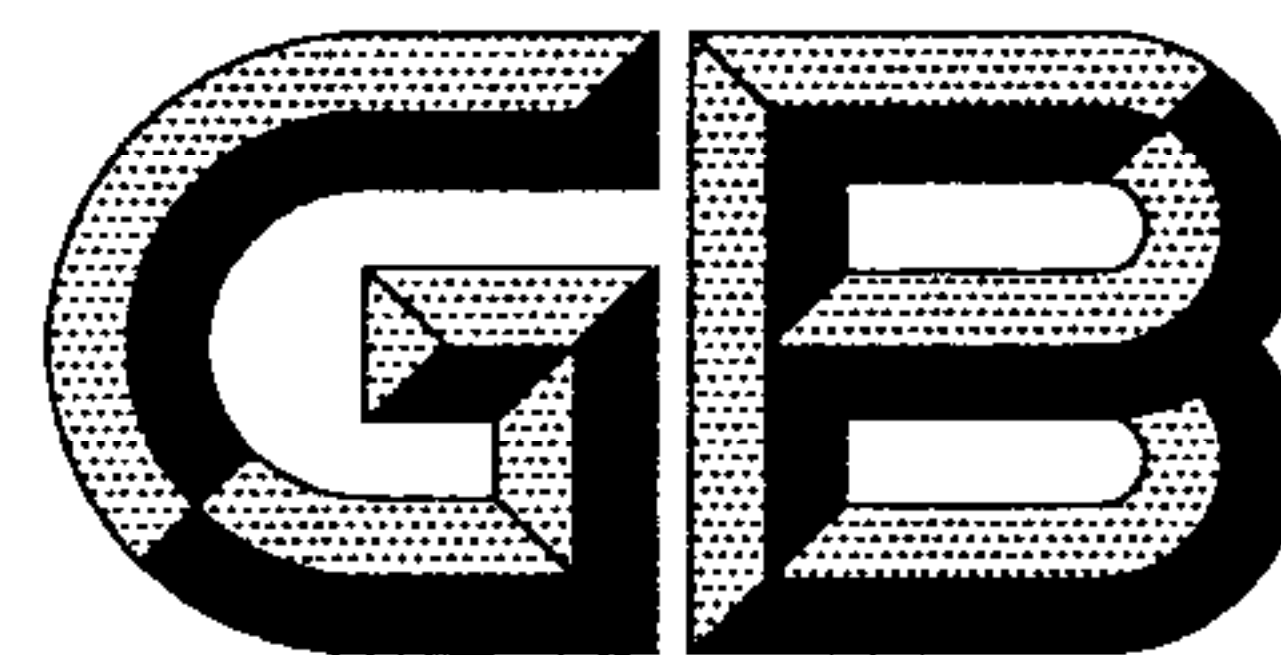




中华人民共和国国家标准

GB/T 6391—2010/ISO 281:2007

代替 GB/T 6391—2003

GB/T 20059—2006

滚动轴承 额定动载荷和额定寿命

Rolling bearings—Dynamic load ratings and rating life

(ISO 281:2007, IDT)

2011-01-14 发布

2011-10-01 实施

中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局 发布
中国国家标准化管理委员会

前 言

本标准等同采用 ISO 281:2007《滚动轴承 额定动载荷和额定寿命》。

本标准等同翻译 ISO 281:2007。

为了便于使用,本标准做了下列编辑性修改:

- “本国际标准”一词改为“本标准”;
- 删除了国际标准的目次和前言;
- 用小数点“.”代替作为小数点的逗号“,”。

本标准代替 GB/T 6391—2003《滚动轴承 额定动载荷和额定寿命》和 GB/T 20059—2006《滚动轴承 额定动载荷和额定寿命 基本额定动载荷计算中的间断点》。

本标准与 GB/T 6391—2003 相比,主要变化如下:

- 增加了部分术语和定义(见第 3 章);
- 增加了部分符号(见第 4 章);
- 可靠度寿命修正系数 a_1 值略有改变,并且可靠度由 99% 延伸至 99.95% (2003 年版和本版的表 12);
- 增加了“疲劳载荷极限”方面的内容(见 9.3.2);
- 增加了“估算寿命修正系数的实用方法”方面的内容(见 9.3.3);
- 增加了附录“估算污染系数的详细方法”(见附录 A);
- 增加了附录“疲劳载荷极限的计算方法”(见附录 B);
- 将 GB/T 20059—2006 的内容纳入,增加了附录“基本额定动载荷计算中的间断点”(见附录 C);
- 删除了附录“参考文献”(2003 年版的附录 A);
- 删除了附录“计算可靠度寿命修正系数 a_1 的公式”(2003 年版的附录 B)。

本标准的附录 A、附录 B 和附录 C 均为资料性附录。

本标准由中国机械工业联合会提出。

本标准由全国滚动轴承标准化技术委员会(SAC/TC 98)归口。

本标准起草单位:洛阳轴承研究所有限公司、上海斐赛轴承科技有限公司。

本标准主要起草人:李飞雪、赵联春。

本标准所代替标准的历次版本发布情况为:

- GB 6391—1986、GB 6391—1995、GB/T 6391—2003;
- GB/T 20059—2006。

引 言

对于每一特定应用场合所选用的轴承,若都通过大量的试验来确定其是否适用,通常是不现实的。然而寿命(见 3.1)是适用性的一种主要表现形式,因此,可以认为,可靠的寿命计算可以恰当和方便地替代试验。本标准旨在为寿命计算提供必要的依据。

GB/T 6391 自 1995 年发布以来,人们关于污染、润滑、安装内应力、淬硬应力、材料的疲劳载荷极限等因素对轴承寿命影响方面的知识增加了许多。在 GB/T 6391—2003 轴承的修正额定寿命计算中,提出了一种笼统的方法,来考虑这些影响因素。本标准提出了一种实用的方法,来考虑润滑条件、被污染的润滑剂和轴承材料的疲劳载荷对轴承寿命的影响。

ISO/TS 16281^[1]引入了先进的计算方法,可以使用户对常规载荷条件下轴承工作游隙和偏斜对轴承寿命的影响予以考虑。用户也可向轴承制造厂咨询这样的工作条件以及其他影响因素(如滚动体离心力或其他高速效应)下当量载荷和寿命的推荐值和估算值。

对于由使用条件和(或)内部结构造成滚动体与套圈滚道的接触区出现明显截断的轴承,按照本标准进行计算则不能得到满意的结果。例如,有装填槽的球轴承,当轴承在使用中承受轴向载荷时,装填槽实际上会伸入到球与沟道的接触区,其计算结果应进行修正方可适用。此时,用户应向轴承制造厂咨询。

可靠度寿命修正系数 a_1 略有改变,并已扩展至 99.95%可靠度。

根据特殊轴承类型和材料的发展或其新信息,本标准尚需不断地进行修订。

关于本标准所列公式和系数推导的背景资料参见 ISO/TR 8646¹⁾ 和 ISO/TR 1281-2^[2]。

1) 已以 ISO/TR 1281-1:2008 发布。

滚动轴承 额定动载荷和额定寿命

1 范围

本标准规定了滚动轴承基本额定动载荷的计算方法,适用于尺寸范围符合有关标准规定、采用当代常用优质淬硬轴承钢,按良好的加工方法制造,且滚动接触表面的形状基本上为常规设计的滚动轴承。

本标准还规定了基本额定寿命的计算方法,该寿命是与90%的可靠度、常用优质材料和良好加工质量以及常规运转条件相关的寿命。此外,本标准还规定了考虑了不同可靠度、润滑条件、被污染的润滑剂和轴承疲劳载荷的修正额定寿命的计算方法。

本标准不包括磨损、腐蚀和电蚀对轴承寿命的影响。

本标准不适用于滚动体直接在轴或轴承座表面上运转的结构,除非该表面在各方面均与轴承套圈(或垫圈)滚道相当。

本标准中的双列向心轴承和双向推力轴承,均假定为对称结构。

有关各类轴承的其他限制条件,在相关条款中说明。

2 规范性引用文件

下列文件中的条款通过本标准的引用而成为本标准的条款。凡是注日期的引用文件,其随后所有的修改单(不包括勘误的内容)或修订版均不适用于本标准,然而,鼓励根据本标准达成协议的各方研究是否可使用这些文件的最新版本。凡是不注日期的引用文件,其最新版本适用于本标准。

GB/T 4662—2003 滚动轴承 额定静载荷(ISO 76:1987, IDT)

GB/T 6930—2002 滚动轴承 词汇(ISO 5593:1997, IDT)

GB/T 7811—2007 滚动轴承 参数符号(ISO 15241:2001, IDT)

ISO/TR 8646:1985 滚动轴承 对 ISO 281/1-1977 的注释²⁾

3 术语和定义

GB/T 6930—2002 确立的以及下列术语和定义适用于本标准。

3.1

寿命 life

〈单套滚动轴承的〉寿命系指轴承的一个套圈或垫圈或滚动体材料上出现第一个疲劳扩展迹象之前,轴承的一个套圈或垫圈相对另一个套圈或垫圈旋转的转数。

注:寿命也可用某一给定的恒定转速下运转的小时数表示。

3.2

可靠度 reliability

〈轴承寿命范畴的可靠度〉系指一组在相同条件下运转、近于相同的滚动轴承期望达到或超过规定寿命的百分率。

注:单套滚动轴承的可靠度为该轴承达到或超过规定寿命的概率。

3.3

额定寿命 rating life

基于径向基本额定动载荷或轴向基本额定动载荷的寿命预期值。

2) 已以 ISO/TR 1281-1:2008 发布。

3.4

基本额定寿命 basic rating life

对于采用当代常用优质材料和具有良好加工质量并在常规运转条件下运转的轴承,系指与 90% 的可靠度相关的额定寿命。

3.5

修正额定寿命 modified rating life

考虑 90% 或其他可靠度水平、轴承疲劳载荷和(或)特殊的轴承性能和(或)被污染的润滑剂和(或)其他非常规运转条件,对基本额定寿命进行修正所得到的额定寿命。

3.6

径向基本额定动载荷 basic dynamic radial load rating

系指一套滚动轴承理论上所能承受的恒定不变的径向载荷。在该载荷作用下,轴承的基本额定寿命为一百万转。

注:对于单列角接触轴承,该载荷系指引起轴承套圈相互间产生纯径向位移的载荷的径向分量。

3.7

轴向基本额定动载荷 basic dynamic axial load rating

系指一套滚动轴承理论上所能承受的恒定的中心轴向载荷。在该载荷作用下,轴承的基本额定寿命为一百万转。

3.8

径向当量动载荷 dynamic equivalent radial load

系指一恒定不变的径向载荷,在该载荷作用下,滚动轴承具有与实际载荷条件下相同的寿命。

3.9

轴向当量动载荷 dynamic equivalent axial load

系指一恒定的中心轴向载荷,在该载荷作用下,滚动轴承具有与实际载荷条件下相同的寿命。

3.10

疲劳载荷极限 fatigue load limit

滚道最大承载接触处应力刚好达到疲劳应力极限 σ_0 时的轴承载荷。

3.11

滚子直径 roller diameter

对于对称滚子,〈用于额定载荷计算的〉滚子直径系指通过滚子长度中部的径向平面内的理论直径。

注:对于圆锥滚子,取滚子大端和小端理论尖角处直径的平均值。

对于非对称凸球面滚子,近似地取零载荷下滚子与无挡边滚道接触点处的直径。

3.12

滚子有效长度 effective roller length

〈用于额定载荷计算的〉滚子有效长度系指滚子与滚道在最短接触处的最大理论接触长度。

注:通常取滚子理论尖角之间的距离减去滚子倒角,或者取不包括磨削越程槽的滚道长度,择其小者。

3.13

公称接触角 nominal contact angle

垂直于轴承轴线的平面(径向平面)与通过轴承套圈或垫圈向滚动体传递力的合力名义作用线之间的夹角。

注:对于非对称滚子轴承,与无挡边滚道的接触决定了公称接触角。

3.14

球组节圆直径 pitch diameter of a ball set

包容轴承一列球的中心的圆的直径。

3. 15

滚子组节圆直径 **pitch diameter of a roller set**

在轴承一列滚子的中部,贯穿滚子轴线的圆的直径。

3. 16

常规运转条件 **conventional operating conditions**

可以假定这种运转条件为:轴承正确安装,无外来物侵入,润滑充分,按常规加载,工作温度不很苛刻,运转速度不是特别高或特别低。

3. 17

黏度比 **viscosity ratio**

工作温度下油的实际运动黏度除以为达到充分润滑所需的参考运动黏度。

3. 18

油膜参数 **film parameter**

油膜厚度与综合表面粗糙度之比,用于评定润滑对轴承寿命的影响。

3. 19

黏压系数 **pressure-viscosity coefficient**

表征滚动体接触处油压对油黏度影响的参数。

3. 20

黏度指数 **viscosity index**

表征温度对润滑油黏度影响程度的指数。

4 符号

GB/T 7811—2007 给出的以及下列符号适用于本标准。

a_{ISO} :寿命修正系数,基于寿命计算的系统方法

a_1 :可靠度寿命修正系数

b_m :当代常用优质淬硬轴承钢和良好加工方法的额定系数,该值随轴承类型和设计不同而异

C_a :轴向基本额定动载荷,N

C_r :径向基本额定动载荷,N

C_u :疲劳载荷极限,N

C_{0a} :轴向基本额定静载荷³⁾,N

C_{0r} :径向基本额定静载荷³⁾,N

D :轴承外径,mm

D_{pw} :球组或滚子组节圆直径,mm

D_w :球公称直径,mm

D_{we} :用于额定载荷计算的滚子直径,mm

d :轴承内径,mm

e :适用于不同 X 和 Y 系数值的 F_a/F_r 的极限值

e_c :污染系数

F_a :轴承轴向载荷(轴承实际载荷的轴向分量),N

F_r :轴承径向载荷(轴承实际载荷的径向分量),N

f_c :与轴承零件几何形状、制造精度及材料有关的系数

f_0 :用于基本额定静载荷计算的系数³⁾

3) 其定义、计算方法和数值见 GB/T 4662—2003。

- i :滚动体列数
- L_{nm} :修正额定寿命,百万转
- L_{we} :用于额定载荷计算的滚子有效长度,mm
- L_{10} :基本额定寿命,百万转
- n :转速,r/min
- n :失效概率的下标, %
- P :当量动载荷,N
- P_a :轴向当量动载荷,N
- P_r :径向当量动载荷,N
- S :可靠度(幸存概率), %
- X :径向动载荷系数
- Y :轴向动载荷系数
- Z :单列轴承中的滚动体数;每列滚动体数相同的多列轴承中的每列滚动体数
- α :公称接触角,(°)
- κ :黏度比, ν/ν_1
- Λ :油膜参数
- ν :工作温度下润滑剂的实际运动黏度,mm²/s
- ν_1 :为达到充分润滑条件所要求的参考运动黏度,mm²/s
- σ :用于疲劳判据的实际应力,N/mm²
- σ_u :滚道材料的疲劳应力极限,N/mm²

5 向心球轴承

5.1 径向基本额定动载荷

5.1.1 单套轴承的径向基本额定动载荷

向心球轴承的径向基本额定动载荷公式为:

$$D_w \leq 25.4 \text{ mm 时,}$$
$$C_r = b_m f_c (i \cos \alpha)^{0.7} Z^{2/3} D_w^{1.8} \dots\dots\dots (1)$$
$$D_w > 25.4 \text{ mm 时,}$$
$$C_r = 3.647 b_m f_c (i \cos \alpha)^{0.7} Z^{2/3} D_w^{1.4} \dots\dots\dots (2)$$

式中 b_m 值和 f_c 值分别见表 1 和表 2。表中数值适用于内圈滚道沟曲率半径不大于 $0.52D_w$ 、外圈滚道沟曲率半径不大于 $0.53D_w$ 的径向接触和角接触球轴承以及内圈滚道沟曲率半径不大于 $0.53D_w$ 的调心球轴承。

采用更小的滚道沟曲率半径未必能提高轴承的承载能力,但采用大于上述值的沟曲率半径,则会降低承载能力。在后一种情况下,应采用相应减小的 f_c 值,减小的 f_c 值由 ISO/TR 8646:1985 中的公式 (3-15) 计算得出。

表 1 向心球轴承的 b_m 值

轴 承 类 型	b_m
径向接触和角接触球轴承(有装填槽的轴承除外)以及调心球轴承和外球面轴承	1.3
有装填槽的轴承	1.1

5.1.2 轴承组的径向基本额定动载荷

5.1.2.1 两套单列径向接触球轴承作为一个整体运转

两套相同的单列径向接触球轴承并排安装在同一轴上,作为一个整体(成对安装)运转,计算其径向

基本额定动载荷时,应按一套双列径向接触球轴承来考虑。

5.1.2.2 单列角接触球轴承“背对背”或“面对面”配置

两套相同的单列角接触球轴承以“背对背”或“面对面”配置,并排安装在同一轴上,作为一个整体(成对安装)运转,计算其径向基本额定动载荷时,应按一套双列角接触球轴承来考虑。

表 2 向心球轴承的 f_c 值

$\frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}}^a$	f_c 系数			
	单列径向接触球轴承、单列和双列角接触球轴承	双列径向接触球轴承	单列和双列调心球轴承	分离型单列径向接触球轴承(磁电机轴承)
0.01	29.1	27.5	9.9	9.4
0.02	35.8	33.9	12.4	11.7
0.03	40.3	38.2	14.3	13.4
0.04	43.8	41.5	15.9	14.9
0.05	46.7	44.2	17.3	16.2
0.06	49.1	46.5	18.6	17.4
0.07	51.1	48.4	19.9	18.5
0.08	52.8	50	21.1	19.5
0.09	54.3	51.4	22.3	20.6
0.1	55.5	52.6	23.4	21.5
0.11	56.6	53.6	24.5	22.5
0.12	57.5	54.5	25.6	23.4
0.13	58.2	55.2	26.6	24.4
0.14	58.8	55.7	27.7	25.3
0.15	59.3	56.1	28.7	26.2
0.16	59.6	56.5	29.7	27.1
0.17	59.8	56.7	30.7	27.9
0.18	59.9	56.8	31.7	28.8
0.19	60	56.8	32.6	29.7
0.2	59.9	56.8	33.5	30.5
0.21	59.8	56.6	34.4	31.3
0.22	59.6	56.5	35.2	32.1
0.23	59.3	56.2	36.1	32.9
0.24	59	55.9	36.8	33.7
0.25	58.6	55.5	37.5	34.5
0.26	58.2	55.1	38.2	35.2
0.27	57.7	54.6	38.8	35.9
0.28	57.1	54.1	39.4	36.6
0.29	56.6	53.6	39.9	37.2
0.3	56	53	40.3	37.8
0.31	55.3	52.4	40.6	38.4
0.32	54.6	51.8	40.9	38.9
0.33	53.9	51.1	41.1	39.4
0.34	53.2	50.4	41.2	39.8
0.35	52.4	49.7	41.3	40.1
0.36	51.7	48.9	41.3	40.4
0.37	50.9	48.2	41.2	40.7
0.38	50	47.4	41	40.8
0.39	49.2	46.6	40.7	40.9
0.4	48.4	45.8	40.4	40.9

^a 对于 $\frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}}$ 的中间值,其 f_c 值可由线性内插法求得。

表 3 向心球轴承的 X 和 Y 值

轴承类型	“相对轴向载荷” ^{a,b}		单列轴承				双列轴承				e		
			$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$				
			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y			
径向接触球轴承	$\frac{f_0 F_a}{C_{0r}}$	$\frac{F_a}{i Z D_w^2}$	1	0	0.56		1	0	0.56		0.19		
	0.172	0.172				2.3				2.3			
	0.345	0.345				1.99				1.99			
	0.689	0.689				1.71				1.71			
	1.03	1.03				1.55				1.55			
	1.38	1.38				1.45				1.45			
	2.07	2.07				1.31				1.31			
	3.45	3.45				1.15				1.15			
	5.17	5.17				1.04				1.04			
	6.89	6.89				1				1			
角接触球轴承	$\frac{f_0 i F_a}{C_{0r}}$	$\frac{F_a}{Z D_w^2}$	1	0	此类轴承的 X、Y 和 e 值采用单列径向接触球轴承的值		1	0.78	0.78		0.23		
	$\alpha=5^\circ$	0.173								0.172		2.78	3.74
		0.346								0.345		2.4	3.23
		0.692								0.689		2.07	2.78
		1.04								1.03		1.87	2.52
		1.38								1.38		1.75	2.36
		2.08								2.07		1.58	2.13
		3.46								3.45		1.39	1.87
		5.19								5.17		1.26	1.69
		6.92								6.89		1.21	1.63
	$\alpha=10^\circ$	0.175	0.172	1.88	3.06								
		0.35	0.345	1.71	2.78								
		0.7	0.689	1.52	2.47								
		1.05	1.03	1.41	2.29								
		1.4	1.38	1.34	2.18								
		2.1	2.07	1.23	2								
		3.5	3.45	1.1	1.79								
		5.25	5.17	1.01	1.64								
		7	6.89	1	1.63								
	$\alpha=15^\circ$	0.178	0.172	1.47	2.39								
		0.357	0.345	1.4	2.28								
		0.714	0.689	1.3	2.11								
		1.07	1.03	1.23	2								
		1.43	1.38	1.19	1.93								
		2.14	2.07	1.12	1.82								
		3.57	3.45	1.02	1.66								
		5.35	5.17	1	1.63								
		7.14	6.89	1	1.63								
	$\alpha=20^\circ$ $\alpha=25^\circ$ $\alpha=30^\circ$ $\alpha=35^\circ$ $\alpha=40^\circ$ $\alpha=45^\circ$	—	—	0.43	1	1	1.09	0.7	1.63	0.57			
		—	—	0.41	0.87		0.92	0.67	1.41	0.68			
		—	—	0.39	0.76		0.78	0.63	1.24	0.8			
		—	—	0.37	0.66		0.66	0.6	1.07	0.95			
		—	—	0.35	0.57		0.55	0.57	0.93	1.14			
		—	—	0.33	0.5		0.47	0.54	0.81	1.34			
	调心球轴承			1	0	0.4	$0.4 \cot \alpha$	1	$0.42 \cot \alpha$	0.65	$0.65 \cot \alpha$	$1.5 \tan \alpha$	
	分离型单列径向接触球轴承 (磁电机轴承)			1	0	0.5	2.5	—	—	—	—	0.2	
^a 允许的最大值取决于轴承设计(游隙和沟道深度)。可根据已知条件,采用第 1 栏或第 2 栏的值。													
^b 对于“相对轴向载荷”和(或)接触角的中间值,其 X、Y 和 e 值可由线性内插法求得。													
^c f_0 的值见 GB/T 4662—2003。													

5.1.2.3 串联配置

两套或多套相同的单列径向接触球轴承或两套或多套相同的单列角接触球轴承以“串联”配置,并排安装在同一轴上,作为一个整体(成对安装或成组安装)运转,该轴承组的径向基本额定动载荷等于轴承套数的 0.7 次幂乘以一套单列轴承的径向基本额定动载荷。为保证轴承之间载荷均匀分布,轴承应正确制造和安装。

5.1.2.4 可单独更换的轴承

如果由于某些技术上的原因,轴承组被视为若干套彼此可单独更换的专门加工的单列轴承,则 5.1.2.3 的规定不适用。

5.2 径向当量动载荷

5.2.1 单套轴承的径向当量动载荷

径向接触和角接触球轴承在恒定的径向和轴向载荷作用下的径向当量动载荷为:

$$P_r = XF_r + YF_a \dots\dots\dots (3)$$

式中 X、Y 值见表 3。这些系数适用于滚道沟曲率半径符合 5.1.1 规定的轴承。对于其他的滚道沟曲率半径,其 X、Y 值可通过 ISO/TR 8646:1985 中的 4.2 计算求得。

5.2.2 轴承组的径向当量动载荷

5.2.2.1 单列角接触球轴承“背对背”或“面对面”配置

两套相同的单列角接触球轴承以“背对背”或“面对面”配置,并排安装在同一轴上,作为一个整体(成对安装)运转,计算其径向当量动载荷时,应按一套双列角接触轴承来考虑。

注:如果两套相同的单列径向接触球轴承以“背对背”或“面对面”配置运转,用户应向轴承制造厂咨询其径向当量动载荷的计算方法。

5.2.2.2 串联配置

两套或多套相同的单列径向接触球轴承或两套或多套相同的单列角接触球轴承以“串联”配置,并排安装在同一轴上,作为一个整体(成对安装或成组安装)运转,计算其径向当量动载荷时,采用单列轴承的 X 和 Y 值。

“相对轴向载荷”(见表 3)按 $i=1$ 和一套轴承的 F_a 和 C_{0r} 值确定(即使 F_r 和 F_a 值为计算整个轴承组当量载荷时用的总载荷)。

5.3 基本额定寿命

5.3.1 寿命公式

向心球轴承的基本额定寿命公式为:

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^3 \dots\dots\dots (4)$$

C_r 和 P_r 的值按 5.1 和 5.2 计算。

该寿命公式也适用于 5.1.2 中所述的两套或多套单列轴承组成的轴承组的寿命估算。此时,额定载荷 C_r 按整个轴承组计算,当量载荷 P_r 按作用于该轴承组上的总载荷计算,所用的 X 和 Y 值按 5.2.2 的规定。

5.3.2 寿命公式的载荷限制条件

该寿命公式在很宽的轴承载荷范围内均能给出满意的结果。但是,载荷过大会在球与沟道的接触处产生有害的塑性变形。因此,当 P_r 大于 C_{0r} 或 $0.5C_r$ 两者中的较小者时,用户应向轴承制造厂咨询,以确定该寿命公式的适用性。

载荷过小会造成其他失效模式发生,本标准不包括这些失效模式。

6 推力球轴承

6.1 轴向基本额定动载荷

6.1.1 单列轴承的轴向基本额定动载荷

单列、单向或双向推力球轴承的轴向基本额定动载荷为：

$D_w \leq 25.4\text{mm}, \alpha = 90^\circ$ 时，
$$C_a = b_m f_c Z^{2/3} D_w^{1.8} \dots\dots\dots (5)$$

$D_w \leq 25.4\text{mm}, \alpha \neq 90^\circ$ 时，
$$C_a = b_m f_c (\cos \alpha)^{0.7} \tan \alpha Z^{2/3} D_w^{1.8} \dots\dots\dots (6)$$

$D_w > 25.4\text{mm}, \alpha = 90^\circ$ 时，
$$C_a = 3.647 b_m f_c Z^{2/3} D_w^{1.4} \dots\dots\dots (7)$$

$D_w > 25.4\text{mm}, \alpha \neq 90^\circ$ 时，
$$C_a = 3.647 b_m f_c (\cos \alpha)^{0.7} \tan \alpha Z^{2/3} D_w^{1.4} \dots\dots\dots (8)$$

式中：
 Z ——同一方向上承受载荷的球数；
 $b_m = 1.3$ 。

f_c 值见表 4，适用于滚道沟曲率半径不大于 $0.54D_w$ 的轴承。

采用更小的滚道沟曲率半径未必能提高轴承的承载能力，但采用大于上述值的沟曲率半径，则会降低承载能力。在后一种情况下，应采用相应减小的 f_c 值。对于 $\alpha \neq 90^\circ$ 的轴承，其减小的 f_c 值可通过 ISO/TR 8646:1985 中的公式(3-20)计算求得；对于 $\alpha = 90^\circ$ 的轴承，其减小的 f_c 值可通过 ISO/TR 8646:1985 中的公式(3-25)计算求得。

6.1.2 双列或多列球轴承的轴向基本额定动载荷

承受同一方向载荷的双列或多列推力球轴承的轴向基本额定动载荷为：

$$C_a = (Z_1 + Z_2 + \dots + Z_n) \times \left[\left(\frac{Z_1}{C_{a1}} \right)^{10/3} + \left(\frac{Z_2}{C_{a2}} \right)^{10/3} + \dots + \left(\frac{Z_n}{C_{an}} \right)^{10/3} \right]^{-3/10} \dots\dots\dots (9)$$

球数为 $Z_1, Z_2, \dots, Z_n$ 的各列的额定载荷 $C_{a1}, C_{a2}, \dots, C_{an}$ ，按 6.1.1 中相应的单列轴承的公式计算。

6.2 轴向当量动载荷

$\alpha \neq 90^\circ$ 的推力球轴承，在恒定的径向和轴向载荷作用下的轴向当量动载荷为：

$$P_a = XF_r + YF_a \dots\dots\dots (10)$$

式中 X 和 Y 值见表 5。这些系数适用于滚道沟曲率半径符合 6.1.1 规定的轴承。对于其他的滚道沟曲率半径，其 X, Y 值可通过 ISO/TR 8646:1985 中的 4.2 计算求得。

$\alpha = 90^\circ$ 的推力球轴承，只能承受轴向载荷。此类轴承的轴向当量动载荷为：

$$P_a = F_a \dots\dots\dots (11)$$

6.3 基本额定寿命

6.3.1 寿命公式

推力球轴承的基本额定寿命公式为：

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{P_a} \right)^3 \dots\dots\dots (12)$$

C_a 和 P_a 的值按 6.1 和 6.2 计算。

6.3.2 寿命公式的载荷限制条件

该寿命公式在很宽的轴承载荷范围内均能给出满意的结果。但是，载荷过大会在球与沟道的接触处产生有害的塑性变形。因此，当 $P_a > 0.5C_a$ 时，用户应向轴承制造厂咨询，以确定该寿命公式的适用性。

载荷过小会造成其他失效模式发生,本标准不包括这些失效模式。

表 4 推力球轴承的 f_c 值

$\frac{D_w}{D_{pw}}$	f_c	$\frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}}$	f_c		
	$\alpha=90^\circ$		$\alpha=45^\circ$ ^b	$\alpha=60^\circ$	$\alpha=75^\circ$
0.01	36.7	0.01	42.1	39.2	37.3
0.02	45.2	0.02	51.7	48.1	45.9
0.03	51.1	0.03	58.2	54.2	51.7
0.04	55.7	0.04	63.3	58.9	56.1
0.05	59.5	0.05	67.3	62.6	59.7
0.06	62.9	0.06	70.7	65.8	62.7
0.07	65.8	0.07	73.5	68.4	65.2
0.08	68.5	0.08	75.9	70.7	67.3
0.09	71	0.09	78	72.6	69.2
0.1	73.3	0.1	79.7	74.2	70.7
0.11	75.4	0.11	81.1	75.5	
0.12	77.4	0.12	82.3	76.6	
0.13	79.3	0.13	83.3	77.5	
0.14	81.1	0.14	84.1	78.3	
0.15	82.7	0.15	84.7	78.8	
0.16	84.4	0.16	85.1	79.2	
0.17	85.9	0.17	85.4	79.5	
0.18	87.4	0.18	85.5	79.6	
0.19	88.8	0.19	85.5	79.6	
0.2	90.2	0.2	85.4	79.5	
0.21	91.5	0.21	85.2		
0.22	92.8	0.22	84.9		
0.23	94.1	0.23	84.5		
0.24	95.3	0.24	84		
0.25	96.4	0.25	83.4		
0.26	97.6	0.26	82.8		
0.27	98.7	0.27	82		
0.28	99.8	0.28	81.3		
0.29	100.8	0.29	80.4		
0.3	101.9	0.3	79.6		
0.31	102.9				
0.32	103.9				
0.33	104.8				
0.34	105.8				
0.35	106.7				

^a 对于 $\frac{D_w}{D_{pw}}$ 或 $\frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}}$ 和(或)接触角非表中所列值时,其 f_c 值可用线性内插法求得。

^b 对于 $\alpha > 45^\circ$ 的推力轴承, $\alpha = 45^\circ$ 的值可用于 α 在 45° 和 60° 之间的内插计算。

表 5 推力球轴承的 X 和 Y 值

α^a	单向轴承 ^b		双向轴承				e
	$\frac{F_a}{F_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		
	X	Y	X	Y	X	Y	
45° ^c	0.66	1	1.18	0.59	0.66	1	1.25
50°	0.73		1.37	0.57	0.73		1.49
55°	0.81		1.6	0.56	0.81		1.79
60°	0.92		1.9	0.55	0.92		2.17
65°	1.06		2.3	0.54	1.06		2.68
70°	1.28		2.9	0.53	1.28		3.43
75°	1.66		3.89	0.52	1.66		4.67
80°	2.43		5.86	0.52	2.43		7.09
85°	4.8	11.75	0.51	4.8	14.29		
$\alpha \neq 90^\circ$	$1.25 \tan \alpha \left(1 - \frac{2}{3} \sin \alpha\right)$	1	$\frac{20}{13} \tan \alpha \left(1 - \frac{1}{3} \sin \alpha\right)$	$\frac{10}{13} \left(1 - \frac{1}{3} \sin \alpha\right)$	$1.25 \tan \alpha \left(1 - \frac{2}{3} \sin \alpha\right)$	1	$1.25 \tan \alpha$
^a 对于 α 的中间值,其 X、Y 和 e 的值由线性内插法求得。 ^b $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ 不适用于单向轴承。 ^c 对于 $\alpha > 45^\circ$ 的推力轴承,$\alpha = 45^\circ$ 的值可用于 α 在 45° 和 50° 之间的内插计算。							

7 向心滚子轴承

7.1 径向基本额定动载荷

7.1.1 单套轴承的径向基本额定动载荷

向心滚子轴承的径向基本额定动载荷为：

$$C_r = b_m f_c (i L_{we} \cos \alpha)^{7/9} Z^{3/4} D_{we}^{29/27} \dots\dots\dots (13)$$

式中 b_m 值和 f_c 值分别见表 6 和表 7。仅对于在轴承载荷作用下接触应力沿受载最大的滚子与滚道的接触区大致均匀分布的滚子轴承,表 6、表 7 中所列的值才是适用的最大值。

如果在载荷作用下,滚子与滚道接触的某些部分出现严重的应力集中,则应使用小于表 7 所列的 f_c 值。可以预计,这样的应力集中发生在诸如名义接触点的中心、线接触的两端、滚子未被精确引导的轴承以及滚子长度大于 2.5 倍滚子直径的轴承中。

7.1.2 轴承组的径向基本额定动载荷

7.1.2.1 “背对背”或“面对面”配置

两套相同的单列向心滚子轴承以“背对背”或“面对面”配置,并排安装在同一轴上,作为一个整体(成对安装)运转,计算其径向基本额定动载荷时应按一套双列轴承来考虑。

7.1.2.2 “背对背”或“面对面”配置中可单独更换的轴承

如果由于某些技术上的原因,轴承组被视为两套彼此可单独更换的轴承,则 7.1.2.1 的规定不适用。

表 6 向心滚子轴承的 b_m 值

轴承类型	b_m
圆柱滚子轴承、圆锥滚子轴承和机制套圈滚针轴承	1.1
冲压外圈滚针轴承	1
调心滚子轴承	1.15

表 7 向心滚子轴承 f_c 的最大值

$\frac{D_{we} \cos \alpha}{D_{pw}}^a$	f_c
0.01	52.1
0.02	60.8
0.03	66.5
0.04	70.7
0.05	74.1
0.06	76.9
0.07	79.2
0.08	81.2
0.09	82.8
0.1	84.2
0.11	85.4
0.12	86.4
0.13	87.1
0.14	87.7
0.15	88.2
0.16	88.5
0.17	88.7
0.18	88.8
0.19	88.8
0.2	88.7
0.21	88.5
0.22	88.2
0.23	87.9
0.24	87.5
0.25	87
0.26	86.4
0.27	85.8
0.28	85.2
0.29	84.5
0.3	83.8
^a 对于 $\frac{D_{we} \cos \alpha}{D_{pw}}$ 的中间值,其 f_c 值可由线性内插法求得。	

7.1.2.3 串联配置

两套或多套相同的单列滚子轴承以“串联”配置,并排安装在同一轴上,作为一个整体(成对安装或成组安装)运转,该轴承组的径向基本额定动载荷等于轴承套数的 7/9 次幂乘以一套单列轴承的径向基本额定载荷。为保证轴承之间载荷均匀分布,轴承应正确制造和安装。

7.1.2.4 串联配置中可单独更换的轴承

如果由于某些技术上的原因,轴承组被视为若干套彼此可单独更换的单列轴承,则 7.1.2.3 的规定不适用。

7.2 径向当量动载荷

7.2.1 单套轴承的径向当量动载荷

$\alpha \neq 0^\circ$ 的向心滚子轴承在恒定的径向和轴向载荷作用下的径向当量动载荷为:

$$P_r = XF_r + YF_a \dots\dots\dots(14)$$

式中 X 和 Y 值见表 8。
 $\alpha=0^\circ$ 的向心滚子轴承,只能承受径向载荷,其径向当量载荷为:

$$P_r = F_r \dots\dots\dots(15)$$

注: $\alpha=0^\circ$ 的向心滚子轴承承受轴向载荷的能力与轴承设计和制造方法关系极大。因此, $\alpha=0^\circ$ 的向心滚子轴承在承受轴向载荷时,用户应向轴承制造厂咨询有关当量载荷和寿命的推荐值。

7.2.2 轴承组的径向当量动载荷
7.2.2.1 单列角接触滚子轴承“背对背”或“面对面”配置

两套相同的单列角接触滚子轴承以“背对背”或“面对面”配置,并排安装在同一轴上,作为一个整体(成对安装)运转,计算其径向当量动载荷时,根据 7.1.2.1,应按一套双列轴承来考虑,X 和 Y 值采用表 8 中双列轴承的值。

7.2.2.2 串联配置

两套或多套相同的单列角接触滚子轴承以“串联”配置,并排安装在同一轴上,作为一个整体(成对安装或成组安装)运转,计算其径向当量载荷时,采用表 8 中单列轴承的 X 和 Y 值。

表 8 向心滚子轴承的 X 和 Y 值

轴承类型	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
单列 $\alpha \neq 0$	1	0	0.4	$0.4 \cot \alpha$	$1.5 \tan \alpha$
双列 $\alpha \neq 0$	1	$0.45 \cot \alpha$	0.67	$0.67 \cot \alpha$	$1.5 \tan \alpha$

7.3 基本额定寿命
7.3.1 寿命公式

向心滚子轴承的基本额定寿命公式为:

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^{10/3} \dots\dots\dots(16)$$

C_r 和 P_r 的值按 7.1 和 7.2 计算。
该寿命公式也适用于 7.1.2 所述的两套或多套单列轴承组成的轴承组的寿命估算。此时,额定载荷 C_r 按整个轴承组计算,当量载荷 P_r 按作用于轴承组上的总载荷计算,所用的 X、Y 值按 7.2.2 的规定。

7.3.2 寿命公式的载荷限制条件

该寿命公式在很宽的轴承载荷范围内均能给出满意的结果。但是,载荷过大会使滚子与滚道接触的某些部分产生严重的应力集中。因此,当 $P_r > 0.5C_r$ 时,用户应向轴承制造厂咨询,以确定该寿命公式的适用性。
载荷过小会造成其他失效模式发生,本标准不包括这些失效模式。

8 推力滚子轴承

8.1 轴向基本额定动载荷
8.1.1 单列轴承的轴向基本额定动载荷

如果承受同一方向载荷的全部滚子只与同一垫圈滚道区域接触,则此推力滚子轴承应按一套单列轴承来考虑。
单列、单向或双向推力滚子轴承的轴向基本额定动载荷为:

$\alpha=90^\circ$ 时,

$C_a = b_m f_c L_{we}^{7/9} Z^{3/4} D_{we}^{29/27}$ (17)

$\alpha \neq 90^\circ$ 时,

$C_a = b_m f_c (L_{we} \cos \alpha)^{7/9} \tan \alpha Z^{3/4} D_{we}^{29/27}$ (18)

式中:
Z——同一方向上承受载荷的滚子数。

如果轴承轴线的同一侧装有若干个轴线重合的滚子,则可将这些滚子视为一个滚子,其长度 L_{we} (见 3.12)等于这几个滚子长度之和。

b_m 值和 f_c 值分别见表 9 和表 10。仅对于在轴承载荷作用下接触应力沿受载最大的滚子与滚道的接触区大致均匀分布的滚子轴承,表 9 和表 10 中所列的值才是适用的最大值。

如果在载荷作用下,滚子与滚道接触的某些部分出现严重的应力集中,则应使用小于表 10 所列的 f_c 值。可以预计,这样的应力集中发生在诸如名义接触点的中心、线接触的两端、滚子未被精确引导的轴承以及滚子长度大于 2.5 倍滚子直径的轴承中。

如果推力滚子轴承的内部几何参数使滚子与滚道接触区产生较大的滑动,例如:推力圆柱滚子轴承的滚子长度与滚子组节圆直径之比较大时,也应取较小的 f_c 值。

表 9 推力滚子轴承的 b_m 值

轴 承 类 型	b_m
推力圆柱滚子轴承和推力滚针轴承	1
推力圆锥滚子轴承	1.1
推力调心滚子轴承	1.15

8.1.2 双列或多列推力滚子轴承的轴向基本额定动载荷

承受同一方向载荷的双列或多列推力滚子轴承的轴向基本额定动载荷为:

$C_a = (Z_1 L_{we1} + Z_2 L_{we2} + \cdots + Z_n L_{wen}) \times \left[\left(\frac{Z_1 L_{we1}}{C_{a1}} \right)^{9/2} + \left(\frac{Z_2 L_{we2}}{C_{a2}} \right)^{9/2} + \cdots + \left(\frac{Z_n L_{wen}}{C_{an}} \right)^{9/2} \right]^{-2/9}$ (19)

滚子数为 $Z_1、Z_2 \cdots、Z_n$ 、长度为 $L_{we1}、L_{we2} \cdots、L_{wen}$ 的各列的额定载荷 $C_{a1}、C_{a2} \cdots、C_{an}$,按 8.1.1 中相应的单列轴承的公式计算。

与同一垫圈滚道区域接触的滚子或部分滚子属于一列。

8.1.3 轴承组的轴向基本额定动载荷

8.1.3.1 串联配置

两套或多套相同的单向推力滚子轴承,以“串联”配置,并排安装在同一轴上,作为一个整体(成对安装或成组安装)运转,该轴承组的轴向基本额定动载荷等于轴承套数的 7/9 次幂乘以一套轴承的额定载荷。为保证轴承之间载荷均匀分布,轴承应正确制造和安装。

8.1.3.2 可单独更换的轴承

如果由于某些技术上的原因,轴承组被视为若干套彼此可单独更换的单向轴承,则 8.1.3.1 的规定不适用。

8.2 轴向当量动载荷

$\alpha \neq 90^\circ$ 的推力滚子轴承在恒定的径向和轴向载荷作用下的轴向当量动载荷为:

$P_a = XF_r + YF_a$ (20)

式中 X 和 Y 值见表 11。

$\alpha = 90^\circ$ 的推力滚子轴承,只能承受轴向载荷,此类轴承的轴向当量动载荷为:

$P_a = F_a$ (21)

8.3 基本额定寿命

8.3.1 寿命公式

推力滚子轴承的基本额定寿命公式为:

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{P_a}\right)^{10/3}$$

.....(22)

C_a 和 P_a 的值按 8.1 和 8.2 计算。

该寿命公式也适用于 8.1.3 中所述的两套或多套单向推力滚子轴承组成的轴承组的寿命估算。此时,额定载荷 C_a 按整个轴承组计算,当量载荷 P_a 按作用于轴承组上的总载荷计算,所用的 X 和 Y 值按 8.2 中单向轴承的值。

表 10 推力滚子轴承 f_c 的最大值

$\frac{D_{we\ a}}{D_{pw}}$	f_c	$\frac{D_{we\cos\alpha\ a}}{D_{pw}}$	f_c		
	$\alpha=90^\circ$		$\alpha=50^\circ{}^b$	$\alpha=65^\circ{}^c$	$\alpha=80^\circ{}^d$
0.01	105.4	0.01	109.7	107.1	105.6
0.02	122.9	0.02	127.8	124.7	123
0.03	134.5	0.03	139.5	136.2	134.3
0.04	143.4	0.04	148.3	144.7	142.8
0.05	150.7	0.05	155.2	151.5	149.4
0.06	156.9	0.06	160.9	157	154.9
0.07	162.4	0.07	165.6	161.6	159.4
0.08	167.2	0.08	169.5	165.5	163.2
0.09	171.7	0.09	172.8	168.7	166.4
0.1	175.7	0.1	175.5	171.4	169
0.11	179.5	0.11	177.8	173.6	171.2
0.12	183	0.12	179.7	175.4	173
0.13	186.3	0.13	181.1	176.8	174.4
0.14	189.4	0.14	182.3	177.9	175.5
0.15	192.3	0.15	183.1	178.8	176.3
0.16	195.1	0.16	183.7	179.3	
0.17	197.7	0.17	184	179.6	
0.18	200.3	0.18	184.1	179.7	
0.19	202.7	0.19	184	179.6	
0.2	205	0.2	183.7	179.3	
0.21	207.2	0.21	183.2		
0.22	209.4	0.22	182.6		
0.23	211.5	0.23	181.8		
0.24	213.5	0.24	180.9		
0.25	215.4	0.25	179.8		
0.26	217.3	0.26	178.7		
0.27	219.1				
0.28	220.9				
0.29	222.7				
0.3	224.3				

^a 对于 $\frac{D_{we}}{D_{pw}}$ 或 $\frac{D_{we\cos\alpha}}{D_{pw}}$ 的中间值,其 f_c 值可由线性内插法求得。

^b 用于 $45^\circ<\alpha<60^\circ$ 。

^c 用于 $60^\circ\leq\alpha<75^\circ$ 。

^d 用于 $75^\circ\leq\alpha<90^\circ$ 。

8.3.2 寿命公式的载荷限制条件

该寿命公式在很宽的轴承载荷范围内均能给出满意的结果。但是,载荷过大会使滚子与滚道接触的某些部分产生严重的应力集中。因此,当 $P_a > 0.5C_a$ 时,用户应向轴承制造厂咨询,以确定该寿命公式的适用性。

载荷过小会造成其他失效模式发生,本标准不包括这些失效模式。

表 11 推力滚子轴承的 X 和 Y 值

轴承类型	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e
	X	Y	X	Y	
单向, $\alpha \neq 90^\circ$	— ^a	— ^a	$\tan \alpha$	1	$1.5 \tan \alpha$
双向, $\alpha \neq 90^\circ$	$1.5 \tan \alpha$	0.67	$\tan \alpha$	1	$1.5 \tan \alpha$
^a $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ 不适用于单向轴承。					

9 修正额定寿命

9.1 总则

多年来,采用基本额定寿命 L_{10} 作为轴承性能的判据,获得了令人满意的结果,该寿命是与 90% 可靠度、常用优质材料和良好加工质量以及常规运转条件相关联的寿命。

然而,对于许多应用场合,还希望计算不同水平可靠度下的寿命,和(或)更精确地计算特定润滑和污染条件下的寿命。业经证实,采用当代优质轴承钢的轴承在良好的运转条件下且在低于某一赫兹滚动体接触应力下运转,如果不超过轴承钢的疲劳极限,轴承寿命远远高于 L_{10} 寿命。反之,在不良的运转条件下,轴承寿命则远远低于 L_{10} 寿命。

本标准采用系统方法计算疲劳寿命。采用该方法,各相互关联因素的变化和相互作用对系统寿命的影响,均可通过对该滚动接触表面或表面下引起的附加应力而予以考虑。

本标准不仅引入了修正系数 a_1 , 还引入了基于寿命计算系统方法的寿命修正系数 a_{ISO} 。这些系数用于修正额定寿命公式:

$$L_{nm} = a_1 a_{ISO} L_{10} \dots\dots\dots (23)$$

可靠度范围内的可靠度寿命修正系数 a_1 见 9.2, 基于系统方法的修正系数 a_{ISO} 的估算方法详见 9.3。

9.2 可靠度寿命修正系数 a_1

可靠度的定义见 3.2。修正额定寿命按公式(23)计算,可靠度寿命修正系数 a_1 的数值见表 12。

注: 表 12 中,可靠度 95%~99% 的 a_1 值较本标准以前版本中的相应数值略有改变。

表 12 可靠度寿命修正系数 a_1

可靠度 %	L_{nm}	a_1	可靠度 %	L_{nm}	a_1
90	L_{10m}	1	99.2	$L_{0.8m}$	0.22
95	L_{5m}	0.64	99.4	$L_{0.6m}$	0.19
96	L_{4m}	0.55	99.6	$L_{0.4m}$	0.16
97	L_{3m}	0.47	99.8	$L_{0.2m}$	0.12
98	L_{2m}	0.37	99.9	$L_{0.1m}$	0.093
99	L_{1m}	0.25	99.92	$L_{0.08m}$	0.087
			99.94	$L_{0.06m}$	0.080
			99.95	$L_{0.05m}$	0.077

9.3 系统方法的寿命修正系数

9.3.1 总则

如果润滑条件、清洁度和其他运转条件良好,低于一定载荷的当代高质量轴承能够达到无限长的寿命。
对于采用优质材料和良好加工质量的滚动轴承,在其接触应力约为 1 500 MPa 时达到疲劳应力极限。该应力值考虑了由于加工误差和运转条件引起的附加应力。如果加工精度和(或)材料质量降低,疲劳应力极限将会下降。
然而,在许多应用场合,接触应力大于 1 500 MPa。此外,运转条件可能会引起附加应力,从而进一步降低轴承寿命。

- 可将所有运转影响因素与作用应力和材料强度联系起来,如:
- 压痕产生边缘应力;
 - 油膜厚度减小则增大滚道和滚动体接触区内的应力;
 - 温升则降低材料的疲劳应力极限,即强度;
 - 内圈配合过紧产生环向应力。

轴承寿命的不同影响因素之间是相互关联的。由于在系统方法中考虑了各相互关联因素的变化和相互作用对系统寿命的影响,因此,采用系统方法计算疲劳寿命是恰当的。为采用修正寿命系统方法进行计算,已制定了切实可行的方法来确定寿命修正系数 a_{ISO} ,这些方法考虑了轴承钢的疲劳应力极限,并易于估算出润滑和污染对轴承寿命的影响,见 9.3.3。

关于轴承的工作游隙以及由于轴承偏斜造成滚道压应力分布不均匀而对轴承寿命的附加影响的理论说明,参见 ISO/TS 16281^[1]。

9.3.2 疲劳载荷极限

a_{ISO} 可用 σ_u/σ (疲劳应力极限与实际应力之比)的函数表示,它包含了所能考虑到的诸多影响因素(见图 1)。
图 1 中,对于某一给定的润滑条件,曲线还表明了使用疲劳判据时,如果实际应力 σ 降至疲劳应力极限 σ_u , a_{ISO} 如何逐渐趋近于无限大。传统的轴承寿命计算是将正交剪切应力作为疲劳判据的(参见参考文献[3]),因此,图 1 中的曲线也是以剪切疲劳强度为基础的。

图 1 中的曲线可用下列公式表示:

$$a_{ISO} = f\left(\frac{\sigma_u}{\sigma}\right) \dots\dots\dots (24)$$

滚道上决定疲劳的应力主要取决于轴承内部载荷分布和最大承载接触处次表面应力的分布。为便于实际计算,引入疲劳载荷极限 C_u (参见参考文献[3])。

与 GB/T 4662—2003 中的额定静载荷类似, C_u 定义为滚道最大承载接触处刚好达到疲劳应力极限时的载荷。于是,比值 σ_u/σ 十分接近比值 C_u/P ,寿命修正系数 a_{ISO} 则可表示为:

$$a_{ISO} = f\left(\frac{C_u}{P}\right) \dots\dots\dots (25)$$

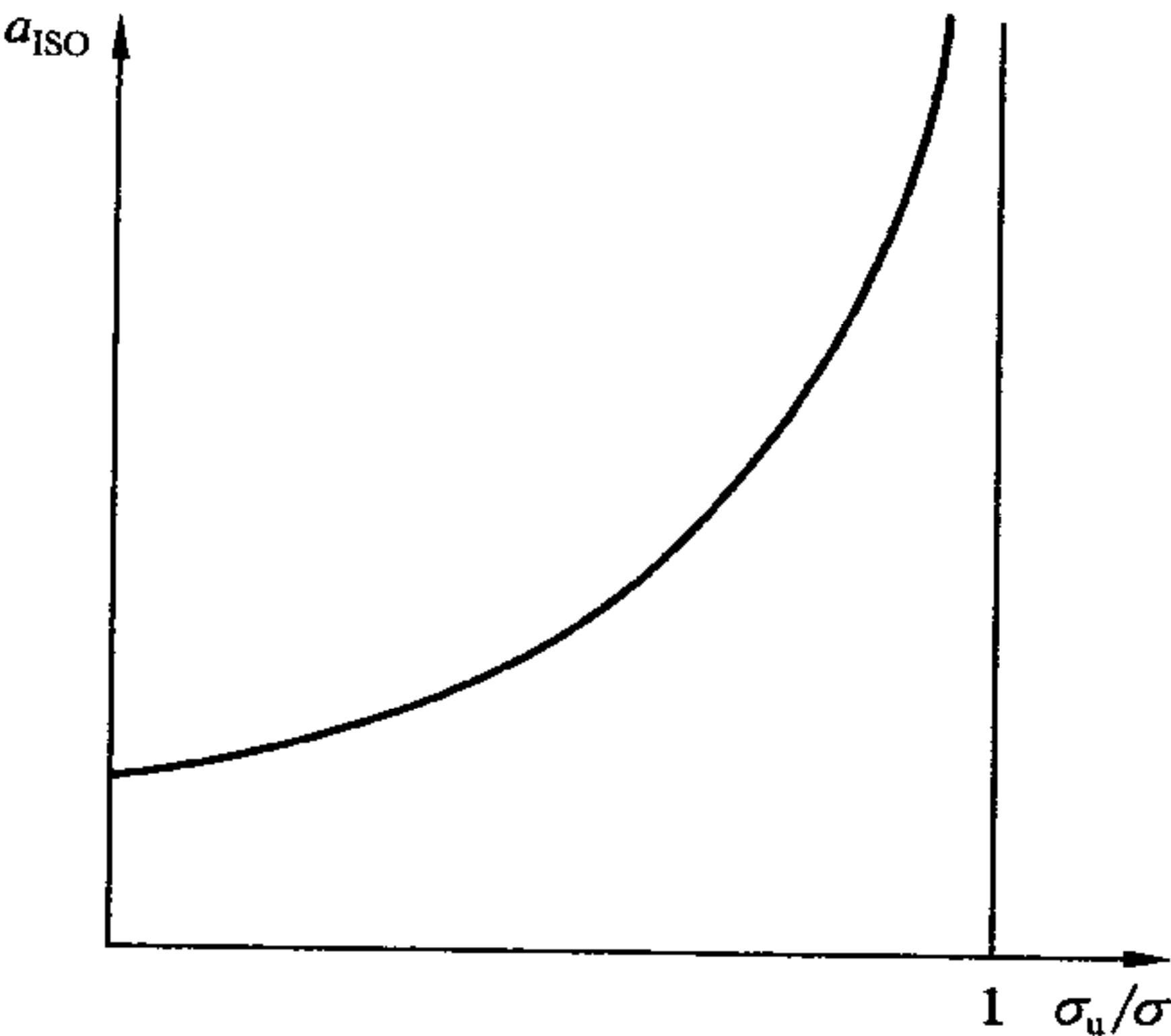


图 1 寿命修正系数 a_{ISO}

计算 C_u 时,应考虑下列影响因素:

- 轴承的类型、尺寸和内部几何结构;
- 滚动体和滚道的轮廓形状;
- 加工质量;
- 滚道材料的疲劳极限。

疲劳载荷极限 C_u 值可使用附录 B 中的公式确定。

9.3.3 估算寿命修正系数的实用方法

9.3.3.1 总则

现代技术已可以通过计算机应用理论与试验技术和实际经验的结合来确定 a_{ISO} 。除了轴承类型、疲劳载荷和轴承载荷,本标准中的 a_{ISO} 还考虑了下列影响因素:

- 润滑(如润滑剂类型、黏度、轴承转速、轴承尺寸、添加剂);
- 环境(如污染程度、密封);
- 污染物颗粒(如硬度、相对于轴承尺寸的颗粒尺寸、润滑方法、过滤法);
- 安装(安装中的清洁度,如仔细清洗,过滤供给油)。

轴承游隙和偏斜对轴承寿命的影响参见 ISO/TS 16281^[1]。

可从下列公式中推导出轴承寿命修正系数 a_{ISO} :

$$a_{ISO} = f\left(\frac{e_c C_u}{P}, \kappa\right)$$

.....(26)

e_c 和 κ 系数考虑了污染和润滑条件,见 9.3.3.2 和 9.3.3.3。

各轴承类型的寿命修正系数 a_{ISO} 值可从图 3~图 6 中得到。

P 为当量动载荷,由公式(3)、公式(10)、公式(11)、公式(14)、公式(15)、公式(20)和公式(21)确定。

9.3.3.2 污染系数

如果润滑剂被固体颗粒污染,当这些颗粒被滚碾时,滚道上将产生永久性压痕。在这些压痕处,局部应力升高,这将导致轴承寿命降低。这种由润滑油膜中的污染物造成的寿命降低,可通过污染系数 e_c 来予以考虑。

由润滑油膜中的固体颗粒引起的寿命降低取决于:

- 颗粒的类型、尺寸、硬度和数量;
- 润滑油膜厚度(黏度比 κ , 见 9.3.3.3);
- 轴承尺寸。

污染系数的参考值见表 13,表 13 仅列出了润滑良好的轴承的常见的污染级别。更精确、更详细的参考值可从附录 A 中的线图或公式得到。这些数值对于不同硬度和韧性的颗粒混合物是有效的,混合物中的硬颗粒决定修正额定寿命。如果存在较大的硬颗粒,其尺寸超过了 GB/T 14039—2002^[7] 清洁度级别中的规定尺寸,轴承寿命将明显低于计算额定寿命。

表 13 污染系数 e_c

污染级别	e_c	
	$D_{pw} < 100 \text{ mm}$	$D_{pw} \geq 100 \text{ mm}$
极度清洁 颗粒尺寸约为润滑油膜厚度; 实验室条件	1	1
高度清洁 油经过极精细的过滤器过滤; 密封型脂润滑(终身润滑)轴承的一般情况	0.8~0.6	0.9~0.8

表 13 (续)

污染级别	e_c	
	$D_{pw} < 100 \text{ mm}$	$D_{pw} \geq 100 \text{ mm}$
一般清洁 油经过精细的过滤器过滤; 防尘型脂润滑(终身润滑)轴承的一般情况	0.6~0.5	0.8~0.6
轻度污染 润滑剂轻度污染	0.5~0.3	0.6~0.4
常见污染 非整体密封轴承的一般情况;一般过滤; 有磨损颗粒并从周围侵入	0.3~0.1	0.4~0.2
严重污染 轴承环境被严重污染且轴承配置密封不合适	0.1~0	0.1~0
极严重污染	0	0

本标准未考虑水或其他液体造成的污染。
严重污染($e_c \rightarrow 0$)时,将产生磨损失效,轴承的寿命将远远低于计算的修正额定寿命。

9.3.3.3 黏度比

9.3.3.3.1 黏度比的计算

润滑剂的有效性主要取决于滚动接触表面的分离程度。若要形成充分润滑分离油膜,润滑剂在达到其工作温度时应具有一定的最小黏度。润滑剂将表面分离所需的条件可用黏度比(实际运动黏度 ν 与参考运动黏度 ν_1 之比)来表示。实际运动黏度 ν 系指润滑剂在工作温度下的运动黏度。

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

.....(27)

为在滚动接触表面之间形成充分的润滑油膜,润滑剂在工作温度下应保持一定的最小黏度。如果工作黏度 ν 增大,则轴承寿命可延长。

参考运动黏度 ν_1 可利用图 2 中的线图来估算,它取决于轴承转速和节圆直径 D_{pw} [也可采用轴承平均直径 $0.5(d+D)$],或按公式(28)和公式(29)来计算:

$$n < 1\,000 \text{ r/min 时,}$$

$$\nu_1 = 45\,000 \, n^{-0.83} D_{pw}^{-0.5}$$

.....(28)

$$n \geq 1\,000 \text{ r/min 时,}$$

$$\nu_1 = 4\,500 \, n^{-0.5} D_{pw}^{-0.5}$$

.....(29)

9.3.3.3.2 计算黏度比的限制条件

κ 的计算是以矿物油和具有良好加工质量的轴承滚道表面为基础的。
合成烃(SHC)类的合成油也可参照使用图 2 中的线图以及公式(28)和公式(29)。相对于矿物油,其较大的黏度指数(黏度随温度变化不大),可通过其较大的黏压系数来补偿。因此,虽然两种类型的油在 40℃ 时具有相同的黏度,但其形成大致相同油膜的工作温度却不相同。
如果需要更精确地估算 κ 值,如:尤其是对于机加工滚道表面的粗糙度、特殊的黏压系数和特殊的密度等等,可使用油膜参数 Λ 。油膜参数在许多文献(如文献 [4])中都有介绍。

计算出 Λ 后, κ 值可用下列公式近似地估算:

$$\kappa \approx \Lambda^{1.3}$$

.....(30)

9.3.3.3.3 脂润滑

图 2 中的线图以及公式(28)和公式(29)也同样适用于润滑脂的基础油黏度。采用脂润滑,由于润滑脂的析油能力较弱,接触处可能在严重贫油的状态下运转,导致润滑不良,并可能导致轴承寿命降低。

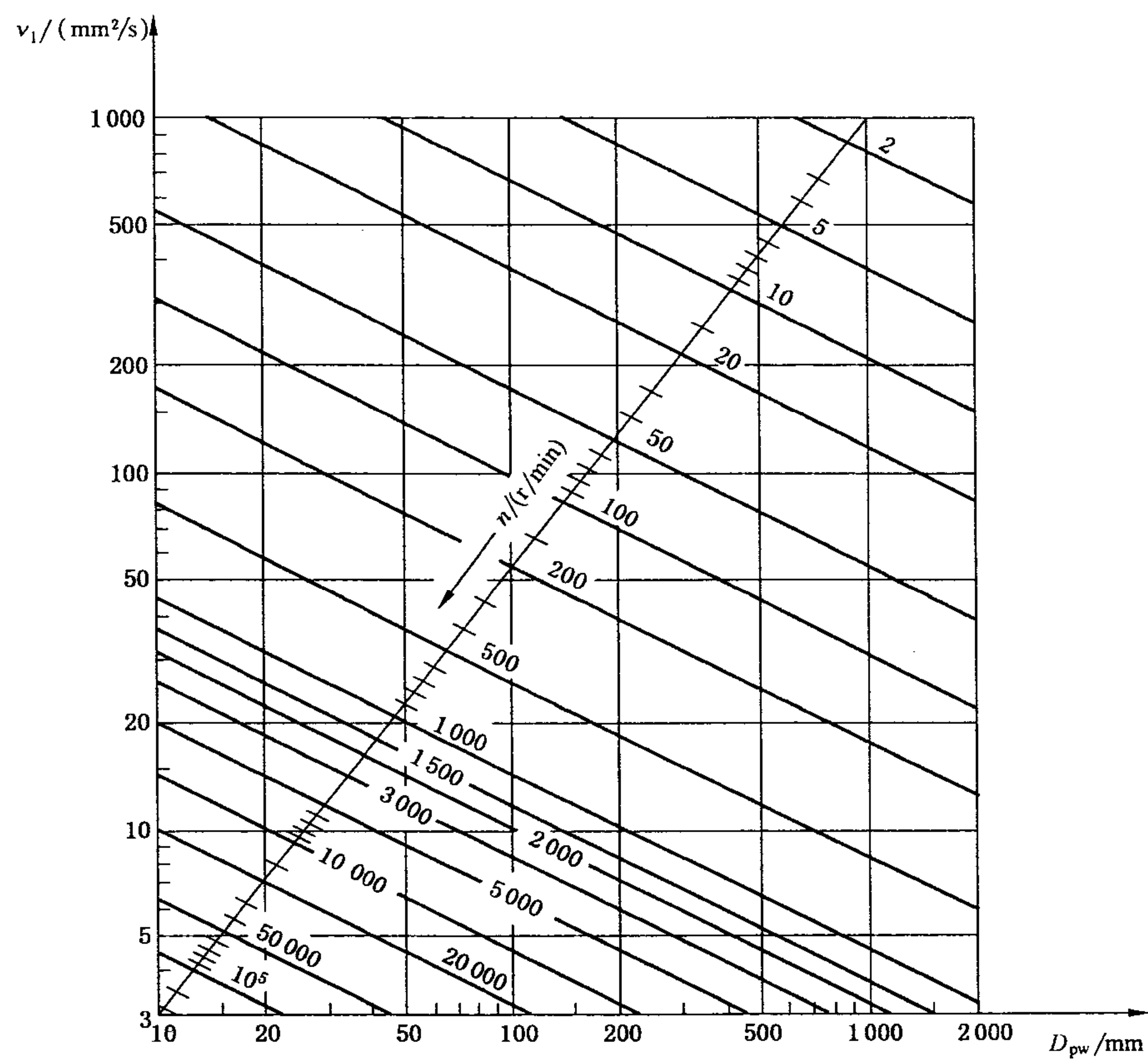


图 2 参考运动黏度 ν_1

9.3.3.3.4 极压(EP)添加剂

黏度比 $\kappa < 1$ 、污染系数 $e_c \geq 0.2$ 时,如果润滑剂中加入了经证实是有效的极压(EP)添加剂,则可在 e_c 和 a_{ISO} 的计算中采用 $\kappa = 1$ 。此时,相对于按实际 κ 值计算出来的使用正常润滑剂的寿命修正系数 a_{ISO} ,如果该 $a_{ISO} > 3$,也应将 a_{ISO} 限制在 $a_{ISO} \leq 3$ 的范围内。

如果使用一种有效的 EP 添加剂,能产生对接触表面有利的磨平效应,则可增大 κ 值。严重污染 ($e_c \leq 0.2$ 时,应根据润滑剂的实际污染程度,确认 EP 添加剂的有效性。EP 添加剂的有效性应通过实际应用或合适的轴承试验进行验证。

9.3.3.4 寿命修正系数的计算

寿命修正系数 a_{ISO} 可利用图 3~图 6 很容易地估算出来或按照公式(31)~公式(42)计算求得。如何确定线图和公式中的系数 C_u 、 e_c 和 κ ,在 9.3.2、9.3.3.2 和 9.3.3.3 中说明。

污染系数的参考值见表 13。更精确、更详细的参考值可从附录 A 中的线图或公式得到。

根据实际情况;寿命修正系数 a_{ISO} 应限制到 $a_{ISO} \leq 50$ 的范围内。 $\frac{e_c C_u}{P} > 5$ 时,该极限也适用。

$\kappa > 4$ 时,按 $\kappa = 4$ 计。

$\kappa < 0.1$ 时,按目前的经验无法计算 a_{ISO} 系数,而且 $\kappa < 0.1$ 的 a_{ISO} 值也超出了公式和线图的范围。

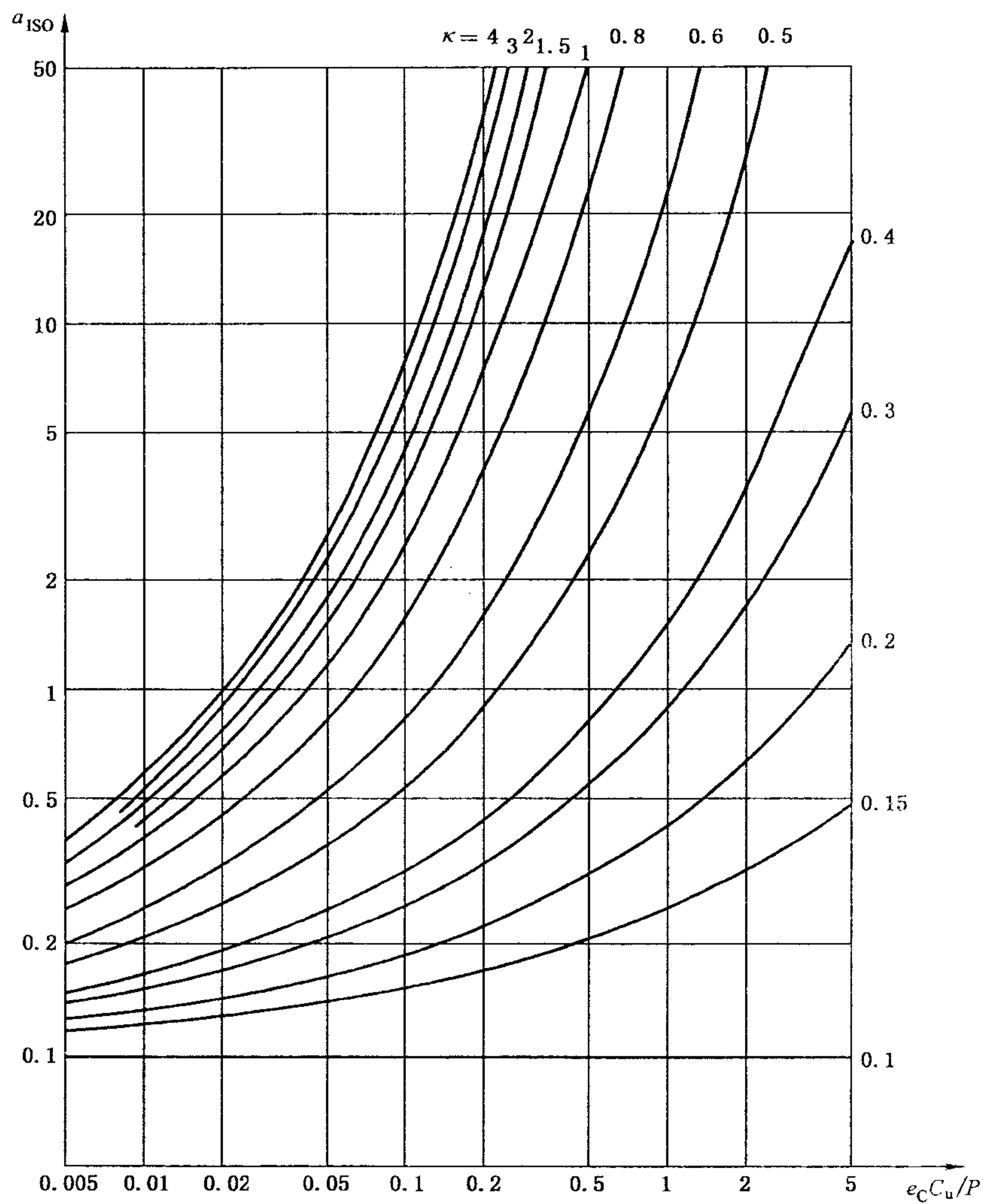


图 3 向心球轴承的寿命修正系数 a_{ISO}

图 3 中的曲线基于下列公式：

0.1≤ κ <0.4 时，

$$a_{\text{ISO}} = 0.1 \left[1 - \left(2.567 \, 1 - \frac{2.264 \, 9}{\kappa^{0.054 \, 381}} \right)^{0.83} \left(\frac{e_c C_u}{P} \right)^{1/3} \right]^{-9.3} \dots\dots\dots (31)$$

0.4≤ κ <1 时，

$$a_{\text{ISO}} = 0.1 \left[1 - \left(2.567 \, 1 - \frac{1.998 \, 7}{\kappa^{0.190 \, 87}} \right)^{0.83} \left(\frac{e_c C_u}{P} \right)^{1/3} \right]^{-9.3} \dots\dots\dots (32)$$

1≤ κ ≤4 时，

$$a_{\text{ISO}} = 0.1 \left[1 - \left(2.567 \, 1 - \frac{1.998 \, 7}{\kappa^{0.071 \, 739}} \right)^{0.83} \left(\frac{e_c C_u}{P} \right)^{1/3} \right]^{-9.3} \dots\dots\dots (33)$$

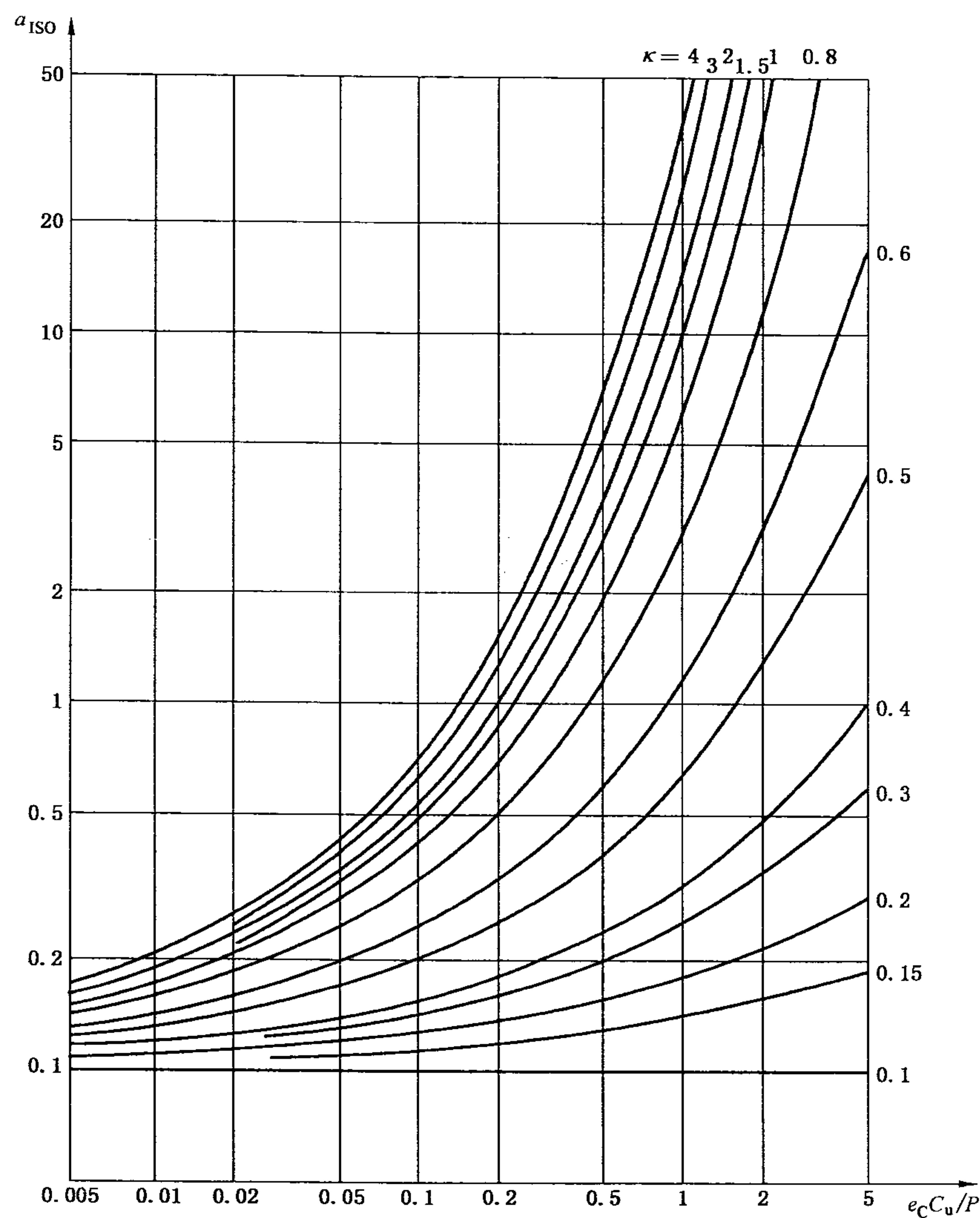


图 4 向心滚子轴承的寿命修正系数 a_{ISO}

图 4 中的曲线基于下列公式：

$0.1 \leq \kappa < 0.4$ 时，

$$a_{\text{ISO}} = 0.1 \left[1 - \left(1.585\,9 - \frac{1.399\,3}{\kappa^{0.054\,381}} \right) \left(\frac{e_c C_u}{P} \right)^{0.4} \right]^{-9.185}$$

..... (34)

$0.4 \leq \kappa < 1$ 时，

$$a_{\text{ISO}} = 0.1 \left[1 - \left(1.585\,9 - \frac{1.234\,8}{\kappa^{0.190\,87}} \right) \left(\frac{e_c C_u}{P} \right)^{0.4} \right]^{-9.185}$$

..... (35)

$1 \leq \kappa \leq 4$ 时，

$$a_{\text{ISO}} = 0.1 \left[1 - \left(1.585\,9 - \frac{1.234\,8}{\kappa^{0.071\,739}} \right) \left(\frac{e_c C_u}{P} \right)^{0.4} \right]^{-9.185}$$

..... (36)

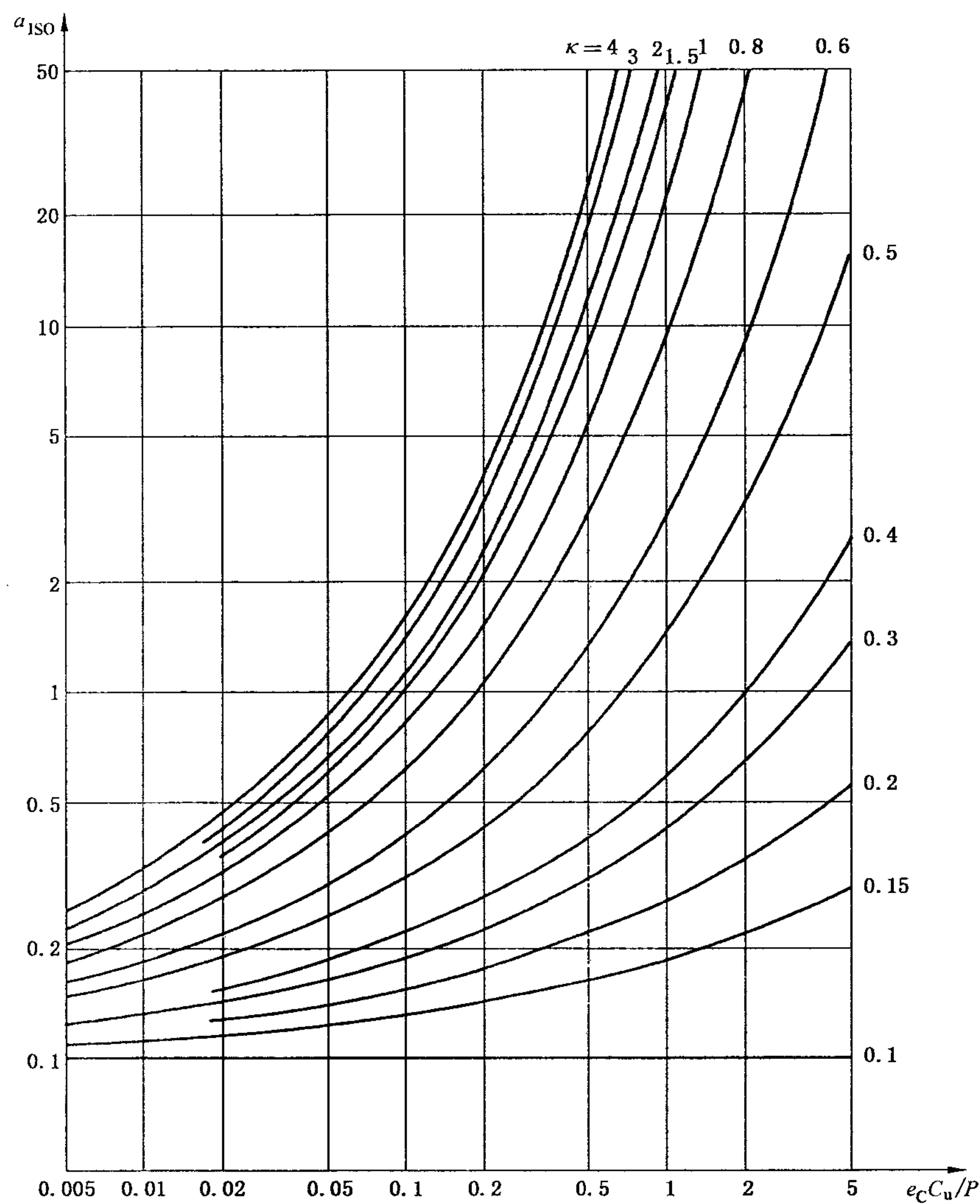


图 5 推力球轴承的寿命修正系数 a_{ISO}

图 5 中的曲线基于下列公式：

0.1 ≤ κ < 0.4 时，

$$a_{\text{ISO}} = 0.1 \left[1 - \left(2.5671 - \frac{2.2649}{\kappa^{0.054381}} \right)^{0.83} \left(\frac{e_c C_u}{3P} \right)^{1/3} \right]^{-9.3} \dots\dots\dots (37)$$

0.4 ≤ κ < 1 时，

$$a_{\text{ISO}} = 0.1 \left[1 - \left(2.5671 - \frac{1.9987}{\kappa^{0.19087}} \right)^{0.83} \left(\frac{e_c C_u}{3P} \right)^{1/3} \right]^{-9.3} \dots\dots\dots (38)$$

1 ≤ κ ≤ 4 时，

$$a_{\text{ISO}} = 0.1 \left[1 - \left(2.5671 - \frac{1.9987}{\kappa^{0.071739}} \right)^{0.83} \left(\frac{e_c C_u}{3P} \right)^{1/3} \right]^{-9.3} \dots\dots\dots (39)$$

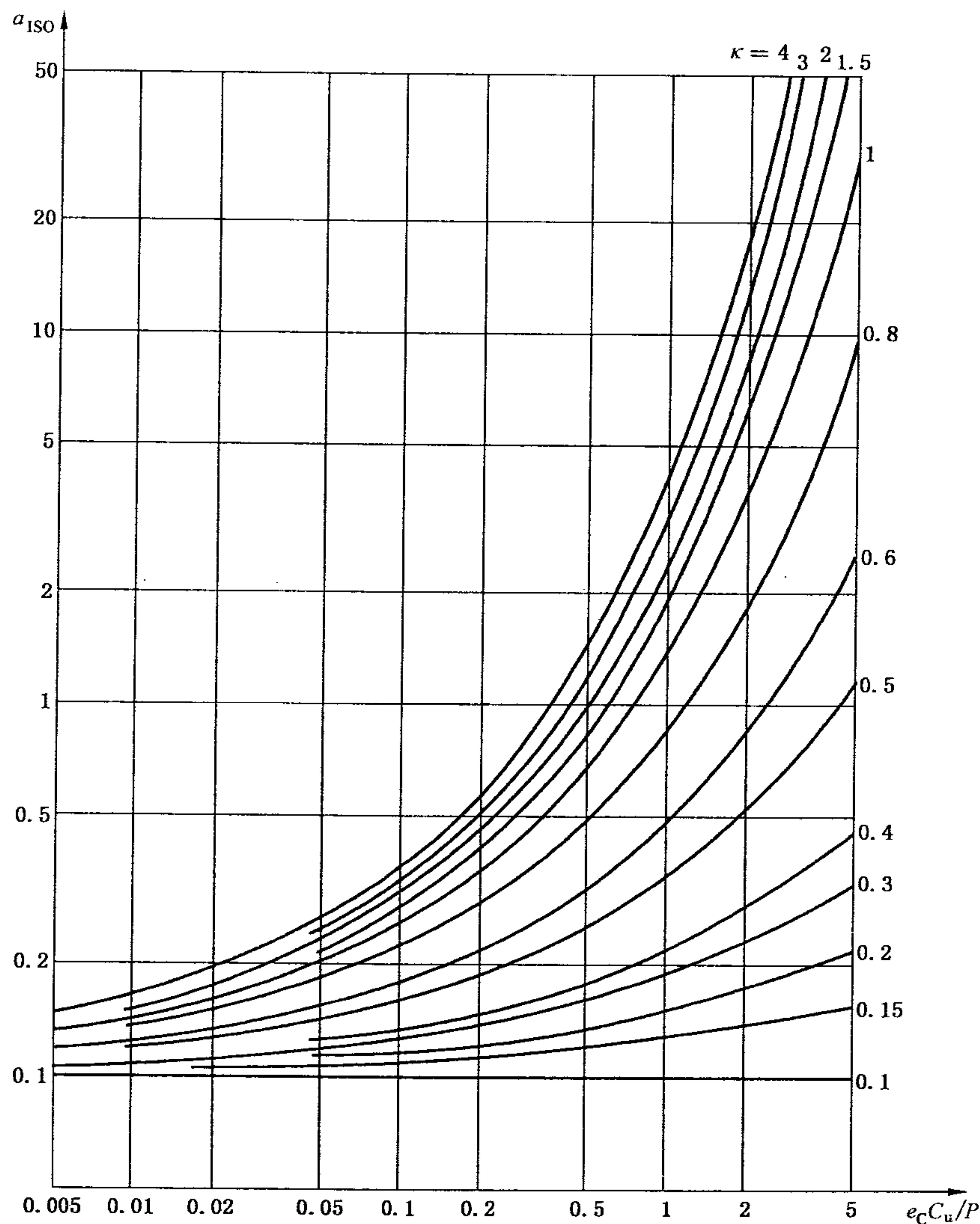


图 6 推力滚子轴承的寿命修正系数 a_{ISO}

图 6 中的曲线基于下列公式：

0.1≤κ<0.4 时，

$$a_{\text{ISO}} = 0.1 \left[1 - \left(1.585\,9 - \frac{1.399\,3}{\kappa^{0.054\,381}} \right) \left(\frac{e_c C_u}{2.5P} \right)^{0.4} \right]^{-9.185} \dots\dots\dots (40)$$

0.4≤κ<1 时，

$$a_{\text{ISO}} = 0.1 \left[1 - \left(1.585\,9 - \frac{1.234\,8}{\kappa^{0.190\,87}} \right) \left(\frac{e_c C_u}{2.5P} \right)^{0.4} \right]^{-9.185} \dots\dots\dots (41)$$

1≤κ≤4 时，

$$a_{\text{ISO}} = 0.1 \left[1 - \left(1.585\,9 - \frac{1.234\,8}{\kappa^{0.071\,739}} \right) \left(\frac{e_c C_u}{2.5P} \right)^{0.4} \right]^{-9.185} \dots\dots\dots (42)$$

附 录 A
(资料性附录)
估算污染系数的详细方法

A.1 总则

9.3.3.2 给出了估算污染系数 e_c 大小的简化方法。本附录提出了更先进、更详细的方法来计算 e_c 系数,并在线图中说明了不同影响因素对污染的影响程度。 e_c 确定后,按照 9.3.3.4 计算寿命修正系数。

下列润滑方法的污染系数可用线图或公式确定:

- 油供给轴承之前经过在线过滤的循环油润滑;
- 油浴润滑或使用离线过滤器的循环油润滑;
- 脂润滑。

采用油雾润滑时,估算污染对 e_c 系数的影响,参见 ISO/TR 1281-2^[2]。

A.2 符号

第 4 章给出的以及下列符号适用于本附录。

x :按照 GB/T 18854—2002^[5] 标定的污染物颗粒尺寸, $\mu\text{m}(\text{c})$

$\beta_{x(\text{c})}$:对污染物颗粒尺寸 x 的过滤比

代号(c)表示计数尺寸为 $x \mu\text{m}$ 的颗粒计数器是按照 GB/T 18854—2002^[5] 校准的自动光学单粒计数器(APC)。

A.3 不同润滑方法所选用的公式和线图的条件

A.3.1 使用在线过滤器的循环油润滑

选用线图和公式时,根据 GB/T 18853—2002^[6],颗粒尺寸 $x \mu\text{m}(\text{c})$ 的过滤比 $\beta_{x(\text{c})}$ 是最大的影响因素。这些线图还给出了一定范围内的清洁度代号(符合 GB/T 14039—2002^[7] 的规定)适用的污染级别。污染级别主要对应于通过在线过滤器之前的润滑油的状况。

注:利用样品油测量润滑油清洁度的研究表明:若要准确地确定润滑油的清洁度是非常困难的。即使采取一切可能的预防措施,也很难不污染样品油,而且在计数颗粒时,还可能包含润滑油添加剂的沉淀物。因此,即使是分析非常清洁的润滑油,也极有可能由于外部污染而不能得到正确的测量结果。

润滑油经过滤器过滤了一定时间之后,使用在线过滤器的循环油的清洁度通常会有所提高。因此,一般情况下,润滑油经过在线过滤器之前的污染级别最适合代表循环油系统的实际清洁度。由于难以准确地测量润滑油的清洁度,因此,如果使用在线过滤的循环油系统,在选择适用的 e_c 线图或公式时,应将颗粒尺寸 x 的过滤比 $\beta_{x(\text{c})}$ 作为主要影响因素。

A.3.2 油浴润滑

对于油浴和仅使用离线过滤器的循环油系统,线图和公式的选用应根据所要求的污染级别确定,污染级别用一定范围内的清洁度代号(符合 GB/T 14039—2002 的规定)表示。

A.3.3 脂润滑

对于脂润滑,各种清洁度级别推荐选用的线图和公式参见表 A.1,应根据此表选用线图和公式。

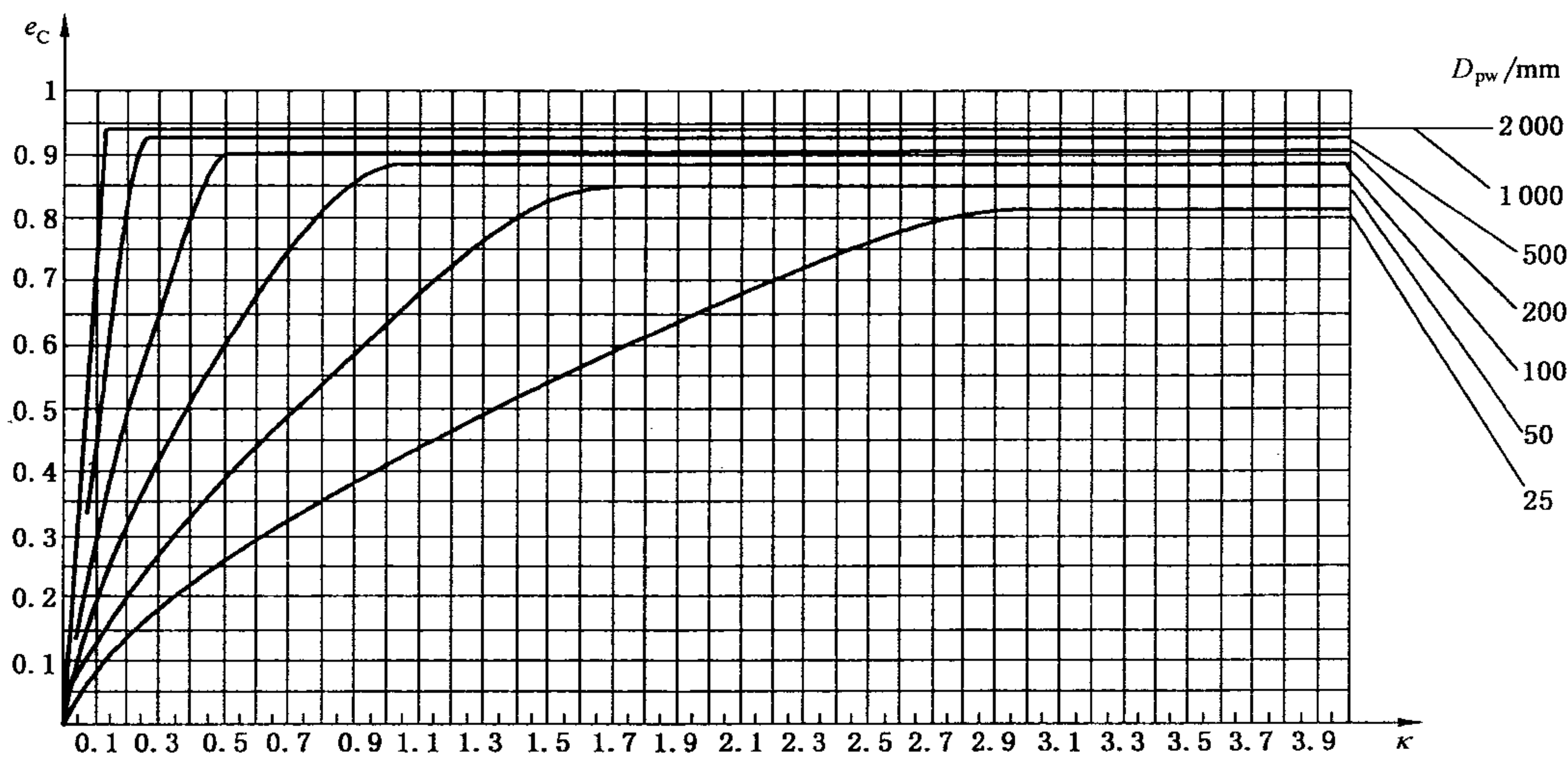
A.3.4 轴承安装和供油

为得到预期寿命,从启动开始和新油供给润滑系统之后,应使轴承在期望的工作条件下转动。

因此,安装后应对轴承周围环境进行认真清洁,尤其是当轴承必需在所期望的最洁净的环境中运转时更应如此。新油在供给润滑油系统之前进行过滤也同样重要,因此,过滤器的过滤效果至少应和润滑油系统所用的过滤器一样,但效率最好更高些。

A.4 使用在线过滤器的循环油润滑的污染系数 e_c

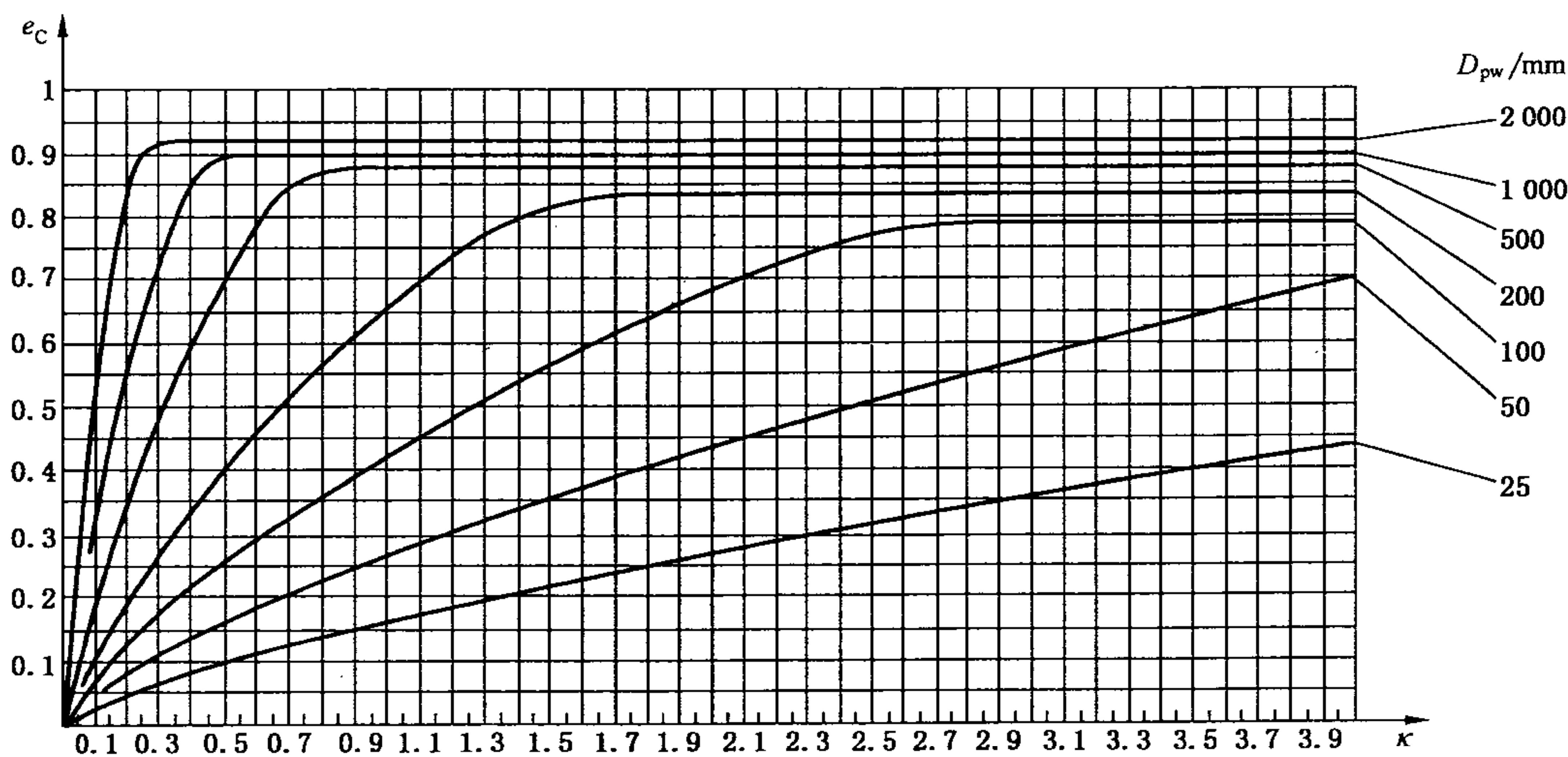
对于使用在线过滤器的循环油系统,在润滑油供给轴承之前,污染系数 e_c 可用图 A.1~图 A.4 中的线图或公式确定。线图或公式的选用基本上由过滤比 $\beta_{x(c)}$ 决定,而且所选 $x(c)$ 的 $\beta_{x(c)}$ 值应等于或大于每一线图所示的示值。润滑油系统的清洁度也应在清洁度代号(符合 GB/T 14039—2002 的规定)所示范围内。



公式: $e_c = a \left(1 - \frac{0.5663}{D_{pw}^{1/3}} \right)$, 式中, $a = 0.0864 \kappa^{0.68} D_{pw}^{0.55}$ 且 $a \leq 1$

GB/T 14039—2002 代号范围:—/13/10,—/12/10,—/13/11,—/14/11

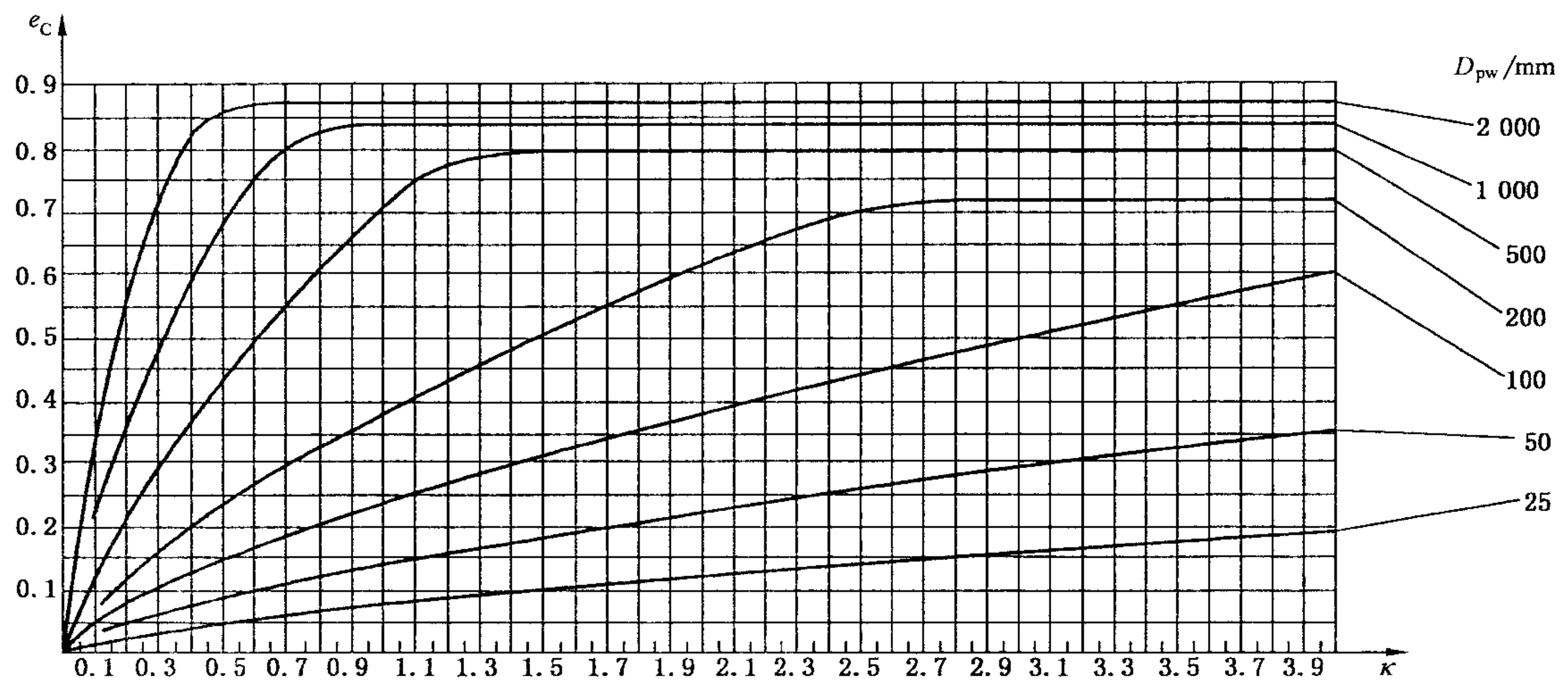
图 A.1 使用在线过滤器的循环油润滑的 e_c 系数
 $\beta_{6(c)} = 200$, GB/T 14039—2002 代号—/13/10



公式: $e_c = a \left(1 - \frac{0.9987}{D_{pw}^{1/3}} \right)$, 式中, $a = 0.0432 \kappa^{0.68} D_{pw}^{0.55}$ 且 $a \leq 1$

GB/T 14039—2002 代号范围:—/15/12,—/16/12,—/15/13,—/16/13

图 A.2 使用在线过滤器的循环油润滑的 e_c 系数
 $\beta_{12(c)} = 200$, GB/T 14039—2002 代号—/15/12

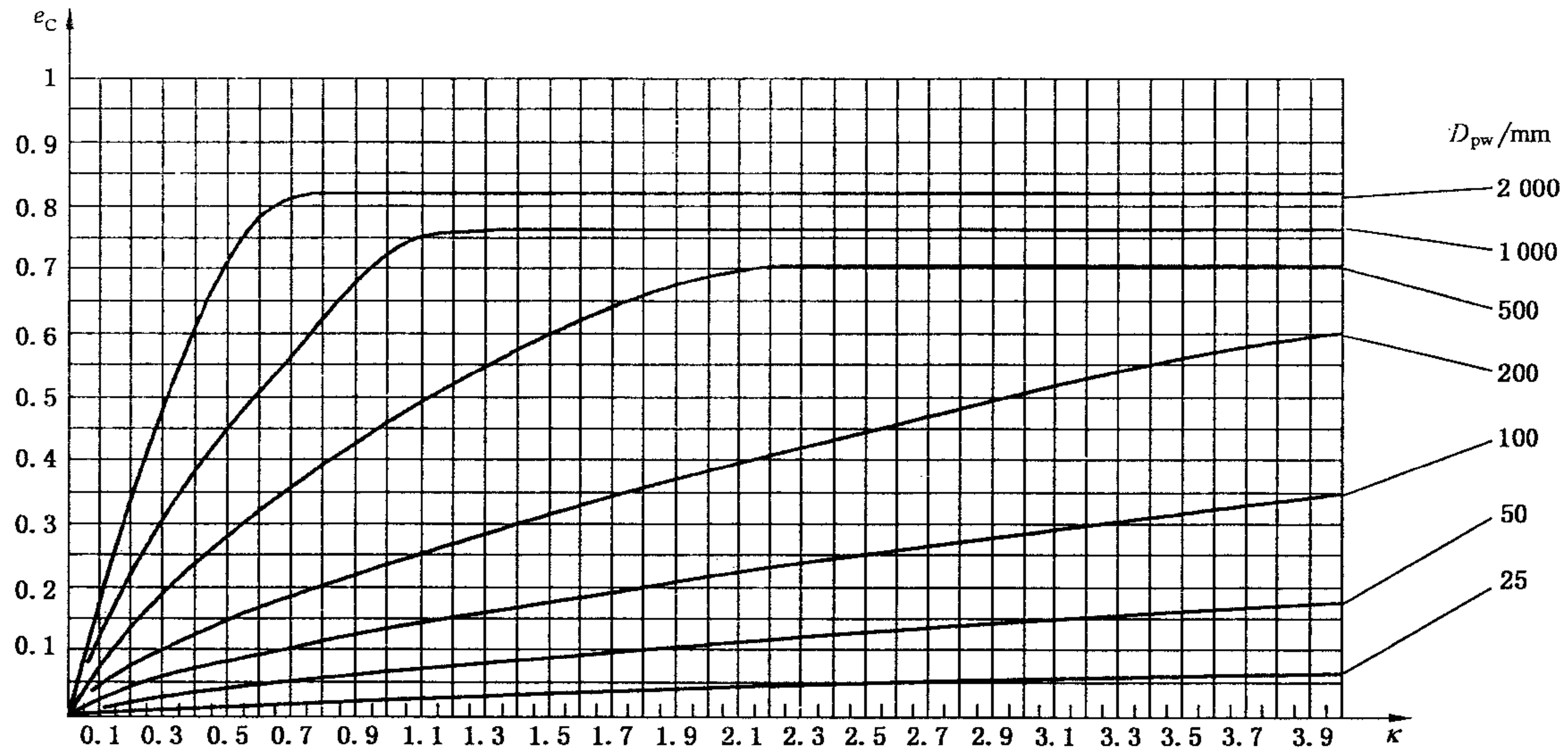


公式: $e_c = a \left(1 - \frac{1.6329}{D_{pw}^{1/3}} \right)$, 式中, $a = 0.0288 \kappa^{0.68} D_{pw}^{0.55}$ 且 $a \leq 1$

GB/T 14039—2002 代号范围:—/17/14,—/18/14,—/18/15,—/19/15

图 A.3 使用在线过滤器的循环油润滑的 e_c 系数

$\beta_{25(c)} \geq 75$, GB/T 14039—2002 代号—/17/14



公式: $e_c = a \left(1 - \frac{2.3362}{D_{pw}^{1/3}} \right)$, 式中, $a = 0.0216 \kappa^{0.68} D_{pw}^{0.55}$ 且 $a \leq 1$

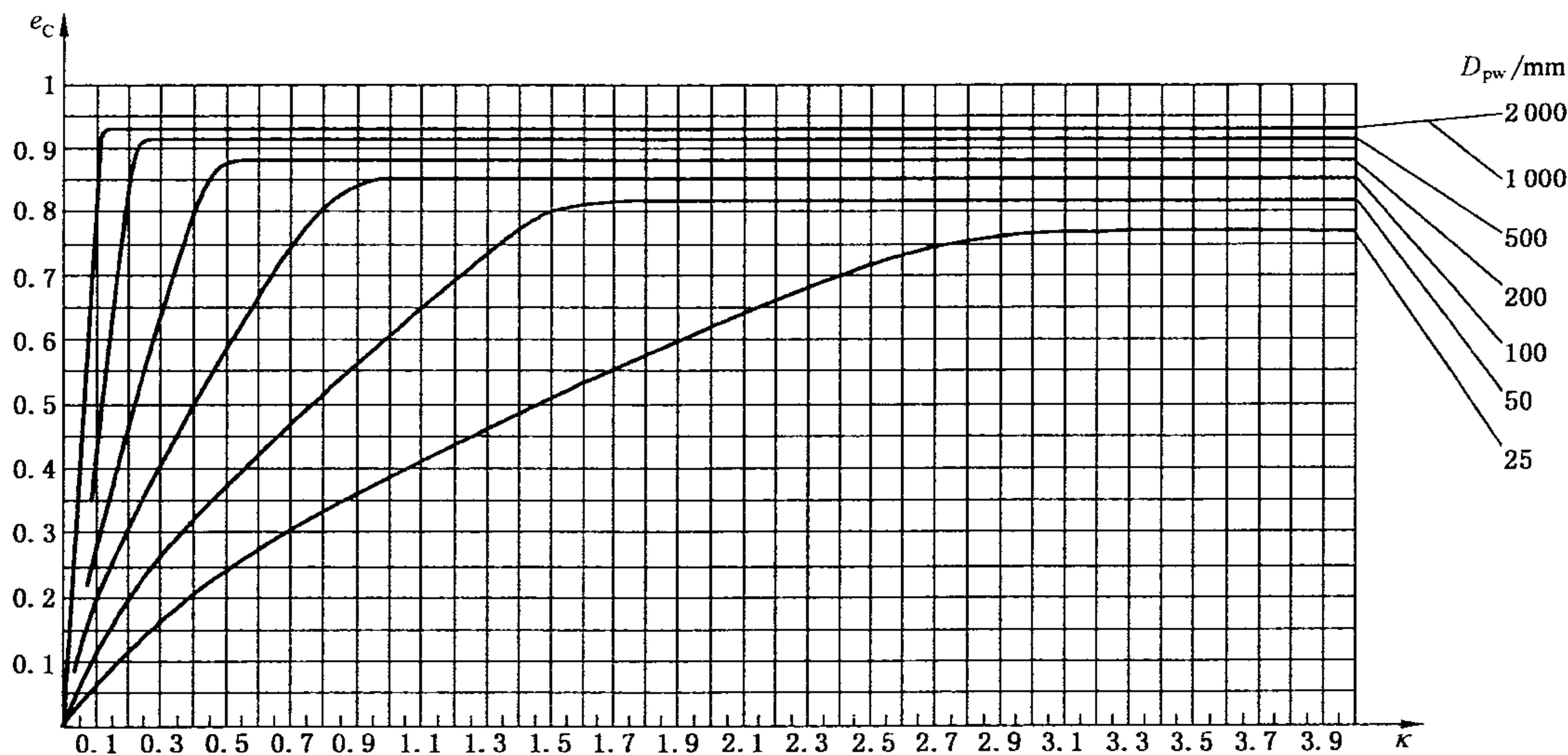
GB/T 14039—2002 代号范围:—/19/16,—/20/17,—/21/18,—/22/18

图 A.4 使用在线过滤器的循环油润滑的 e_c 系数

$\beta_{40(c)} \geq 75$, GB/T 14039—2002 代号—/19/16

A.5 未经过滤或使用离线过滤器的油润滑的污染系数 e_c

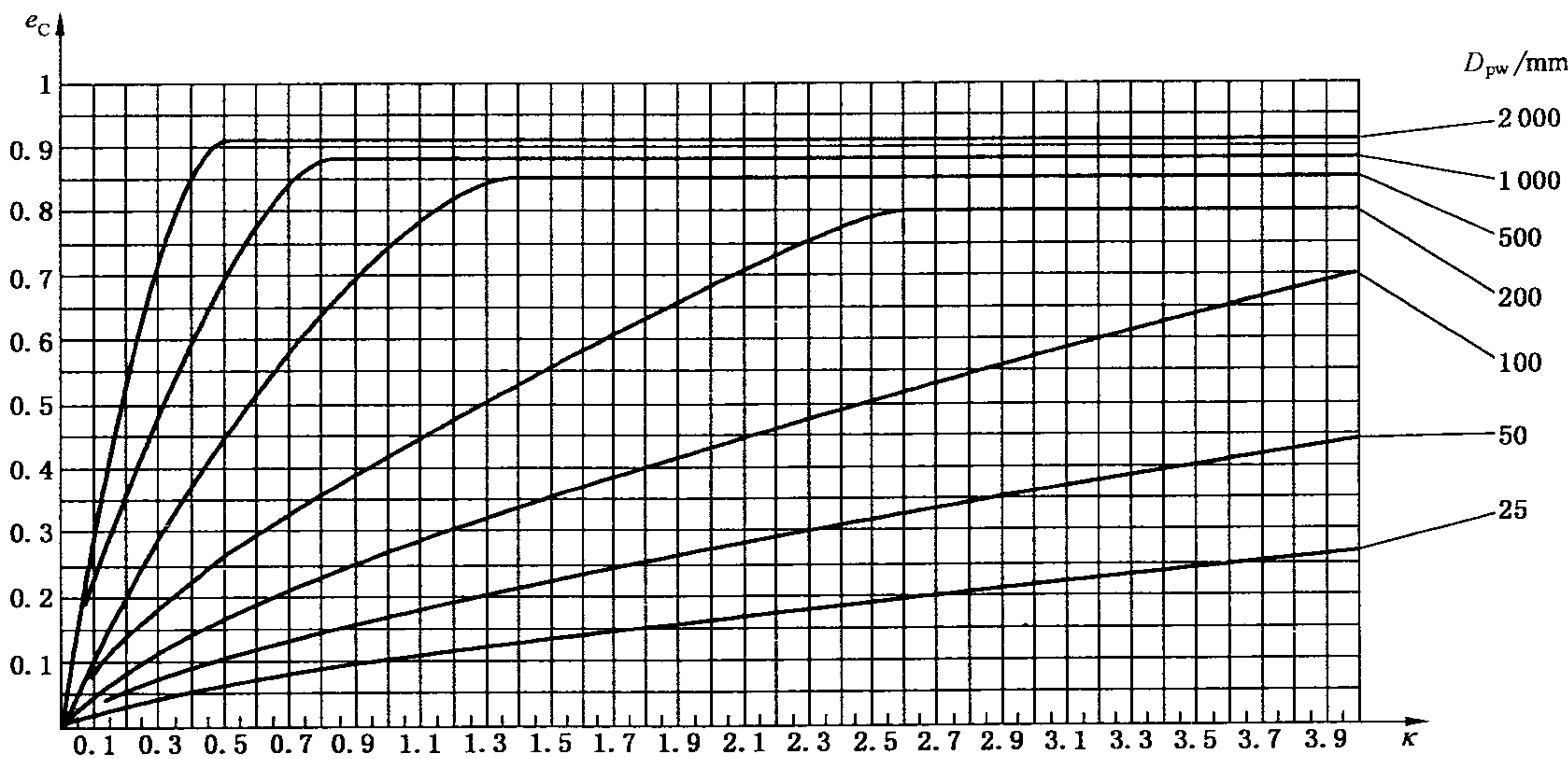
对于未经过滤或使用离线过滤器的油润滑,污染系数 e_c 可用图 A.5~图 A.9 中的线图或公式确定。每一线图中所示的清洁度代号(符合 GB/T 14039—2002 的规定)范围用于选择适用的线图或公式。



公式： $e_c = a \left(1 - \frac{0.6796}{D_{pw}^{1/3}} \right)$ ，式中， $a = 0.0864 \kappa^{0.68} D_{pw}^{0.55}$ 且 $a \leq 1$

GB/T 14039—2002 代号范围：—/13/10，—/12/10，—/11/9，—/12/9

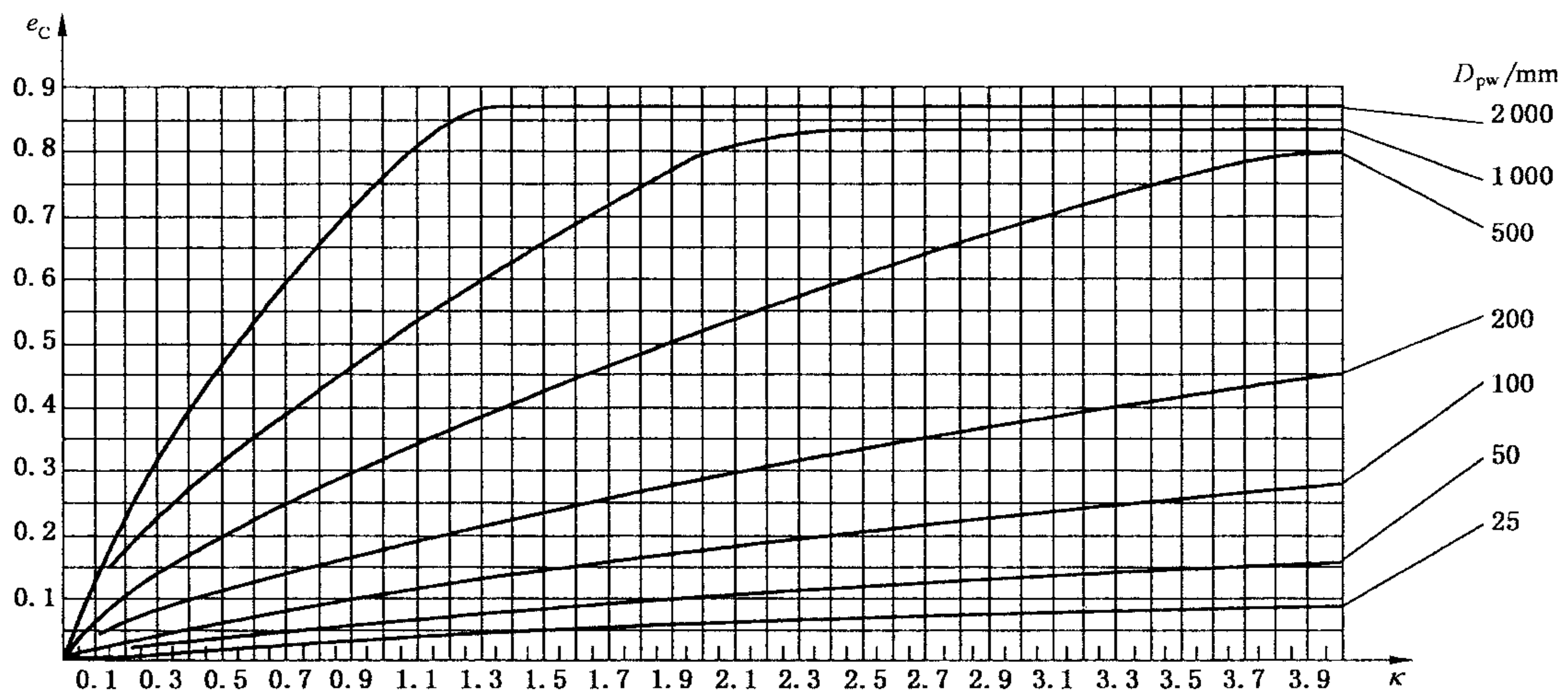
图 A.5 未经过滤或使用离线过滤器的油润滑的 e_c 系数
GB/T 14039—2002 代号—/13/10



公式： $e_c = a \left(1 - \frac{1.141}{D_{pw}^{1/3}} \right)$ ，式中， $a = 0.0288 \kappa^{0.68} D_{pw}^{0.55}$ 且 $a \leq 1$

GB/T 14039—2002 代号范围：—/15/12，—/14/12，—/16/12，—/16/13

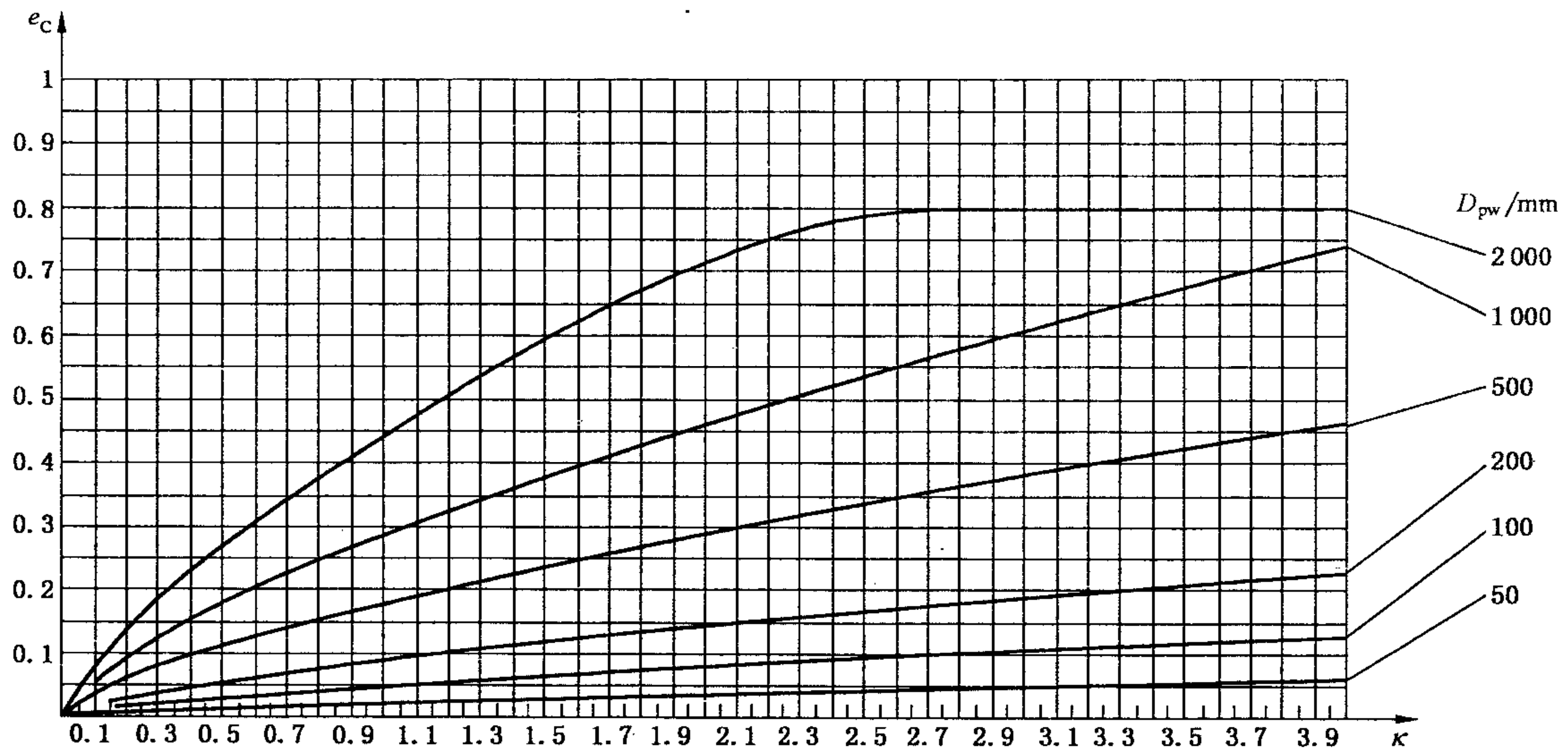
图 A.6 未经过滤或使用离线过滤器的油润滑的 e_c 系数
GB/T 14039—2002 代号—/15/12



公式: $e_c = a \left(1 - \frac{1.67}{D_{pw}^{1/3}} \right)$, 式中, $a = 0.0133 \kappa^{0.68} D_{pw}^{0.55}$ 且 $a \leq 1$

GB/T 14039—2002 代号范围: —/17/14, —/18/14, —/18/15, —/19/15

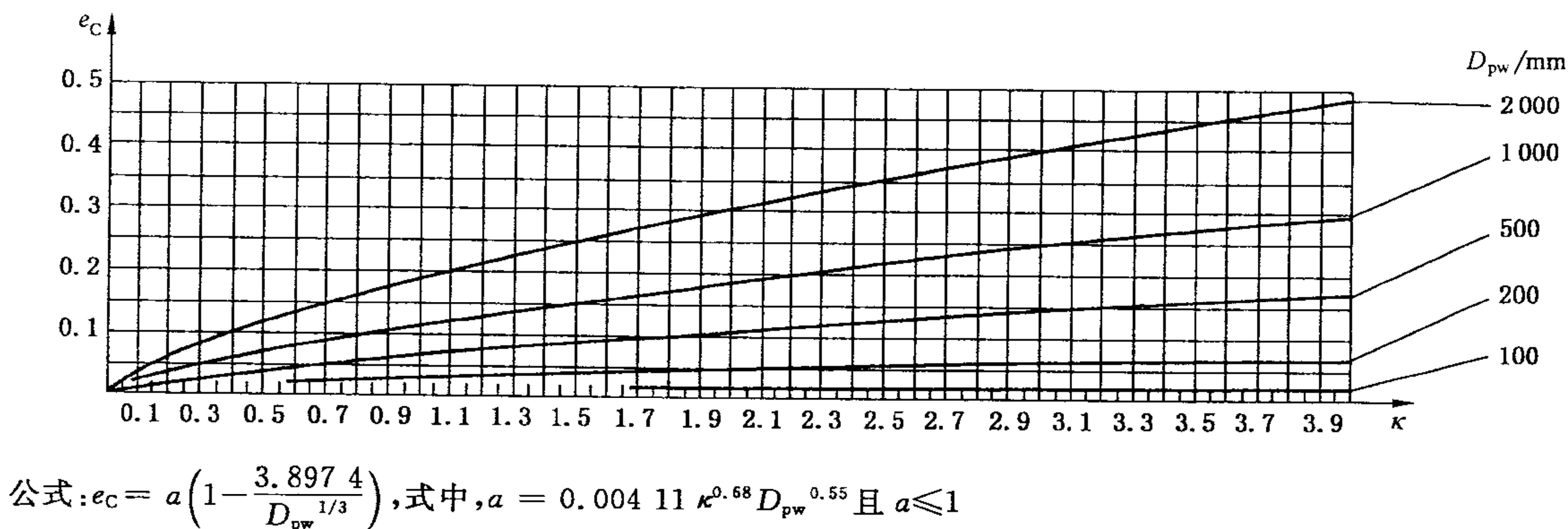
图 A.7 未经过滤或使用离线过滤器的油润滑的 e_c 系数
GB/T 14039—2002 代号—/17/14



公式: $e_c = a \left(1 - \frac{2.5164}{D_{pw}^{1/3}} \right)$, 式中, $a = 0.00864 \kappa^{0.68} D_{pw}^{0.55}$ 且 $a \leq 1$

GB/T 14039—2002 代号范围: —/19/16, —/18/16, —/20/17, —/21/17

图 A.8 未经过滤或使用离线过滤器的油润滑的 e_c 系数
GB/T 14039—2002 代号—/19/16



公式： $e_c = a \left(1 - \frac{3.8974}{D_{pw}^{1/3}}\right)$ ，式中， $a = 0.00411 \kappa^{0.68} D_{pw}^{0.55}$ 且 $a \leq 1$
GB/T 14039—2002 代号范围：—/21/18，—/21/19，—/22/19，—/23/19

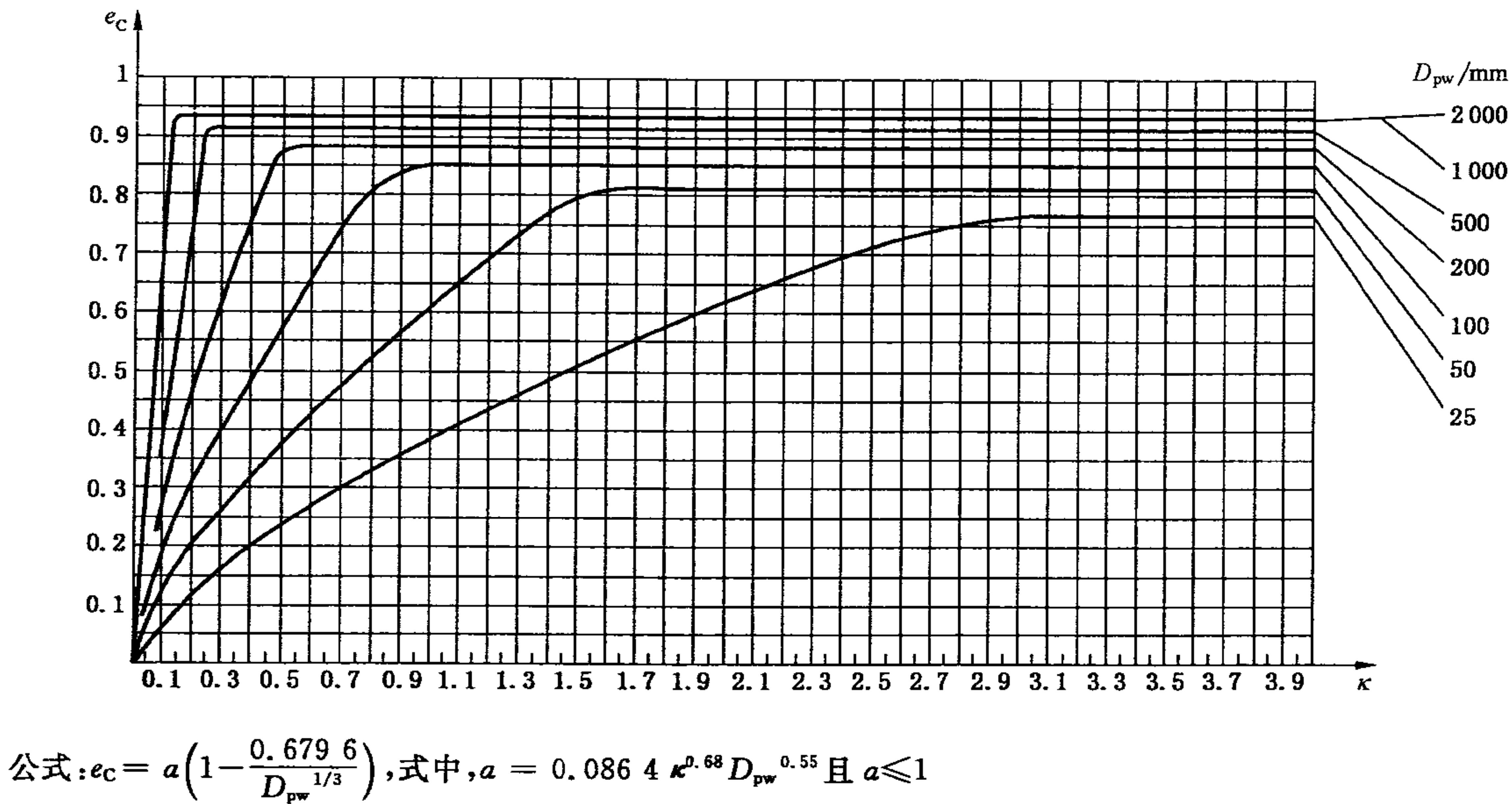
图 A.9 未经过滤或使用离线过滤器的油润滑的 e_c 系数
GB/T 14039—2002 代号—/21/18

A.6 脂润滑的污染系数 e_c

对于脂润滑，污染系数 e_c 可用图 A.10～图 A.14 中的线图或公式确定。表 A.1 用于选择适用的线图或公式。根据现有的工作条件，选择表中最适用的行。

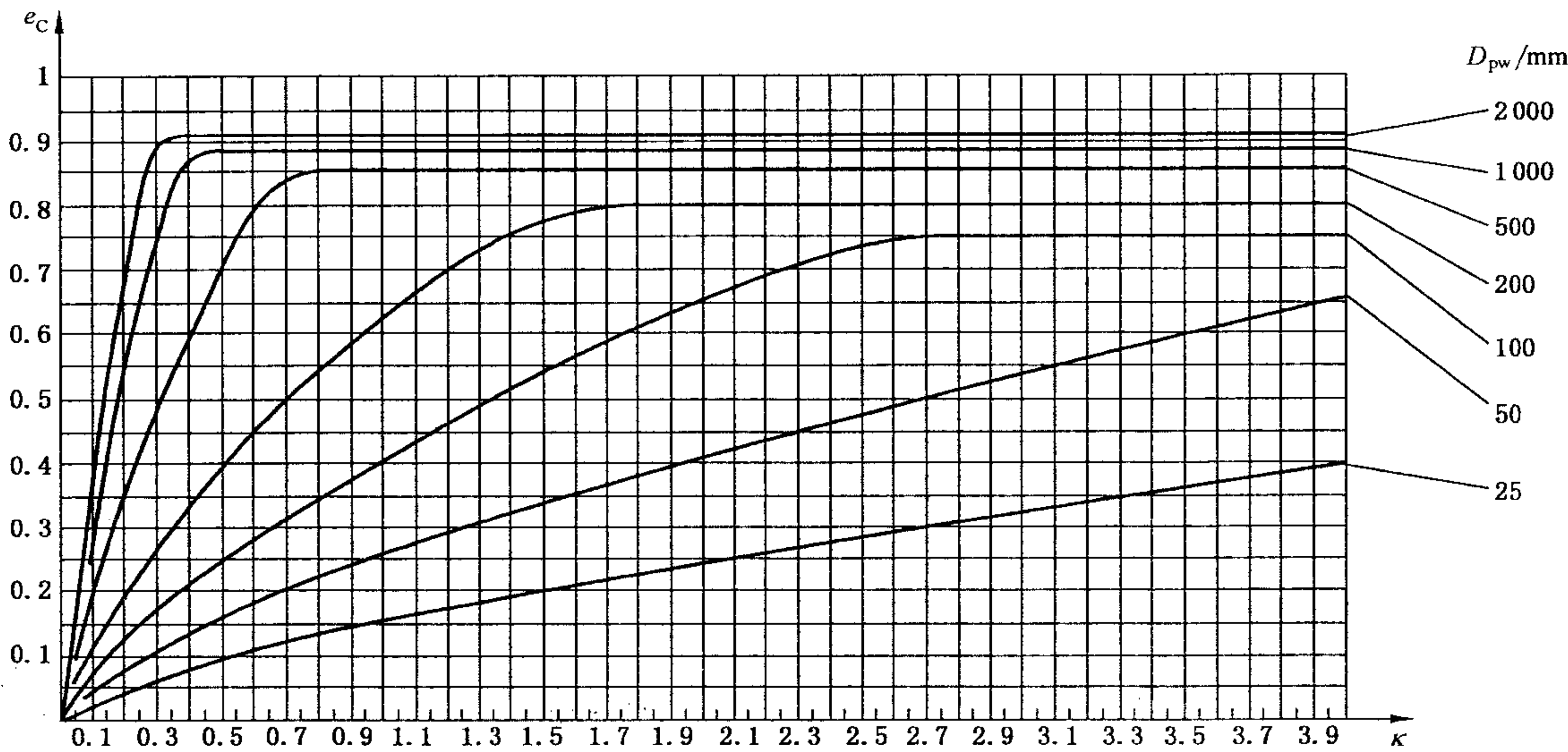
表 A.1 脂润滑选用的线图和公式

工作条件	污染级别
仔细清洗、极洁净安装；密封相对工作条件优良；连续或在很短的间隔内再加脂脂润滑（终身润滑）密封轴承，且密封能力相对工作条件有效	高度清洁 图 A.10
清洗、洁净安装；密封相对工作条件良好；按照制造厂的规定再加脂脂润滑（终身润滑）密封轴承，密封能力相对工作条件适当，如防尘轴承	一般清洁 图 A.11
洁净安装；密封能力相对工作条件一般；按照制造厂的规定再加脂	轻度至常见污染 图 A.12
在车间安装；安装后，轴承和应用场合未充分清洗；密封能力相对工作条件较差；再加脂间隔长于制造厂推荐的时间	严重污染 图 A.13
在污染的环境下安装；密封不适；再加脂间隔长	极严重污染 图 A.14



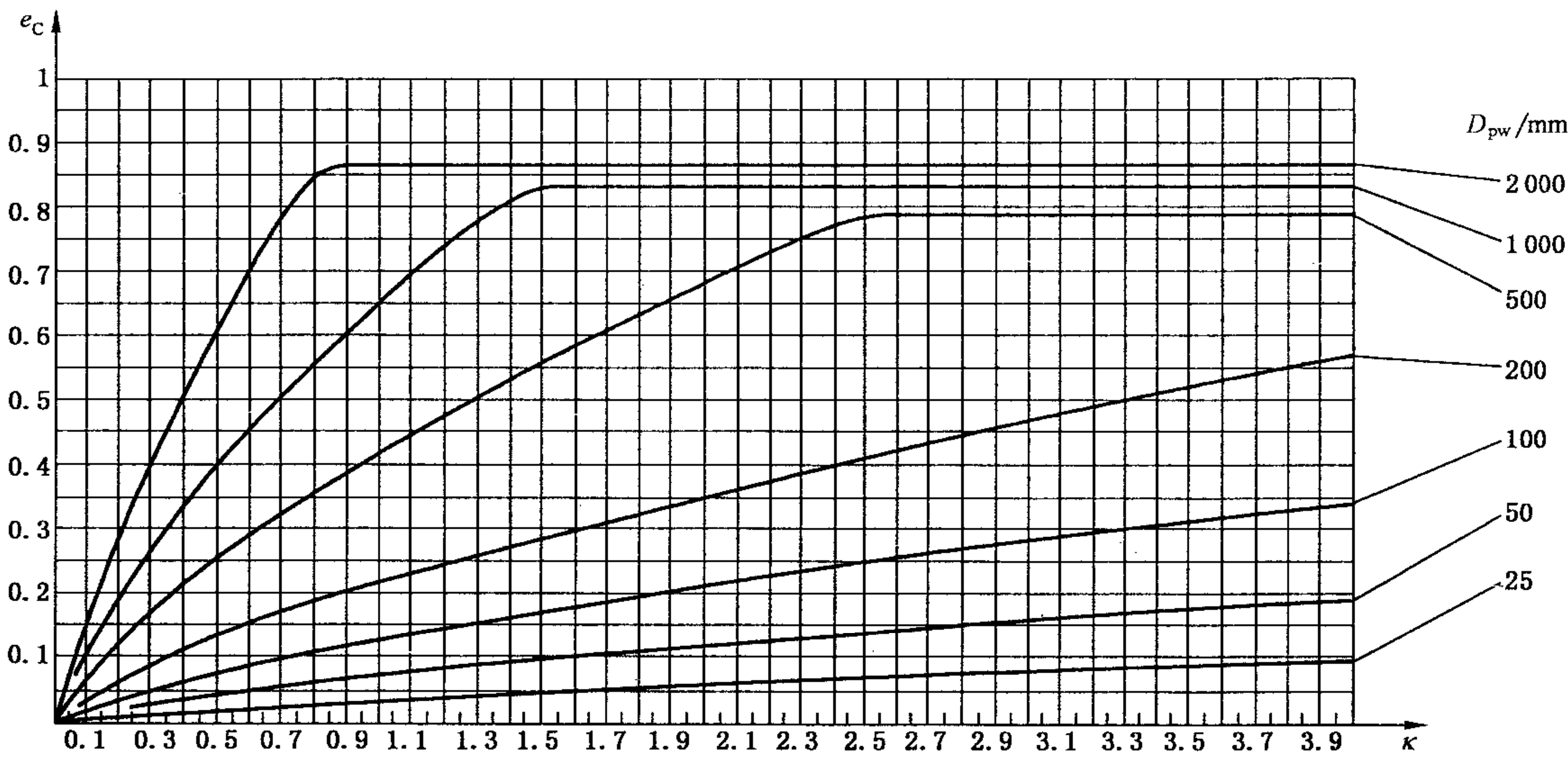
公式： $e_c = a \left(1 - \frac{0.6796}{D_{pw}^{1/3}}\right)$ ，式中， $a = 0.0864 \kappa^{0.68} D_{pw}^{0.55}$ 且 $a \leq 1$

图 A.10 高度清洁的脂润滑的 e_c 系数



公式: $e_c = a \left(1 - \frac{1.141}{D_{pw}^{1/3}} \right)$, 式中, $a = 0.043 2 \kappa^{0.68} D_{pw}^{0.55}$ 且 $a \leq 1$

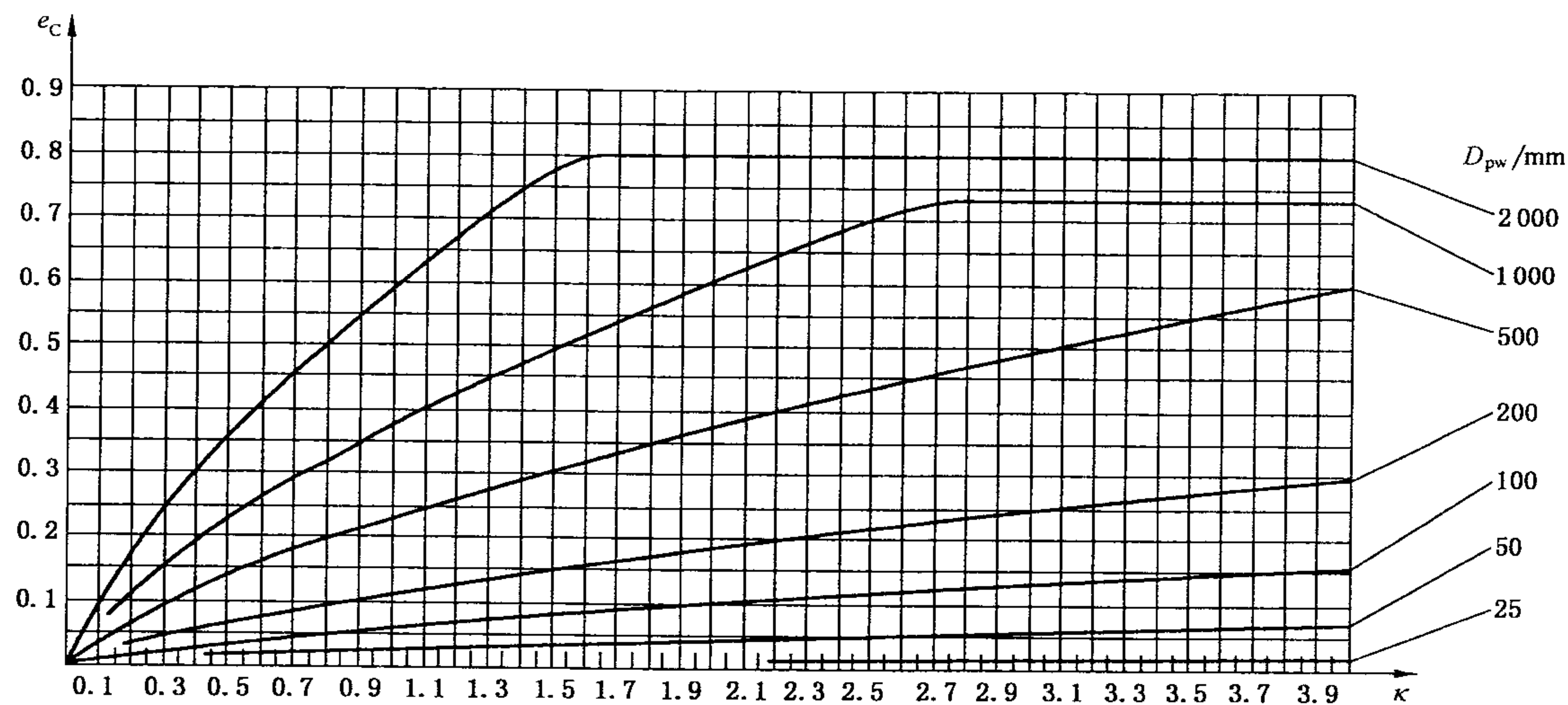
图 A.11 一般清洁的脂润滑的 e_c 系数



公式: $D_{pw} < 500 \text{ mm}$ 时, $e_c = a \left(1 - \frac{1.887}{D_{pw}^{1/3}} \right)$, 式中, $a = 0.017 7 \kappa^{0.68} D_{pw}^{0.55}$ 且 $a \leq 1$

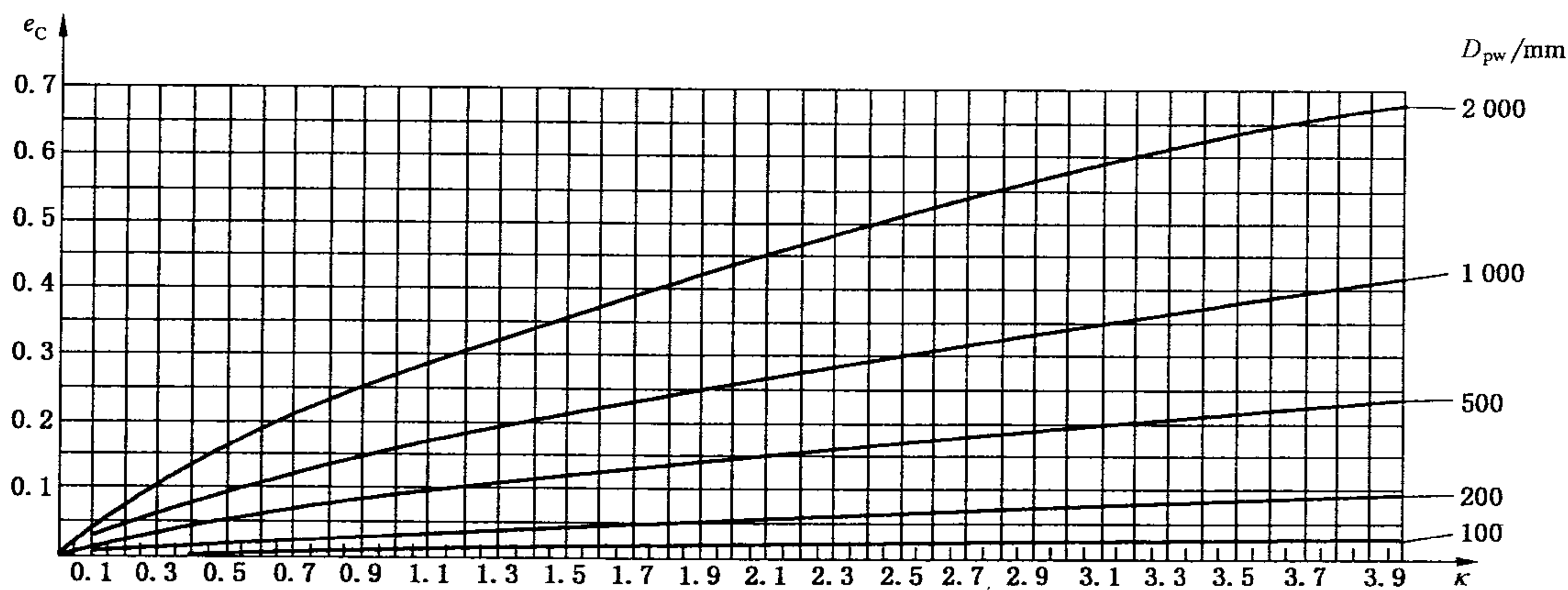
$D_{pw} \geq 500 \text{ mm}$ 时, $e_c = a \left(1 - \frac{1.677}{D_{pw}^{1/3}} \right)$, 式中, $a = 0.017 7 \kappa^{0.68} D_{pw}^{0.55}$ 且 $a \leq 1$

图 A.12 轻度至常见污染的脂润滑的 e_c 系数



公式: $e_c = a \left(1 - \frac{2.662}{D_{pw}^{1/3}} \right)$, 式中, $a = 0.0115 \kappa^{0.58} D_{pw}^{0.55}$ 且 $a \leq 1$

图 A.13 严重污染的脂润滑的 e_c 系数



公式: $e_c = a \left(1 - \frac{4.06}{D_{pw}^{1/3}} \right)$, 式中, $a = 0.00617 \kappa^{0.68} D_{pw}^{0.55}$ 且 $a \leq 1$

图 A.14 极严重污染的脂润滑的 e_c 系数

附录 B

(资料性附录)

疲劳载荷极限的计算方法

B.1 总则

本附录包含了疲劳载荷极限 C_u 值的推荐计算方法,考虑了轴承类型、大小、内部几何形状、滚动体和滚道的轮廓以及滚道材料的疲劳极限。

本标准正文中的说明和限制条件也适用于本方法。

疲劳载荷极限 C_u 并不能作为选用轴承的唯一判据。即使轴承载荷小于疲劳极限时,滚动轴承也不一定具有无限长的寿命。在轴承的实际应用中,边界或混合润滑以及润滑剂污染将导致滚道材料的应力增大,因此,即使轴承载荷小于疲劳载荷极限时,局部也会超过滚道材料的疲劳极限。润滑和润滑剂污染的影响在 9.3 额定寿命的计算方法和附录 A 中予以考虑。

B.2 符号

第 4 章给出的以及下列符号适用于本附录。

E :弹性模量, N/mm^2

$E(\chi)$:第二类完全椭圆积分

e :外圈或座圈的下标

$F(\rho)$:相对曲率差

i :内圈或轴圈的下标

$K(\chi)$:第一类完全椭圆积分

Q_u :单个接触处的疲劳载荷极限, N

r_e :外圈沟曲率半径, mm

r_i :内圈沟曲率半径, mm

χ :接触椭圆长半轴与短半轴之比

γ :辅助参数, $\gamma = \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}}$

φ :滚动体的角位置, $(^\circ)$

ν_E :泊松比

ρ :接触表面的曲率, mm^{-1}

$\sum \rho$:曲率和, mm^{-1}

σ_{Hu} :达到滚道材料疲劳载荷极限时的赫兹接触应力, N/mm^2

B.3 疲劳载荷极限 C_u

B.3.1 总则

寿命修正系数 a_{ISO} 可表示为比率 C_u/P (疲劳载荷极限除以当量动载荷) 的函数,见 9.3.2。

计算轴承疲劳载荷极限 C_u 的一种先进方法见 B.3.2,其中滚动体和滚道间的接触应力为 $1\,500\text{ MPa}^4$,该接触应力系采用常用优质材料和良好加工质量轴承的推荐值。

只需粗略估算 C_u 时,其简化方法见 B.3.3。

4) $1\text{ MPa} = 1\text{ N/mm}^2$ 。

B.3.2 计算疲劳载荷极限 C_u 的先进方法

B.3.2.1 单个接触的疲劳载荷极限

B.3.2.1.1 总则

单个接触的疲劳载荷极限系滚道表面的应力刚好达到该材料的疲劳极限时的载荷。对于点接触，该载荷可解析计算；但对于修形的线接触，则需要进行更复杂的数值分析。

B.3.2.1.2 球轴承

计算疲劳载荷极限时，应使用球和滚道的实际曲率半径。

单个内圈[轴圈]滚道接触处和单个外圈[座圈]滚道接触处的疲劳载荷极限按公式(B.1)计算：

$$Q_{u,i,e} = \sigma_{Hu}^3 \times \frac{32\pi\chi_{i,e}}{3} \left[\frac{1-\nu_E^2}{E} \times \frac{E(\chi_{i,e})}{\sum \rho_{i,e}} \right]^2 \dots\dots\dots (B.1)$$

接触椭圆长半轴与短半轴之比可从公式(B.2)推出：

$$1 - \frac{2}{\chi^2 - 1} \left(\frac{K(\chi)}{E(\chi)} - 1 \right) - F(\rho) = 0 \dots\dots\dots (B.2)$$

公式(B.2)中的第一类完全椭圆积分为：

$$K(\chi) = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\chi^2} \right) (\sin\varphi)^2 \right]^{-\frac{1}{2}} d\varphi \dots\dots\dots (B.3)$$

第二类完全椭圆积分为：

$$E(\chi) = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\chi^2} \right) (\sin\varphi)^2 \right]^{\frac{1}{2}} d\varphi \dots\dots\dots (B.4)$$

公式(B.1)中内圈[轴圈]滚道接触处的曲率和为：

$$\sum \rho_i = \frac{2}{D_w} \left(2 + \frac{\gamma}{1-\gamma} - \frac{D_w}{2r_i} \right) \dots\dots\dots (B.5)$$

外圈[座圈]滚道接触处的曲率和为：

$$\sum \rho_e = \frac{2}{D_w} \left(2 - \frac{\gamma}{1+\gamma} - \frac{D_w}{2r_e} \right) \dots\dots\dots (B.6)$$

内圈[轴圈]滚道接触处的相对曲率差为：

$$F_i(\rho) = \frac{\frac{\gamma}{1-\gamma} + \frac{D_w}{2r_i}}{2 + \frac{\gamma}{1-\gamma} - \frac{D_w}{2r_i}} \dots\dots\dots (B.7)$$

外圈[座圈]滚道接触处的相对曲率差为：

$$F_e(\rho) = \frac{\frac{-\gamma}{1+\gamma} + \frac{D_w}{2r_e}}{2 - \frac{\gamma}{1+\gamma} - \frac{D_w}{2r_e}} \dots\dots\dots (B.8)$$

计算内圈[轴圈]滚道最大承载接触处的疲劳载荷极限 Q_{ui} 和外圈[座圈]滚道最大承载接触处的疲劳载荷极限 Q_{ue} 时，应考虑实际的接触几何形状，即球和滚道实际的曲率半径。

计算疲劳载荷极限 C_u 时，使用计算值 Q_{ui} 和 Q_{ue} 两者的最小值，即

$$Q_u = \min(Q_{ui}, Q_{ue}) \dots\dots\dots (B.9)$$

对于调心球轴承，外圈滚道接触处的疲劳载荷极限允许高于向心球轴承相应值的 60%。与 GB/T 4662—2003 中的额定静载荷类似，外圈滚道接触处可承受较高的接触应力。

B.3.2.1.3 滚子轴承

计算内圈[轴圈]滚道最大承载接触处的疲劳载荷极限 Q_{ui} 和外圈[座圈]滚道最大承载接触处的疲劳载荷极限 Q_{ue} 时，应考虑实际的接触几何形状，即滚动体和滚道的轮廓和实际的曲率半径。

计算修形线接触处的接触应力,需要进行复杂的数值分析。适用的计算方法在参考文献[8]、[9]、[10]中有所描述。而对于文献[11]中的圆柱体线接触,赫兹公式则不适用。

B.3.2.2 成套轴承的疲劳载荷极限 C_u

B.3.2.2.1 总则

成套轴承的疲劳载荷极限 C_u 可通过将最大承载接触处的疲劳载荷极限的最小值 Q_u [见公式(B.9)]代入公式(B.10)~公式(B.17)来确定。

B.3.2.2.2 向心球轴承

$D_{pw} \leq 100$ mm 时,

$$C_u = 0.228\ 8\ Z\ Q_u\ i\ \cos\alpha \quad \dots\dots\dots (B.10)$$

$D_{pw} > 100$ mm 时,

$$C_u = 0.228\ 8\ Z\ Q_u\ i\ \cos\alpha \left(\frac{100}{D_{pw}}\right)^{0.5} \quad \dots\dots\dots (B.11)$$

B.3.2.2.3 推力球轴承

$D_{pw} \leq 100$ mm 时,

$$C_u = Z\ Q_u\ \sin\alpha \quad \dots\dots\dots (B.12)$$

$D_{pw} > 100$ mm 时,

$$C_u = Z\ Q_u\ \sin\alpha \left(\frac{100}{D_{pw}}\right)^{0.5} \quad \dots\dots\dots (B.13)$$

B.3.2.2.4 向心滚子轴承

$D_{pw} \leq 100$ mm 时,

$$C_u = 0.245\ 3\ Z\ Q_u\ i\ \cos\alpha \quad \dots\dots\dots (B.14)$$

$D_{pw} > 100$ mm 时,

$$C_u = 0.245\ 3\ Z\ Q_u\ i\ \cos\alpha \left(\frac{100}{D_{pw}}\right)^{0.3} \quad \dots\dots\dots (B.15)$$

B.3.2.2.5 推力滚子轴承

$D_{pw} \leq 100$ mm 时,

$$C_u = Z\ Q_u\ \sin\alpha \quad \dots\dots\dots (B.16)$$

$D_{pw} > 100$ mm 时,

$$C_u = Z\ Q_u\ \sin\alpha \left(\frac{100}{D_{pw}}\right)^{0.3} \quad \dots\dots\dots (B.17)$$

B.3.3 计算疲劳载荷极限 C_u 的简化方法

B.3.3.1 总则

简单估算球轴承和滚子轴承的疲劳载荷极限 C_u 时,可使用公式(B.18)~公式(B.21)。

注:简单估算的结果与采用 B.3.2 中给出的先进方法得出的结果可能有显著差异,应优先采用先进方法得出的结果。

B.3.3.2 球轴承

$D_{pw} \leq 100$ mm 的轴承,

$$C_u = \frac{C_0}{22} \quad \dots\dots\dots (B.18)$$

$D_{pw} > 100$ mm 的轴承,

$$C_u = \frac{C_0}{22} \left(\frac{100}{D_{pw}}\right)^{0.5} \quad \dots\dots\dots (B.19)$$

B.3.3.3 滚子轴承

$D_{pw} \leq 100$ mm 的轴承，

$$C_u = \frac{C_0}{8.2}$$

.....(B. 20)

$D_{pw} > 100$ mm 的轴承，

$$C_u = \frac{C_0}{8.2} \left(\frac{100}{D_{pw}} \right)^{0.3}$$

.....(B. 21)

注：比率 $C_0/C_u = 8.2$ 考虑了滚子轮廓的部分影响。

附录 C
(资料性附录)

基本额定动载荷计算中的间断点

C.1 总则

根据本标准,用于计算向心和推力角接触球轴承基本额定动载荷 C_r 和 C_a 的系数略有差异,考虑轴向载荷对轴承寿命影响的方法也不相同。

因此,将一套接触角 $\alpha=45^\circ$ 的轴承看作是向心轴承时和将其看作是推力轴承时,在寿命计算中存在一间断点。在这两种情况下,轴承均只承受相同的外部轴向载荷 F_a 。

本附录解释了在计算向心和推力角接触球轴承基本额定动载荷 C_r 和 C_a 时,额定载荷系数不同的原因,并说明了重新计算这些额定载荷的方法,以便在同一条件进行准确比较。

C.2 符号

第 4 章给出的以及下列符号适用于本附录。

C_{aa} :推力轴承($\alpha>45^\circ$)的修正轴向基本额定动载荷,N

C_{ar} :向心轴承($\alpha\leq 45^\circ$)的修正轴向基本额定动载荷,N

r_e :外圈沟曲率半径,mm

r_i :内圈沟曲率半径,mm

λ :接触应力系数

C.3 计算向心和推力角接触球轴承额定载荷与当量载荷的不同系数

比较向心和推力轴承的寿命时,假定这两类轴承只承受相同的外部轴向载荷 F_a 。

a) 角接触推力球轴承

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{P_a}\right)^3 = \left(\frac{C_a}{F_a}\right)^3$$

在 C_a 的计算中包括:

——球与滚道的密合度 $r_i/D_w\leq 0.54$ 和 $r_e/D_w\leq 0.54$;

——接触应力系数 $\lambda=0.9$;

——系数 $Y(C_a=C_r/Y)$ 。

其中, $Y = \frac{0.4\cot\alpha}{1-0.333\sin\alpha}$ (C.1)

b) 角接触向心球轴承

$$C_a = \frac{C_r}{Y}$$

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^3 = \left(\frac{C_r}{YF_a}\right)^3 = \left(\frac{C_a}{F_a}\right)^3 \quad \text{.....(C.2)}$$

在 C_r 的计算中包括:

——球与滚道的密合度 $r_i/D_w\leq 0.52$ 和 $r_e/D_w\leq 0.53$;

——接触应力系数 $\lambda=0.95$ 。

如果所有球均受载,大多数的推力轴承属于这种情况,可按公式(C.1)计算系数 Y 。公式(C.1)中表达式 $1-0.333\sin\alpha$ 考虑了所有球都受载时的不利影响;对于角接触推力球轴承,表 4 中的 f_c 值包括了这种不利影响。

向心轴承主要承受径向载荷且许多球不受载或轻微受载,因此计算表 3 中角接触向心球轴承的系数 Y 时,表达式 $1-0.333\sin\alpha$ 的不利影响降低了。

C.4 向心和推力角接触球轴承修正轴向基本额定动载荷 C_{ar} 和 C_{aa} 的比较

C.4.1 总则

对于某些应用场合,要求接触角 $\alpha\leq 45^\circ$ 和 $\alpha>45^\circ$ 角接触球轴承的球和滚道具有相同的密合度,有时还需要计算并比较其实际的轴向额定载荷。

基本额定动载荷 C_r 和 C_a 可使用本标准计算或从轴承产品样本中得到。

但是,如 C.3 所述,对于向心和推力轴承,计算 C_r 和 C_a 时采用了不同的密合度、系数 λ 和系数 Y 。若进行正确计算和比较,则应按相同的密合度、系数 λ 和系数 Y ,重新计算 C_r 和 C_a ,算出修正的轴向基本额定动载荷 C_{ar} 和 C_{aa} 。

对于两种不同的密合度——向心轴承和推力轴承的密合度(其定义见 5.1 和 6.1.1),重新计算可借助公式(C.3)、公式(C.4)、公式(C.7)和公式(C.8)来完成。

由于额定载荷的比较,主要是针对在轴向载荷占主导地位的场所中运转的轴承而言,因此,本附录只涉及轴向基本额定动载荷的比较。

假设接触角 α 与轴向载荷无关,恒定不变,则意味着接触角越小、承受载荷越大的轴承,其计算精度越低。

C.4.2 具有向心轴承密合度的角接触球轴承($r_i/D_w\leq 0.52$ 和 $r_e/D_w\leq 0.53$)

$$C_{ar} = 2.37 \tan\alpha (1 - 0.333 \sin\alpha) C_r \dots\dots\dots (C.3)$$

$$C_{aa} = 1.24 C_a \dots\dots\dots (C.4)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C_{ar}}{F_a} \right)^3 \dots\dots\dots (C.5)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C_{aa}}{F_a} \right)^3 \dots\dots\dots (C.6)$$

C.4.3 具有推力轴承密合度的角接触球轴承($r_i/D_w\leq 0.54$ 和 $r_e/D_w\leq 0.54$)

$$C_{ar} = 1.91 \tan\alpha (1 - 0.333 \sin\alpha) C_r \dots\dots\dots (C.7)$$

$$C_{aa} = C_a \dots\dots\dots (C.8)$$

C.5 示例

C.5.1 $\alpha=45^\circ$ 的角接触球轴承

将 $\alpha=45^\circ$ 的角接触球轴承分别看作向心轴承和推力轴承时,比较其修正轴向基本额定动载荷。假定所选轴承 $(D_w \cos\alpha)/D_{pw} = 0.16$, 且 $i=1$, 该轴承具有向心轴承的密合度。

作为向心轴承

C_r 根据公式(1)来计算,即 $C_r = K f_c$, 其中 K 是系数,它所包括的全部参数对于向心和推力轴承是相同的。根据表 2, $f_c = 59.6$ 。

根据公式(C.3),得出:

$$C_{ar} = 2.37 \times \tan 45^\circ \times (1 - 0.333 \sin 45^\circ) \times K \times 59.6 = 108K$$

作为推力轴承

C_a 根据公式(6)来计算,即 $C_a = K f_c \tan\alpha$ 。根据表 4, $f_c = 85.1$ 。

根据公式(C.4),得出:

$$C_{aa} = 1.24 \times K \times 85.1 \times \tan 45^\circ = 106K$$

重新计算显示基本额定动载荷 $C_{ar} \approx C_{aa}$, 证实不存在间断点。

C.5.2 $\alpha=40^\circ$ 的角接触球轴承

计算 $\alpha=40^\circ$ 的单列角接触球轴承的修正轴向基本额定动载荷 C_{ar} , 假定该轴承具有推力轴承的密合度, $D_w/D_{pw}=0.091$, 球径 $D_w=7.5\text{ mm}$, 球数 $Z=27$ 。

根据表 2, $(D_w \cos 40^\circ)/D_{pw}=0.091 \times \cos 40^\circ=0.07$ 。此时, $f_c=51.1$ 。

根据公式(1), 得出:

$$C_r=1.3 f_c (\cos \alpha)^{0.7} Z^{2/3} D_w^{1.8}=1.3 \times 51.1 \times (\cos 40^\circ)^{0.7} \times 27^{2/3} \times 7.5^{1.8}=18\,651$$

注: 该额定载荷基于向心轴承的密合度。

根据公式(C.7), 得出:

$$C_{ar}=1.91 \times \tan 40^\circ \times (1-0.333 \times \sin 40^\circ) \times 18\,651=23\,493$$

$$C_{ar}=23\,500\text{ N}$$

C.5.3 $\alpha=60^\circ$ 的角接触球轴承

计算 $\alpha=60^\circ$ 的单列角接触球轴承的修正轴向基本额定动载荷 C_{aa} , 假定该轴承具有推力轴承的密合度, $D_w/D_{pw}=0.091$, 球径 $D_w=7.5\text{ mm}$, 球数 $Z=27$ 。

根据表 4, $(D_w \cos 60^\circ)/D_{pw}=0.091 \times \cos 60^\circ=0.046$ 。此时, $f_c=61.12$ 。

根据公式(6), 得出:

$$C_a=1.3 f_c (\cos \alpha)^{0.7} (\tan \alpha) Z^{2/3} D_w^{1.8}=1.3 \times 61.12 \times (\cos 60^\circ)^{0.7} \times \tan 60^\circ \times 27^{2/3} \times 7.5^{1.8}=28\,663$$

注: 该额定载荷基于推力轴承的密合度。

根据公式(C.8), 得出:

$$C_{aa}=C_a=28\,700\text{ N}$$

参 考 文 献

- [1] ISO/TS 16281:2008 滚动轴承 常规载荷条件下轴承修正参考额定寿命计算方法.
 - [2] ISO/TR 1281-2:2008 滚动轴承 对 ISO 281 的注释 第 2 部分:基于疲劳应力系统方法的修正额定寿命计算.
 - [3] IOANNIDES, E. , BERGLING, G. , GABELLI, A. *An Analytical Formulation for the Life of Rolling Bearings*, Acta Polytechnica Scandinavica, Mechanical Engineering Series No. 137, The Finnish Academy of Technology, 1999.
 - [4] HARRIS, T. A. *Rolling Bearing Analysis*, 4th Edition, John Wiley & Sons Inc. , 2001.
 - [5] GB/T 18854—2002 液压传动 液体自动颗粒计数器的校准(ISO 11171:1999, MOD).
 - [6] GB/T 18853—2002 液压传动过滤器 评定滤芯过滤性能的多次通过方法(ISO 16889:1999, MOD).
 - [7] GB/T 14039—2002 液压传动 油液 固体颗粒污染等级代号(ISO 4406:1999, MOD).
 - [8] REUSNER, H. *Druckflächenbelastung und Oberflächenverschiebung im Wälzkontakt von Rotationskörpern*, Diss. TH Karlsruhe, 1977.
 - [9] DE MUL, J. M. , KALKER, J. J. , FREDRIKSSON, B. *The Contact Between Arbitrarily Curved Bodies of Finite Dimensions*, Transactions of the ASME, *Journal of Tribology*, 108, Jan. 1986, pp. 140-148.
 - [10] HARTNETT, M. J. *A General Numerical Solution for Elastic Body Contact Problems*, ASME, *Applied Mechanics Division*, 39, 1980, pp. 51-66.
 - [11] HERTZ, H. *Über die Berührung fester elastischer Körper und über die Härte*, Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbefleißes, 1882, pp. 449-463.
-

中 华 人 民 共 和 国
国 家 标 准
滚动轴承 额定动载荷和额定寿命
GB/T 6391—2010/ISO 281:2007

*

中国标准出版社出版发行
北京复兴门外三里河北街16号
邮政编码:100045

网址 www.spc.net.cn

电话:68523946 68517548

中国标准出版社秦皇岛印刷厂印刷
各地新华书店经销

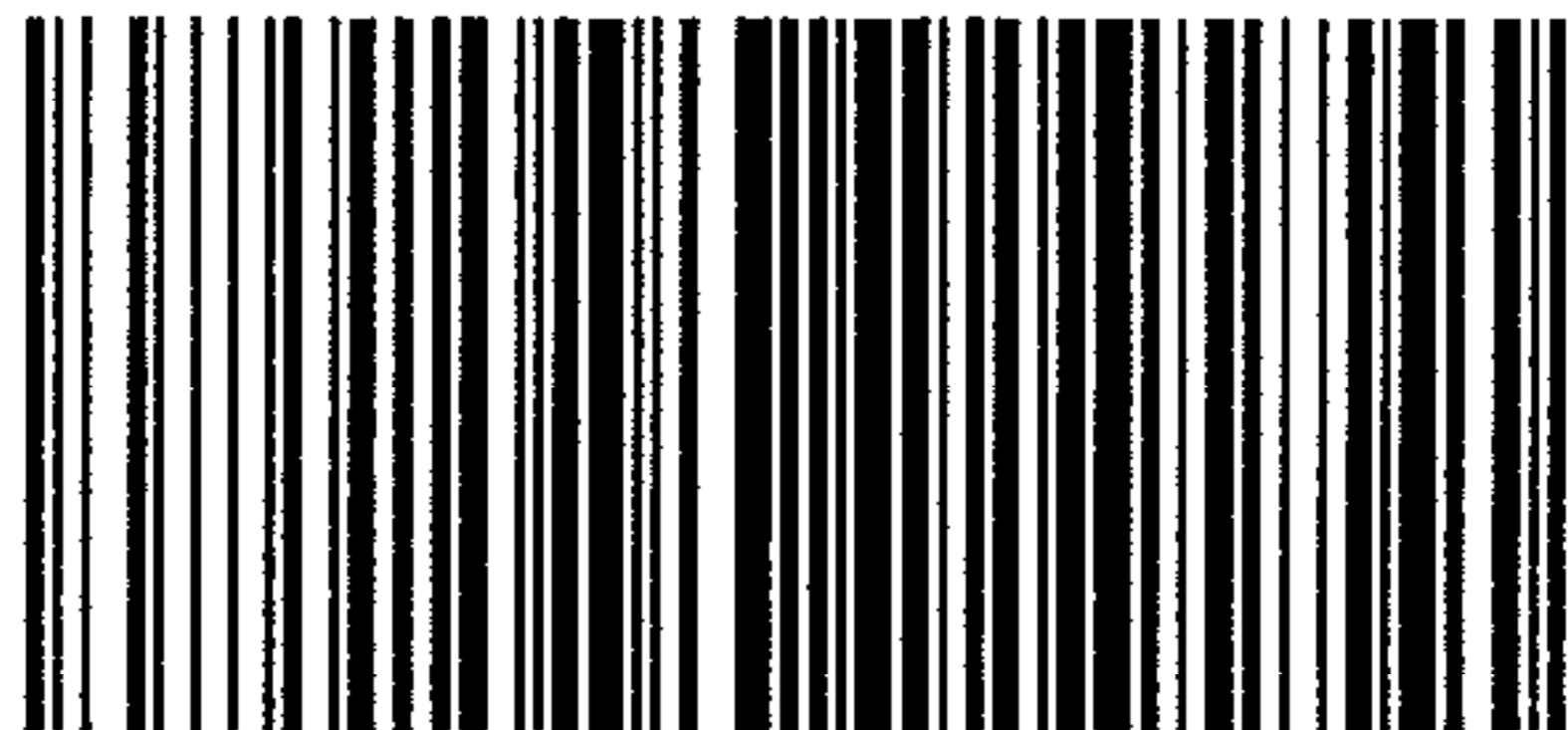
*

开本 880×1230 1/16 印张 2.75 字数 81 千字
2011年8月第一版 2011年8月第一次印刷

*

书号: 155066·1-42928

如有印装差错 由本社发行中心调换
版权专有 侵权必究
举报电话:(010)68533533



GB/T 6391-2010