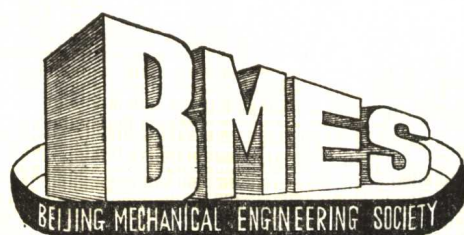


直齿与斜齿园柱齿轮 承载能力计算的基本原理

ISO / TC60 / WG6
(199E 200E 201E 202E)

(上 册)

传 动 分 会 译



北京机械工程师学会

前 言

我国已参加国际标准化组织 (I S O) , 并且参加了齿轮标准化委员会 (T C 6 0) 。第60技术委员会中的第六工作组 (I S O / T C 6 0 / W G 6) , 从72年开始即着手制定渐开线齿轮承载能力计算方法的标准, 几经修改和讨论, 这个工作还在进行中, 国内的手册, 教材均已开始往 I S O 靠拢, 为了供大家了解和准备制定我国的标准作参考, 现将 I S O / T C 6 0 / W G 6 78年的草案译出, 供参考。参加译校的有北京钢铁学院余梦生、谈家桢、关焯、范垂本、傅德明等, 最后由傅德明负责整理校对。全部插图由解乃如, 韩丽妹描绘整理。在付印过程中, 收到了 W G 6 寄来的修改意见。因此相应地进行了修改。后又得到 D I N 3990 (1980) 。 D I N 3990 (1980) 与 I S O / T C 6 0 / W G 6 199 E , 200 E , 201 E , 202 E 的不同之处, 做为附录3附于后, 以供参考。附录3由党志梁协助, 由傅德明整理。由于时间仓促, 水平有限, 错误和不当之处在所难免, 希批评指正。对郑州机械科学研究所和一机部情报所在资料方面的支持, 表示感谢。原文复制件 (英、德文两种) 存郑州所、一机部情报所和北京钢铁学院等单位, 对草案有何意见和建议, 请寄我组傅德明同志。

北京钢铁学院机械设计教研组

1980年8月

目 录

第一部分	绪论及一般影响系数.....	(1)
1、	绪论.....	(2)
2、	代号、术语及单位.....	(4)
3、	分度圆柱上的额定圆周力 F_t	(14)
4、	工况系数 K_A	(14)
5、	动载系数 K_V	(16)
6、	齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$ 、 $K_{F\beta}$ 、 $K_{B\beta}$	(30)
7、	端面载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 、 $K_{F\alpha}$ 、 $K_{B\alpha}$	(69)
7 A、	螺旋线载荷分布系数 $K_{B\gamma}$	(73)
8、	轮齿的刚度常数 C' 、 C_Y	(76)
第二部分	齿面耐久性计算.....	(81)
1、	适用范围和概述.....	(83)
2、	基本公式.....	(84)
3、	区域系数 Z_H	(86)
4、	弹性系数 Z_E	(90)
5、	重合度系数 Z_ϵ	(90)
6、	螺旋角系数 Z_β	(93)
7、	疲劳极限值 σ_{Hlim}	(94)
8、	寿命系数 Z_N	(98)
9、	润滑油膜的影响系数 Z_L, Z_V, Z_R ,	(101)
	润滑系数 Z_L	(101)
	速度系数 Z_V	(102)
	粗糙度系数 Z_R	(104)
10、	工作硬化系数 Z_W	(105)

直齿及斜齿圆柱齿轮承载能力计算的基本原理

第 一 部 分

(1 9 9 E)

绪 论 及 一 般 影 响 系 数

目 录

1、绪 论.....	(2)
2、代号、术语及单位.....	(4)
3、分度圆柱上额定圆周力 F_t	(14)
4、工况系数 K_A	(14)
5、动载系数 K_V	(16)
6、齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$, $K_{F\beta}$, $K_{B\beta}$	(30)
7、端面载荷分配系数 $K_{H\alpha}$, $K_{F\alpha}$, $K_{B\alpha}$	(69)
7 A、螺旋线载荷分布系数 $K_{B\gamma}$	(73)
8、轮齿的刚度常数 C' 、 C_r	(76)

1、绪 论

1.1 各种不同使用场合下的要求

1.2 安全系数

1.3 概述

1.4 数字方程的说明

1.5 计算过程中各系数的次序

1、绪 论

ISO 计算程序为渐开线齿轮的承载能力提供了一个统一的计算方法。它的适用范围很广。它的应用也将促进使用、研究与经验交流。

本标准包括由点蚀、断齿和胶合所限定的承载能力的几种计算方法，对于给定的使用场合，应用这些方法时需要先对所有影响因素有一个现实的估计。特别是许用应力，适当的损伤概率和相应的安全系数等。

应该着重加以注意到的某些观点、分别阐明于后。

1.1 各种使用场合

在设计齿轮传动时，对传动的可靠性要求随其使用场合而有很大的差别。

有备件供应，发生损伤所带来的损失不大的齿轮作为易损件，可以允许有相当高的损伤概率和较短的寿命。

而在另外一些情况下，人们要求齿轮有极端的可靠性和极长的寿命。

也有这样的情况，要求在较短的寿命期内有非常高的可靠度，例如载人空间运载工具。而在另外一些要求寿命很长的机械中，例如易于维修的农业机械中，在设计寿命期内达到90%的可靠度就完全足够了。

在相同的有限寿命取约10,000次应力循环的条件下比较各种齿轮的设计，在相同的材料、质量、尺寸和结构情况下，汽车齿轮与飞机或空间运载工具的主传动齿轮相比，其承载能力可以相差几倍。

对于如此大的差别，在设计思想上按下面三类情况予以考虑。

车辆齿轮、末级传动

这种齿轮由于在较低的速度下工作，为了获得足够的强度，常选用较大的径节（模数）。一般、韶轮齿数较小，约 $Z_1 = 14$ ，而对于尺寸相同速度较高的传动就往往要用 $Z_1 = 28$ 左右。这样从弯曲强度观点来看，前者的承载能力可比后者提高一倍左右。

车辆齿轮的可靠度可以低到80%到90%，而高速轧机齿轮则约为99%到99.5%。

通常，与批量少的产品相比，批量大的车辆齿轮要用较好的优质材料。

根据这些考虑因素，从弯曲疲劳强度的观点来看，在相同尺寸下车辆齿轮往往允许承受比航空或透平齿轮高数倍的扭矩。

实际上，航空、透平齿轮承载能力可能受表面破坏而不是弯曲疲劳强度所限制。

对于予期寿命较短（轮齿载荷循环次数在 10^5 以下），和低速的车辆齿轮，容许小量的冷作（塑性流动）、点蚀和磨料性磨损。在这种考虑下其许用的表面应力、比起予期寿命较长的高速齿轮来说

要高得多。

航空和宇航的主传动齿轮

例如在直升飞机水平旋翼的传动及运载工具增压器中的主泵传动中可以看到这种传动的例子。这种传动需要用最优质的材料和高精度的齿轮,这种齿轮还必须经过广泛的试验,例如要用10组或20组按总设计寿命进行试验。根据试验资料校正偏斜误差,并将润滑油量和喷嘴位置都调整到最佳状态。

正因如此,它要求的寿命将是通常典型车辆齿轮的100倍以上(按载荷循环次数计)。它的节线速度可比车辆齿轮高10倍,而在所要求的寿命期内失效概率只允许0.1%到1%。通常它决不能承受象汽车齿轮这样高的载荷,因为绝不允许出现表面磨损或损伤现象。

工业蒸汽轮机、燃气轮机传动齿轮

通常,透平传动齿轮的圆周线速度在50米/秒以上。为了尽量避免发生胶合或磨损,韶轮齿数常取在30或更多一些(例如韶轮45齿与大齿轮248齿啮合,并不罕见)。

工业透平齿轮通常在正常寿命超过 10^{10} 次循环下可靠度要大于98%。

由于费用太大,大都不做大量的样机试验,因此透平齿轮的额定承载能力总偏于保守。

1.2 安全系数

上面关于使用场合的讨论,说明了有必要仔细地评价损伤准则,并使承载能力有一些贮备以保证所要求的可靠度。

这种评价分析愈是精确,则所需贮备的承载能力越小,设计也更加经济。

除了这些观点之外,还要看到由齿面承载能力所提出的要求(见第二部份),齿根强度承载能力所提出的要求(见第三部份)或胶合承载能力所提出的要求(见第四部份),然后根据以下几点,在合理的考虑之后才能选定安全系数。

a、计算中用到的疲劳极限值是在一定的失效概率下有效的(第七节中第2第3项所载明的材料数值适用于失效概率为1%的情况)。

随着安全系数的减小(或增大),出现损伤的危险增加(或减小)。要根据所希望的可靠性来选用适当的安全系数值(S_H 见第二部份1, 2, 2节与1、2、3节中的例子)。

b、附加变量在设计阶段是不确定的,如制造时的尺寸偏差、材料质量及热处理。同样,在运转中轮齿承受的真实载荷,不歪斜度,润滑及维护情况等也只能作假定。

c、所确定的参数的可靠性和所要求的可靠性的确切程度,将影响选择适当的安全系数。如果数字确切性高,容许的损伤程度比较大,可选用较小的安全系数。相反,如果数据不太确切或者不允许发生损伤,就要用较大的安全系数。

1.3 概述

本标准所提供的各影响系数,都是根据研究或现场经验得出的。

为方便起见,把系数用下标来区分:

(a) 由齿轮几何关系或习惯所决定的系数,这些系数应按所给出的方程计算。

(b) 考虑多种影响的系数或是单独处理的系数(但彼此间可能有一定的相互影响而又无法建立定量关系),包括载荷系数 K_A ; K_V ; $K_{H\beta}$ 或 $K_{F\beta}$ 以及影响许用应力的诸系数。

这些系数可以通过几种方法来确定。并可以通过附加下标A——E来加以区别。在有争议的情况下,方法A(如果它的精确度和可靠度已经证实)认为优于方法B,同时,方法B优于近似

法C, 方法C优于近似法D, 方法D优于近似法E。

(b——A)可能的地方通过精密测量或对传动系统作综合数学分析或由现场经验或同时使用这三种方法来评定系数, 是允许的。

在计算方法说明中, 这样得到的系数可以加上下标“A”——来区分(如 $K_{H\beta-A}$ 、 K_{V-A}), 这时, 计算这个系数的方法的精度和可靠度必须加以证明, 而且要有明确的假设前提。

通常是很少进行综合的数学分析的。因为剩下的系统数据往往不如本标准中所用的数据研究得这么齐全, 或是运行的数据不完全, 或是进行这种分析所耗费的成本超过其价值。

(b——B)用一种对大多数使用场合足够精确的方法来评定的系数。这种系数加上下标“B”(例如 K_{V-B})。

(b——C)对某些系数还给出了简化的近似方法。对此, 应规定这些计算的假设条件并建议给出在特定工作条件下各种假设条件的关系, 必要时它们应添加下标“C”(例如 K_{V-C})。

(b——D)还给出了评定某些系数的专用方法。这些方法只能在特定条件下采用(例如和验收试验有关), 这种系数可以添加下标“D”或“E”(例如 $K_{H\beta-D}$ 、 $K_{H\alpha-E}$)。

注: 附加下标建议在不用就不明白所选用的是哪一种评定过程时使用。某些时候根据使用场合, 有必要用几种近似方法评定系数再加以选择(例如在选择有效不至斜度误差的评价时, 必要时可以加注其他下标(例如 $K_{H\beta-B1}$)。

(C)本ISO标准主要是为评定原始数据可以在图纸上(或类似的资料)得到的齿轮的额定承载能力用的。

在初步设计阶段, 有用的数据往往很有限, 这时某些系数采用近似或经验值是方便的。

对于给定的使用场合, 或作概略计算时, 某些系数可取为1或某个常数。但在这时, 必须小心地选用适当的安全系数。

在制造加工检验完毕时, 可以通过直接测量得出数据, 以提高评价的精度。紧接着有关系数之后, 对如何使用这些数据将予以指明。

应事先协商好关于计算依据的合同条款。

1.4 关于数字方程式的说明

数值量是从所有公式计算出来的, 因此对于所有的参数都要用特定数值代入。

1.5 计算过程中各系数的次序

系数 K_V , $K_{H\beta}$ 或 $K_{F\beta}$ 及 $K_{H\alpha}$ 或 $K_{F\alpha}$ 都取决于有关的圆周力即作用力(额定圆周力 F_t 乘上工况系数 K_A)。而且它们在某种程度上相互制约, 因此应该按如下顺序进行计算:

- (1) 将 K_V 乘到所作用的圆周力 $F_t \cdot K_A$ 上。
- (2) 将 $K_{H\beta}$ 或 $K_{F\beta}$ 乘到复算圆周力 $F_t \cdot K_A \cdot K_V$ 上。
- (3) 将 $K_{H\alpha}$ 或 $K_{F\alpha}$ 乘到计算的合力 $F_t \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta}$ 上 1)。

2、代号、术语及单位

本标准所用代号, 是依据ISO 701—1976和ISO/R31的代号来定的, 是它们的补充。另外, 包括了ISO 1328—1975的代号。

主要代号(表2、1)及下标(表2、2)在某些情况下已加以综合; 表2、3包括需用的代号、

1) $K_{H\beta}$ 对于 $K_{H\alpha}$ 及 $K_{F\alpha}$ 都要引入, 因为只有 $K_{H\beta}$ 反映了齿向载荷分布不均匀而引起的载荷增加, (详见第六节, 6、3、2小节)。

术语以及计算时所用单位。

对于只与某些特殊系数计算有关的那些术语，在有关章节内予以定义。

常用的工程单位和国际单位（S I 单位）之间的换算关系如下：

（每第二行是对于多数情况足够准确的圆整值）。

1 kp(公斤力) = 9.80665 N(牛顿)	1 N(牛顿) = 0.101971kp (公斤力)
= 9.81 N	= 0.102 kp
1 lbf(磅力) = 4.44822 N	1 N(牛顿) = 0.224809 lbf
= 4.45 N	= 0.225 lbf
1 PS(公制马力) = 0.735499 kw	1 kw(瓩) = 1.35962 PS
= 0.735 kw	= 1.36 PS
1 hp(英制马力) = 0.74570 kw	1 kw = 1.34102 hp
= 0.746 kw	= 1.34 hp
1 in(吋) = 25.4 mm(毫米)	1 mm = 0.0394 in

表 2.1 主要代号

a	中心距（注 1）	mm
b	齿宽	mm
d	直径，不带下标时，指分度圆直径	mm
e	辅助量	—
f	单项误差	μm
g	啮合线长度	mm
h	齿高（不带下标时，指从齿根圆到齿顶圆的全齿高）	mm
i	传动比	—
m	模数；质量	mm, kg
n	旋转频率	1/s
n	转数	1/min
p	齿距	mm
q	辅助系数	—
r	半径、分度圆半径	mm
s	齿厚	mm
u	齿数比 $Z_2/Z_1 \geq 1$ （注 1）	—
v	线速度。（不带下标时指分度圆线速度）	m/s
w	单位齿宽上的载荷 (F_t/b)	N/mm
x	齿顶高变位系数	—
y	跑合量（下标只有 α 或 β ）	μm
z	齿数（注 1）	—

(A B D E)	韶轮上从齿根到齿顶指触线上的点 (只考虑几何关系, 不管韶轮主动还是大齿轮主动)	—
C	节 点	—
C	常数, 系数, 齿廓修缘量	—, μm
D	直径 (设计)	mm
E	弹性模量, 杨氏模量	N/mm^2
F	综合误差及积累误差, 作用力, 载荷	μm , N
G	剪切模量 ($G = \tau / \gamma$)	N/mm^2
HB	布氏硬度	—
HRC	洛氏硬度 (刻度 C)	—
HV	维氏硬度	—
K	关于轮齿载荷的系数, 常数	—
L	长度 (设计)	mm
M	弯矩	Nm
N	数目, 指数, 应力循环数, 参考速度	—
P	传递功率	kW
R	粗糙度	μm
S	安全系数	—
T	转矩, 公差	Nm ; μm
W	重量的系数	—
X	抗胶合的系数	—
Y	齿根应力的系数	—
Z	接触应力的系数	—
α	压力角 (不带下标时, 指分度圆柱上的压力角)	度 (°)
β	螺旋角 (不带下标时, 指分度圆柱上的螺旋角)	度 (°)
γ	辅助角	度 (°)
δ	变形量	μm
ε	重合度	—
η	润滑油动力粘度	$\text{mPa}\cdot\text{s}$
ϑ	温度	$^{\circ}\text{C}$
μ	摩擦系数	—
ν	泊桑比; 润滑油运动粘度	mm^2/s ; cSt
ρ	曲率半径; 密度	mm ; kg/mm^3
σ	应力, 强度	N/mm^2
ψ	辅助角	度 (°)
ω	角速度	弧度/秒; rad/s
Γ	啮合线参量	—

(注 1) 对于外啮合传动 a 、 u 及 Z_2 为正值。
对于内啮合传动 a 、 u 及 Z_2 为负值。

表2.2下标

代 号	与……有关
()	分度圆 (不带下标)
() a	齿顶高; 齿顶
() b	基圆; 齿宽; 本体
() be	轴承
() c	鼓形齿
() ca	箱体
() cal	计算的
() co	接触斑点
() dyn	动力的
() e	单齿接触区外侧点
() eff	有效值, 实际应力
() f	齿根, 齿根高
() fla	瞬时的, 瞬间的
() int	积分的
() k	齿顶高降低, 缺口试样
() lim	疲劳极限值
() m	平均值, 平均
() ma	加工的
() max	最大的
() min	最小的
() n	法向截面, 斜齿轮的当量正齿轮, 转数
() oil	润滑油
() p	节距的

() par	平行的
() pla	行星轮
() r	径向的
() red	当量的
() s	齿厚的
() sh	轴的
() stat	静载的
() sun	太阳轮
() t	端面的
() th	理论的
() v	速度、速率、损耗
() w	工作的, (此下标可以代替“'”)
() y	跑合的, 指齿面上任意点的
() A	应用的, 冲击载荷 (撞击的)
() B	胶合的, 滚珠或滚柱, 拉伸强度 (断裂)
() C	齿顶修缘, 齿端修缘, 节点的
() D	增速或减速传动
() E	材料的弹性, 共振的
() F	齿根应力
() G	几何的
() H	赫兹应力, 接触应力
() L	润滑的
() M	材料的
() N	数字的 (在寿命系数中; 在 () _N 之后还可标注特定的数字)

() P	许用值
() R	粗糙度, 列
() S	应力集中效应, 磨损
() T	试验齿轮
() W	工作硬化, 焊合
() X	尺寸的 (绝对)
() α	端面接触, 齿廓
() β	螺旋角, 齿宽
() γ	总的, 总值
() Δ	粗试件
() ε	重合度
() χ	缺口敏感系数
() O	基值, 工具
() 1	韶轮
() 2	大齿轮
() () () () 1 ⋮ ⋮ ⋮ 5	通常的序数
() '	单侧齿面, 工作的, 单对齿啮合
() ''	双面啮合 (工作齿面与非工作齿面都接触)

表 2.3 组合代号

C_r	轮齿单位齿宽总刚度 (综合刚度) 的平均值	$N/(mm; \mu m)$
c'	一对轮齿的单位齿宽综合轮齿刚度 (单齿刚度)	$N/(mm; \mu m)$
d_a	齿顶圆直径	mm
d_b	基圆直径	mm
d_f	齿根圆直径	mm
$d_{1,2}$	韶轮及大齿轮的分度圆直径	mm
f_{pb}	基节误差	μm
g_a	接触区长度	mm
h_a	基准齿条的齿顶高	mm
h_{a0}	刀具基准齿条的齿顶高	mm
h_F	齿根应力的弯曲力臂	mm
m_n	法面模数	mm
m_t	端面模数	mm
$n_{1,2}$	旋转频率	$1/s$
P_{bn}	法面基节	mm
P_{bt}	端面基节	mm
q_s	缺口参数 (系数) $S_{Fn}/2\rho_f$	—
S_{Fn}	危险截面上的齿根弦 (注1)	mm
w_t	包括过载系数在内的圆周力除以齿宽的值	N/mm
Z_n	斜齿轮的当量齿数	—
$Z_{1,2}$	韶轮及大齿轮的齿数	—
x_1, x_2	韶轮及大齿轮的齿顶高变位系数	—
Ca	齿顶修缘量	μm

(注1) 全文件用 S_{Fn} 代替 $\overline{S_{Fn}}$

C_b	齿端修缘量	μm
C_c	鼓形量高度	μm
F_t	分度圆上（额定）圆周力	N
HV1	$F = 9.8 \text{ N}$ 时的维氏硬度	—
HV10	$F = 98.1 \text{ N}$ 时的维氏硬度	—
K_v	动载系数	—
K_A	工况系数	—
$K_{D\alpha} = K_{H\alpha}$	胶合计算的端面载荷分配系数	—
$K_{D\beta} = K_{H\beta}$	胶合计算的齿向载荷分布系数	—
$K_{B\gamma}$	胶合计算的螺旋线载荷分布系数	—
$K_{F\alpha}$	弯曲应力的端面载荷分配系数	—
$K_{F\beta}$	弯曲应力的齿向载荷分布系数	—
$K_{H\alpha}$	接触应力（赫芝压应力）的端面载荷分配系数	—
$K_{H\beta}$	接触应力（赫芝压应力）的齿向载荷分布系数	—
R_a	粗糙度算术平均值	μm
R_{am}	粗糙度平均值	μm
R_{tm}	平均粗糙度	μm
S_B	按瞬温准则的安全系数	—
S_F	按弯曲应力（抗折断）的安全系数	—
S_H	接触应力（赫芝压应力，抗点蚀）的安全系数	—
S_I	按积分温度准则的安全系数	—

$T_{1,2}$	韶轮扭矩（额定值），大齿轮扭矩	Nm
T_{β}	螺旋线误差的公差	μm
X_B	几何系数	—
X_D	增速或减速齿轮的影响系数（抗胶合）	—
X_M	热闪系数	$K \cdot N^{-\frac{3}{4}} S^{-\frac{1}{2}} m^{-\frac{1}{2}}$
X_R	粗糙度系数	—
X_w	焊合系数	—
X_{α}	压力角系数	—
X_{β}	抗胶合的螺旋角系数	—
Y_F	齿形系数	—
Y_N	关于齿根应力的寿命系数	—
Y_R	表面状况系数	—
Y_S	应力修正系数	—
Y_X	关于弯曲应力的尺寸系数	—
Y_{β}	关于弯曲应力的螺旋角系数	—
Y_{ε}	关于弯曲应力的重合度系数	—
Z_V	速度系数	—
Z_E	弹性系数	$\sqrt{N/mm^2}$
Z_H	节点赫芝压力的区域系数	—
Z_L	润滑系数	—
Z_N	关于接触应力的寿命系数	—
Z_R	关于接触应力的粗糙度系数	—
Z_W	工作硬化系数	—
Z_X	关于接触应力的尺寸系数	—

Z_{β}	关于接触应力的螺旋角系数	—
Z_{ϵ}	关于接触应力的重合度系数	—
α_n	分度圆柱上的法面压力角	度(o)
α_t	分度圆柱上的端面压力角	度(o)
α_t'	节圆柱上的端面压力角	度(o)
β_b	基圆螺旋角	度(o)
ϵ_1	韶轮齿顶高重合度 = $\frac{CE}{P_b}$	—
ϵ_2	大齿轮齿顶高重合度 = $\frac{AC}{P_b}$	—
ϵ_a	端面重合度	—
ϵ_{β}	轴向重合度	—
ϵ_{γ}	总重合度	—
ϑ_{fla}	瞬温	℃
ϑ_{int}	积分温度	℃
ϑ_{oil}	润滑油温度	℃
ϑ_B	瞬时接触温度	℃
ϑ_M	本体温度	℃
ϑ_s	按瞬温准则考虑的胶合温度	℃
ϑ_{sint}	按积分温度准则考虑的胶合温度	℃
ρ_{ao}	基准齿条齿顶圆角半径	mm
ρ_f	危险截面上的圆角半径	mm
ρ_{red}	当量半径	mm
ρ_c	节点处当量曲率半径	mm
σ_B	拉伸强度	N/mm ²

σ_F	齿根应力	N/mm^2
σ_{FP}	许用齿根应力	N/mm^2
σ_H	接触应力 (赫芝压应力)	N/mm^2
σ_{HP}	许用接触应力 (许用赫芝压应力)	N/mm^2
$\omega_{1,2}$	韶轮, 大齿轮的角速度	rad/S

3、额定圆周力 F_t

额定圆周力 (切于分度圆并垂直于轴平面) 1) 是直接按齿轮传动所传递的功率算出的。(当在临界速度附近运转时, 则应仔细分析, 见第四节工况系数 K_A 和第5节动载系数 K_v)。

齿轮装置所传递的非稳定载荷, 用工况系数 K_A 加以考虑, 见第4节。

啮合内部产生的动载荷用动载系数 K_v 加以考虑, 见第5节。

3、1 代号、术语及单位

见第2节

3、2 计算式

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_{1,2}}{d_{1,2}} \quad (3-1)$$

$$\begin{aligned} T_{1,2} &= \frac{F_t \cdot d_{1,2}}{2000} = \frac{P \cdot 1000}{\omega_{1,2}} \\ &= \frac{P \cdot 159.2}{n_{1,2} \text{ 1/秒}} = \frac{P \cdot 9549}{n_{1,2} (1/\text{分})} \end{aligned} \quad (3-2)$$

$$P = \frac{F_t \cdot V}{1000} = \frac{T_{1,2} \omega_{1,2}}{1000} = \frac{T_{1,2} \cdot n_{1,2} \text{ 1/秒}}{159.2} = \frac{T_{1,2} \cdot n_{1,2} (1/\text{分})}{9549} \quad (3-3)$$

$$V = \frac{d_{1,2} \cdot \omega_{1,2}}{2000} = \frac{d_{1,2} \cdot n_{1,2} \text{ 1/秒}}{318.3} = \frac{d_{1,2} \cdot n_{1,2} (1/\text{分})}{19098} \quad (3-4)$$

$$\begin{aligned} \omega_{1,2} &= 2\pi \cdot n_{1,2} = \frac{2000 \cdot V}{d_{1,2}} \\ &= \frac{\pi \cdot n_{1,2} (1/\text{分})}{30} = \frac{n_{1,2} (1/\text{分})}{9.549} \end{aligned} \quad (3-5)$$

4、工况系数 K_A

工况系数 K_A 是考虑由于啮合外部原因引起的动力过载因素的系数。过载决定于原动机和从动机(工作机)的特性, 决定于联轴器两端的质量比和运行状态。如果可能, 工况系数应该通过精密

1) 若 F_t (F_m, F_{tH}) 与 C' (C_v) 一起出现, 或齿轮误差或变形各自出现, 从 F_t 到 F_{tb} (基圆上的圆周力) 的换算已包含在有关系数内, 即所引起的变化与其它不定因素 (例如试验结果的公差) 相比可以略去不计。