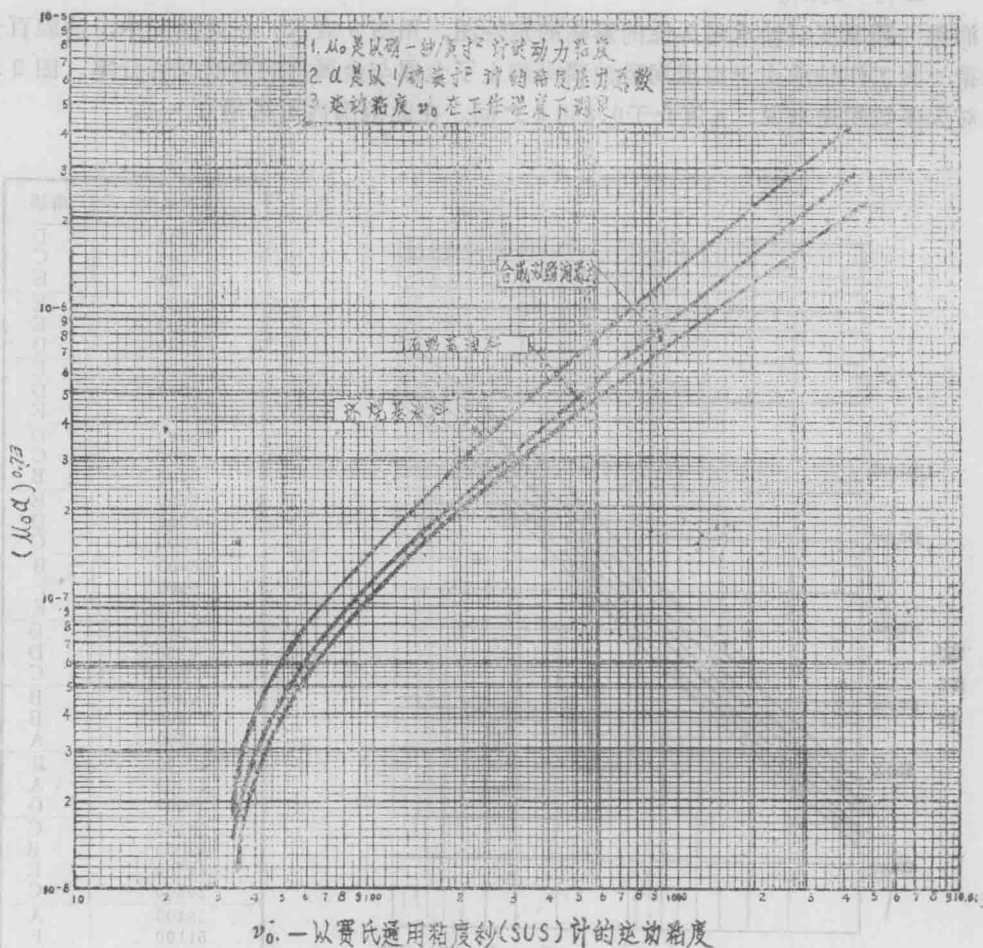


图 6 与运动粘度对应的 $(\mu_0 \alpha)^{0.73}$ 值

这里没有列出泰森(Tyson)分公司的H系数值，因为泰森轴承不适合编入统一的尺寸系列之中。这些轴承的H系数值可通过函索得到。

例：一套SKF的N309（内径45毫米）滚子轴承，在径向负荷2000磅、轴速1800转/分情况下工作。假定该轴承用宾夕法尼亚州润滑油（石蜡基）润滑，为了使轴承达到两倍额定负荷，润滑油应当具备的最低额定粘度是多少？

1. 从图5曲线C得出，H系数=125,000

2. 从图7得出， $N^{0.73}=240$

3. 从图8得出， $P_0^{-0.09}=0.5$

4. 设 $\Lambda=4$ ，我们求得