



齿轮设计
丛书

CHILUN SHEJI
CONGSHU

高速齿轮传动设计

萨本信 编著

机械工业出版社

本书介绍高速齿轮传动装置的设计与结构等基本问题,并扼要地介绍国内外在这个领域的应用情况。主要内容包括高速齿轮的设计理论基础与设计方法;装置中主要部件如锥面止推装置、轴承及联轴器等结构与计算方法;齿轮润滑及其系统中主要部件的设计特点和高速齿轮产品安装、试车技术要求等。此外还就高速圆弧齿轮的设计方法、试验和工业运行经验等方面作了简要介绍。

本书可供从事高速齿轮设计、制造的工程技术人员使用,亦可供有关大专院校师生参考。

高速齿轮传动设计

萨本信 编著

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号)

中国科学院印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 787×1092 1/32·印张 12 1/8·字数 272 千字

1986 年 2 月北京第一版·1986 年 2 月北京第一次印刷

印数 0,001—5,870·定价 2.90 元

*

统一书号: 15033·5959

《齿轮设计丛书》

出版说明

齿轮是应用非常广泛的重要传动元件。随着科学技术的飞跃发展，对齿轮传动提出了越来越高的要求。为适应形势的需要，总结、介绍国内外先进经验与技术，特决定组织出版这套《齿轮设计丛书》，以利提高我国齿轮设计、生产水平。

本丛书内容包括：齿轮啮合原理、齿轮传动的精度、各类齿轮传动(包括特种齿轮)和各类蜗杆传动的设计、齿轮的试验技术与设备等等。内容着重于介绍设计的理论基础、设计方法、设计参数以及数据的分析选择等，力图满足齿轮传动设计者的需要。因此，本丛书主要供从事齿轮设计、制造工作的工程技术人员参考。丛书将分若干分册陆续出版。

由于水平有限，书中难免有错误和不妥之处，欢迎读者批评指正。

前 言

自 1765 年欧拉 (L. Euler) 创立渐开线圆柱齿轮以来,迄今已有二百余年历史。但高速齿轮最早是在十九世纪初期出现的,当时由于船舶汽轮机取代蒸汽机,需要在汽轮机与螺旋桨之间采用齿轮来减速并传递动力。1892 年地拉伐尔 (G. Delavel) 首先在一台 15 马力船舶推进装置上使用减速齿轮,随后于 1897 年英国派生司 (C. A. Parsons) 制作了 10 马力透平齿轮试验机组,1910 年他又安装了一台 1095 马力,转速由 1450rpm 降为 73rpm,用于带动螺旋桨的齿轮箱。到第一次世界大战时期,由于生产与军事的需要,高速齿轮有了较大的发展,其传动由普通单级减速而发展为双级复杂减速等多种形式,同时在发电、冶金、化工、石油等部门得到了广泛的应用。

迄今高速齿轮最大功率已达 10 万马力、最高转速达 10 万 rpm、最高圆周速度约 300m/s,而不少齿轮的圆周速度保持在 165~220m/s 之间。近年来在发展大功率及小型化方面取得了不少进展,高速行星传动、功率分枝式传动等新型传动已获得成功应用。随着速度的提高,对齿轮制造精度的要求也不断提高,高速齿轮一般要求达到 ISO 的 4~6 级,特殊情况下要求 2~3 级。

高速齿轮在国民经济的各个部门都用于较关键的设备,其可靠性是极为重要的,任何损坏事故常常会造成严重的损失,为此设计与制造时必须慎重。

本书内容包括高速齿轮传动装置中的齿轮、齿轮箱、轴承

及联轴器等基本零部件设计的方法，润滑油系统及其主要部件的基本设计要求以及试车和运转性能的测试等基础知识。此外本书还介绍了我国在高速圆弧齿轮方面的试验研究、设计及运行的经验。

本书第五章中的轴承及联轴器部分由上海汽轮机厂殷振淦工程师编写。本书在编写过程中曾得到一些工厂、研究部门和高等院校有关同志的热情帮助，特别是上海汽轮机厂研究所的同志给予了大力支持，为本书提供了一些资料并描绘插图，在此对这些同志谨表示衷心感谢。本书请陕西机械学院潘佑麟教授进行了全面审阅，并提出了许多宝贵意见，甚表感激。

由于本人水平有限，错误和不妥之处在所难免，恳请读者给予批评指正。

作 者

1983年6月

目 录

第一章 高速齿轮传动的型式	1
一、高速齿轮传动的型式	1
1. 一般平行轴传动	1
2. 内齿轮传动	2
3. 行星齿轮传动	5
二、高速齿轮传动的主要用途	6
1. 发电用透平齿轮传动	6
2. 冶金、化学、石油工业中动力拖动用增速齿轮传动	15
3. 船舶主推进系统减速齿轮	22
第二章 高速齿轮的几何计算和啮合参数的选择	31
一、齿轮几何尺寸计算	31
二、重合度和滑动率	52
1. 重合度	52
2. 滑动率	57
三、高速齿轮啮合参数的选择	60
1. 齿形压力角	60
2. 模数 m_n	61
3. 螺旋角 β	62
4. 齿宽系数 $\psi_b = b/d_1$	62
5. 变位系数 x_1, x_2	63
6. 齿数和传动比	68
7. 齿轮形式 单斜齿和人字齿传动的比较	68
第三章 高速齿轮的失效和承载能力	71
一、齿轮的破坏形式	71
1. 断齿	71
2. 齿面塑性变形	73

3. 齿面磨损	73
4. 齿面点蚀	75
5. 齿面胶合	77
6. 其他损伤	77
二、 齿轮受力计算	78
三、 高速齿轮承载能力的设计准则	79
1. 齿面接触疲劳强度计算	80
2. 轮齿弯曲强度计算	80
3. 胶合估算	80
4. 齿轮强度安全系数选择	80
四、 计算载荷	81
1. 使用系数 K_A	82
2. 动载系数 K_v	82
3. 齿向载荷分布系数 K_β	93
4. 端面载荷分配系数 K_α	94
五、 齿面接触强度	96
1. 齿面接触应力	96
2. 齿面接触的许用应力	106
3. 接触强度计算的其他表达形式	107
六、 轮齿弯曲强度	110
1. 轮齿弯曲应力	110
2. 轮齿许用弯曲应力	111
七、 计算举例	119
八、 高速齿轮胶合强度估算	131
1. 齿面瞬间温度	133
2. 齿轮胶合极限的基准值 $w^* \frac{\sqrt[4]{v}}{\sqrt{a}}$	136
3. AGMA 航空动力直齿轮和斜齿轮胶合设计方法	137
4. 胶合基准数 SI (Scoring Index)	142
第四章 高速齿轮修形	145

一、渐开线齿形修整	145
1. 基本原理	145
2. 齿形修整量的确定	149
3. 渐开线齿形修整的实际应用	151
二、齿向修整	158
1. 影响齿宽方向上载荷分布不均匀的主要因素	158
2. 齿向修整原理简述	160
3. 轴齿轮的受力变形计算	161
4. 最大载荷倍率数 K_3	169
5. 轴心线偏差对载荷分布的影响	171
6. 热变形影响	178
7. 齿向修整举例及实验经验介绍	180
第五章 高速齿轮传动装置主要部件的结构与 强度计算	183
一、齿轮零部件强度计算	183
1. 轴的强度	183
2. 齿轮轴的稳定性计算	187
3. 小齿轮	188
4. 大齿轮	190
5. 齿轮箱	197
6. 轴承固定形式	198
二、锥面止推装置	203
1. 用途及工作原理	203
2. 流体动力润滑计算	205
3. 锥面接触强度	208
4. 锥面止推圈强度	208
5. 结构介绍	214
三、高速齿轮箱径向滑动轴承	216
1. 高速齿轮箱用径向滑动轴承的工作特点	216
2. 齿轮箱径向滑动轴承的形式	217

3. 设计滑动轴承时应注意的问题	233
4. 轴承损坏形式简介	239
四、高速推力轴承	240
1. 参数选择	241
2. 斜—平面推力轴承	242
3. 可倾瓦推力轴承	244
五、联轴器	250
1. 齿轮联轴器的结构和工作特点	250
2. 齿轮联轴器参数选择及强度计算	252
3. 齿轮联轴器润滑方式与冷却润滑油量的计算	267
4. 齿轮联轴器高速稳定性计算	271
5. 金属膜板式联轴器简介	275
六、离合器	276
1. S. S. S 离合器的工作原理和特点	277
2. 自动同步离合器的特点	278
第六章 齿轮润滑及润滑油系统	281
一、齿轮润滑	281
1. 齿轮润滑的基本原理	281
2. 齿间油膜厚度计算	283
3. 齿轮喷油设计	290
二、润滑油系统及其主要部件简介	295
1. 润滑油系统的基本要求	295
2. 齿轮油泵	297
3. 油箱	305
4. 冷油器	307
5. 滤油器	309
6. 管道	310
第七章 高速齿轮箱的安装、试验及运行	311
一、安装技术要求	311
1. 齿轮	311

2. 轴承	316
3. 齿轮箱	316
4. 齿轮联轴器	317
5. 机组安装时转轴中心借偏量的确定	317
二、产品试验方法	325
1. 跟随主机一起试车	325
2. 封闭试验(背靠背试验,back to back).....	326
三、高速齿轮运转质量评价	327
1. 齿轮噪声	327
2. 齿轮振动	330
第八章 高速圆弧齿轮的设计与实践.....	332
一、概述	332
二、高速单圆弧齿轮	333
1. 高速圆弧齿轮应用的特点	333
2. 圆弧齿轮的基准齿形及几何尺寸计算	342
3. 高速圆弧齿轮强度计算	342
4. 高速圆弧齿轮传动基本参数选择	351
5. 高速圆弧齿轮的实践	353
三、高速双圆弧齿轮	359
1. 双圆弧齿轮的齿形及几何尺寸计算	359
2. 高速双圆弧齿轮的强度计算	363
3. 高速双圆弧齿轮的试验研究	364
4. 对发展高速双圆弧齿轮的一些看法	371
参考文献.....	373

桨。

(2) 一级分流式传动(图 1-1b)

由二个小齿轮分别与同一个大齿轮相啮合所组成的传动。这种传动型式从动力传递的路线来看,它可实现功率分流或功率合并的目的。例如用于船舶柴油机的并车齿轮箱,就是采用这种型式实现减速并使两台柴油机功率合并以带动螺旋桨的。图 1-1c 为小齿轮轴支承在三个轴承上,这样使得齿轮轴弯曲变形减小,相对地可取较大齿宽,适用于传递更大的功率。

(3) 两级传动

这类传动的形式较多,图 1-1d 为两级传动、双输入的链式布置。这种传动在船用透平主减速齿轮装置中比较常见。它由高、低压蒸汽透平分别带动两个第一级小齿轮,经与之相啮合的第一级大齿轮分别串联第二级小齿轮,再与同一个第二级大齿轮相啮合输出后,连接尾轴和带动螺旋桨。图 1-1e 为两级传动、双输入的分流式布置(又称嵌套式布置),它的第一级大齿轮嵌在第二级小齿轮的中间,布置较紧凑,但中间轴同时承担两级传动的啮合作用力,使轴和轴承的负载都相应增加。这种传动在舰用透平主减速齿轮装置中可以见到。两级传动的传动比通常为 30~50,最大可达 70~80。

此外还有两级分流式传动(图 1-1f 和 1-1g)。这种传动能实现功率分流,使轮齿上载荷明显减低,在较大功率的船用透平主减速齿轮传动中采用。这种型式在船用齿轮传动中又称为闭锁式传动。

2. 内齿轮传动(图 1-1h)

由小齿轮和内齿圈相啮合而组成的齿轮传动。这种传动的优点是内啮合特性使得齿面抗点蚀能力大幅度提高,

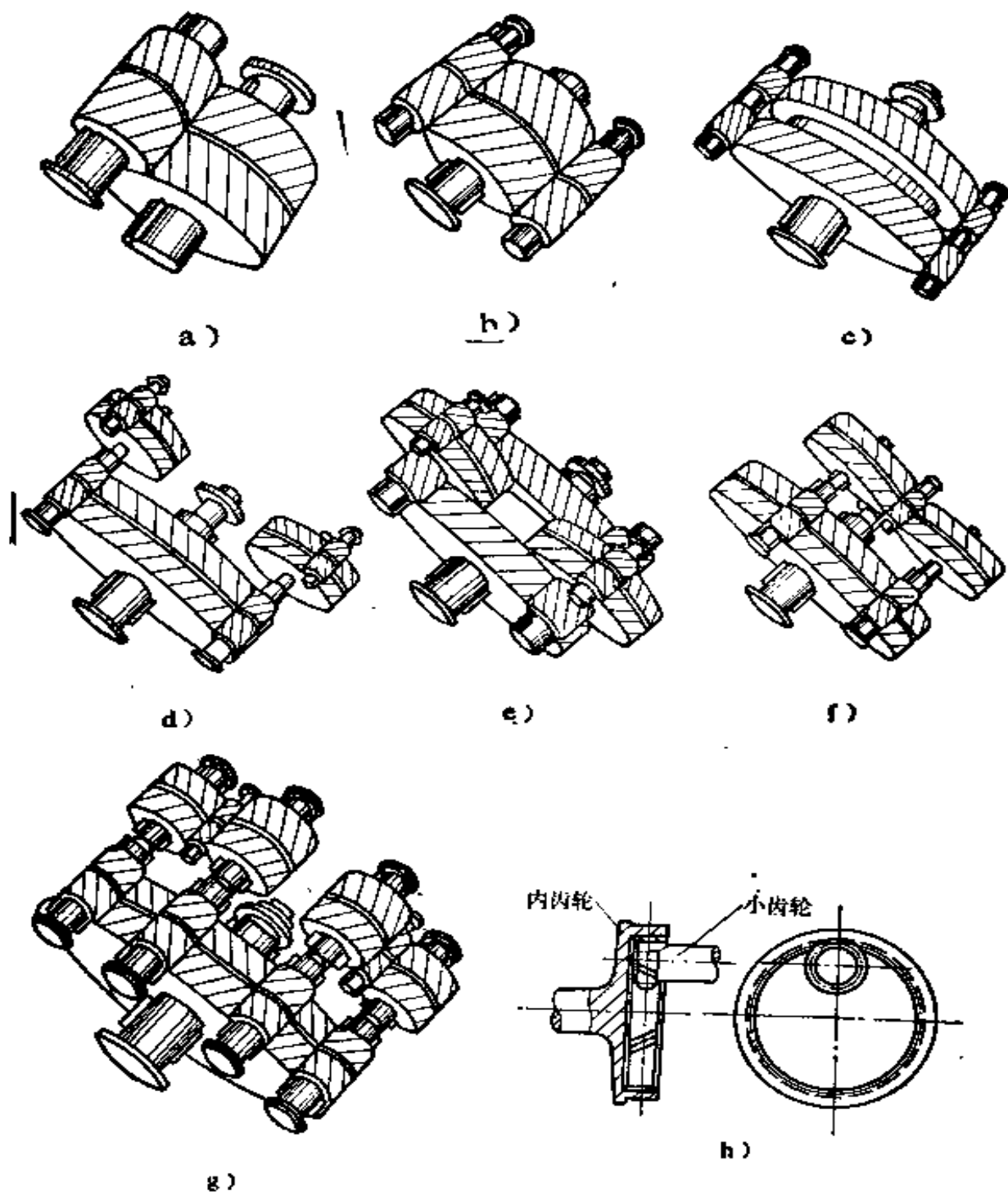


图 1-1 齿轮传动布置的基本型式

- a) 一级传动
- b) 一级分流式传动
- c) 一级分流式传动, 小齿轮由三个轴承支承
- d) 两级减速、双输入、链式布置
- e) 两级减速、双输入、分流式布置(又称嵌套式布置)
- f) 两级减速、一级分流式传动、闭锁式布置
- g) 两级减速、双输入、一级分流式传动、闭锁式布置
- h) 内齿轮传动

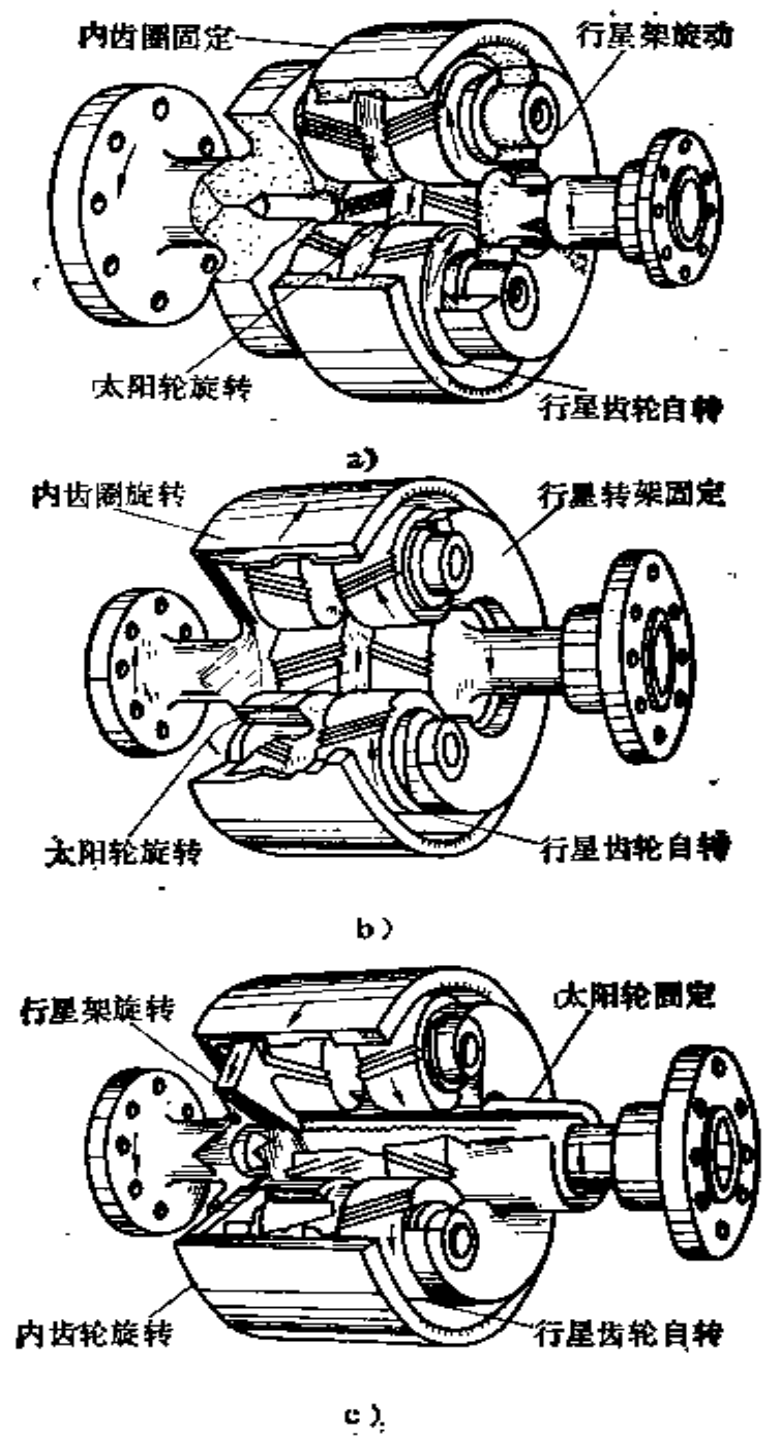
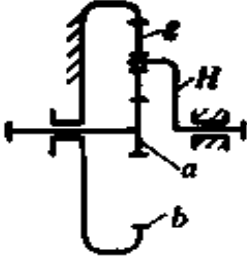
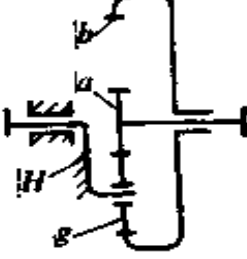
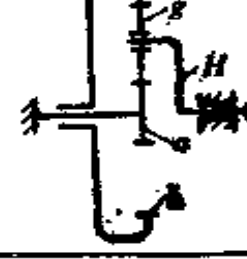


图 1-2 行星齿轮传动

a) 内齿圈固定 b) 行星转架固定 c) 太阳轮固定

动中，通常由于离心力所加给行星齿轮轴承的载荷占其总载荷的 80% 左右，故对转架的转速确定应予以慎重考虑。工程实践证明，行星转架的转速一般限制在 1800rpm 之内，过高的转速将引起转架鼓风摩擦和搅拌润滑油的损耗增加，使传动装置的效率下降。

表 1-1 行星齿轮传动比计算

传动形式	图示结构	传动比	输出、输入轴 旋转方向
内齿圈固定		$i = \frac{z_b}{z_a} + 1$	同方向
行星转架固定		$i = \frac{z_b}{z_a}$	反方向
太阳轮固定		$i = \frac{z_a}{z_b} + 1$	同方向

二、高速齿轮传动的主要用途

1. 发电用透平齿轮传动

从透平热力性能分析指出，为使机组具有较高的热效率，

要求各级通流部分保持较高的热效率。通常衡量级效率的高低主要采用 u/c_0 值 (级的平均直径处圆周速度 u 和级的焓降 c_0)，例如对于冲动级叶片，当 u/c_0 保持在 0.5 左右时，可获得较高的级效率。从上述关系看出，为了保持较佳的 u/c_0 值，当选取的级圆周速度 u 愈高时，相应地可选取级的焓降也愈大，结果使透平的级数减少。要获得较大的级圆周速度，通常有两种途径：一种是将叶轮直径增大，但对于功率不太大的机组，由于有限的蒸汽流量，在保持叶片通流部份的截面不变前提下，叶轮直径增大，将使叶片高度相应降低，这样由于相对间隙增加，使漏汽损失增大，造成级效率降低。另外一种途径是将透平转速提高来实现较大的级圆周速度，这样使叶轮直径减小，叶片相对高度增加，对提高级效率有好处(见图1-3)。透平转速提高多少，还要考虑到转子等旋转部件的强度及气动性能中临界音速马赫数对效率的影响等因素。

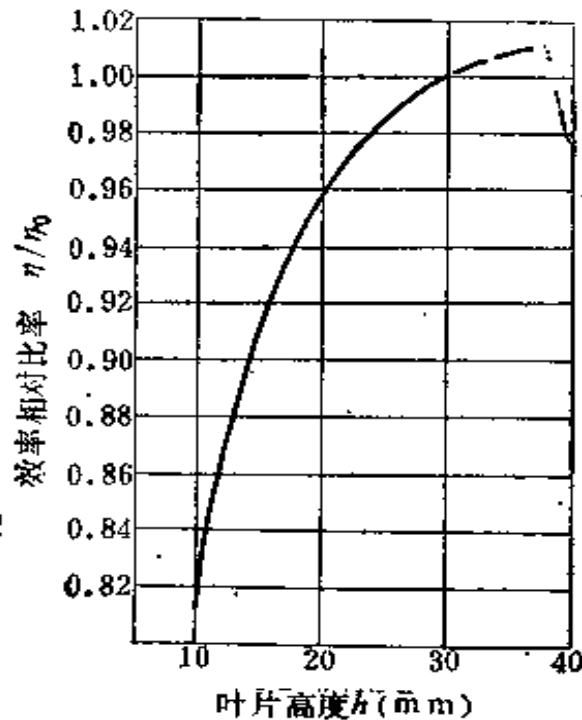


图 1-3 叶片高度与热效率的关系^[2]

由于拖带的发电机转速不能任意跟随,规定二极电机为3000rpm、四极电机为1500rpm。这类功率不太大的透平常设置齿轮传动装置,来减速并传递功率。

透平齿轮具有以下的工作特点:

(1) 传递功率较大、速度较高。透平齿轮的功率一般可划分以下三档:

传递功率小于5000kW的,称为小容量;

传递功率在5000~10000kW的,称为中等容量;

传递功率大于10000kW的,称为大容量。

当前蒸汽透平齿轮最大功率达25000kW,燃气透平齿轮最大功率为47000kW。齿轮圆周速度一般在70~110m/s,有时达150~200m/s,个别达250~300m/s^[3]。从现有技术水平来看,已可以承制功率为8万kW左右的透平齿轮。

(2) 要求长期持续运行,设计寿命为10万小时以上。由于发电业直接影响工农业生产,特别是孤立电网和军用发电的机组,一定要保证做到安全满发,因为一旦发生事故而突然停机,将会造成重大损失,因而要求齿轮传动装置有高度的可靠性。

(3) 要求运转平稳,噪声较低、振动较小。一般要求在距离机器一米处,A级噪声响度应小于90dB,箱体振动小于0.04mm(双向振幅)。齿轮的制造精度通常取ISO齿轮精度标准的3~6级。传动装置效率则要求在98%以上。

(4) 由于发电机可能发生短路事故,发生的瞬间电流激增,扭矩可达额定值的8~10倍,对这一特殊因素在计算强度时应予以考虑。一般要求在短路力矩下,齿轮及其装置的各受力元件的应力都不要超过材料的屈服极限。

透平发电机组采用减速齿轮后技术经济效果可从以下的

例子来说明^②。

一台功率为 14000kW 的背压汽轮机,进汽参数为 80bar/500℃,背压为 5bar,对透平直接拖带发电机和采用减速齿轮带动 1500rpm 的发电机所进行的技术经济效果比较,详见表 1-2。其透平的通流部份及造价的分析比较见图 1-4。

表 1-2 带与不带减速齿轮的汽轮发电机组比较

序号	比较项目	单位	透平直接拖带发电机(不带减速齿轮)	带减速齿轮的透平发电机组
1	透平转数	rpm	3000	9600
	发电机转速	rpm	3000	1500
2	调节级平均直径	mm	1020	450
3	反动级的级数		58	19
4	透平汽缸的重量	t	28.9	8.2

另外一台 20000kW 抽汽/冷凝式汽轮机采用减速齿轮与否的技术指标的比较,见表 1-3。

表 1-3 20000kW 抽汽/冷凝式汽轮机带与不带减速齿轮的比较

序号	比较项目	单位	透平直联发电机不带减速齿轮	带减速齿轮的透平发电机组
1	透平转数	rpm	3000	7500
	发电机转数	rpm	3000	1500
2	调节级: 级数 形式 直径	mm	2 双列 1050 和 800	2 单列 700
3	反动级的级数		61	23
4	透平汽缸的重量	t	56	35

从以上二个例子表明,对于中小功率的汽轮机采用减速齿轮后,透平的尺寸和重量明显减小。特别是透平级数减少

广泛采用。

透平发电机组的减速齿轮的布置形式通常分平行轴传动、行星传动及分流式传动三类，其中以平行轴传动为最普遍的形式。根据当前齿轮材质的强度和制造水平，各类传动能实现的传递功率及齿轮圆周速度的水平示于图 1-5。其中平

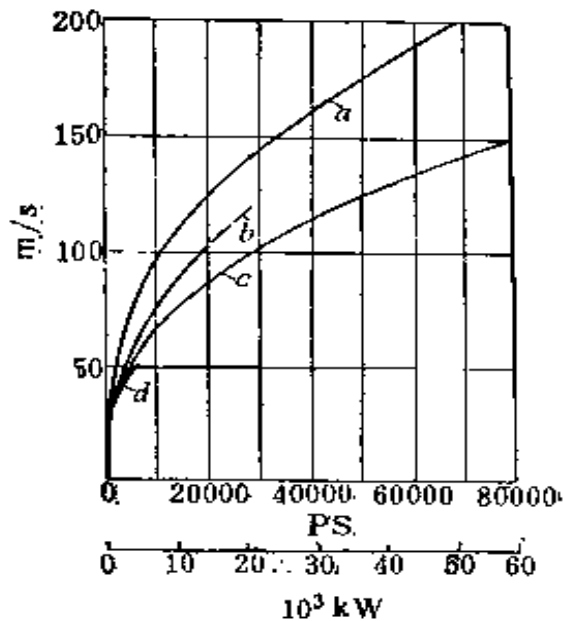


图 1-5 各类齿轮减速装置的圆周速度与功率的关系^[4]

a—平行轴传动 b—行星传动(行星轮固定)
c—分流式传动 d—行星传动(内齿圈固定)

行轴传动在传递功率为 5 万 kW 时，齿轮圆周速度将达 200m/s。分流式传动在传递功率为 6 万 kW 时，齿轮圆周速度仅为 150m/s。行星齿轮传动由于结构复杂等原因，仅使用于功率较小的场合。

图 1-6 为蒸汽透平减速齿轮传动常用布置型式。

图 1-7 为一台功率 3000kW 卡车电站的燃气透平行星齿轮箱。采用这种型式齿轮箱的主要目的是使机组布置在一条线上。这样，由于输入和输出轴同心，可以使狭窄的车厢布置

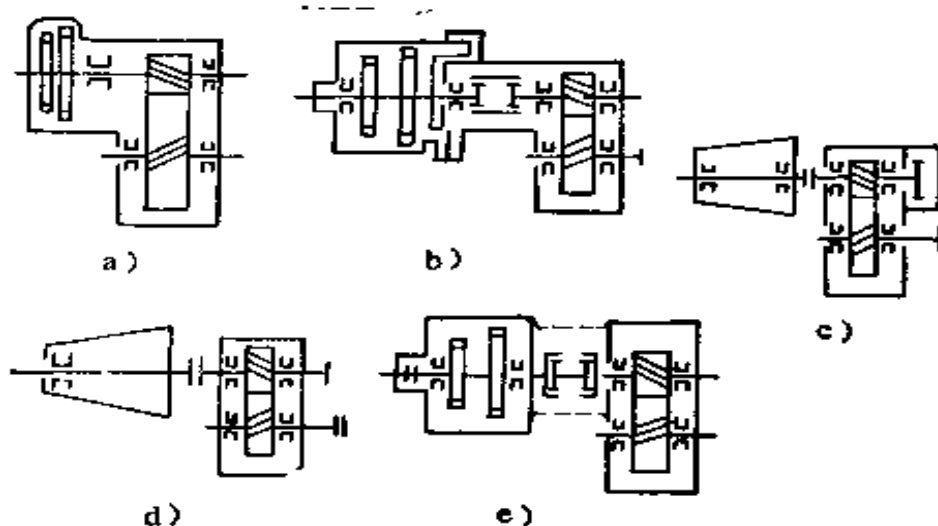


图 1-6 蒸汽透平减速齿轮传动布置型式

- a) 透平叶轮悬臂式 b) 透平的一个轴承设在齿轮箱内
 c) 透平转子与齿轮轴刚性连接 d) 透平转子与齿轮轴
 刚性连接、三支点 e) 透平转子与齿轮轴挠性连接

表 1-4 3000kW 燃气透平行星齿轮箱主要参数

序号	项目	单位	数 据
1	传递功率	kW	3000
2	转 数	rpm	6100/3000 减速
3	齿轮传动型式		行星转架固定的行星齿轮传动
4	齿数: 太阳轮 行星轮 内齿轮		54 28 110
5	模 数	mm	4
6	螺旋角		18°
7	有效齿宽	mm	2×60 人字齿
8	齿 形		渐开线 $\alpha_n = 20^\circ$

得紧凑整齐。齿轮箱主要参数见表 1-4, 该齿轮箱采用的型

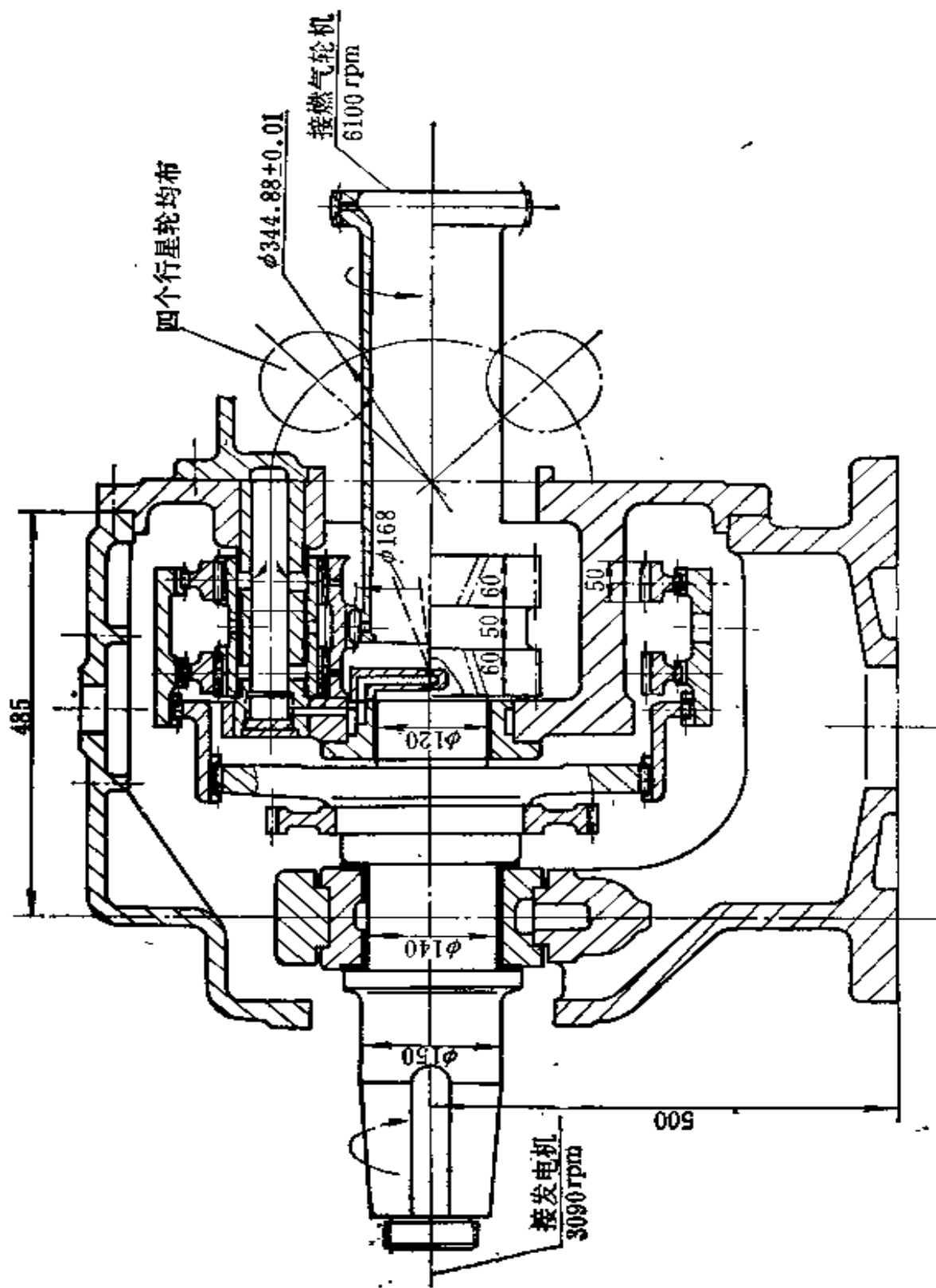


图 1-7 3000kW 卡车电站的燃气透行星行星齿轮箱

式是行星转架固定的行星齿轮传动(即图 1-2b 的型式),这主要由于 3000rpm 的发电机转速过高,不能采用行星转架转动的传动形式。这种传动相当于分流式传动(又称星形齿轮箱 Star Gears)。为了使四个行星齿轮均载,在结构上将太阳轮做成浮动,内齿轮采用三层齿式挠性连接的型式。太阳轮和行星轮用 25Cr2MoV 调质并氮化,氮化深度大于 0.3mm,齿面硬度 $HV \geq 650$,制造精度为 5 级。内齿轮用 25Cr2MoV 调质精插,齿面硬度 $HB260 \sim 290$ 。行星齿轮的中心轴,用 18CrMnMo 调质,表面镀上厚为 0.5mm 的铜铅合金,精车后再镀上厚 0.03~0.05mm 的铅锡合金,以起润滑减磨作用。转架为普通碳钢铸造,箱体为普通灰铸铁。由于设计结构较合理、制造精度较高,减速箱运转较为平稳,振幅 $\leq 0.01\text{mm}$ (双振幅)。



图 1-8 47000kW 燃气透平减速齿轮箱

图 1-8 为一台功率 47000kW 燃气透平齿轮箱。其主要参数为:中心距 650mm,齿宽 500mm,转速 4918/3000 rpm,

齿轮进行渗碳淬硬磨齿,圆周速度约为 130m/s 。

2. 冶金、化学、石油工业中动力拖动用增速齿轮传动

增速齿轮传动在这些部门用途非常广阔,如钢铁厂 $6000\sim 30000\text{m}^3/\text{h}$ 制氧站空压机的增速齿轮箱(传递功率通常为 $2000\sim 18000\text{kW}$)。六十年代由于化肥工业发展的需要,年产 30 万吨合成氨成套设备中的空压机或氨压缩机都广泛采用高速增速齿轮传动,其功率为 $3200\sim 8500\text{kW}$ 。这类机器上,齿轮的工作特点是载荷较大、圆周速度较高,一般为 $70\sim 120\text{m/s}$,个别为 $150\sim 200\text{m/s}$ 或更高(达 300m/s ^[31])。使用条件和透平发电用齿轮相同,即要求运转平稳可靠,寿命较

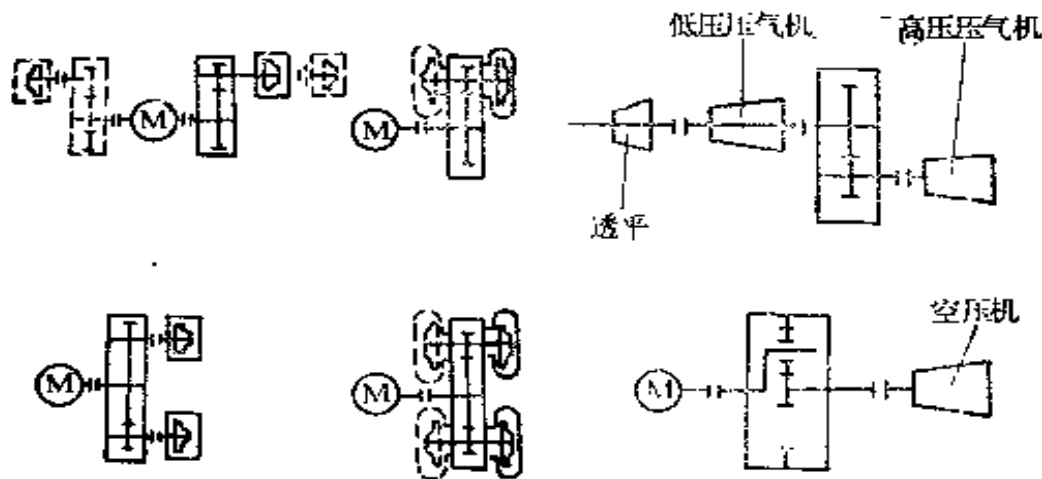


图 1-9 冶金、化学、石油工业中增速齿轮传动布置形式

长(一般要求寿命达 10 万小时以上)。

常用的传动布置形式见图 1-9。

图 1-10 为一台由 2000kW 异步电动机拖动的氧化氮压缩机,连同增速齿轮一起带负载试车的情景。增速齿轮主要参数见表 1-5。这台增速器原设计采用渐开线软齿面精滚人字齿轮,1963 年为了提高产品质量和推广新技术,分别采用人字齿和单斜齿两种形式作比较。其中单斜齿的圆弧齿轮为减

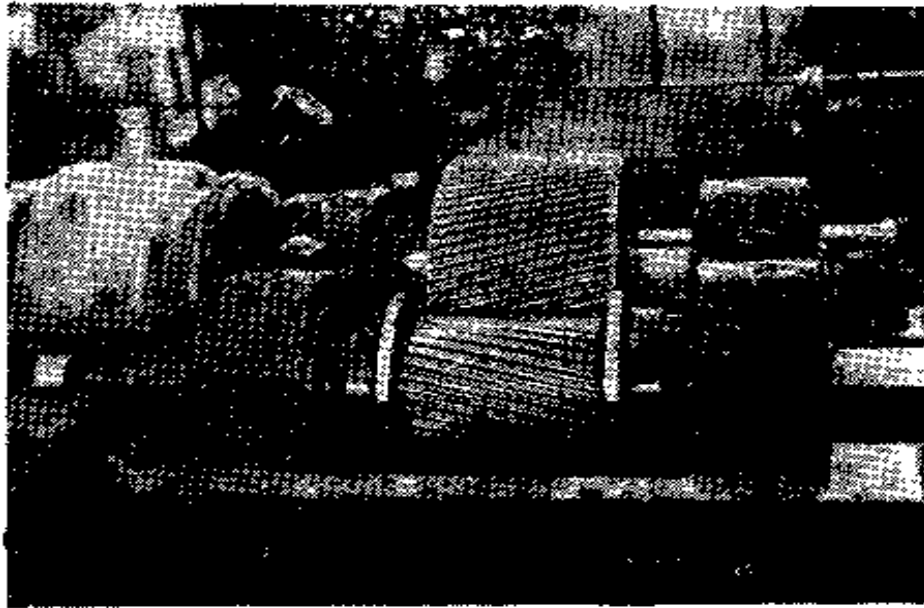


图 1-10 氧化氮压缩机圆弧齿轮增速器

表 1-5 氧化氮压缩机圆弧齿轮箱主要参数

序号	项目	单位	数 据
1	传递功率	kW	1500 (实际耗功)
2	转 速	rpm	2975/7834
3	中 心 距	mm	300
4	模 数	mm	5
5	齿 数		79/30
6	齿 宽	mm	2×125
7	螺 旋 角		24°43'27''
8	齿 形		上工 I 型圆弧齿轮 (与 67 型相近)
9	齿轮圆周速度	m/s	68
10	齿轮材料		大: 35CrMo 调质 HB230~260 小: 25Cr2MoV 调质 HB260~290

小其轴向推力, 有意采用较小的重合度($\epsilon_B \approx 2.2$)。为了观察由此引起平稳性的差异, 特在同一试车台上用换肚子的办法, 进行轮换试验。为了测定小齿轮的轴向窜动量, 在小齿轮轴的尾端连接一个小的圆盘, 采用嵌状电感式测隙装置 (见图 1-10 的左边)。测试时, 由于间隙变化而产生的电感量的变化,

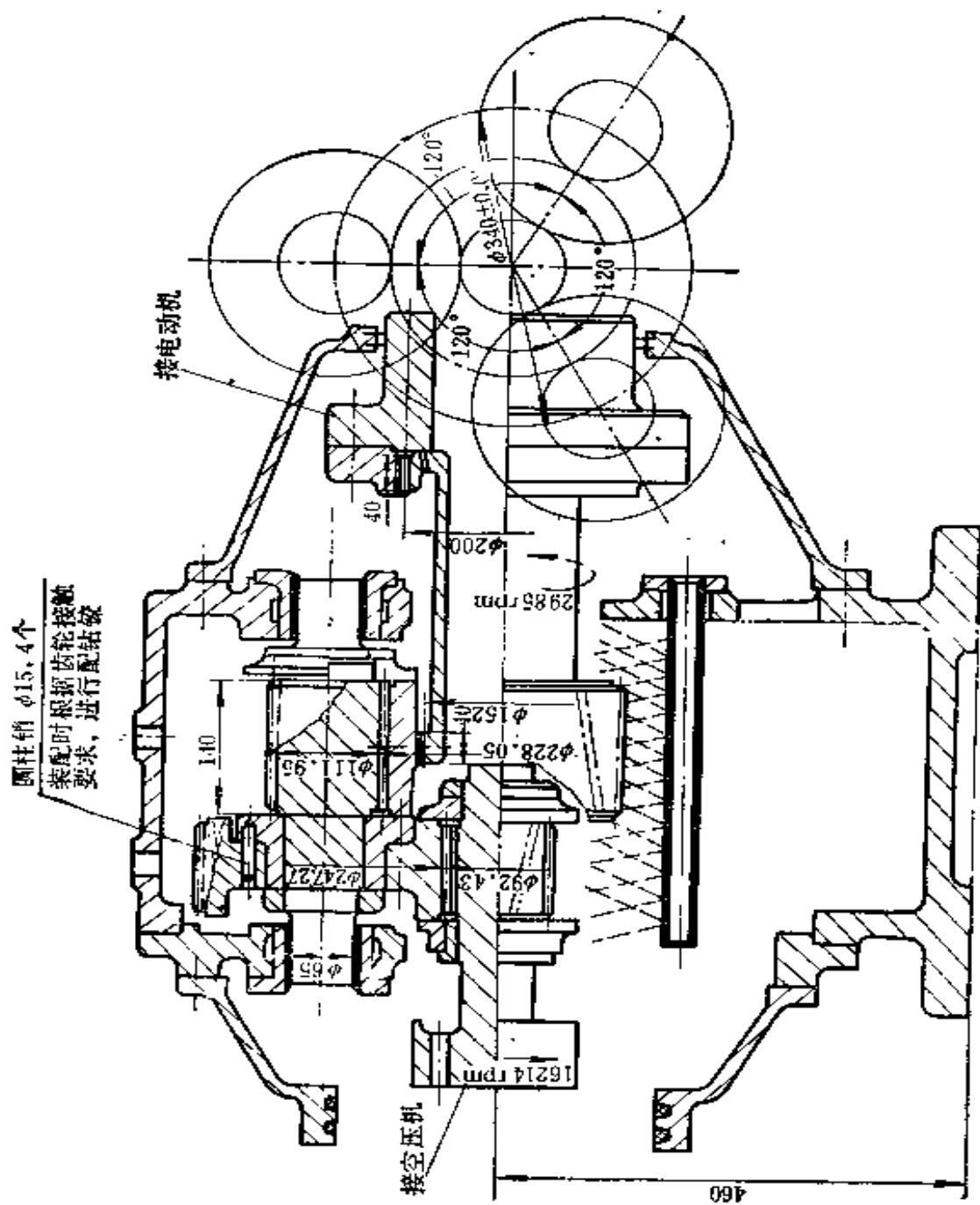
可通过八线示波器显示和拍照。测试结果表明,单斜齿小齿轮的轴向窜动量仅在 0.01mm 左右,其平稳性是令人满意的,为高速单斜齿圆弧齿轮的应用取得了经验。

图 1-11 为一台由 1600kW 异步电动机拖带高速离心空气压缩机的齿轮增速装置。齿轮传动主要参数见表 1-6。

表 1-6 50m³/min 空压机分流式(三分枝)增速齿轮传动主要参数

序号	项目	单位	数 据
1	齿轮传动型式		分流式(三分枝)、两级增速
2	传递功率	kW	1240 (实际耗功)
3	转 速	rpm	2985/16214 增速
4	中 心 距	mm	170
5	模 数	mm	低速级 4, 高速级 3
6	齿 数		低速级 27/55, 高速级 30/80
7	传 动 比		一级/二级=2.037/2.667
8	齿 宽	mm	低速级 140, 高速级 90
9	螺旋角		低/高=15°16'/13°55'50"
10	齿 形		渐开线、 $\alpha_n = 20^\circ$
11	齿轮材料		全部为 25Cr2MoV 氮化,氮化层深 0.3mm,齿面硬度 HV \geq 650
12	齿轮精度		5 级 (JB179-60)

这台分流式增速齿轮箱具有布置较为紧凑(空间尺寸约为 800 × 800 × 800)、同轴线输入和输出的特点。为了使三分枝上齿轮能均匀承载,安装时,在中间轴上采取了高速级大齿轮周向方位可调的措施,即在各轮齿接触检查合格后,再将直径为 15mm 的定位圆柱销进行钻铰(见图中说明)。进行该

图 1-11 50m³/min 空压机分流式(三分枝)增速齿轮箱

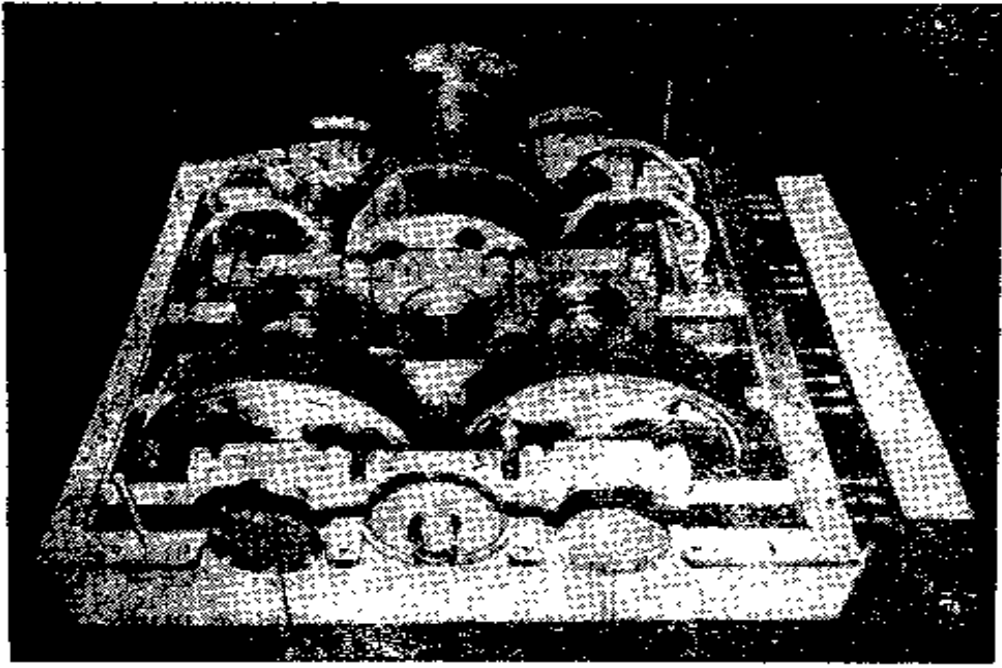
项工作之前,要求各中间轴实现定心、不浮动,还需另做一批供安装专用的“金属套轴承”替换产品轴承,使它们与中间轴的轴颈保持无隙滑配。此外还采取了输入和输出的中心轮浮动的结构,予以补偿误差。这台增速齿轮箱运行品质良好,实测振幅 $\leq 0.01\text{mm}$ (双振幅)。

其他方面如模拟压气机试验研究中都需要较高的转速,一般也采用增速齿轮箱来实现。图 1-12 为一台三级模拟轴流压气机试验台增速齿轮箱。其主要参数见表 1-7。

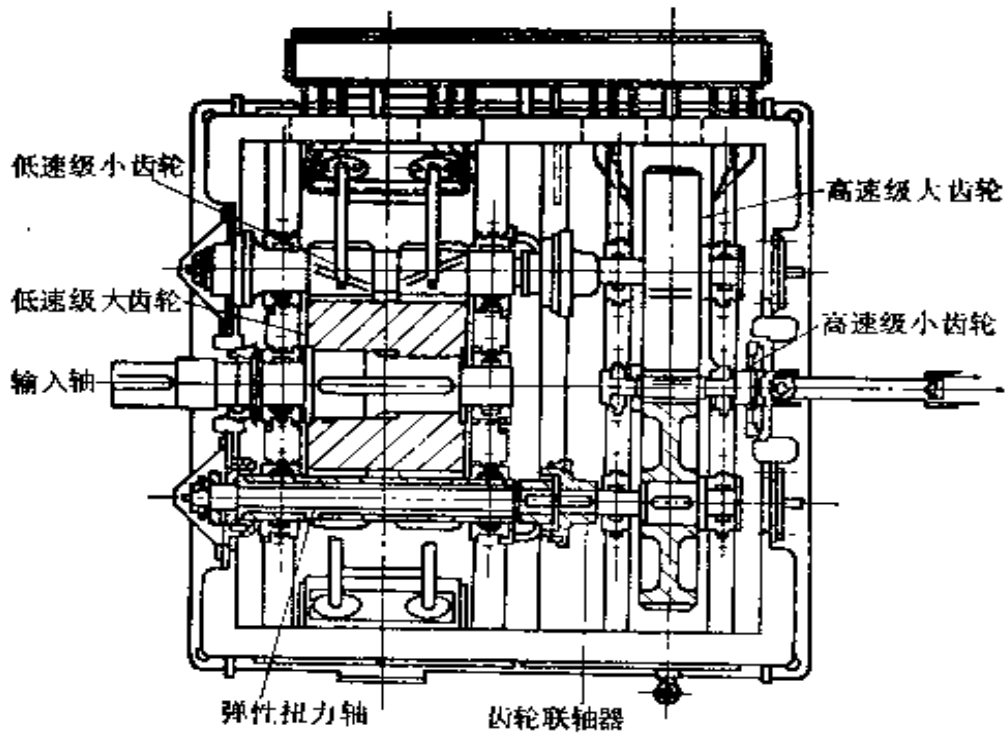
表 1-7 三级模拟压气机试验台增速齿轮箱主要参数

序号	项目	单位	数 据
1	传递功率	kW	850
2	转 速	rpm	低速级 1500/3654; 高速级 3654/15502
3	中 心 距	mm	275
4	齿 数		低速级 39/95, 高速级 33/140
5	模 数	mm	低速级 4, 高速级 3
6	螺旋角		低/高 = $12^{\circ}57'19''/19^{\circ}19'43''$
7	齿 形		低: 67 型圆弧齿轮 高: 渐开线 $\alpha_n = 20^{\circ}$
8	齿轮材料		低速级: 35CrMo 调质; HB240~270 高速级: 25Cr2MoV 氮化磨齿 氮化层深度 $\geq 0.3\text{mm}$, 齿面硬度 HV ≥ 650

图 1-13 为一台燃气透平试验台的增速齿轮箱^[5], 电机拖动功率为 2000HP, 输入转速为 1700rpm, 输出转速为 45000rpm。齿轮传动型式为二级分流式, 低速级为人字齿传动, 高速级为直齿传动。齿轮最高圆周速度达 153m/s, 齿轮



a)



b)

图 1-13 45000rpm 分流式增速齿轮箱

a) 实物照片 b) 中分面视图

精度为 BS1807 A1 级(英国船用齿轮标准,相当于 ISO 标准的 4 级精度), 齿轮采用合金钢渗碳淬硬磨齿。齿轮载荷系数, 低速级为 $10.4\text{kgf}/\text{cm}^2$, 高速级为 $9\text{kgf}/\text{cm}^2$ 。这台齿轮箱在结构上有以下特点:

(1) 采用二级分流式,使轮齿负载减小一半。

(2) 低速级采用人字齿轮,具有较高的承载能力,而高速级采用了较高精度的直齿轮,避免了由于斜齿产生的轴向负荷给高速推力轴承带来的较恶劣的工作条件。

(3) 低速级与高速级之间的连结,采用了弹性扭力轴的结构形式,它从低速级小齿轮的中间孔穿过,经齿轮联轴器与高速级的大齿轮相连。弹性扭力轴的作用是给齿轮系统中增加了弹性较大的环节,缓冲或消除由于制造误差的相互干扰引起的激振因素,改善分流式传动中轮齿载荷分配不均匀的程度。弹性扭力轴设计时应选用较高强度的材质,且在材料弹性强度许可范围内,选取较大的形变。

3. 船舶主推进系统减速齿轮^[6]

各种类型的船舶,其螺旋桨的转速大致为:

油船、大型货船:	80~105	rpm
快速定期货船:	120~140	rpm
客船:	140~180	rpm
护卫舰、驱逐舰:	200~400	rpm
炮艇:	400~800	rpm
快艇、水翼艇:	800~1600	rpm

船舶采用蒸汽透平、燃气透平和中、高速柴油机作为主机时,由于它们的工作转速大多比上述螺旋桨的选择转速要高,因而要求采用齿轮传动装置来实现减速。下面就不同主机的齿轮传动装置作一简要介绍。

近年来随着船舶大型化、高速化,以蒸汽透平作为大功率主推进装置的动力,获得了广泛的应用。它具有运转平稳、噪声低、寿命长等优点。此外采用蒸汽透平后,因易损而更换的零件甚少,故在航行靠岸停泊时需要维修的工作量较少,大修间隔期较长,有时可达累计运行时数 8000 到 10000 小时才需大修。

蒸汽透平一般分设高、低压两缸或由高、中、低三缸组成。转速一般为 4000~7000rpm。各缸的输出轴通过减速器实现并车,由于转速比较大,一般都需要两级减速后带动尾轴和螺旋桨,这类主机的功率大致为:

1) 油船

单螺旋桨 25000~50000 轴马力

双螺旋桨 20000~40000 轴马力

2) 箱装船、客船

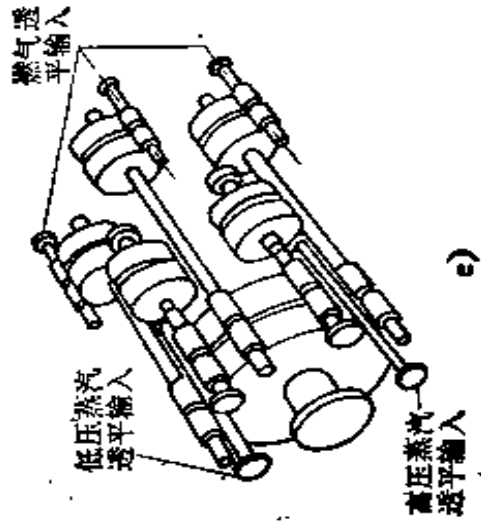
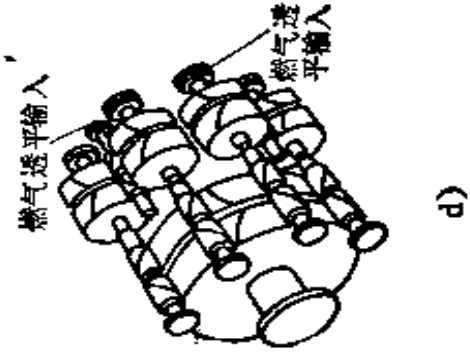
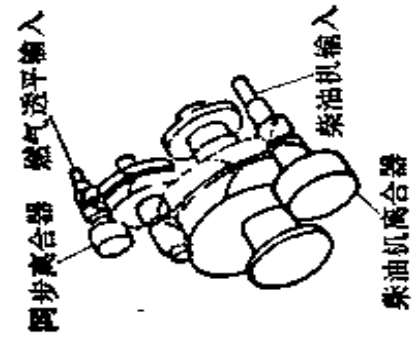
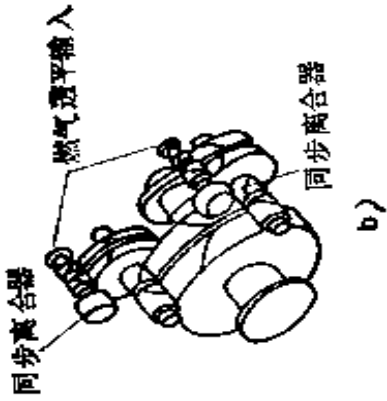
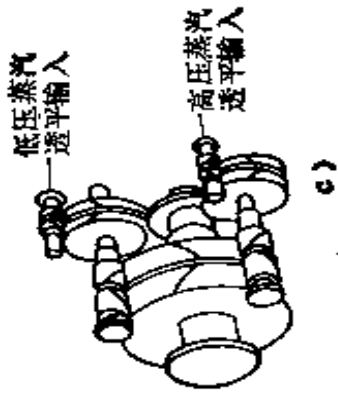
单螺旋桨 25000~30000 轴马力

双螺旋桨 18000~60000 轴马力

舰用蒸汽透平的功率更大些,如美国“企业”号航空母舰总动力为 28 万马力,分别由四台 7 万马力的蒸汽透平通过减速齿轮传动装置带动尾轴和螺旋桨。

船用蒸汽透平齿轮的结构较为复杂,齿轮数目较多,且末级大齿轮尺寸较大,一般直径为 2.5~3.5 米,个别达 5 米左右。箱体一般为三层,用钢板焊接结构。由于工作时受力较大,工况复杂,有倒顺转,且船体龙门架基础较软弱,故箱体设计需要有良好的刚性以及合理的支承布置,否则因箱体受力后会产生明显变形,使齿轮载荷分布不均。严重时还会发生局部点蚀和使机组振动加剧。

图 1-14 为一台功率 35000 kW 船用蒸汽透平减速齿轮



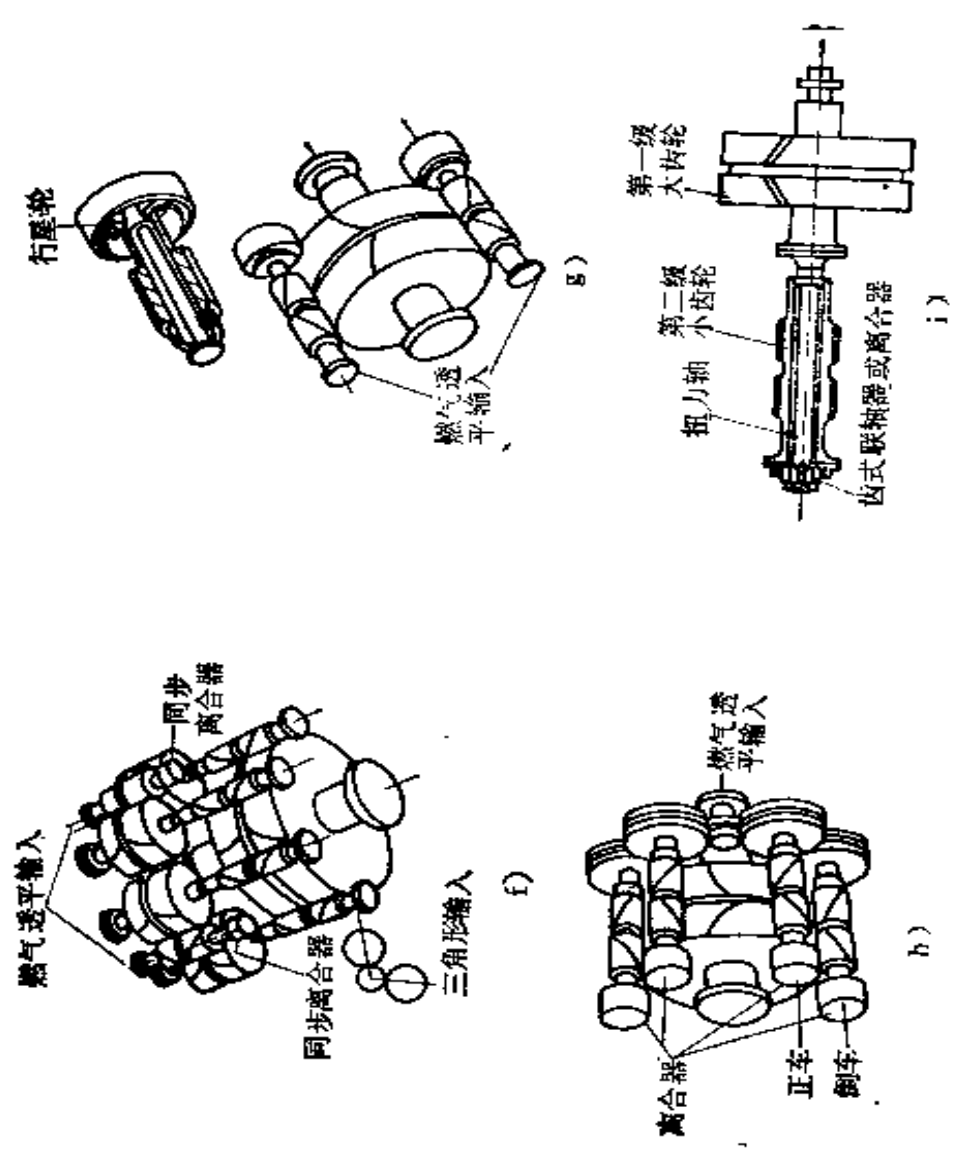


图 1-15 联合动力装置的基本布置型式^[19]

- a) 一级及两级减速、两个小齿轮、非链式
- b) 两级减速、两个小齿轮、非链式
- c) 两级减速、两个小齿轮、链式
- d) 两级减速、多个小齿轮、链式
- e) 两级减速、两个小齿轮、闭锁式
- f) 两级减速、两个小齿轮、闭锁式(三角形输入)
- g) 两级减速、两个小齿轮、行星和平行混合式
- h) 两级减速、带倒车装置、分流式
- i) 扭力轴——联轴器和离合器结构形式

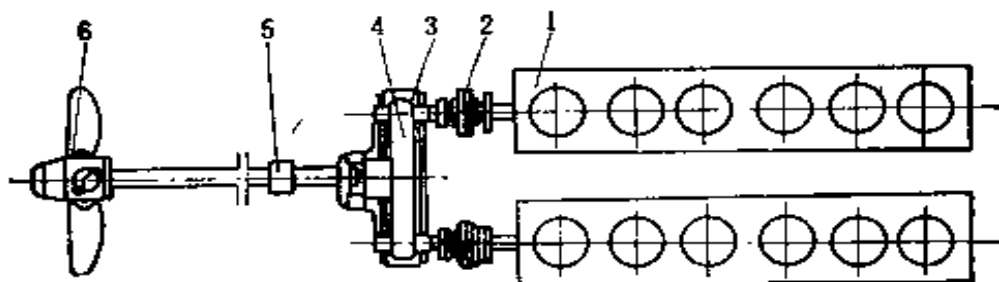


图 1-16 24000 吨散装船双机并车齿轮减速装置

1—主机 2—高弹性摩擦离合器 3—齿轮箱
4—齿轮 5—中间轴承 6—调距螺旋桨

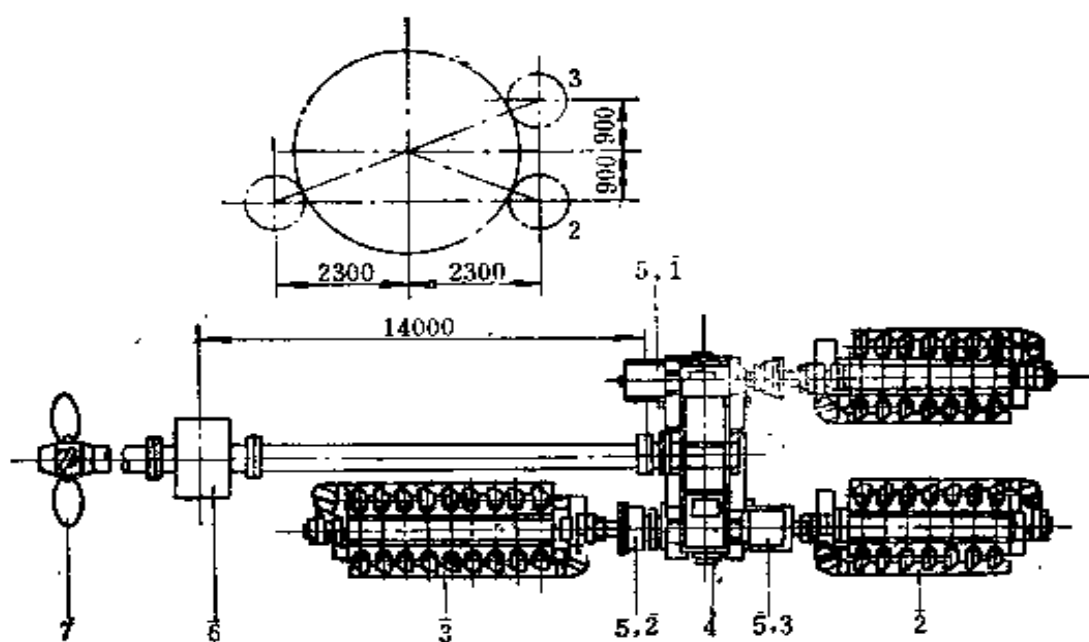


图 1-17 采用三台柴油机 46000PS 的三机并车齿轮减速装置

1,2,3—柴油机 4—减速齿轮箱 5—片式离合器
6—推力轴承 7—调距螺旋桨

十年的 500~700PS 提高到 1973 年的 1500~2000PS, 从目前技术条件来看, 已能制造整机功率在 1 万~1.8 万马力的优良机。这类机器作为船舶主机, 必须配置齿轮传动装置降速后再连接尾轴和螺旋桨。

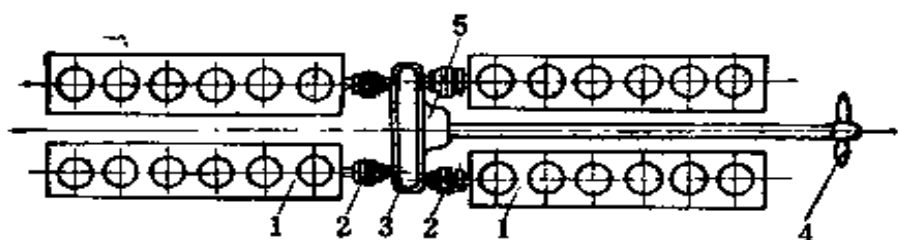


图 1-18 38000 吨客船四机并车齿轮减速装置

1—主机 2—高弹性联轴器、离合器 3—并车齿轮箱
4—螺旋桨 5—主推力轴承

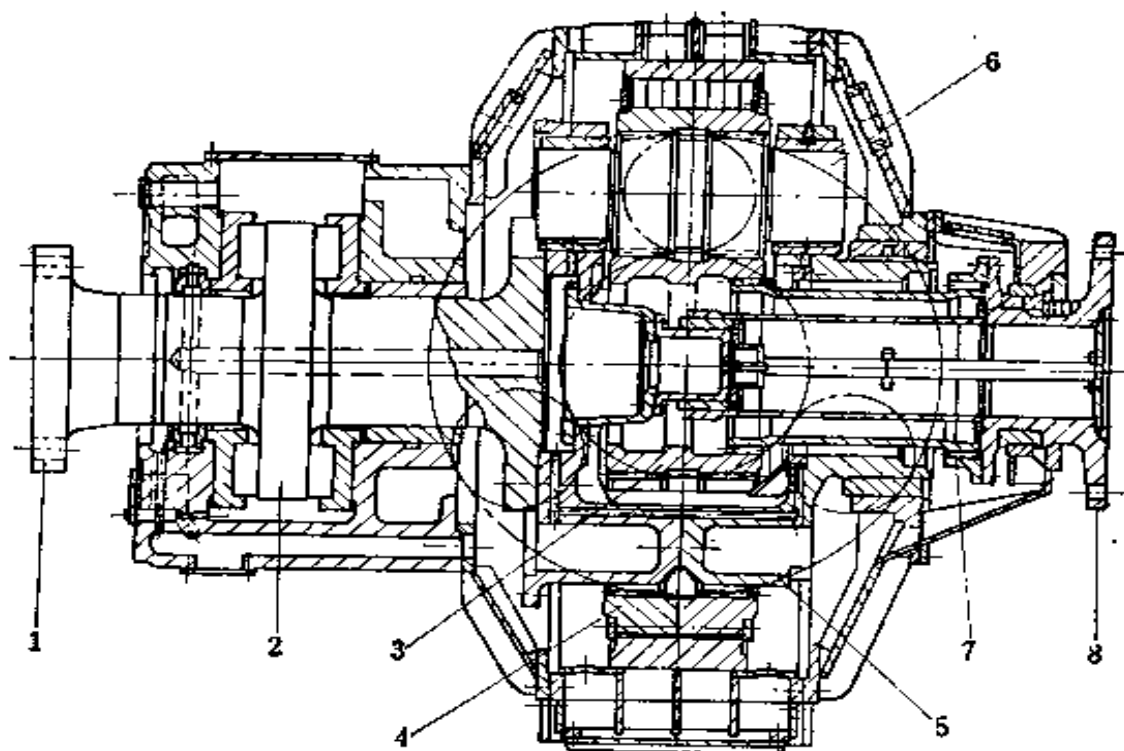


图 1-19 Renk 17500PS 船用行星齿轮传动箱

1—输出轴法兰 2—主推力盘 3—太阳轮 4—内齿圈 5—行星转架
6—行星轮 7—齿轮联轴器 8—输入轴法兰

由于采用齿轮传动装置,不仅可以单机单桨,还可以双机或多机并车,从而大大扩大了功率范围,并可根据需要进行组

合，简化了机型，因而被船舶动力工业日益广泛采用。图 1-16， 1-17 及 1-18 分别为双机、三机及四机并车的齿轮传动装置。行星齿轮传动近年来发展也十分迅速，目前世界上先进的船用柴油机大功率行星齿轮箱有日本三井的 IMT 型、西德 Renk 型和瑞士 MAAG 型。图 1-19 为 Renk 厂专与 M. A. N 船用柴油机配套的行星齿轮传动箱，其功率为 17500PS，转速由 417rpm 降到 137rpm^[7]。采用行星齿轮传动可使得减速器重量减少 1/5~1/3，且整体布置更为紧凑。

第二章 高速齿轮的几何计算和啮合参数的选择

一、齿轮几何尺寸计算

为了使高速齿轮传动能满足准确、平稳的运转,并具有较高的承载能力等基本要求,在齿轮几何方面,必须正确合理选择齿廓及啮合参数,并进行齿轮几何尺寸的精确计算。这里仅将高速齿轮常用的传动型式——平行轴圆柱齿轮传动(包括直齿和斜齿、内外啮合的标准齿轮传动及变位齿轮传动)的齿轮几何尺寸计算公式列于表 2-1 到表 2-4^[9]。图 2-1 为渐

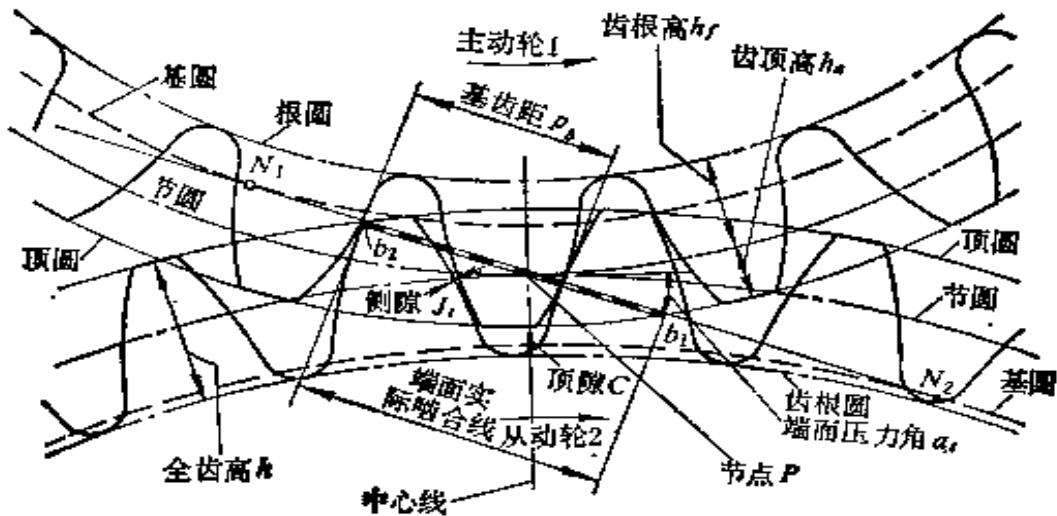


图 2-1 渐开线标准制齿轮啮合

开线标准制齿轮啮合时各部份名称、符号。有关渐开线齿轮几何学的基本概念请参阅机械原理或机械设计等专业书籍。

表 2-1 外啮合标准制 ($x_1 = x_2 = 0$) 和高度变位制 ($x_2 = x_1 + x_2 = 0$) 的直齿、斜齿
(人字齿) 圆柱齿轮几何尺寸计算公式

序号	名称	符号	直 齿 轮	斜 齿 轮
1	传动比	i	$i = n_1/n_2 = z_2/z_1 \geq 1$ 为保证传动平稳, 希望 z_2/z_1 的比值为无限小数	
2	齿数	z	$z_2 = iz_1$, 高速传动取 $z_{\min} = 23$ (个别应 > 18)	
	齿数和	z_Σ	$z_\Sigma = z_1 + z_2$	
	当量齿数	z_v	$z_v = z / \cos^3 \beta$	
3	齿顶高系数	f_v^*	常取 $f_v^* = 1$	
4	顶隙系数	c^*	常取 $c^* = 0.25$	
5	螺旋角	β	$\beta = 0$	
6	法向模数	m_n	m_n	

序号	名称	符号	直齿轮	斜齿轮
12	齿顶高	h_a	$h_a = h'_a = (i_{12}^* + x_{m1,2})m_m$ h_a 为内圆齿顶高	
13	齿根高	h_f	$h_f = (h_a^* + c^* - x_{m1,2})m_m$	
14	全齿高	h	$h = h_a + h_f$	
15	齿顶圆直径	d_{a1} d_{a2}	$d_{a1} = d_1 + 2h_a$ $d_{a2} = d_2 + 2h_a$	
16	齿根圆直径	d_{f1} d_{f2}	$d_{f1} = d_1 - 2h_f$ $d_{f2} = d_2 - 2h_f$	
17	基圆螺旋角	β_b	$\beta_b = 0$	$\sin \beta_b = \sin \beta \cdot \cos \alpha_m$
18	法向齿距 端面齿距	p_m p_t	$p_m = \pi m_m$ $p_t = \pi m_t$	
19	法向基齿距 端面基齿距	p_{bm} p_{bt}	$p_{bm} = \pi m_m \cos \alpha_{0m}$ $p_{bt} = \pi m_t \cos \alpha_{0t}$	

注：表中字母符号右上角“*”表示刀具齿廓参数

表 2-2 外啮合角度变位制 ($x_2 = x_1 + x_2 \neq 0$) 的直齿、斜齿(人字齿)圆柱齿轮几何计算公式

序号	名称	符号	直齿轮	斜齿轮
1	传动比	i	$i = n_1/n_2 = z_2/z_1 \geq 1$ 为保证传动平稳,希望 z_2/z_1 的比值为无限小数	
2	齿数	z	$z_2 = iz_1$ 高速传动取 $x_{min} = 25$ (个别应 ≥ 18)	
	齿数和	z_Σ	$z_\Sigma = z_1 + z_2$	
	当量齿数	z_n	$z_n = z / \cos^3 \beta$	
3	齿顶高系数	h_a^*	常取 $h_a^* = 1$	
4	顶隙系数	c^*	常取 $c^* = 0.25$	
5	螺旋角	β	$\beta = 0$	
6	法向模数	m_n	m_n	
	端面模数	m_t	$m_t = m_n$	$m_t = m_n / \cos \beta$

续表

序号	名称	符号	直齿轮	斜齿轮
7	刀具齿条压力角	α_{on}	常用 $\alpha_{on} = 20^\circ$	
	刀具齿条端面压力角	α_{oi}	$\alpha_{oi} = \alpha_{on}$	$\operatorname{tg} \alpha_{oi} = \operatorname{tg} \alpha_{on} / \cos \beta$
8	齿轮法向啮合角	α_n	α_n	
	齿轮端面啮合角	α_t	$\cos \alpha_t = \frac{d_o}{d} \cos \alpha_{oi}$	
			或从图 2-2 中根据 $\frac{1000x_\Sigma}{z_\Sigma}$ 查算得	或从图 2-3 中根据 $\frac{1000x_\Sigma}{z_\Sigma}$ 和 β 查算得
9	变位系数和	x_Σ	$x_\Sigma = x_1 + x_2$	
	法向变位系数	x_n	$x_{1,2} = x_{n1,2}$	$x_{n1,2} = x_{1,2} / \cos \beta$
10	中心距	a	$a = a_o + \Delta_a m_t = (0.5x_\Sigma + \Delta_a) m_t$ $= (0.5x_\Sigma + x_\Sigma - \psi) m_t$ $= 0.5(d'_1 + d'_2)$	$a = a_o + \Delta_a m_t = (0.5x_\Sigma + \Delta_a) m_t$ $= (0.5x_\Sigma + x_\Sigma - \psi - \lambda) m_t$ $= 0.5(d'_1 + d'_2)$
11	$x_\Sigma = 0$ 时名义中心距	a_o	$a_o = 0.5m_t z_\Sigma = 0.5(d_1 + d_2)$	

12	中心距由于变位产生增量系数	Δ_d	$\Delta_d = \frac{a - a_0}{m_i} = \frac{a - 0.5m_j z_j}{m_i}$	$\Delta_d = x_\Sigma - \psi_k$
13	由于变位产生齿顶削减系数	ψ 或 ψ_k	ψ 可从图 2-4 或图 2-5 组 I 中根据 $\frac{1000x_\Sigma}{z_\Sigma}$ 查得 $\frac{1000\psi}{z_\Sigma}$ 而换算求得; 或从图 2-5 组 II 和图 2-7 中根据 $\frac{1000\Delta_c}{z_\Sigma}$ 来求得	$\psi_k = \psi - \mu x_\Sigma$ 上式中 μ 可从图 2-6 中根据 $\frac{1000x_\Sigma}{z_\Sigma}$ 和 β 查得
14	分度圆直径	d_1	$d_1 = m_n z_1$	$d_1 = m_n z_1 / \cos\beta$
		d_2	$d_2 = m_n z_2$	$d_2 = m_n z_2 / \cos\beta$
15	齿顶圆直径	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1 - \psi)m_1$	$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_{n1})m_n - 2\psi_k m_1$
		d_{a2}	$d_{a2} = d_2 + 2(h_a^* + x_2 - \psi)m_2$	$d_{a2} = d_2 + 2(h_a^* + x_{n2})m_n - 2\psi_k m_2$
16	齿根圆直径	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2(h_f^* + c^* - x_{n1})m_n$	
		d_{f2}	$d_{f2} = d_2 - 2(h_f^* + c^* - x_{n2})m_n$	

续表

序号	名称	符号	直齿轮	斜齿轮
17	齿顶高	h_{a1}	$h_{a1} = 0.5(d_{a1} - d_1)$ $= (h_a^* + x_1 - \psi)m_t$	$h_{a1} = 0.5(d_{a1} - d_1)$ $= (h_a^* + x_{n1})m_n - \psi_h m_t$
		h_{a2}	$h_{a2} = 0.5(d_{a2} - d_2)$ $= (h_a^* + x_2 - \psi)m_t$	$h_{a2} = 0.5(d_{a2} - d_2)$ $= (h_a^* + x_{n2})m_n - \psi_h m_t$
18	齿根高	h_{f1}	$h_{f1} = 0.5(d_1 - d_{f1})$	$h_{f1} = 0.5(d_1 - d_{f1})$
		h_{f2}	$h_{f2} = 0.5(d_2 - d_{f2})$	$h_{f2} = 0.5(d_2 - d_{f2})$
19	全齿高	h	$h = h_a + h_f = (2h_a^* + c^* - \psi)m_t$	$h = h_a + h_f = (2h_a^* + c^*)m_n - \psi_h m_t$
20	节圆直径	d'_1	$d'_1 = d_1 \left(1 + \frac{2\Delta a}{z_1}\right)$	
		d'_2	$d'_2 = d_2 \left(1 + \frac{2\Delta a}{z_2}\right)$	
21	节圆齿顶高	h'_{a1}	$h'_{a1} = 0.5(d_{a1} - d'_1)$	
		h'_{a2}	$h'_{a2} = 0.5(d_{a2} - d'_2)$	
22	基圆螺旋角	β_b	$\beta_b = 0$	$\sin \beta_b = \sin \beta \cdot \cos \alpha_{on}$
23	基圆直径	d_{b1}	$d_{b1} = d_1 \cos \alpha_{on}$	$d_{b1} = d_1 \cos \alpha_{at}$
		d_{b2}	$d_{b2} = d_2 \cos \alpha_{on}$	$d_{b2} = d_2 \cos \alpha_{at}$

续表

序号	名称	符号	直齿轮	斜齿轮
6	法向模数	m_n		m_n
	端面模数	m_t	$m_t = m_n$	$m_t = m_n / \cos\beta$
7	刀具齿条压力角	α_{on}		α_{on}
	刀具齿条端面压力角	α_{ot}	$\alpha_{ot} = \alpha_{on}$	$\lg\alpha_t = \lg\alpha_{on} / \cos\beta$
8	齿轮法向啮合角	α_n		α_n
	齿轮端面啮合角	α_t	$\alpha_t = \alpha_{on}$	$\alpha_t = \alpha_{ot}$
9	变位系数	x	$x_2 = x_2 - x_1 = 0$	
	法向变位系数	x_n		$x_{n12} = x_{1,2} / \cos\beta$

表 2-4 内啮合角度变位制 ($x_2 = x_2 - x_1 \neq 0$) 的直齿、斜齿(人字齿)
圆柱齿轮几何尺寸计算公式

序号	名称	符号	直 齿 轮	斜 齿 轮
1	传动比	i		$i = n_1/n_2 = z_2/z_1 \geq 1$
2	齿数	z		$z_1 = iz_2$
	齿数和	z_Σ		$z_\Sigma = z_2 - z_1$
	当量齿数	z_n		$z_n = z / \cos^3 \beta$
3	齿顶高系数	h_a^*		常取 $h_a^* = 1$
4	顶隙系数	c_1^*, c_2^*		常取 $c_1^* = 0.25, c_2^* \approx 0.3$
5	螺旋角	β		$\beta = 0$
6	法向模数	m_n		

	端面模数	m_t	$m_t = m_n$	$m_t = m_n / \cos \beta$
7	刀具齿条压力角	α_{on}	α_{on}	α_{on}
	刀具齿条端面压力角	α_{of}	$\alpha_{of} = \alpha_{on}$	$\operatorname{tg} \alpha_{of} = \operatorname{tg} \alpha_{on} / \cos \beta$
8	齿轮法向啮合角	α_n	α_n	α_n
	齿轮端面啮合角	α_f	$\alpha_f = \alpha_n$ 从图 2-5 根据 $\frac{1000x_\Sigma}{z_\Sigma}$ 查算得	α_f 可从图 2-6 根据 $\frac{1000x_\Sigma}{z_\Sigma}$ 和 β 查算得
9	变位系数	x	$x_\Sigma = x_1 - x_2$ $x_\Sigma = x_2 - x_1$	
	法向变位系数	x_n		$x_{n12} = x_{12} / \cos \beta$
10	中心距	a	$a = a_0 + \Delta_a m_n = (0.5x_\Sigma + \Delta_a) m_t$ $= (0.5x_\Sigma + x_\Sigma - \psi) m_t$ $= 0.5(d_2 - d_1)$	$a = a_0 + \Delta_a m_t = (0.5x_\Sigma + \Delta_a) m_t$ $= (0.5x_\Sigma + x_\Sigma - \psi_k) m_t$ $= 0.5(d_2 - d_1)$
11	$x_\Sigma = 0$ 时名义中心距	a_0	$a_0 = 0.5m_n x_\Sigma = 0.5(d_2 - d_1)$	

16	齿根圆直径	$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1)m_1$	$d_{f2} = d_2 - 2(h_a^* + c^* - x_2)m_2$
		d_{f2} 由插齿刀规格确定	
17	节圆直径	$d_1' = d_1 \left(1 + \frac{2\Delta_1}{x_1}\right)$	
		$d_2' = d_2 \left(1 + \frac{2\Delta_2}{x_2}\right)$	
18	齿顶高	$h_{a1} = 0.5(d_{a1} - d_1)$ $= (h_a^* + v_1 - \phi')m_1$	$h_{a2} = 0.5(d_{a2} - d_2)$ $= (h_a^* + x_2)m_2 - \phi_2 m_2$
19	节圆齿顶高	$h_{a1}' = 0.5(d_{a1} - d_1')$	$h_{a2}' = 0.5(d_{a2} - d_2')$
20	基圆螺旋角	$\beta_b = 0$	$\sin \beta_b = \sin \beta \cdot \cos \alpha_{0m}$
21	基圆直径	$d_{b1} = 0.5d_1 \cos \alpha_{0m}$	$d_{b2} = 0.5d_2 \cos \alpha_{0m}$

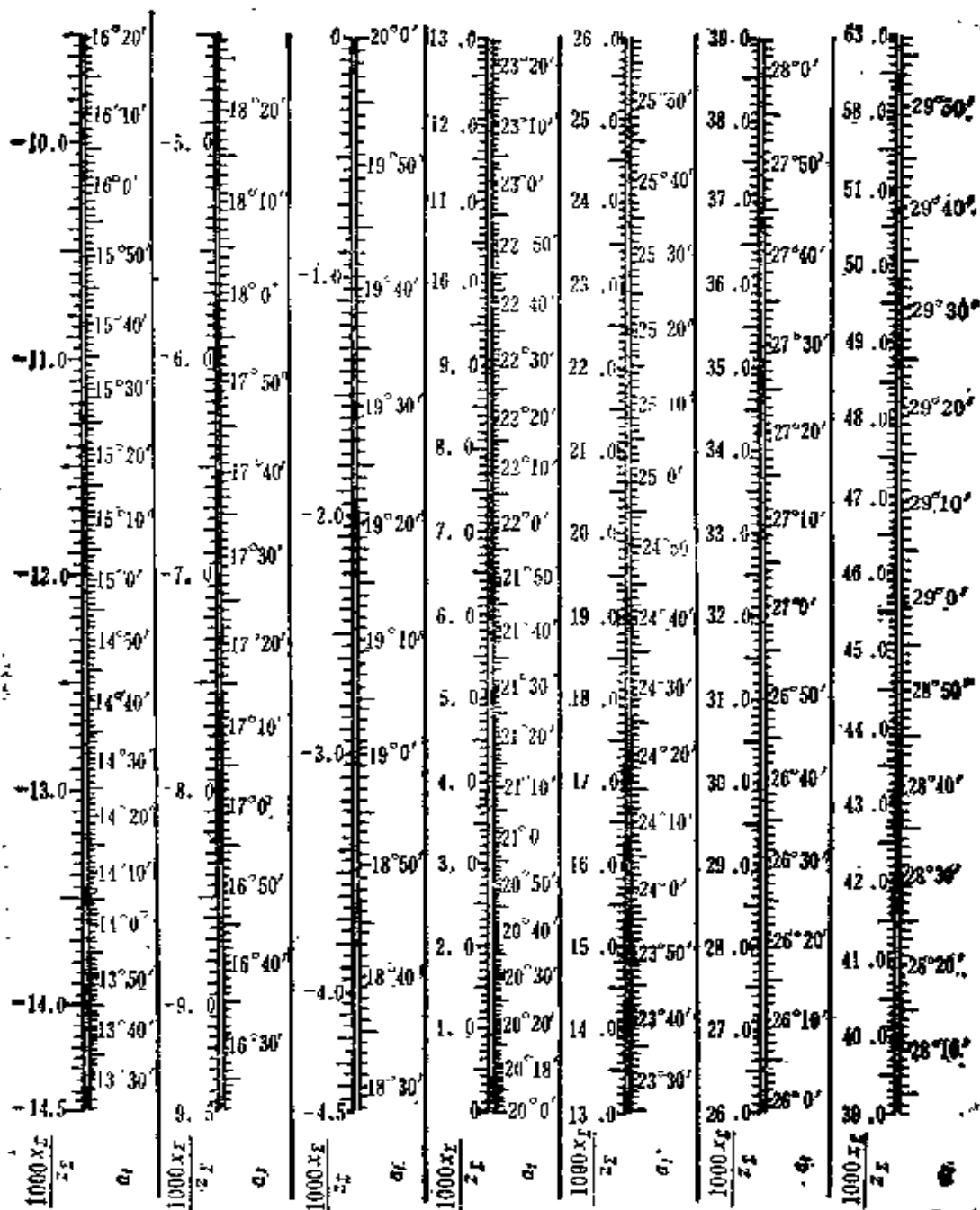


图 2-2 根据 x_1 和 x_2 确定 α_1

例: 已知 $x_1 = 59$, $x_2 = 1.75$ 。由 $\frac{1000x_1}{x_2} = 29.7$

相应查得 $\alpha_1 = 26^\circ 36'$

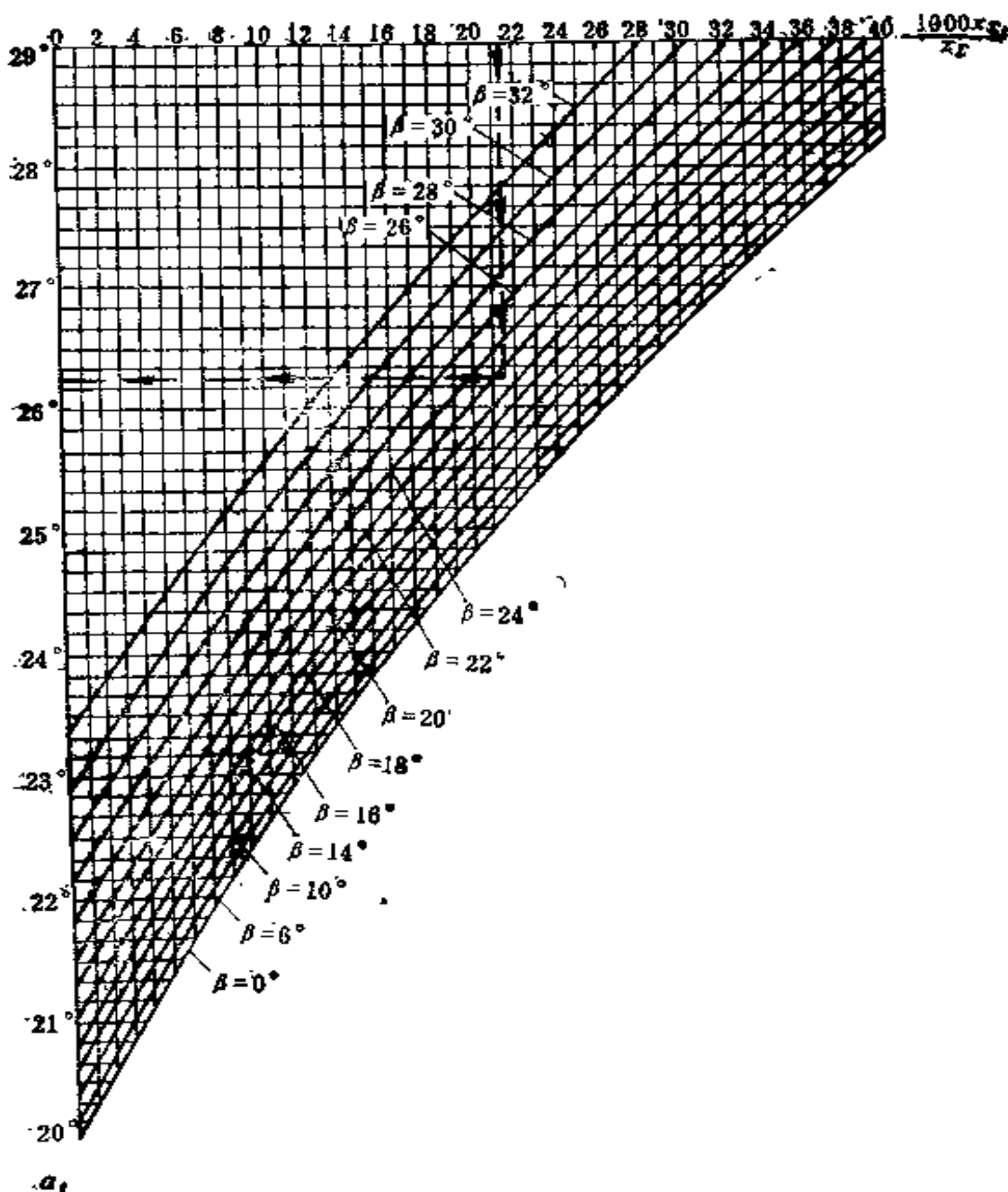


图 2-3 斜齿轮 α_f 的确定

例: 已知 $z_z = 42$, $x_z = 0.9$, $\beta = 21^\circ$ 。由 $\frac{1000x_z}{z_z} = 21.4$
和 $\beta = 21^\circ$, 相应查得 $\alpha_f = 26^\circ 28'$

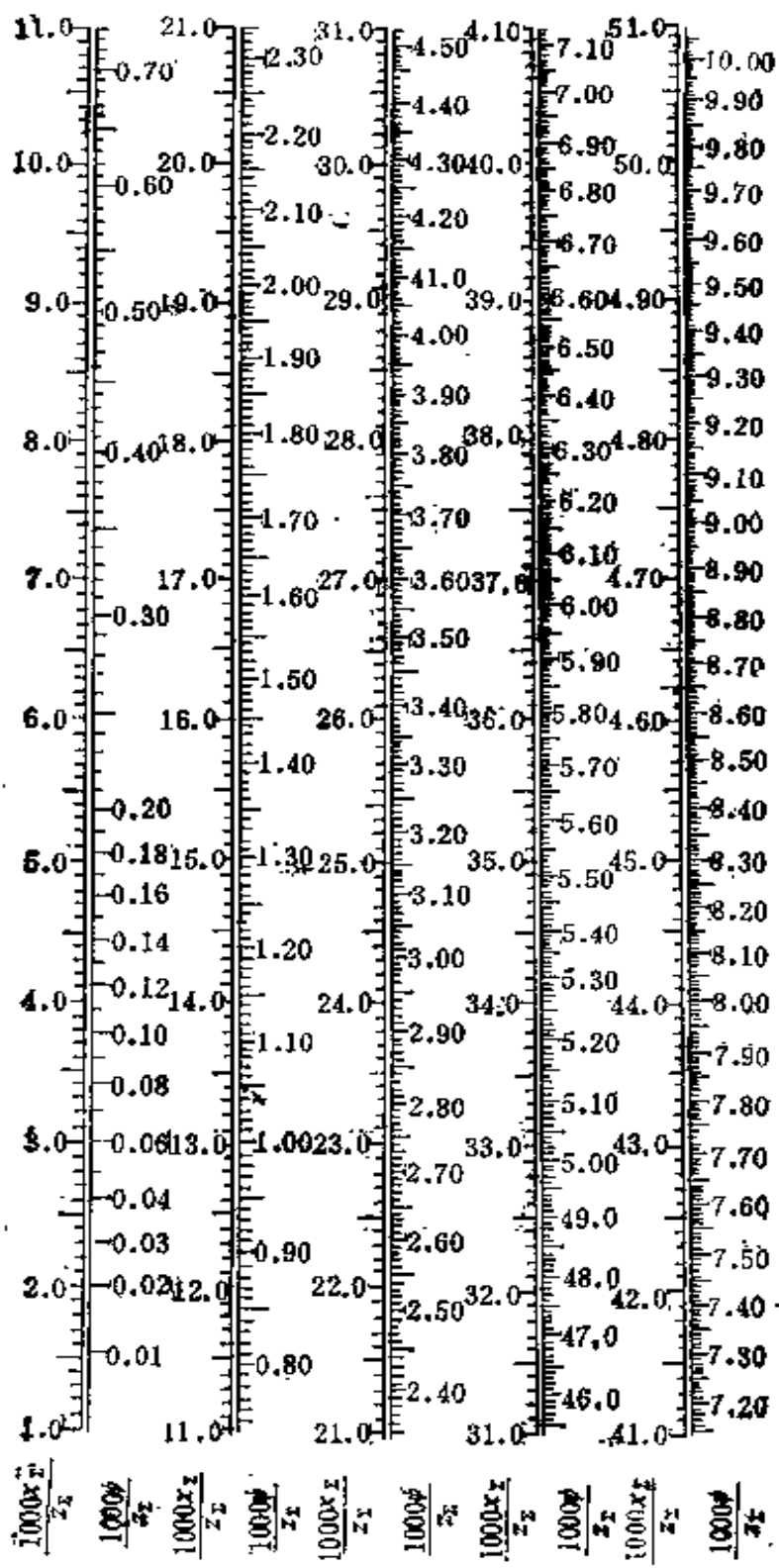


图 2-4 当 $\alpha_1 \geq 20^\circ$ 时根据 x_z 和 m_z 确定 ϕ

例: 已知 $x_z = 64$,
 $m_z = 1.75, m_z = 10$.
 当 $\frac{1000x_z}{z_z} = 27.4$

相应得 $\frac{1000\phi}{z_z} = 3.69$,

由此得 $\phi = 0.236$.
 $a = (0.5x_z + x_z - \phi)m_z$
 $= (0.5 \times 6.4 + 1.75 - 0.236)10 = 335.14 \text{ mm}$

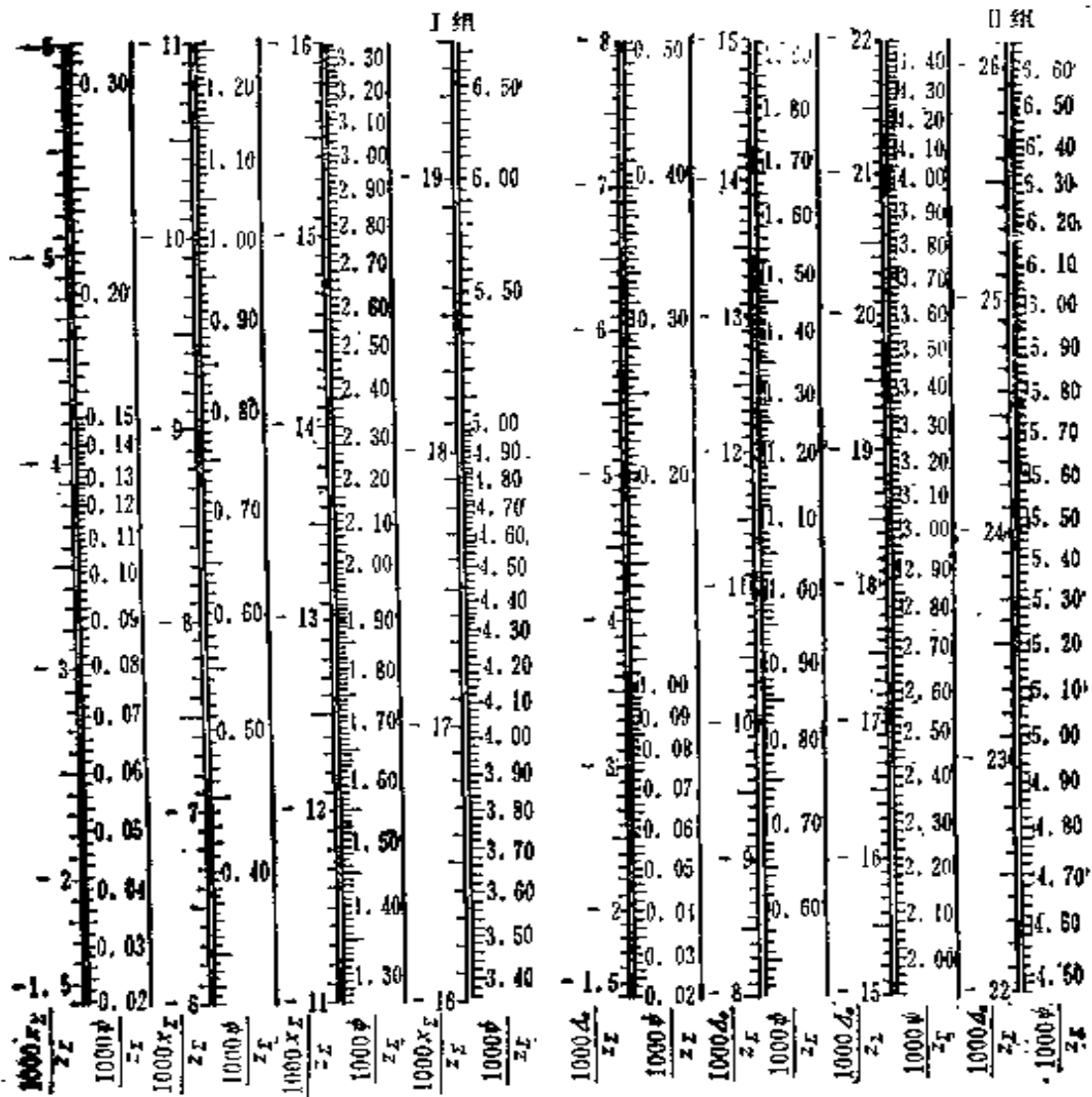


图 2-5 当 $\alpha_1 < 20^\circ$ 时根据 x_z 和 z_z 确定 ϕ

根据图中 I 组算例: 已知 $z_z = 57, x_z = -0.675, m_1 = 10$, 决定 a 。当 $\frac{1000x_z}{z_z} = -11.85$, 得 $\frac{1000\phi}{z_z} = 1.5$, 由此得

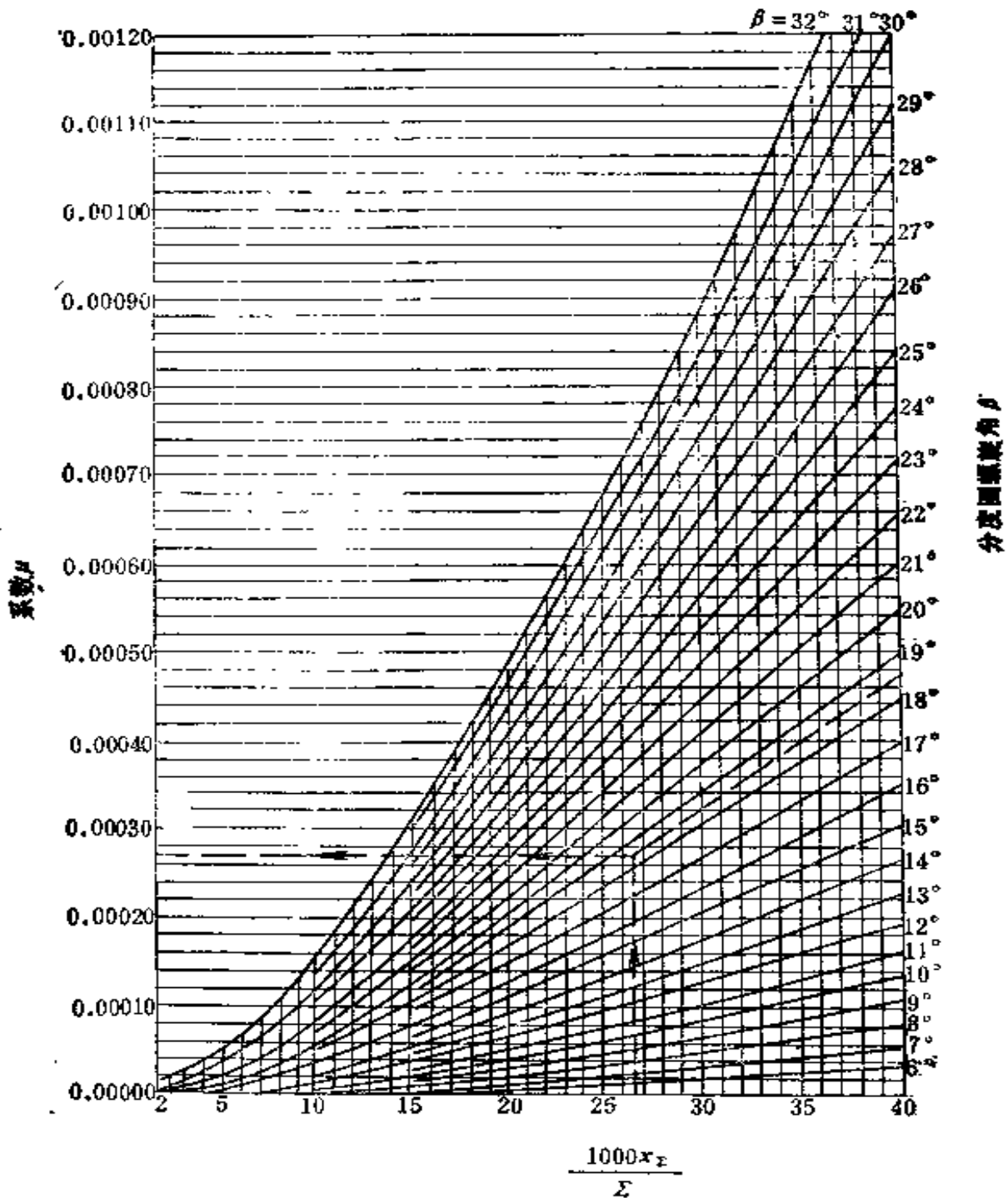
$$\phi = 0.085。$$

$$a = (0.5z_z + x_z - \phi)m_1 = (0.5 \times 57 - 0.675 - 0.085)10 = 277.4\text{mm}。$$

根据图中 II 组算例: 已知 $a = 300\text{mm}, z_z = 62, m_1 = 10$, 决定 x_z 。按 $\Delta_a = \frac{a - 0.5m_1z_z}{m_1} = -1, \frac{1000\Delta_a}{z_z} = -16.5$

时相应得 $\frac{1000\phi}{z_z} = 2.26$, 由此得 $\phi = 0.14$ 和 $x_z =$

$$\Delta_a + \phi = -1 + 0.14 = -0.86$$

图 2-6 系数 μ

例: 已知 $x_{\Sigma} = 49$, $x_{\Sigma} = 1.3$, $\beta = 18^{\circ}30'$ 。由 $\frac{1000x_{\Sigma}}{x_{\Sigma}} = 26.5$
和 $\beta = 18^{\circ}30'$ 相应查得 $\mu = 0.00027$

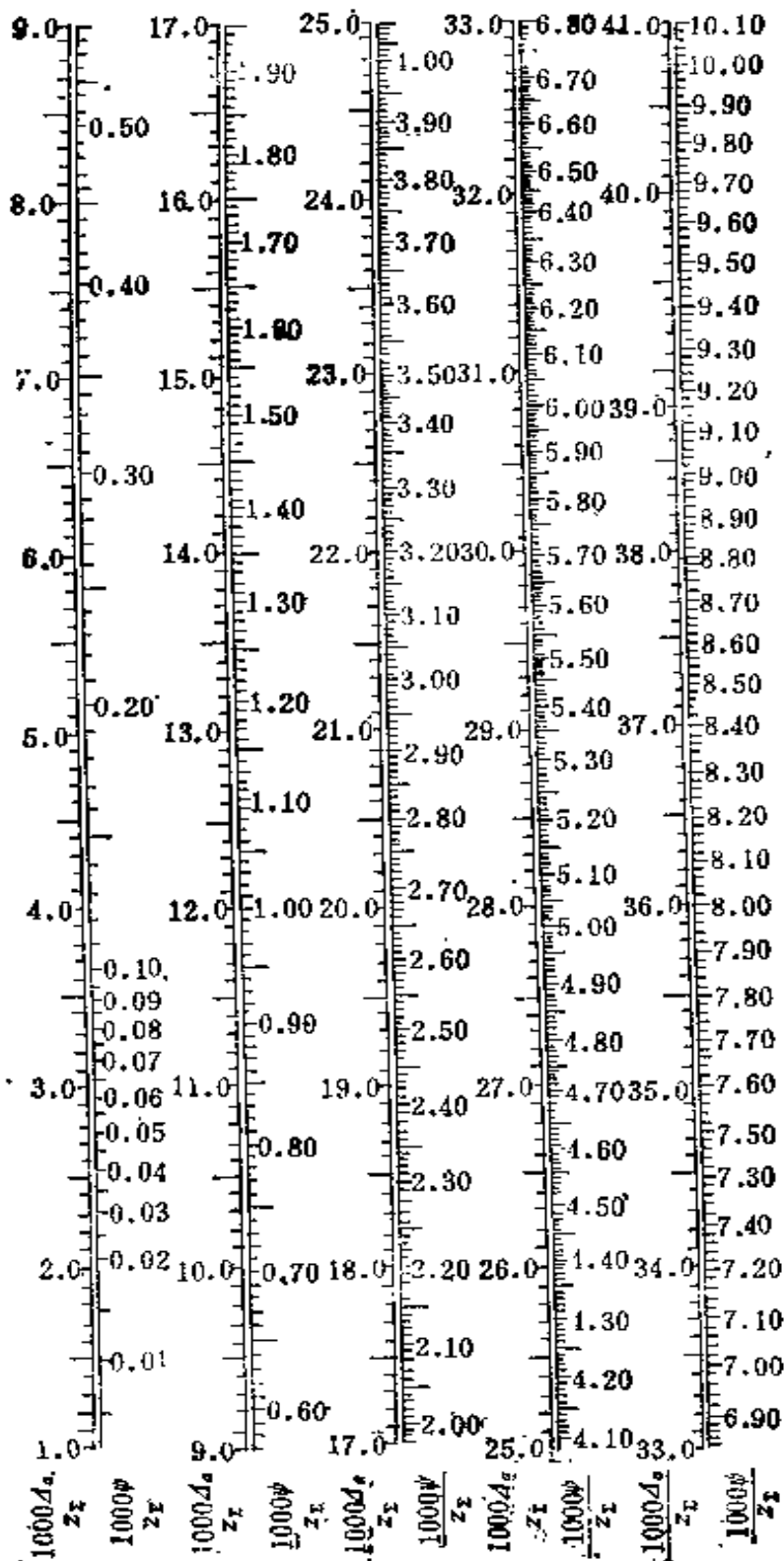


图 2-7

当 $\alpha_r \geq 20^\circ$ 时根据

Δ_a 和 z_Σ 确定 ϕ

例: 已知 $a = 272\text{mm}$,
 $z_\Sigma = 52$, $m_1 = 10$.

$$\begin{aligned} \text{按 } \phi &= \frac{a - 0.5m_1 z_\Sigma}{m_1} \\ &= 1.2, \frac{1000\Delta_a}{z_\Sigma} \\ &= 23.1 \text{ 得 } \frac{1000\phi}{z_\Sigma} \\ &= 3.51, \end{aligned}$$

由此得 $\phi = 0.1825$ 和
 $x_\Sigma = \Delta_a + \phi = 1.3825$

二、重合度和滑动率

为了使高速齿轮传动能够较平稳地运转并具有较长的使用寿命,因此在选择齿轮的啮合参数方面需仔细考虑。

齿轮啮合参数直接影响着渐开线齿轮的传动质量,选择时在保证连续传动的前提下,要求有良好的高速运转性能,使轮齿交替啮合准确且平稳,齿间滑动造成的磨损少。通常这些因素是用重合度和滑动系数来考核,现分别叙述之。

1. 重合度^[9]

图 2-1 所示,当主动轮 1 以逆时针旋转时,带动从动轮 2 以顺时针旋转, N_1N_2 为啮合线。在两轮轮齿开始进入啮合时,先是主动轮 1 的齿根和从动轮 2 的齿顶相啮合,即起始点 b_2 ,随着齿轮回转的继续,轮齿的啮合点沿着啮合线移动,一直至主动轮的齿顶圆与啮合线的交点 b_1 时两齿脱离接触,即为啮合终点,我们称 b_2b_1 段为端面实际啮合线。在工程传动中要求齿轮能连续地进行传动,就必须在一对轮齿尚未脱离啮合时,后一对轮齿就进入啮合,显然必须 $b_1b_2 \geq p_b$ (p_b 为基齿距),两者比值称为端面重合度 ϵ_α 。 ϵ_α 必须大于 1,其值愈大,说明同时啮合的齿数愈多,也就愈平稳。

此外,采用斜齿或人字齿时,除了存在端面重合度之外,还由于斜齿螺旋线的关系,在沿轴线方向存在轴向重合度,见图 2-8 的左图。在两齿轮基圆的公共切平面内,齿轮宽度 b 除以轴向齿距 p_x 的商即为轴向重合度 ϵ_β 。 ϵ_β 值愈大,说明在轴线方向同时参加啮合的齿数愈多,也就愈平稳。

一对啮合齿轮的总重合度为端面重合度和轴向重合度之和,用 ϵ_γ 来表示,即

$$\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta \quad (2-1)$$

$$p_b = \frac{2\pi r_b}{z} = \pi m_t \cos \alpha_o$$

为基齿距。

设 $d_{a1} = d'_1 + 2h'_{a1}$, $d_{a2} = d'_2 + 2h'_{a2}$, $d_{b1} = 0.5d'_1 \cos \alpha_t$, $d_{b2} = 0.5d'_2 \cos \alpha_t$, 代入公式(2-3)和(2-4), 得:

$$b_1 P = 0.5 \left[\sqrt{\left(\frac{d'_1}{h'_{a1}} \sin \alpha_t \right)^2 + 4 \left(\frac{d'_1}{h'_{a1}} + 1 \right) - \frac{d'_1}{h'_{a1}} \sin \alpha_t} \right] h'_{a1} = e_1 h'_{a1} \quad (2-6)$$

$$b_2 P = 0.5 \left[\sqrt{\left(\frac{d'_2}{h'_{a2}} \sin \alpha_t \right)^2 + 4 \left(\frac{d'_2}{h'_{a2}} + 1 \right) - \frac{d'_2}{h'_{a2}} \sin \alpha_t} \right] h'_{a2} = e_2 h'_{a2} \quad (2-7)$$

将式(2-6)和(2-7)代入式(2-2), 得:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{e_1 h'_{a1} + e_2 h'_{a2}}{p_b} \quad (2-8)$$

式中 e_1 和 e_2 根据 $\left| \frac{d'_1}{h'_{a1}} \right|$ 和 $\left| \frac{d'_2}{h'_{a2}} \right|$ 值在图2-9或图2-8中查取。

(2) 轴向重合度 ε_β 的求法

$$\varepsilon_\beta = \frac{b}{p_x} = \frac{b \operatorname{tg} \beta}{\pi m_n \sec \beta} = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n} \quad (2-9)$$

ε_β 的大小对接触线长度的影响较明显, 由图2-8的右图中看出, 在取 ε_β 为整数值时, 如 1; 2; 3……等情况下, 在啮合过程中接触线全长无变化, 而当 ε_β 为带小数值时则有变动, 特别在 0~1 之间变化剧烈, 而在 2 或 3 附近时, 接触线全长变动量就显得小些。 ε_β 愈大, 其变动量愈小。接触线全长变动的程度表示了轮齿在啮合过程中载荷分布情况及载荷大小的

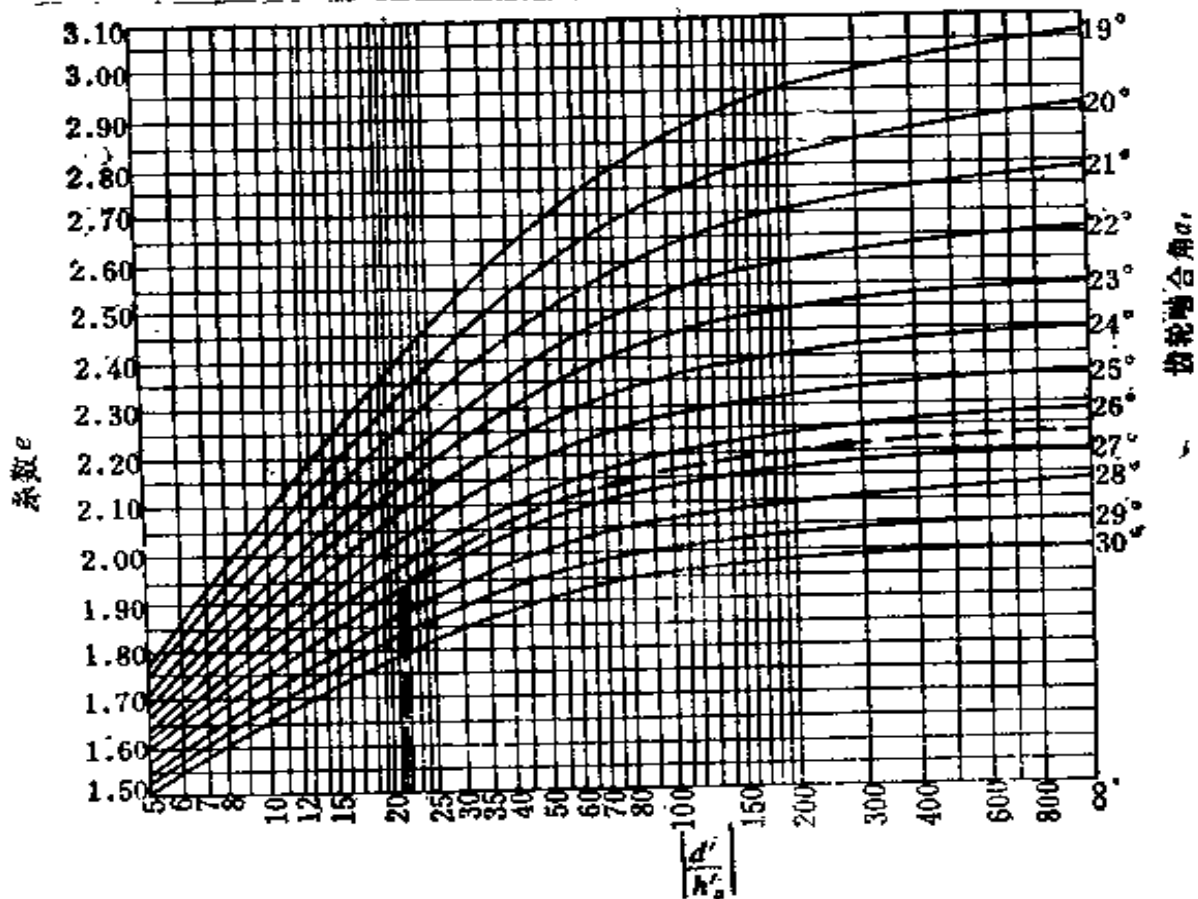


图 2-9 当 $\alpha_i \geq 19^\circ$ 时确定系数 e

例: 已知 $z_1 = 15, z_2 = 29, m_t = 10, \alpha_t = 26^\circ 36', d'_1 = 210.15, d'_2 = 409.8, h'_{a1} = 9.7, h'_{a2} = 7.8$ 求 e_{ac}

由 $\left| \frac{d'_1}{h'_{a1}} \right| = \frac{210.15}{9.7} = 21.7$ 和 $\left| \frac{d'_2}{h'_{a2}} \right| = \frac{409.8}{7.8} = 52.6$

分别查得 $e_1 = 1.94, e_2 = 2.08,$

$$\therefore e_a = \frac{e_1 h'_{a1} + e_2 h'_{a2}}{p_b} = \frac{1.94 \times 9.7 + 2.08 \times 7.8}{2.95 \times 10} = 1.19$$

变动程度。根据已知的 ε_β 值可从该图中查取接触线长度变化有效率 N_b , 从而可求得接触线全长最小值。

接触线全长平均值为

$$L_m = b \varepsilon_\beta \sec \beta_b \quad (2-10)$$

接触线全长最小值为

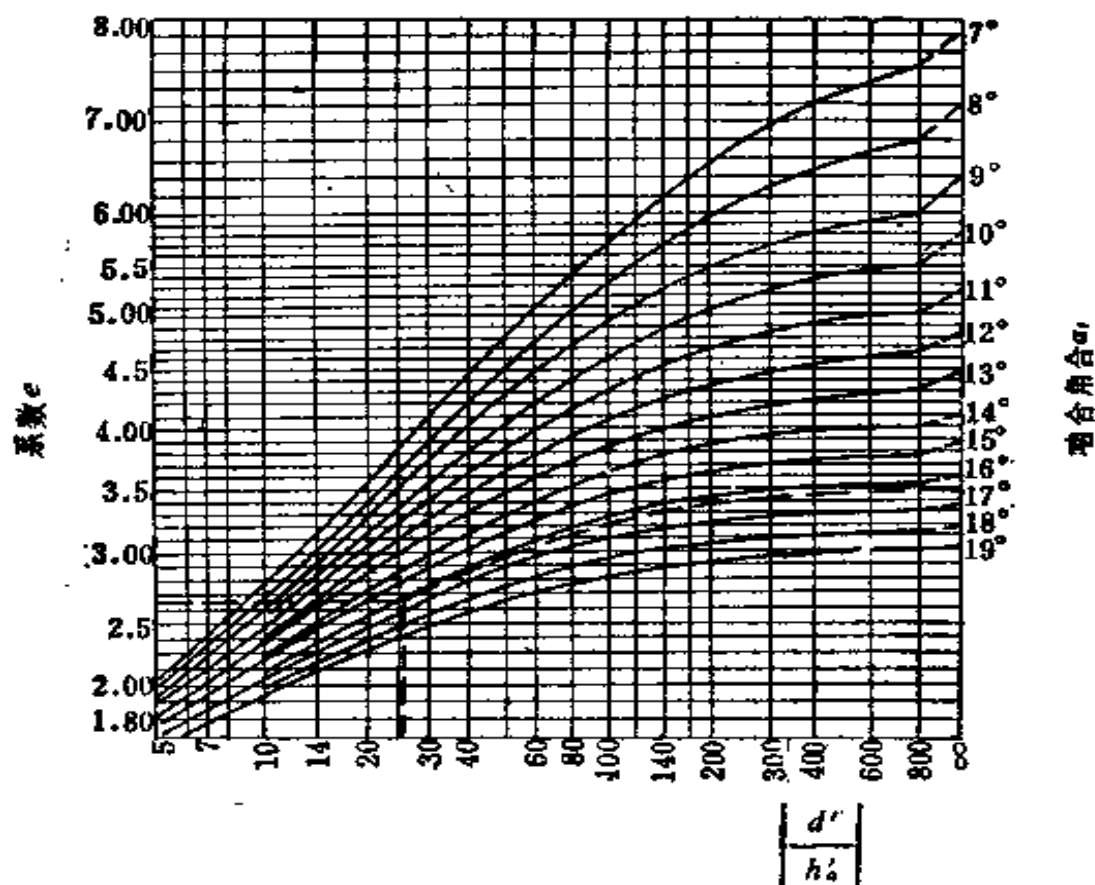


图 2-10 当 $\alpha_t \leq 19^\circ$ 时确定系数 e

例: $z_1 = 26, z_2 = 29, m_t = 10, \alpha_t = 16^\circ 30', d'_1 = 254.86,$
 $d'_2 = 284.26, h'_{a1} = 10.13, h'_{a2} = 9.43,$ 求 ε_α

$$\text{得: } \left| \frac{d'_1}{h'_{a1}} \right| = \frac{254.86}{10.13} = 25.1 \text{ 和 } \left| \frac{d'_2}{h'_{a2}} \right| = \frac{284.26}{9.43} = 30.1$$

分别查得 $e_1 = 2.64, e_2 = 2.73$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{e_1 h'_{a1} + e_2 h'_{a2}}{p_b} = \frac{10.13 \times 2.64 + 9.43 \times 2.73}{2.95 \times 10} = 1.78$$

$$L_{\min} = L_m N_b \quad (2-11)$$

(3) 对于压力角为 20° 的透平齿轮要求:

$$\varepsilon_\alpha \geq (1.3 \sim 1.4);$$

$$\varepsilon_\beta \geq 2.2 \text{ (个别较小功率的齿轮可取在 } 1 < \varepsilon_\beta < 2 \text{ 之间);}$$

对于单斜齿或半人字齿, 为了保持轮齿上载荷恒定, 最好能取 ε_r 为整数值。

2. 滑动率^[10]

当一对齿轮传动时，两轮的齿廓在啮合线。 N_1N_2 上瞬间啮合点处齿面线速度是不相等的(见图 2-11 的下图)，因此它们除节点 P 处以外均存在相对滑动，图中 v_{n1} 和 v_{n2} 分别为小齿轮和大齿轮的切线速度，那么相对滑动速度为 $v_{n1} - v_{n2}$ 或 $v_{n2} - v_{n1}$ 。当齿轮传递载荷时，齿间在正压力作用下，由于齿

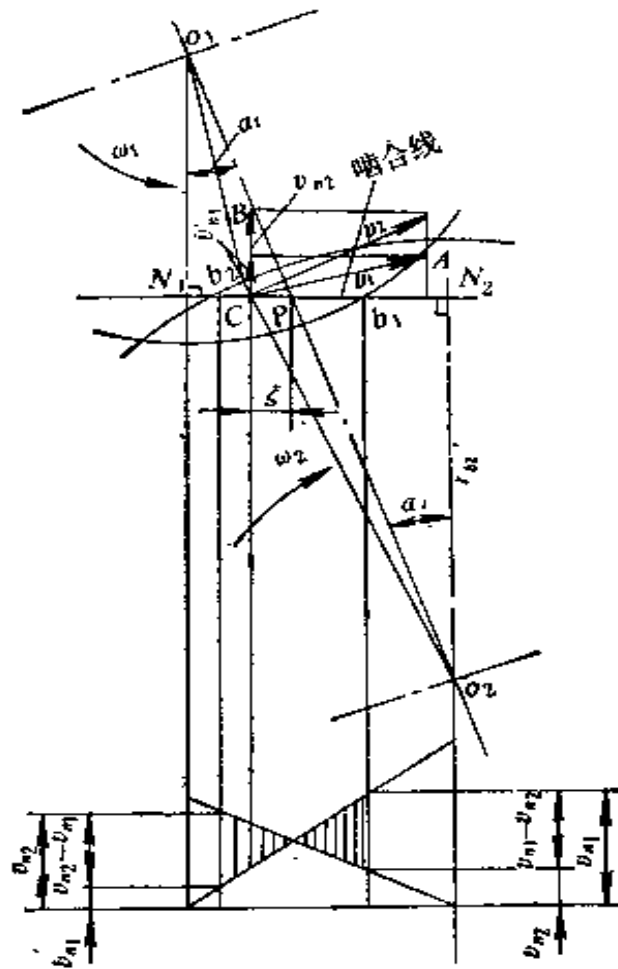


图 2-11 齿轮啮合点的切线速度

廓间存在相对滑动，将造成齿面磨损。通常将轮齿上的滑动速度与该齿面的切线速度的比值称为齿面上该点的滑动率，以 ζ 来表示之。

取啮合线瞬时啮合点 C 来分析。

齿轮 1 的齿面上切线速度为

$$\begin{aligned} v_{n1} &= v_1 \cos \angle ACB = \omega_1 \overline{O_1C} \cos \angle O_1CN_1 = \overline{N_1C} \cdot \omega_1 \\ &= (r_{b1} \operatorname{tg} \alpha_t - \xi) \omega_1 \end{aligned} \quad (2-12)$$

式中 v_1 —— 轮齿 1 上 C 点, 由于绕轴心 o_1 旋转的速度;

ξ —— C 点至节点 P 的距离;

ω_1 —— 齿轮 1 的角速度。

同样齿轮 2 的齿面上的切线速度为

$$v_{n2} = (r_{b2} \operatorname{tg} \alpha_t + \xi) \omega_2$$

C 点滑动率为:

对于齿轮 1 的齿面来论

$$\zeta_1 = \frac{v_{n1} - v_{n2}}{v_{n1}} = \frac{(r_{b1} \operatorname{tg} \alpha_t - \xi) \omega_1 - (r_{b2} \operatorname{tg} \alpha_t + \xi) \omega_2}{(r_{b1} \operatorname{tg} \alpha_t - \xi) \omega_1} \quad (2-13)$$

同样, 对于齿轮 2 的齿面来论

$$\zeta_2 = \frac{(r_{b2} \operatorname{tg} \alpha_t + \xi) \omega_2 - (r_{b1} \operatorname{tg} \alpha_t - \xi) \omega_1}{(r_{b2} \operatorname{tg} \alpha_t + \xi) \omega_2} \quad (2-14)$$

由齿轮传动啮合理论知, $r_{b1} \omega_1 = r_{b2} \omega_2$, 且

$$r_{b1} = \frac{m_t z_1}{2} \cos \alpha_b, \quad r_{b2} = \frac{m_t z_2}{2} \cos \alpha_b,$$

$$\omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1 = i$$

将以上诸项代入公式(2-13)和(2-14), 则可得:

$$\zeta_1 = \frac{\xi(1+i)}{i \left(\frac{m_t z_1}{2} \sin \alpha_t - \xi \right)} \quad (2-15)$$

$$\zeta_2 = \frac{\xi(1+i)}{\left(\frac{m_t z_2}{2} \sin \alpha_t + \xi \right)} \quad (2-16)$$

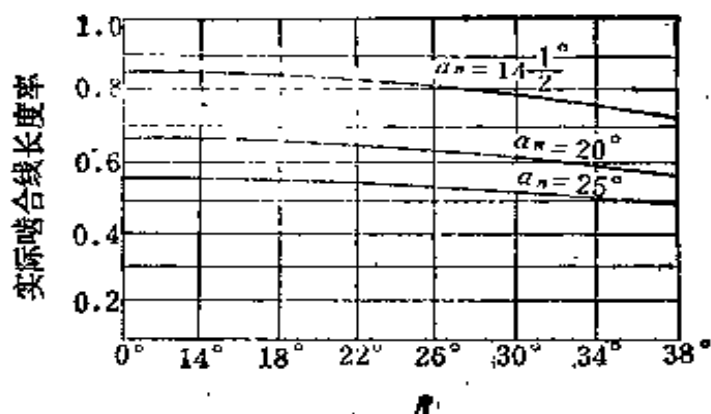


图 2-14 在不同压力角时螺旋角与实际啮合线长度的关系
 愈大，轮齿弯曲强度愈高。压力角从 14.5° 或 15° 提高到 20° ，轮齿弯曲强度约可提高 25%；压力角 25° 比 20° 时约提高 15%。

(3) 压力角与齿轮轴承的载荷的关系，由图 2-15 看出，压力角取得愈大，轴承的径向载荷也愈大。

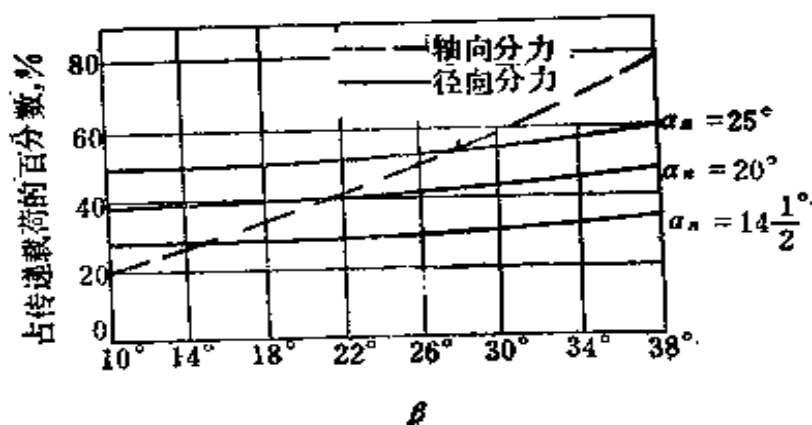


图 2-15 不同压力角时，螺旋角大小与轴向及径向分力的关系

2. 模数 m_n

高速齿轮在轮齿抗弯强度许可的前提下，应尽量选用小的模数，这样做可相应使齿数增加，提高运转平稳性，对降低噪声有利。同时因模数较小，可相应使齿面滑动率降低，对降低磨损和防止胶合都有利。硬齿面轮齿接触强度较高，而抗

弯能力较为薄弱,故采用模数偏大些。

高速齿轮传动的模数选用推荐范围于下:

传递功率 <3000kW	模数 2~6
传递功率 3000~6000kW	模数 5~7
传递功率 6000~10000kW	模数 6~10

船用透平齿轮

第一级 模数 4~7

第二级 模数 6~10

船用柴油机齿轮传动 模数 8~14 (硬齿面)

3. 螺旋角 β

高速齿轮由于转速较高,为了使运转平稳起见,多采用斜齿或人字齿来增加重合度。

在齿宽系数 ϕ_b (即 b/d_1) 已定条件下,螺旋角愈大,相应地轴向重合度也大。但对于单斜齿传动来说,螺旋角过大,会带来轴向推力增加的不利因素,因此要全面兼顾。通常在设计时要求轴向重合度 $\epsilon_\beta \geq 2.2$,螺旋角取 $5 \sim 20^\circ$ 。对于人字齿轮传动来说,则希望每半人字齿的轴向重合度 $\epsilon_\beta \geq 3.3$ 以上,再大些更好,但也不能太大,因为螺旋角过大,将使轮齿间相对滑动速度加大,齿面温度增高。另外在切齿加工时,过大的螺旋角使滚刀架的转角也随之增大,对机床刚性不利。兼顾以上因素,推荐采用人字齿的螺旋角为 $25 \sim 35^\circ$ 。

4. 齿宽系数 $\phi_b = b/d_1$

为了降低高速齿轮的动载荷,设计时尽可能把齿轮的圆周速度降低些,用适当增加齿宽的方法以维持功率的传递,这样,齿宽系数 ϕ_b 比一般传动的大得多。 ϕ_b 值愈大,载荷沿齿宽方向的分布愈不均匀,因而 ϕ_b 值也是有限制的,一般推荐为:

齿面处理条件 (轴承对称布置)	$\psi_b = b/d_1$	
	单斜齿传动	人字齿传动
软齿面	1.5~1.8	1.6~2.2
硬齿面	≤ 1.4	1.4~1.8

有的资料指出,在单斜齿传动中 $\psi_b > 1.4$ 和人字齿传动中 $\psi_b \geq 2$ 时应采用齿向修整,才能使齿向载荷分布趋于均匀。

5. 变位系数 x_1, x_2 [10]

在齿轮传动中采用变位齿轮的目的有以下几方面:

(1) 为了提高齿轮承载能力,增加轮齿的抗弯强度及齿面的接触强度。

(2) 为了改善传动的质量指标,如增加端面重合度,使传动平稳性获得改善;为了降低小齿轮根部处最大滑动率,减少齿面的磨损程度。还有为了满足其它的特殊要求,如油泵齿轮中,为了避免运转时啮合区的密闭空间内流体产生压缩和由此引起剧烈振动,往往将端面重合度取得略超过 1 的特殊要求。

(3) 当齿数较少时,采用正值的变位系数,以避免根切现象产生。

(4) 其它方面要求,如为了选取整数值的螺旋角或配凑中心距,而选用变位齿轮。还有为了减少更换备件的工作量,可将已用过的大齿轮回用,即根据原来齿数和螺旋角进行切深使轮齿重现新的齿面,同时更换一个新的小齿轮与其相配。这样,通过齿轮变位实现了新的啮合传动,但为了保持原来的中心距不变和获得较好的啮合参数,可将新换的小齿轮齿数

增加1~2个齿即可。

在高速齿轮设计中有时为了达到上述的不同目的，也应用各种齿轮变位制，其情况如下：

(1) 等移距变位齿轮传动 $x_1 + x_2 = 0$, $x_1 = -x_2$ (图2-16b)

这种变位制对小齿轮采用正值的变位系数，而大齿轮采用与其相等负值的变位系数，中心距保持不变。这样变位后可在重合度 ϵ_α 及齿面接触强度基本保持不变的情况下，使小齿轮的弯曲强度显著地提高。此外由于变位使小齿轮节圆内的齿根部分实际工作段减小，节圆至顶圆部分实际工作段增加，造成渐开线齿廓工作段移开小齿轮基圆，可明显地降低齿根最大的滑动率，改善了齿面磨损程度。这种变位方法适用于小齿轮的齿数较少、减速比较大及软齿面的齿轮传动，如德

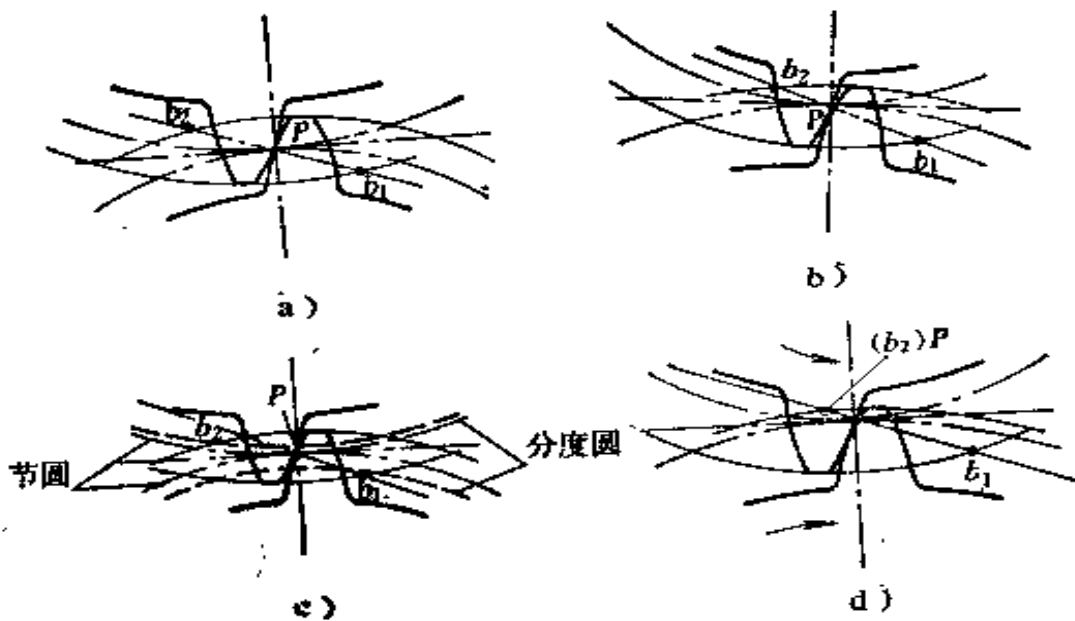


图 2-16 齿轮啮合形式

- a) 标准啮合 b) 等移距变位齿轮 $x_1 = -x_2$ c) 不等移距变位齿轮 $x_1 > 0$, $x_2 > 0$ d) 节点外啮合变位齿轮

国 A. E. G 公司及苏联基洛夫船厂船用透平齿轮中曾采用 $x_1 = -x_2 = 0.5$ 。

(2) 不等移距变位齿轮传动 $x_1 + x_2 \neq 0$ (图 2-16c)

在高速齿轮传动中曾用 $x_1 > 0, x_2 > 0$ (瑞士 MAAG 齿轮公司直齿轮或螺旋角较小的单斜齿轮中采用), 采用这种变位制可使啮合角增加, 对齿面接触强度和轮齿的弯曲强度的提高有利, 但是端面重合度将相应减小。若选择不恰当时, 两者得失相当, 就没什么好处, 故一般不推荐采用。近来由于传动装置小型化、高硬齿的出现, 带来较高的接触强度, 但轮齿抗弯强度相对地显得较为薄弱, 在这种情况下也可考虑采用这种变位制。

在应用这种方法确定变位系数时, 要考虑到齿顶圆同节圆距离拉大, 使得相对滑动速度增加, 必须校核齿面的抗胶合能力。正由于这个因素存在, 在螺旋角角度较大的人字齿轮中不宜采用。

此外在小齿轮为硬齿面, 而大齿轮为软齿面时, 即硬度 $HB_1 > HB_2$, 采用 $x_1 = -x_2 < 0$ 或 $x_1 = 0, x_2 < 0$ 也可提高其接触强度。

(3) 节点外啮合变位齿轮传动 (图 2-16d)

这是等移距变位齿轮的特殊情况。对于小齿轮是以节圆到顶圆的一段作为实际工作段, 而大齿轮相应的实际工作段在节圆之内。它的优点是轮齿强度较高, 且在啮合的全过程中, 齿面滑动速度方向始终不变, 使磨损均匀。这种变位齿轮传动早期曾在船用透平软齿面齿轮中采用, 称为 V. B. B 齿轮, 传递的功率达 19000 马力^[11]。

目前美国费城齿轮公司 (Philadelphia Gear Co) 的高速硬齿面齿轮也有应用这种节点外(后)啮合制。

变位系数可根据不同的目的,参照图 2-17 来选定,它是一种比较简明线图,横坐标为齿数和 z_{Σ} ($z_{\Sigma} = z_1 + z_2$ — 直齿, $z_{\Sigma} = z_{n1} + z_{n2}$ — 斜齿),纵坐标为总变位系数 x_{Σ} ($x_{\Sigma} = x_1 + x_2$)。

图中诸线图选用范围推荐于下:

(1) $P_1 - P_2$ 为得到较大重合度,一般可作为透平传动中调质齿轮的变位,以求得较低噪音的平稳传动;

(2) $P_3 - P_5$ 为获得强度和重合度兼顾条件的齿轮传动;

(3) $P_6 - P_9$ 为获得齿根强度和齿面强度均较大的齿轮传动;

(4) $P_{10} - P_{11}$ 为船用柴油机减速装置的高硬齿面的齿轮。

在上图中选取 x_{Σ} 值之后,进一步考虑对小齿轮和大齿轮的变位系数 x_1 、 x_2 的分配及数值的确定,其方法如下。

图 2-18 和 2-19 分别为减速齿轮和增速齿轮情况时选取 x_1 和 x_2 的线图,图中横坐标为齿数和的一半, $\frac{z_1 + z_2}{2}$ 或 $\frac{z_{n1} + z_{n2}}{2}$,纵坐标为总变位系数的一半, $\frac{x_{\Sigma}}{2}$ 或为 x_1 、 x_2 。

两图中线组 R1~R17 和 S1~S13 是根据两相啮合齿轮强度相等,主动轮齿顶滑动率比从动轮稍大些为前提条件。分配 x_{Σ} 时必须在同一射线上查取 x_1 和 x_2 。查取方法是先根据 $\frac{z_1 + z_2}{2}$ (当 $z_2 < 150$ 时)或 $\frac{z_1 + 150}{2}$ (当 $z_2 \geq 150$ 时)和 $\frac{x_{\Sigma}}{2}$ 决定图上一点,由该点按相邻的 R 线组或 S 线组的方向作一射线,在此射线上找出 z_1 和 z_2 相应点,并在纵坐标上查出

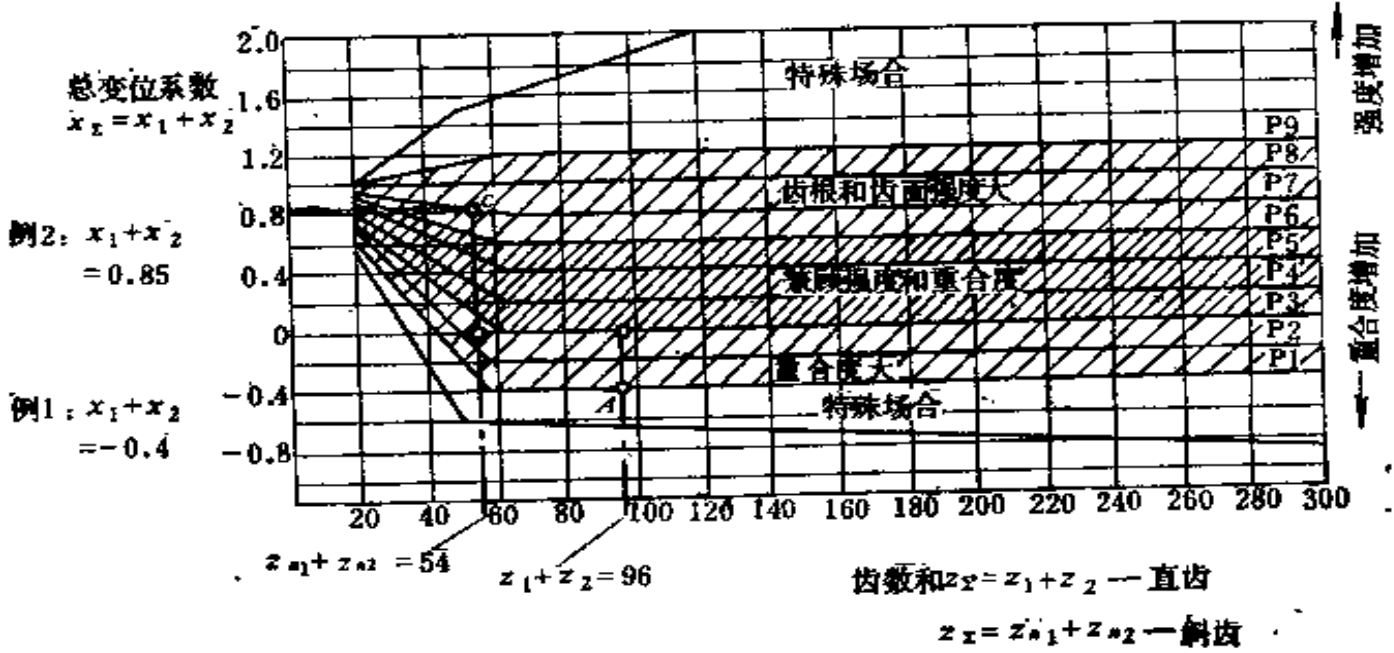


图 2-17 变位系数和 $(x_1 + x_2)$ 的选择

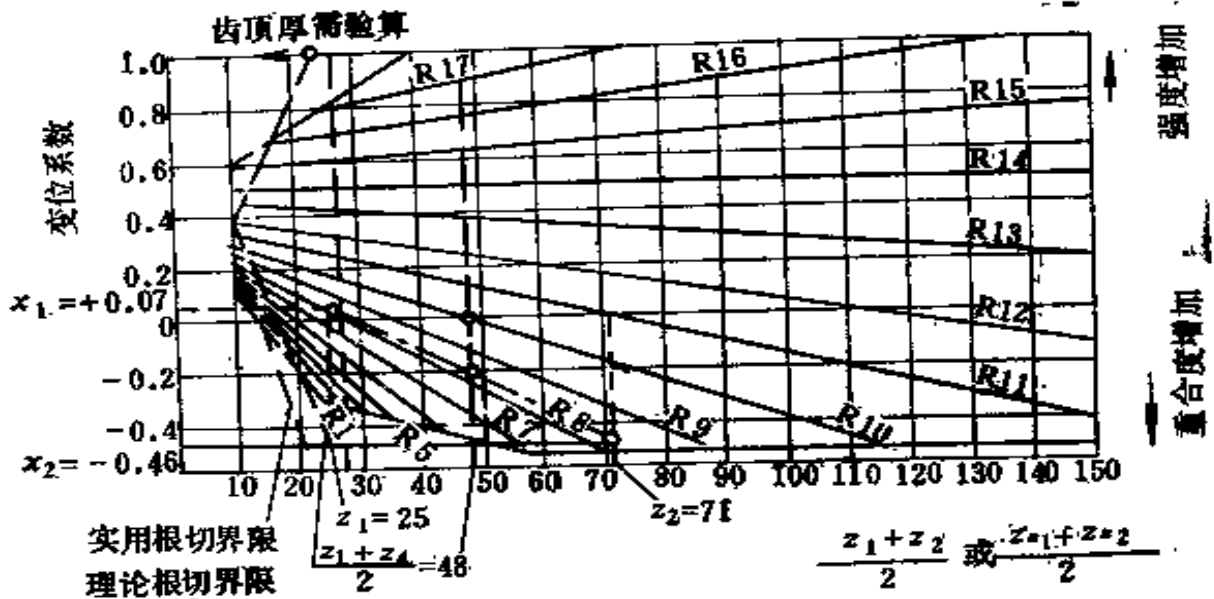


图 2-18 减速齿轮传动大小齿轮变位系数选取

x_1 和 x_2 的值。对于斜齿轮查取方法与直齿轮相同，唯齿数应用当量齿数 $z_n = z / \cos^3 \beta$ 代之。

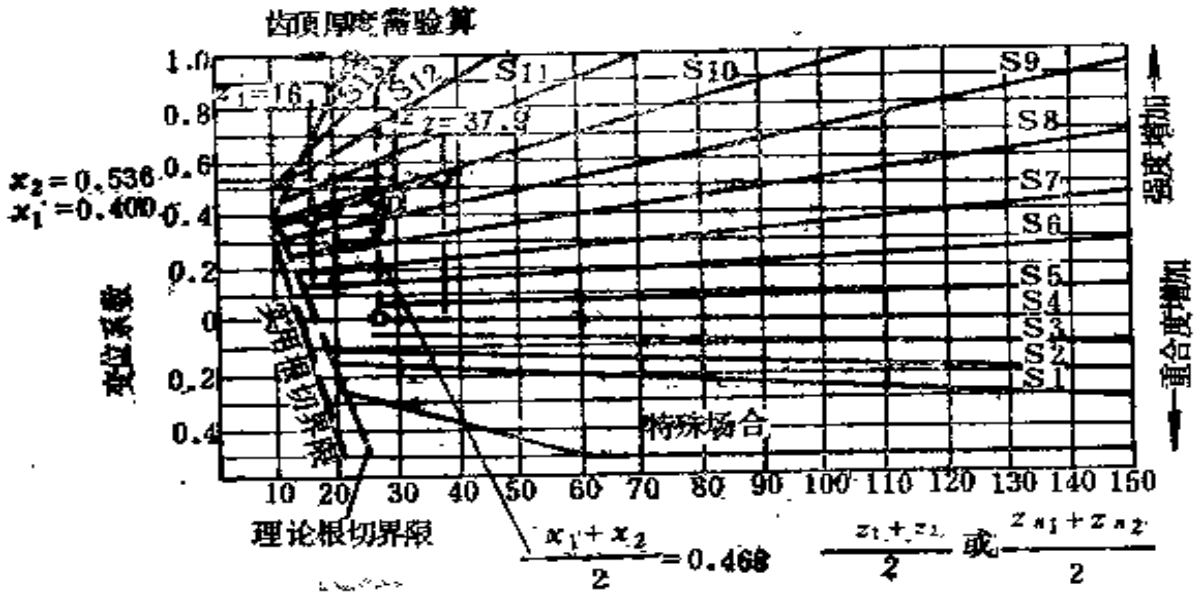


图 2-19 增速齿轮传动大小齿轮变位系数选取

6. 齿数和传动比

高速齿轮要求传动平稳,小齿轮齿数不宜太少,通常推荐为:

高速齿轮 $z_{\min} = 23$ (个别为 18)

船用透平齿轮 $z_{\min} = 30$

传动比 $i = z_2/z_1$, 希望 i 取为带小数的质数。

对于两轴线水平布置的齿轮传动,在考虑齿轮转动方向时,通常应使小齿轮轮齿上所受的载荷向上,而大齿轮的轮齿上所受的载荷方向向下。这样做的目的是因为质量较轻的小齿轮向上抬,由啮合误差造成的齿间冲击量就可少些,运转稳定一些。

7. 齿轮形式 单斜齿和人字齿传动的比较^[22]

(1) 单斜齿优缺点

优点

1) 齿轮装置的容积、尺寸比人字齿传动更为紧凑。

2) 传递扭矩时,由联轴器齿间摩擦所产生的推力对轮齿上的作用不敏感。

3) 轮齿轴向移动自由,不受限制。

4) 由于传递扭矩产生的轮齿变形而进行齿向螺旋线修整的实施比较容易达到。

5) 切齿费用省,对磨齿比较合适。

缺点

1) 通常要设置止推轴承,并由此带来轴承的摩擦耗功。

2) 轮齿宽度不及人字齿那样宽,在相同的齿宽和相同的精度下,单斜齿轮由传递扭矩而产生的变形以及由此因素造成齿向载荷不均匀程度比人字齿轮严重,其载荷峰值为人字齿轮的 2 倍。

3) 扭转振动所引起轴向振动较难隔离。

4) 箱体除承受两轴线间张开力之外,还承受斜齿产生的轴向分力,通过推力轴承传给箱体,使箱体刚性受到一定的影响。

(2) 人字齿优缺点

优点

1) 人字齿由左右斜齿所组成,故轴向分力相互抵销。推力轴承不承受轴向负荷,只起定位作用,这种定位用的推力轴承结构比较简单,制造也较方便。

2) 由于推力轴承只起定位作用,轴向负荷甚微,使轴承摩擦耗功大为减少。

3) 从轮齿受力的变形观点出发,允许较大的宽径比。

4) 由于小齿轮有轻量的轴向游动,设计时联轴器轴向不允许固定,如齿轮联轴器就必须采用齿套浮动的结构来满足此要求。

缺点

1) 由于由左右斜齿组成, 传递扭矩时有相互牵制的作用, 产生附加载荷。

2) 传递扭矩时齿轮联轴器的内外齿间摩擦产生轴向推力, 此载荷将作用到齿面上去。一般假设摩擦系数为 0.15, 即轴向载荷为传递载荷的 15%。

3) 由于左右斜齿受载变形较为复杂, 故对采用螺旋线修整的技术较为复杂和麻烦。

4) 切齿工艺较麻烦, 左右螺旋齿加工要换向, 甚至要掉头, 不很方便。

此外, 由于磨齿砂轮直径较大, 要留出较大的退刀槽, 故一般不适合于磨齿结构。

第三章 高速齿轮的失效和承载能力

一、齿轮的破坏形式^{[7][14]}

1. 断齿

轮齿产生全齿或局部断裂的原因有以下几种：

(1) 过载、瞬间或剧烈的冲击载荷以及严重偏载引起突然断齿。造成这样损坏的主要原因是由载荷产生的应力超过了材料的强度极限，轮齿被强制撕裂而断，其断口金属颗粒清晰。图 3-1 为一台船用透平齿轮传动的第二级大齿轮在投产运转八个月后发现断齿，分析其原因主要是由于严重偏载而造成的。

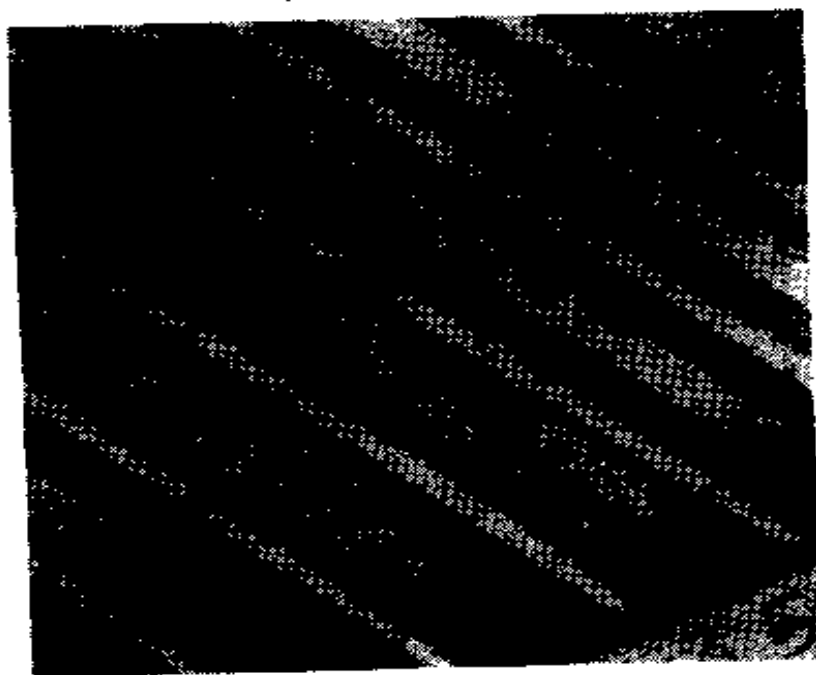


图 3-1 严重偏载而断齿

(2) 由于轮齿的循环应力超过材料的疲劳极限所造成的疲劳断齿。产生这种断齿的原因是由于齿根截面产生微观裂纹,在周期性载荷作用下,裂纹逐渐扩大,直至承担不住外载荷时,就发生疲劳断齿。断口一般呈光滑疲劳波纹。在粗糙的、参差不齐的小面积处,是轮齿最后断裂的部分。发生这种疲劳断齿,往往在有明显偏载时出现。图 3-2 为一台发动机上的单级齿轮传动,在偏载下,经一段时间运行后,大齿轮边缘发生严重点蚀和疲劳断齿的情况。

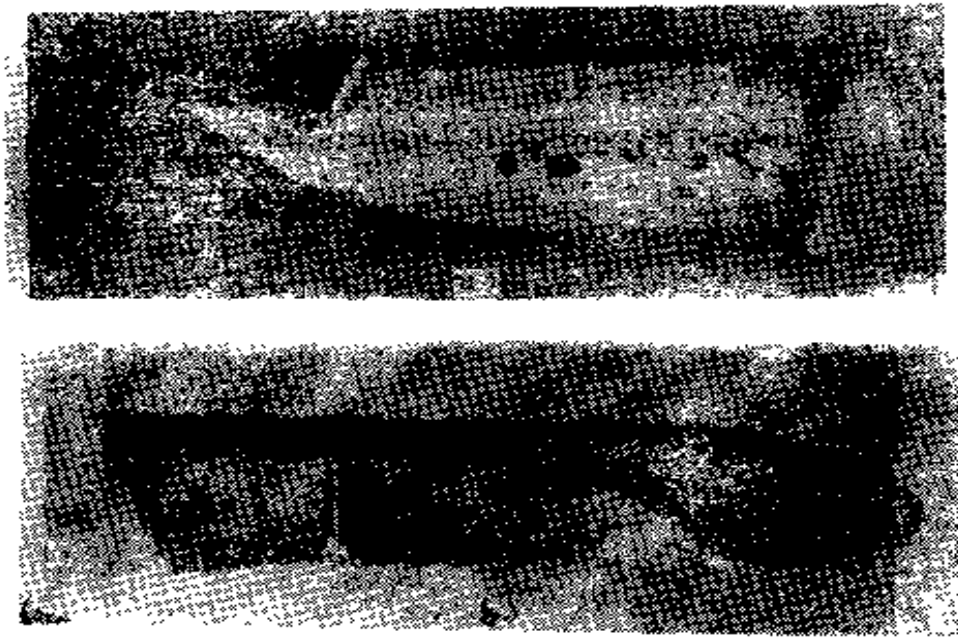


图 3-2 疲劳断齿

a) 断齿残块 b) 疲劳断口

(3) 由于齿面点蚀扩张引起裂纹而断齿。点蚀齿面经过长期反复载荷作用,使点蚀坑扩张以致产生裂纹,最终造成断齿(见图 3-3)。这种损坏特点是裂纹源于齿面点蚀坑,不在齿根部,断口呈疲劳波纹状。

近年来由于硬齿面广泛应用,轮齿弯曲应力提高甚多,断

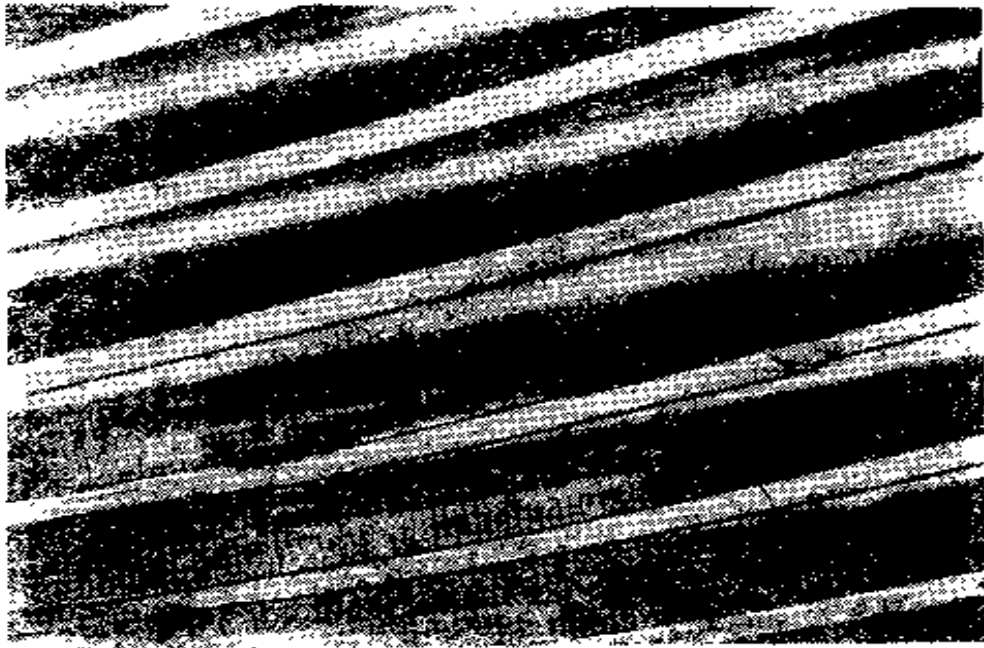


图 3-3 严重点蚀引起的裂纹

齿损坏已转为主要破坏因素之一。由于硬化处理使齿根应力集中更为敏感。有时由于材质缺陷、热处理不当、磨齿过热及轮缘太弱等原因,都可能出现微观裂纹,而逐渐扩张,造成疲劳断齿。

2. 齿面塑性变形

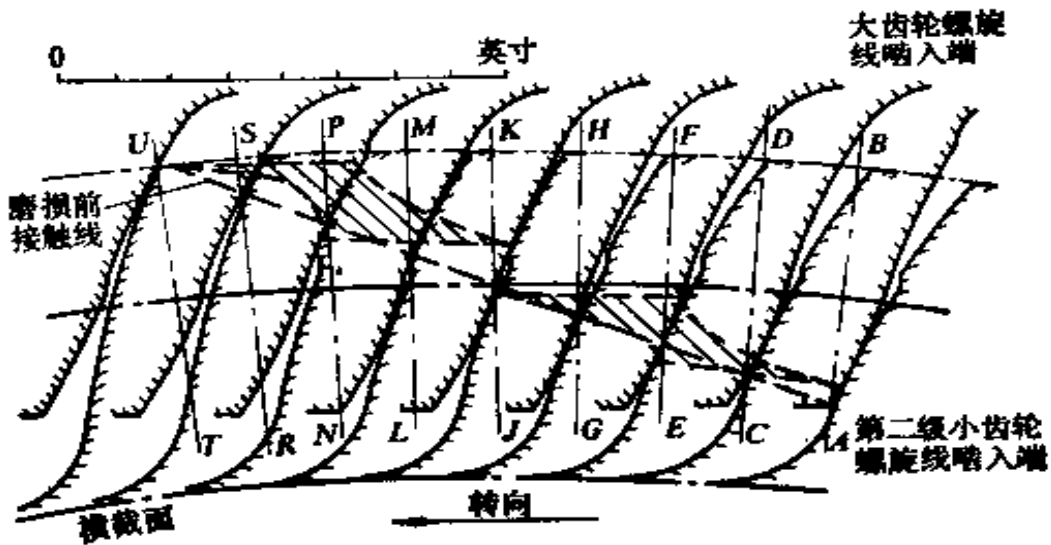
因过载或瞬间的冲击载荷,使齿面局部产生塑性变形。这种缺陷多发生在齿面硬度偏低的齿轮上,有时由于接触带偏齿顶,齿面靠顶圆处会产生飞边。

透平发电机组的软齿面减速齿轮在孤立电网运行中,当瞬间突然大幅度加载时(如钢厂轧钢机开轧钢板瞬间),就有可能出现齿面局部塑性变形。

3. 齿面磨损

齿轮经过长期跑合,齿面磨得较光滑,这是正常状况,不能作为损伤。

图 3-4 为一台船用透平第二级减速齿轮在低速时的磨损



虚线构成面积表示磨损后接触斑迹

图 3-5 对于图 3-4 磨损轮齿截面形状及啮合过程接触情况

齿面光洁度均较差,那么这种磨损就会加剧。

4. 齿面点蚀

齿面受到反复载荷后,在表层内 $0.786b_1$ 深处具有最大剪切应力(图 3-6)。当此应力超过材质许可值时产生疲劳裂纹,由于润滑油挤压作用,裂纹继续扩大,最后脱落形成凹坑,即谓点蚀。

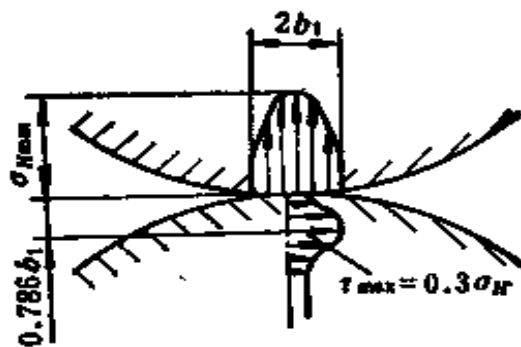


图 3-6 受载时轮齿表面应力状况

点蚀分两类,对新投运的齿轮,有时在初期运行中出现点蚀的痕迹,但如果继续工作下去,点蚀不再发展或逐渐消失,

则这类点蚀称收敛性点蚀，它只发生在较软的齿面（ $HB < 350$ ）上。发生这种点蚀是由于工作初期表面不够平滑，有凸起处，这样就造成局部接触应力剧增，但一经跑合，接触面不断扩大，接触应力下降到许用范围，点蚀就停止发展。

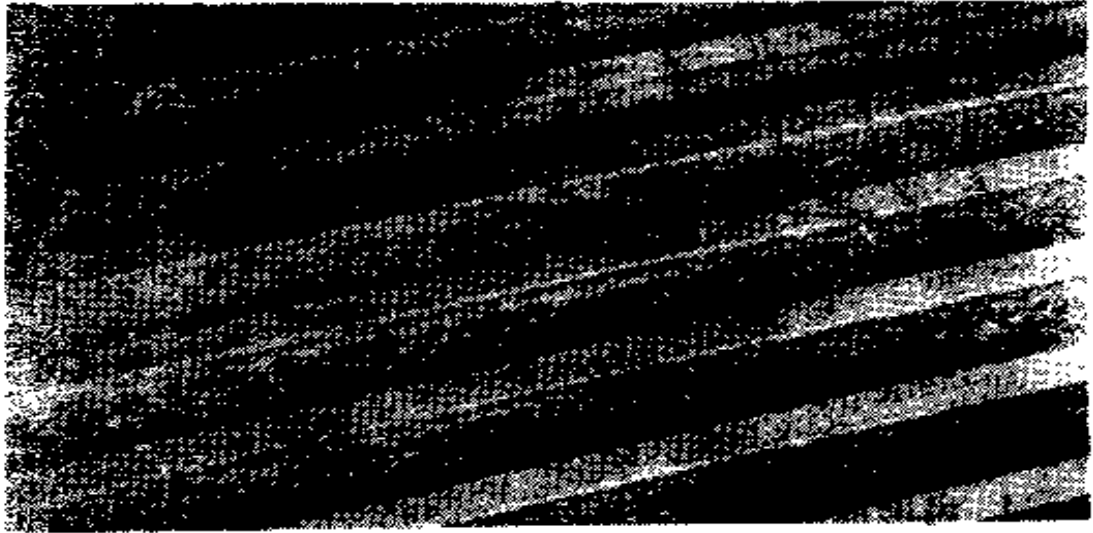


图 3-7 船用透平大齿轮点蚀情况

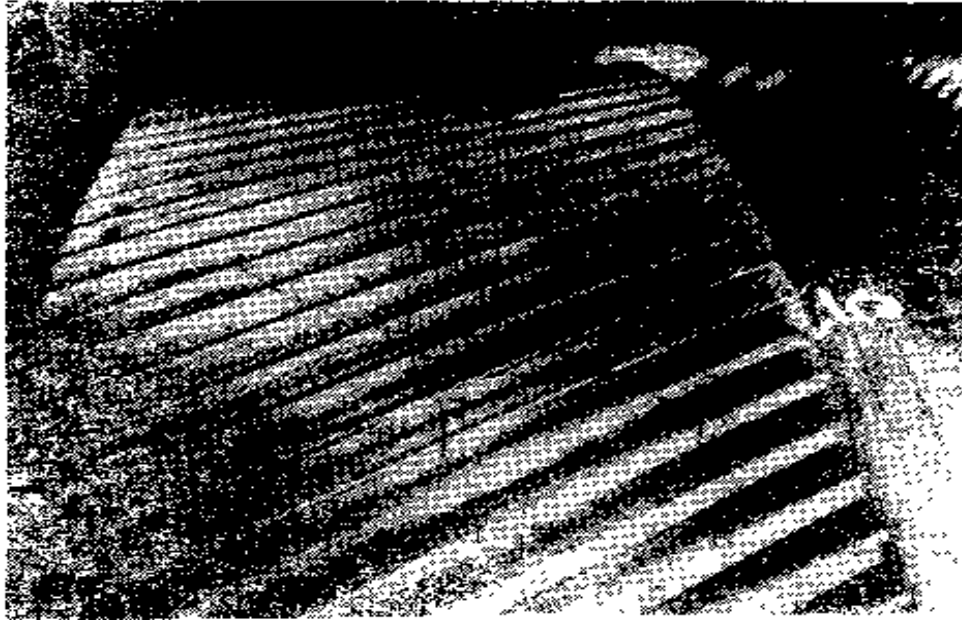


图 3-8 船用第一级大齿轮齿面产生点蚀和胶合

(1) 轮缘、辐板和轮毂的损坏

这种损坏是由于轮齿的弯曲应力引起的。通常裂纹是从齿根的一个高的应力点开始发生，通过轮缘扩展。辐板裂纹可能是由于辐板上孔的应力提高或辐板振动引起。辐毂裂纹可能由于内孔键槽圆角处应力集中或由于该处腐蚀引起微观裂纹的扩展造成的。

(2) 腐蚀磨损

1) 化学腐蚀

由于润滑剂中含有水、酸及极压添加剂等化学作用而产生的表面损伤。

2) 放电

由于齿间的电位差和从电机轴上的电位获得的电位差，啮合时在齿间出现闪火花放电，齿面上留下很多微小的放电痕，有时还有较大的烧伤面积。

二、齿轮受力计算

齿轮传递的扭矩为

$$T_{1,2} = 973.7 \frac{P}{n_{1,2}} \quad \text{kgf-m} \quad (3-1)$$

式中 P ——传递的功率，kW；

$n_{1,2}$ ——小齿轮或大齿轮的转速，rpm。

齿轮分度圆的圆周速度为

$$v = \frac{d_1 n_1}{19100} \quad \text{m/s} \quad (3-2)$$

式中 d_1 ——小齿轮的分度圆直径，mm。

假设不考虑齿间摩擦作用，则齿轮受力状况见图 3-10，则

分度圆的工作圆周力为

$$F_t = \frac{2000T_{1,2}}{d_{1,2}} = \frac{102P}{v} = \frac{195 \times 10^4 P}{d_1 n_1} \quad \text{kgf} \quad (3-3)$$

若 P 用马力 (PS) 来表达时, 则上式改为

$$F_t = \frac{75P}{v} = \frac{143 \times 10^4 P}{d_1 n_1} \quad \text{kgf} \quad (3-4)$$

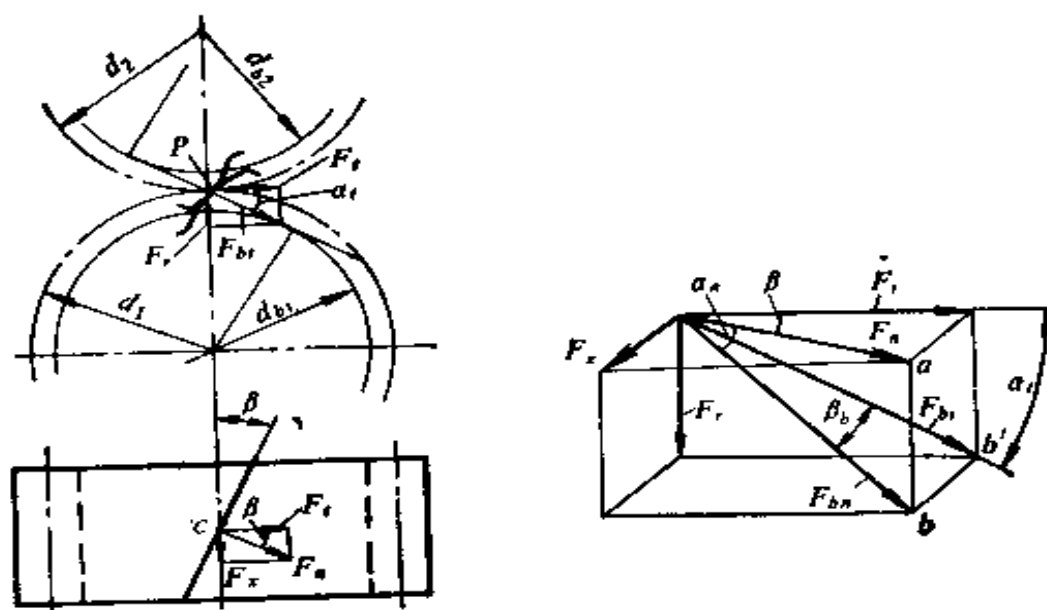


图 3-10 齿轮啮合时作用力

轴向力为

$$F_a = F_t \tan \beta \quad \text{kgf} \quad (3-5)$$

径向力为

$$F_r = F_t \tan \alpha_t = \frac{F_t \tan \alpha_n}{\cos \beta} \quad \text{kgf} \quad (3-6)$$

齿面的法向力为

$$F_{bn} = \frac{F_t}{\cos \alpha_t \cos \beta} = \frac{F_t}{\cos \alpha_n \cos \beta} \quad \text{kgf} \quad (3-7)$$

三、高速齿轮承载能力的设计准则

鉴于应用高速齿轮的机器在工程中所占的地位都是很重

要的,为了保证在设计寿命内避免前述的齿轮各种损坏现象的出现,要求有足够的承载能力。

高速齿轮承载能力的计算主要包括以下内容:

1. 齿面接触疲劳强度计算

齿面由于接触疲劳产生点蚀凹坑,这是高速齿轮的主要破坏形式。特别是软齿面齿轮尤为普遍,故这是高速齿轮主要计算项目。

2. 轮齿弯曲强度计算

通常高速齿轮的主要尺寸是由接触强度来确定的,并且由于高可靠性和长寿命要求,许用接触应力取得比一般传动为低。在这样情况下,轮齿弯曲应力都是比较低的,具有足够的安全系数。但近来由于硬齿面广泛使用,情况有所改变。齿面经硬化处理后接触强度大幅度地提高,齿轮设计尺寸也相应缩小,在此情况下,轮齿弯曲应力幅度增加,因此对这类齿轮的弯曲强度核算就显得较重要。

3. 胶合估算

在大功率传动中,随着齿轮速度提高,齿间产生剧烈摩擦,温度升高,使油膜形成条件变差,加之齿面负荷增加,齿面可能产生胶合。由于胶合强度计算迄今还没有一个成熟、通用的方法,本书就高速行业介绍的方法进行胶合估算。这些计算方法是在一定条件下试验整理而得,有的还仅是实践经验的总结,故只能供参考。

4. 齿轮强度安全系数选择

高速齿轮由于传递功率较大,大多为宽斜齿或宽人字齿。这样形式的齿轮在工作时,轮齿产生弯曲和扭转变形较一般传动明显,且齿间高速滑动摩擦产生不均匀的温度分布,造成热变形。综合这些因素以及各种误差影响,因此高速齿轮运转

时会产生较大的动载荷。此外对于硬齿面的齿轮,要考虑到材质硬化处理对齿根应力分布带来的影响。这些复杂因素迄今还未能能在计算中确切地进行考虑,因而高速齿轮目前仍采用一般齿轮的接触和弯曲强度计算方法,但安全系数要适当放大些。

在某些使用场合中,还要考虑一些特殊情况,例如在带发电机的透平齿轮传动,要考虑到发电机运行中发生短路故障的可能,在此时刻,在其输出电极端突然发生短路,瞬间产生很大电流,使电机端阻力矩激增,由于旋转部件的惯性作用,使原动机和齿轮传动装置承受很大扭矩,通常这种短路扭矩为额定扭矩的8~10倍。对这类工作性质的齿轮传动装置设计时,要求在发生短路故障时,轮齿及装置的受力件均不应损坏。在计算轮齿弯曲强度时,以8~10倍的额定扭矩核算轮齿的静弯曲应力,要求其不超过材料的屈服强度。在船舶动力装置中的齿轮传动装置,要考虑到航行中可能出现的复杂的工况,如遇到在浅滩运行时,螺旋桨可能要打泥浆或岩石,造成很大冲击负荷,因此为了保证航行的安全可靠,在船用齿轮强度计算中安全系数要取得大一些。

四、计算载荷^{[15][16]}

在齿轮强度计算中,考虑到外部机器包括输入、输出机器工作特性的影响和传动装置内部包括啮合过程某些规律、受力变形及制造误差等因素引起附加动载荷,因此为了提高可靠性,不能直接用工作载荷计算,而应该考虑影响载荷的各个因素。采用一些系数将载荷合理放大,由此所得的值称为计算载荷 F_{jc} ,并以它作为强度计算公式中载荷计算的基础。

$$F_{tc} = F_t K_A K_v K_B K_\alpha \quad (3-8)$$

式中 K_A ——使用系数；
 K_v ——动载系数；
 K_B ——齿向载荷分布系数；
 K_α ——齿间载荷分配系数。

现就上述四项系数进行叙述。

1. 使用系数 K_A

K_A 是考虑来自原动机和被拖动物器运转不平稳性对齿轮计算载荷影响的系数。计算时按表 3-1 选取。

2. 动载系数 K_v [15]

K_v 主要考虑由于小齿轮和大齿轮啮合时产生的相对振动，引起了内部的动载荷，它相当于两质量体用弹簧相联的振动现象。动载系数 K_v 定义为实际齿轮副啮合中的最大作用力与外加的使用载荷的比值。动载系数主要影响因素有：

- (1) 由基节误差及齿形误差产生的传动误差；
- (2) 小齿轮和大齿轮的质量(转动惯量)；
- (3) 啮合刚度，特别是在轮齿啮合循环中的刚度变化；
- (4) 考虑了 K_A 后的切向力大小；
- (5) 润滑情况；
- (6) 轮齿系统的阻尼特性；
- (7) 轴与轴承的刚度；
- (8) 承载齿面上的接触斑迹。

动载系数的大小与齿轮振动系统的动力特性密切相关，当齿轮的啮合频率与系统的自然振动频率或其二阶、三阶谐振频率合拍时，将可能引起较大的动载荷，这是高速齿轮设计时应设法避免的。这种现象可从图 3-11 来说明，该图的横

表 3-1 使用系数 K_A (1.1~2.2)

工作机械	原 动 机		
	电 动 机	汽轮机或 燃气轮机	多缸内燃机
鼓风机			
离心式鼓风机	1.4	1.6	1.7
叶瓣式鼓风机,如罗氏、螺杆式鼓风机等	1.7	1.7	2.0
压缩机			
离心式气体压缩机	1.3	1.5	1.6
离心式空调压缩机	1.2	1.4	1.5
管路用离心式空压机	1.4	1.6	1.7
轴流式旋转压缩机	1.4	1.6	1.7
液体柱塞型旋转压缩机 (纳希泵)	1.7	1.7	2.0
径向柱塞型旋转压缩机	1.7	1.7	2.0
多缸活塞式压缩机(三缸或三缸以上)	1.7	1.7	2.0
双缸活塞式压缩机	2.0	2.0	2.3
试验台测功器	1.1	1.1	1.3
通风机			
离心式通风机	1.4	1.6	1.7
压送空气用通风机	1.4	1.6	1.7
抽气用通风机	1.7	2.0	2.2
工业及矿山用通风机(大型、频繁启动)	1.7	2.0	2.2
发电机及励磁机			
基本载荷或持久载荷下运行	1.1	1.1	1.3
尖峰载荷下运行	1.3	1.3	1.7
泵			
各种传动型式的离心泵(除下列以外)	1.3	1.5	1.7
离心式锅炉给水泵	1.7	2.0	
污水处理用离心泵(带水池)	2.0	2.0	
热油离心泵	1.5	1.7	
管路用离心泵	1.5	1.7	2.0

续表

工作机械	原 动 机		
	电 动 机	汽轮机或 燃气轮机	多缸内燃机
自来水厂水泵站用离心泵	1.5	1.7	2.0
泥浆泵	2.0	2.4	2.5
各种类型轴流式旋转泵	1.5	1.5	1.8
齿轮泵	1.5	1.5	1.8
流体柱塞式旋转泵	1.7	1.7	2.0
凸轮泵	1.7	1.7	2.0
滑阀泵	1.5	1.5	1.8
多缸活塞泵（三缸及三缸以上）	1.7	1.7	2.0
双缸活塞泵	2.0	2.0	2.3
造纸工业			
约旦(打浆机)(Jordan Engine) 或净化上光机	1.5	1.5	
卷纸机	1.3	1.3	
打浆机	1.5		
切纸机	1.5		
制糖工业			
甘蔗切刀机 (Cane Knife)	1.5	1.5	1.8
离心机	1.5	1.7	2.0
糖业机械	1.7	1.7	2.0

坐标为临界转速比 $N = \frac{n_1}{n_{E1}}$ ，其中 n_1 为工作转速； n_{E1} 为齿轮振动系统的一阶共振转速。纵坐标为动载系数。当 $N = 1$ 时出现 K_d 的最大峰值，在 $N = 0.5$ 出现次峰，而 $N > 1$ 以后 K_d 骤然下降且趋向平坦。

临界转速比 N 由下式表达

$$N = \frac{n_1}{n_{E1}} = \frac{n_1}{\frac{30 \times 10^3}{\pi z_1} \sqrt{\frac{c_T}{m_{red}}}} \quad (3-9)$$

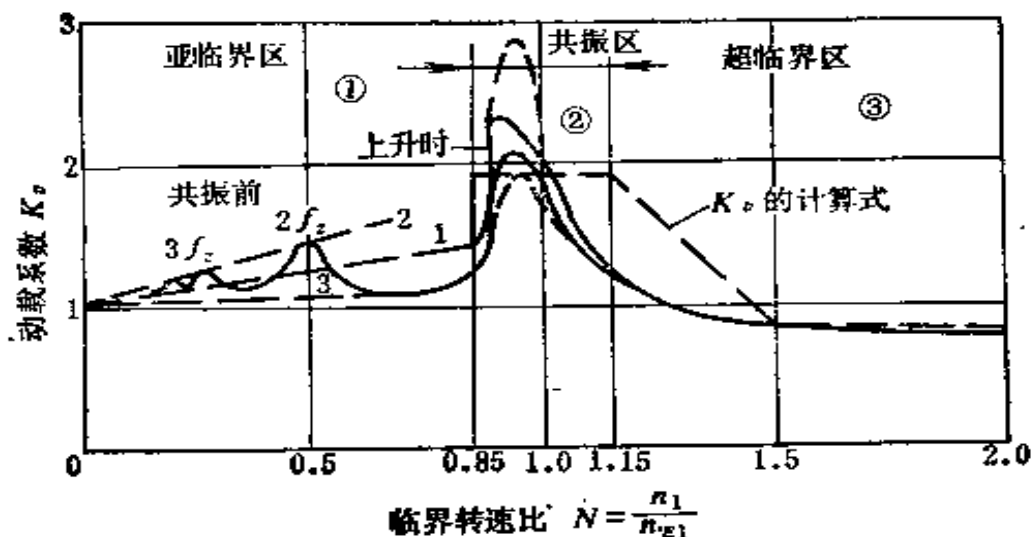


图 3-11 齿轮传动作为单质点系统简化的共振曲线

式中 c_r ——轮齿的啮合刚度, $\text{N/mm} \cdot \mu\text{m}$;

m_{red} ——齿轮传动的诱导质量,

$$m_{red} = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}$$

m_1, m_2 ——小齿轮和大齿轮单位齿宽转化到啮合线上的当量质量, kg/mm ,

$$m_1 = \frac{I_1}{b r_{b1}^2}, \quad m_2 = \frac{I_2}{b r_{b2}^2}$$

I_1, I_2 ——小齿轮和大齿轮的转动惯量, kgmm^2 ;

r_{b1}, r_{b2} ——基圆半径;

b ——齿宽, mm 。

对于钢质齿轮副, 式(3-9)还可简化为下式(假设 $c_r = 25\text{N/mm} \cdot \mu\text{m}$)

$$N = 0.084 \frac{z_1 v}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} \quad (3-10)$$

式中 z_1 ——小齿轮齿数;

v ——齿轮分度圆圆周速度, m/s ;

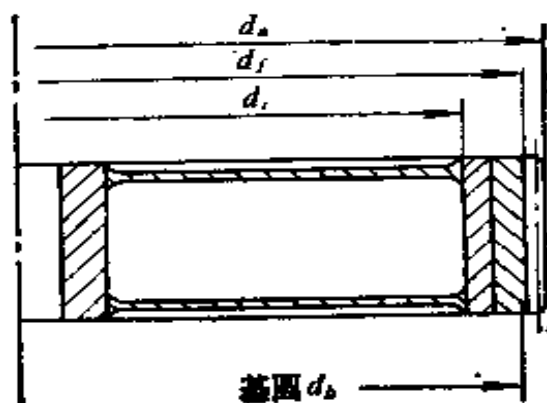


图 3-13 各直径尺寸的代号

诱导质量 m_{red} 计算说明于下:

(1) 太阳轮——行星轮

在行星齿轮传动中的太阳轮，其基频共振临界转速 n_{E1} 计算中的诱导质量 m_{red} 为

$$m_{red} = \frac{m_p m_s}{n_p m_p + m_s} \quad (3-11)$$

式中 m_s ——太阳轮单位齿宽转化到啮合线上的当量质量，

kg/mm。 $m_s = \frac{J_s}{r_{os}^2}$ ，式中 J_s 为太阳轮的极惯性

矩， r_{os} 为太阳轮的基圆半径；

m_p ——单个行星轮单位齿宽转化到啮合线上的当量

质量，kg/mm。 $m_p = \frac{J_p}{r_{bp}^2}$ ，式中意义与上相似；

n_p ——行星轮数目。

(2) 行星轮——固定在机座上的内齿圈

这时可把内齿圈看作无穷大，即诱导质量就等于行星齿轮的当量质量，其公式为

$$m_{red} = m_p = \frac{\pi}{8} \frac{d_{mp}^4}{d_{bp}} (1 - q_p^4) \rho_p \quad (3-12)$$

式中 $d_{mp} = \frac{d_{ap} + d_{fp}}{2}$;

$$q_p = \frac{d_{fp}}{d_{mp}};$$

d_{bp} ——行星轮的基圆直径;

ρ_p ——行星轮的材料密度。

(3) 行星轮——转动的内齿圈

这时把内齿圈当作外齿圈一样来求诱导质量,则

$$m_{red} = \frac{\pi}{8} \left(\frac{d_m}{d_b} \right)^2 \frac{d_{m1}^2}{\frac{1}{(1-q_1^4)\rho_1} + \frac{1}{(1-q_2^4)\rho_2 u^2}} \quad (3-13)$$

式中 $d_{m1} = \frac{1}{2} (d_{a1} + d_{f1})$;

$$q_1 = \frac{d_{f1}}{d_{m1}};$$

$$q_2 = \frac{d_{i2}}{d_{m2}}, \text{对于实心齿轮 } (1 - q_{1,2}) = 0;$$

ρ_1, ρ_2 ——小和大齿轮的材料密度;

(4) 惰轮(介轮)

这种情况计算主共振临界转速 n_{B1} 时的诱导质量为

$$m_{red} = \frac{2}{\left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} + \frac{1}{m_3} \right)} \quad (3-14)$$

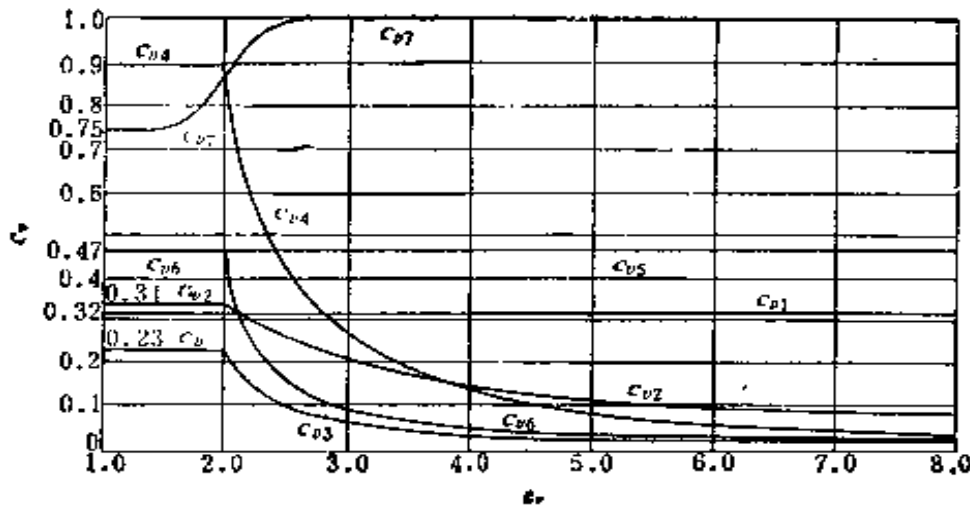
式中 m_1, m_2, m_3 ——为太阳轮、惰轮和内齿圈的当量质量。

等效刚度为

$$c_r = \frac{1}{2} (c_{r_{1-2}} + c_{r_{2-3}}) \quad (3-15)$$

式中 $c_{r_{1-2}}$ ——主动轮—惰轮啮合刚度;

$c_{r_{2-3}}$ ——惰轮—从动轮啮合刚度。

图 3-15 系数 C_{v1} 到 C_{v7}

各区段内动载荷系数 K_v 值可按以下方法确定。

(1) 亚临界速度区段 $N \leq 0.85$

$$K_v = 1 + N \cdot K \quad (3-19)$$

$$K = C_{v1}B_p + C_{v2}B_f + C_{v3}B_K \quad (3-20)$$

式中 C_{v1} ——齿距误差的影响系数,取 $C_{v1} = 0.32$;

C_{v2} ——齿形误差的影响系数,当 $\epsilon_\gamma < 2$ 时, $C_{v2} = 0.34$;

当 $\epsilon_\gamma > 2$ 时, $C_{v2} = \frac{0.57}{\epsilon_\gamma - 0.3}$ 由图 3-15 查取;

C_{v3} ——啮合刚度周期变动的的影响系数,当 $\epsilon_\gamma < 2$ 时,

$$C_{v3} = 0.23; \text{当 } \epsilon_\gamma > 2 \text{ 时, } C_{v3} = \frac{0.096}{\epsilon_\gamma - 1.56},$$

由图 3-15 查取;

$$B_p = \frac{c' f_{pbett}}{K_A \left(\frac{F_t}{b} \right)} \quad \text{基节偏差对动载影响的无量纲参数} \quad (3-21)$$

$$B_f = \frac{c' f_{fett}}{K_A \left(\frac{F_t}{b} \right)} \quad \text{齿形误差对动载影响的无量纲参数} \quad (3-22)$$

$$B_k = \left| 1 - \frac{c' c_{ay}}{K_A \left(\frac{F_t}{b} \right)} \right| \quad \begin{array}{l} \text{轮齿变形对动载影响的无量} \\ \text{纲参数} \end{array} \quad (3-23)$$

以上三式中 c' ——单对齿最大综合刚度，由图 3-14 查取，单位为 $\text{N}/\text{mm} \cdot \mu\text{m}$ 再乘以 0.102 得单位为 $\text{kgf}/\text{mm} \cdot \mu\text{m}$ ；

f_{pbett} ——有效基节偏差；

f_{fett} ——有效齿形误差。

对于调质齿轮可近似取为：
$$\left. \begin{array}{l} f_{pbett} \\ f_{fett} \end{array} \right\} = \left(1 - \frac{16.32}{\sigma_{Hlim}} \right) f_{pb}$$

式中 σ_{Hlim} ——试验齿轮的接触疲劳极限应力 kgf/mm^2 ；

f_{pb} ——基节极限偏差 μm ，由表 3-2 查取。

对于渗碳齿轮或氮化齿轮取

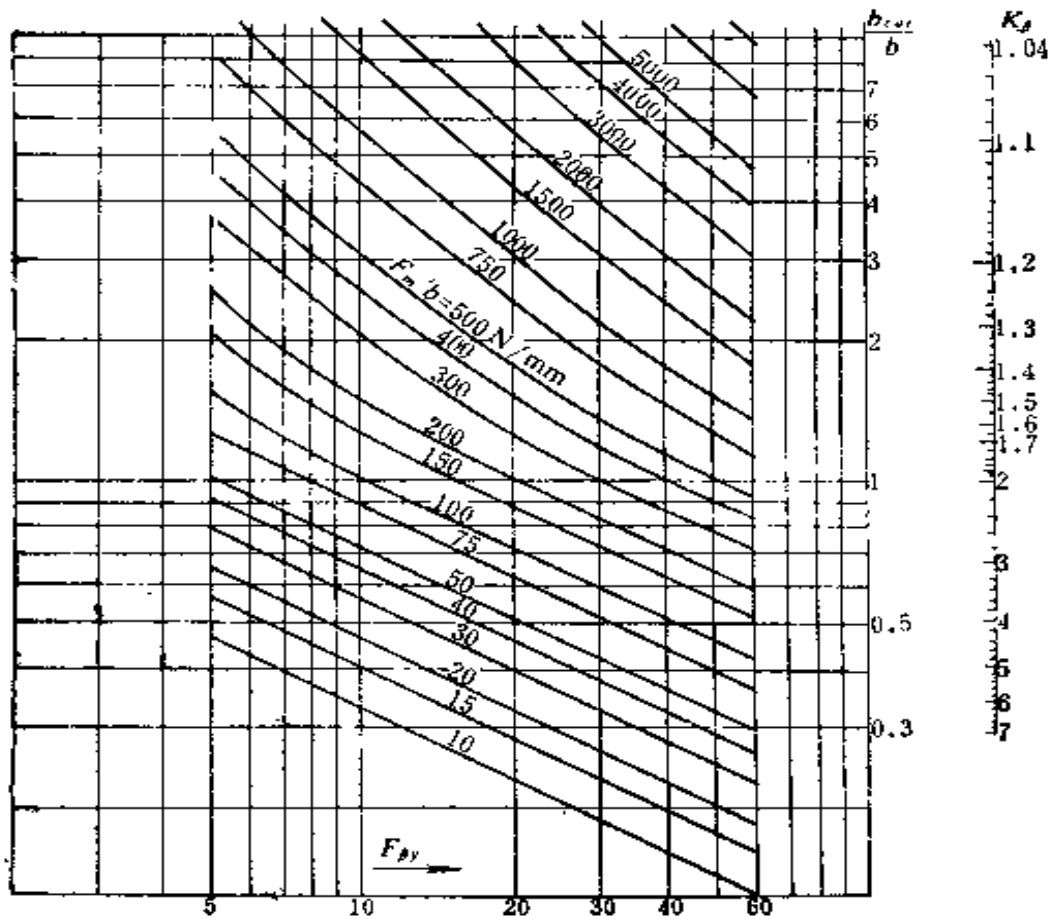
$$f_{pbett} = f_{fett} = 0.925 f_{pb}$$

表 3-2 有效基节偏差 f_{pbett} μm

模数	σ_{Hlim}	500N/mm ²	750N/mm ²	1000N/mm ²	淬硬齿轮或 氮化齿轮
		51kgf/mm ²	76.5kgf/mm ²	102kgf/mm ²	
2		5.2	6	6.4	7
3		5.8	6.7	7.1	7.8
4		6.3	7.3	7.8	8.5
5		6.8	7.9	8.3	9.1
6		7.1	8.3	8.8	9.7
7		7.5	8.8	9.2	10.1
8		7.8	9.1	9.7	10.7
10		8.5	9.9	10.5	11.2
12		9	10.5	11.2	12.3
14		9.6	11.1	11.8	13
15		10	11.6	12.4	13.7

(2) 主共振区段 $0.85 < N < 1.15$

$$K_v = C_{v1} B_p + C_{v2} B_f + C_{v3} B_K + 1 \quad (3-24)$$

图 3-16 齿向载荷分布系数 K_β

$$K_\alpha = \frac{\varepsilon_T}{2} \left[0.9 + 0.4 \frac{c_T \cdot f_{pbelt}}{\left(\frac{F_{tH}}{b} \right)} \right] \quad (3-28)$$

在 $\varepsilon_T > 2$ 时

$$K_\alpha = 0.9 + 0.4 \sqrt{\frac{2(\varepsilon_T - 1)}{\varepsilon_T}} \cdot \frac{c_T \cdot f_{pbelt}}{\left(\frac{F_{tH}}{b} \right)} \quad (3-29)$$

式中 c_T ——轮齿啮合刚度；

f_{pbelt} ——有效基节偏差，由表 3-2 查取；

$$F_{tH} = F_t K_A K_v K_{\beta 0}$$

五、齿面接触强度^{[15][16]}

1. 齿面接触应力

两相啮合的渐开线齿廓接触处的接触应力，通常应用弹性力学中赫兹（Hertz）接触强度理论来计算。假设接触处的齿廓相当于半径各为 R_1 和 R_2 的圆柱体相接触，在载荷 F_{bn} 作用下接触表面局部弹性变形，形成 $2b'L$ 的长方形接触面，见图 3-17 所示。由赫兹公式得

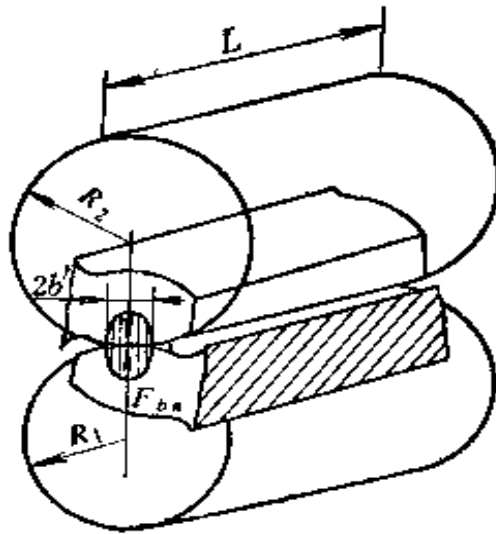


图 3-17 赫兹公式用于齿轮

$$b' = \sqrt{\frac{4F_{bn}}{L} \frac{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}} \quad (3-30)$$

该接触面积上的压力分布是不均匀的，作用在接触面中线上为最大压应力，其值为平均压应力的 $\frac{4}{\pi}$ 倍，故

$$\sigma_H = \frac{2F_{bn}}{\pi b' L} \quad (3-31)$$

将式(3-31)代入式(3-30)得

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_{bn}}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) L} \frac{R_2 \pm R_1}{R_1 \cdot R_2}} \quad (3-32)$$

式中 F_{bn} ——垂直于接触线的法向力, kgf;

ν_1, ν_2 ——齿轮 1 和 2 所用材料的泊松比, 对于钢,
 $\nu = 0.3$;

E_1, E_2 ——齿轮 1 和 2 所用材料的弹性模量;

L ——接触线总长;

R_1, R_2 ——齿轮 1 和 2 在啮合点齿廓的曲率半径。

上式中符号(+)为外啮合, 符号(-)为内啮合。

将式(3-32)中各量用齿轮传动的参数来表示。

$$F_{bn}: F_{bn} = \frac{F_t}{\cos \alpha_t \cos \beta_b}。$$

$\frac{R_2 \pm R_1}{R_1 R_2}$: 渐开线齿轮在沿啮合线啮合时, 齿面上各啮合点的曲率半径均不相同, 通常考虑齿面失效多数发生在节点附近, 所以一般都有条件性地计算节点处的接触应力。

对于直齿轮: 节点 P 处啮合时的齿廓曲率半径分别为 $R_1 = N_2P$ 和 $R_2 = N_1P$, 见图 2-11 所示。

$$R_1 = N_2P = \frac{d'_1 \sin \alpha'}{2}$$

$$R_2 = N_1P = \frac{d'_2 \sin \alpha'}{2}$$

式中 d'_1, d'_2 ——小和大齿轮的节圆直径;

α' ——啮合角(图中 α_t 对于直齿轮即为 α')。

对于斜齿轮: 节点 P 处的曲率半径在与接触线垂直的法

面内,即 $R_n = \frac{R_t}{\cos \beta_b}$ 。此处 R_n 和 R_t 分别表示法面和端面的曲率半径,则

$$\frac{R_{n2} \pm R_{n1}}{R_{n1} R_{n2}} = \left(\frac{R_{t2} \pm R_{t1}}{R_{t1} R_{t2}} \right) \cos \beta_b$$

$$\frac{R_{n2} \pm R_{n1}}{R_{n1} R_{n2}} = \frac{4(d'_2 + d'_1) \sin \alpha'_i \cos \beta_b}{2d'_1 d'_2 \sin^2 \alpha'_i}$$

由 $d' = d \frac{\cos \alpha_i}{\cos \alpha'_i}$ 及 $\frac{d'_2}{d'_1} = \frac{z_2}{z_1} = u$ 将节圆直径 d' 换为分度圆直径 d , 则上式变为

$$\frac{R_{n2} \pm R_{n1}}{R_{n1} R_{n2}} = \frac{u \pm 1}{u} \frac{2 \cos \alpha'_i}{d_1 \sin \alpha'_i \cos \alpha_i} \cos \beta_b$$

$L: L = \frac{b}{\cos \beta_b} \cdot \frac{1}{Z_e^2}$, 这是考虑啮合时重合度 ϵ_α 和 ϵ_β 对接触线长度变动的的作用,并用重合度系数 Z_e 来表示。

若以斜齿轮的各参数表示上列各量代入式(3-32), 则得

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}} \cdot \sqrt{\frac{Z_e^2 \cdot \cos \beta_b}{b}}$$

$$\cdot \sqrt{\frac{u \pm 1}{u} \frac{2 \cos \alpha'_i \cos \beta_b}{d_1 \sin \alpha'_i \cos \alpha_i}} \cdot \sqrt{\frac{F_t}{\cos \alpha_i \cos \beta_b}} \quad (3-33)$$

若使

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}}$$

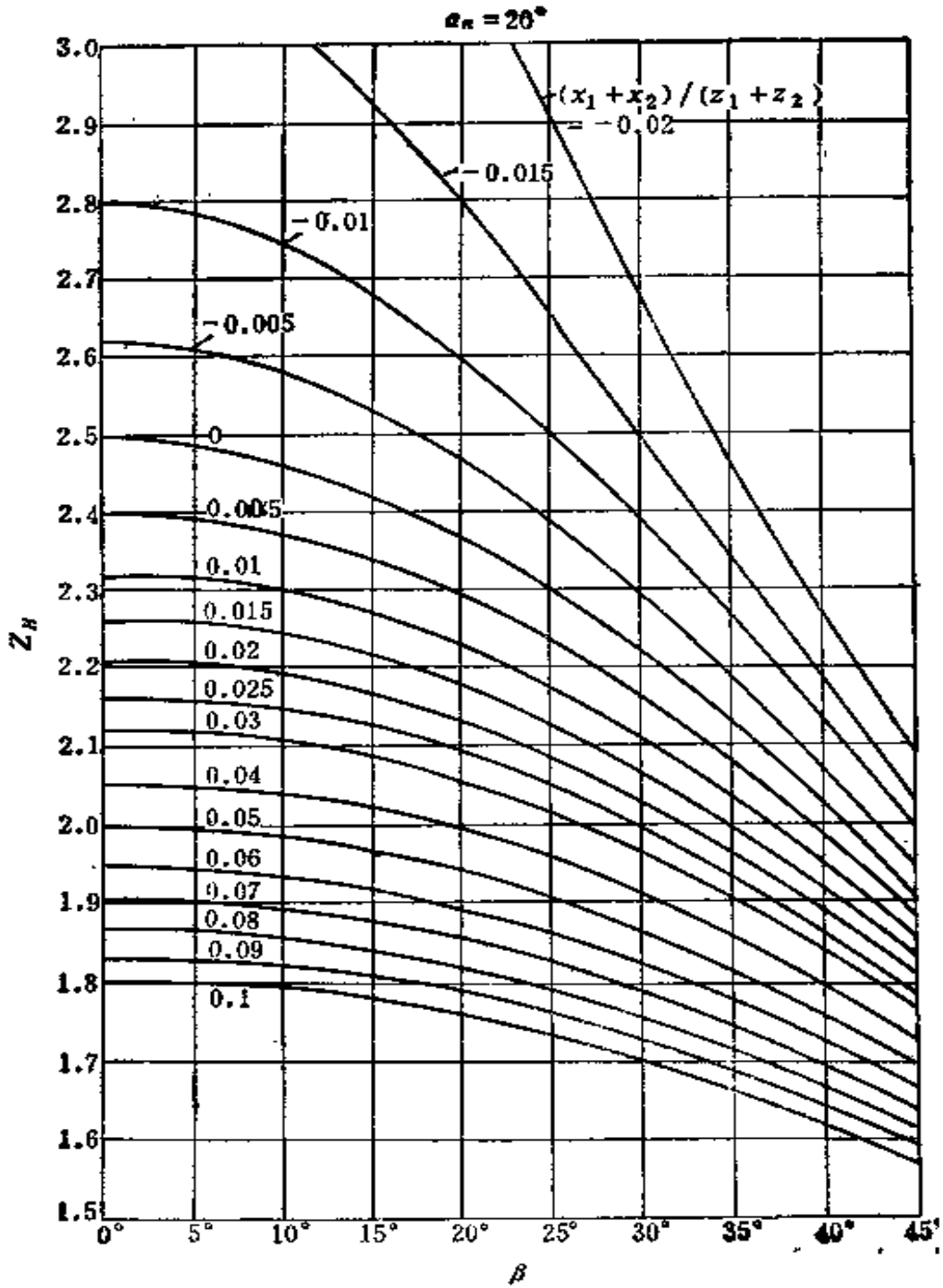
$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\cos^2 \alpha_i \operatorname{tg} \alpha'_i}}$$

将式(3-33)变为下式,得齿面接触计算应力为

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\beta Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_{tc}}{b d_1} \frac{u \pm 1}{u}} \quad (3-34)$$

表 3-4 弹性系数 Z_E

齿 轮 1		齿 轮 2			Z_E	
材 料	$E \text{ dN/mm}^2$ (kgf/mm ²)	泊桑比 ν	材 料	$E \text{ dN/mm}^2$ (kgf/mm ²)	泊桑比 ν	$\sqrt{dN/mm^2} \cdot \sqrt{kgf/mm^2}$
钢	20600 (21000)	0.3	钢	20600 (21000)		60
			铸 钢	20200 (20600)		59.7
			球墨铸铁	17300 (17600)		57.4
			铸造锡青铜	10300 (10500)	0.3	49
			锡 青 铜	11300 (11500)		50.5
			铸 铁	11800~12600 (12000~12850)		51.2~52.3 51.7~52.8
铸 钢	20200 (20600)	0.3	铸 钢	20200 (20600)		59.5
			球墨铸铁	17300 (17600)	0.3	57
球墨铸铁	17300 (17600)	0.3	铸 铁	11800 (12000)		51
			球墨铸铁	17300 (17600)	0.3	55
铸 铁	11800~12600 (12000~12850)	0.3	铸 铁	11800 (12000)		49.5
			铸 铁	11800 (12000)	0.3	45.4~46.2 45.8~46.6
钢	20600 (21000)		织物层压 塑料	785 平均 (800)	平均 0.5	17.8

图 3-18 节点区域系数 Z_H

式中 F_{tc} ——计算载荷， $F_{tc} = F_t K_A K_v K_a K_\beta$ ；

Z_E ——弹性系数。考虑配对齿轮材料对接触应力的影

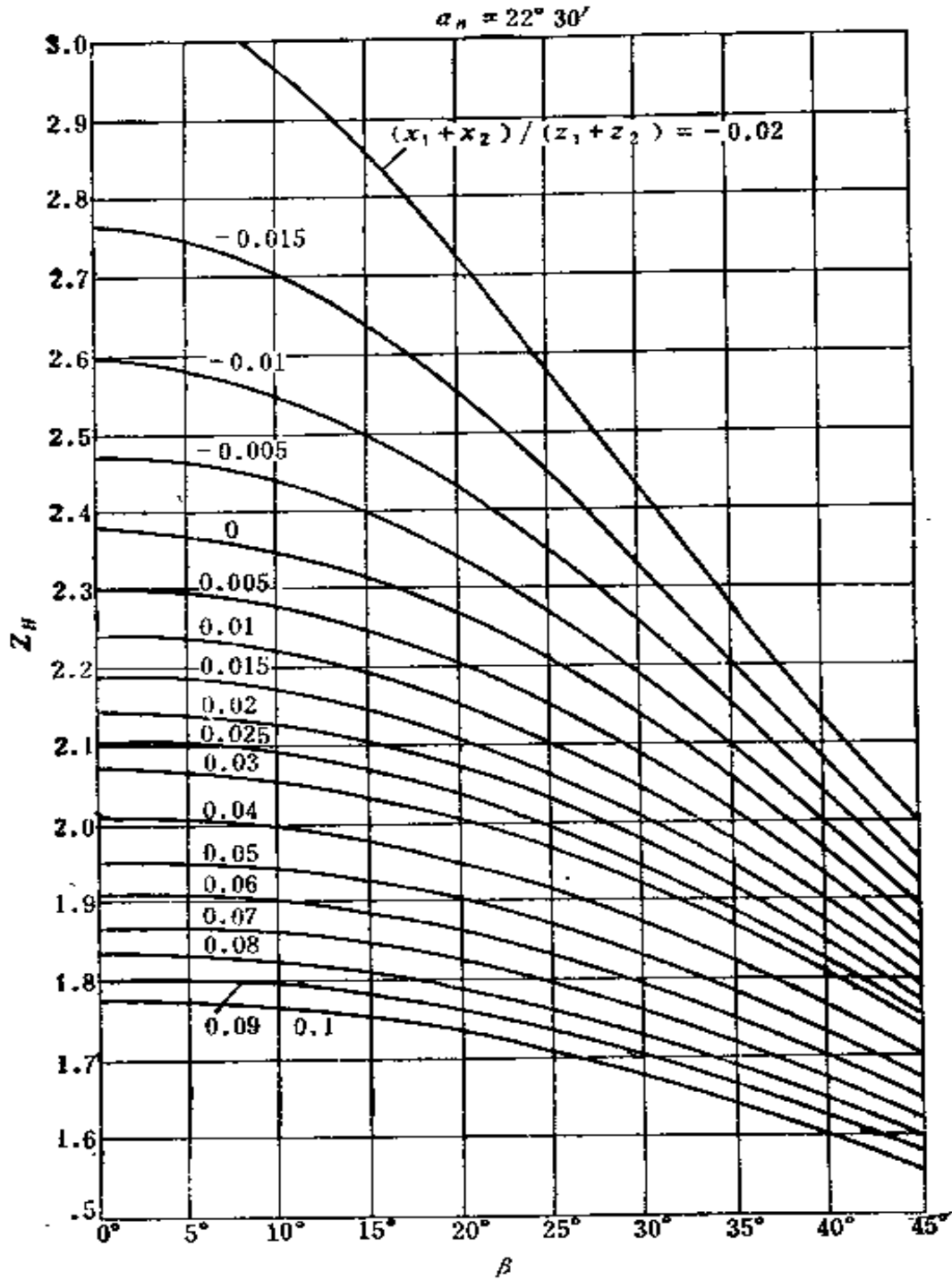
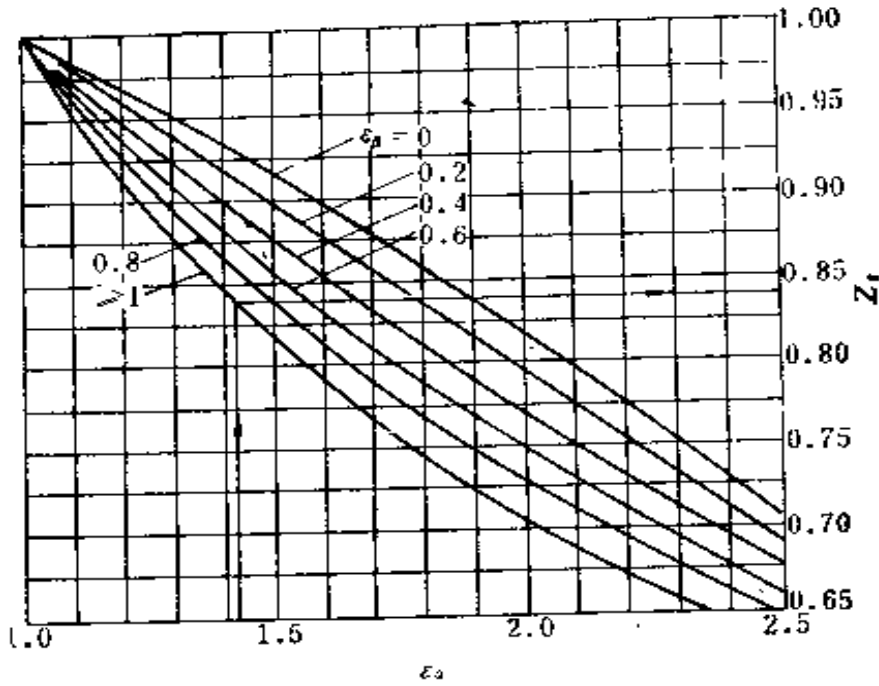
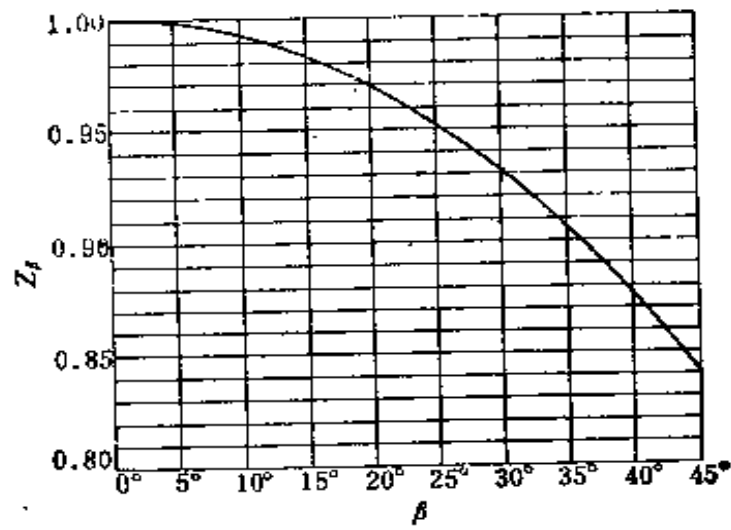


图 3-19 节点区域系数 Z_H

响。各种材料的 Z_E 由表 3-4 查取；

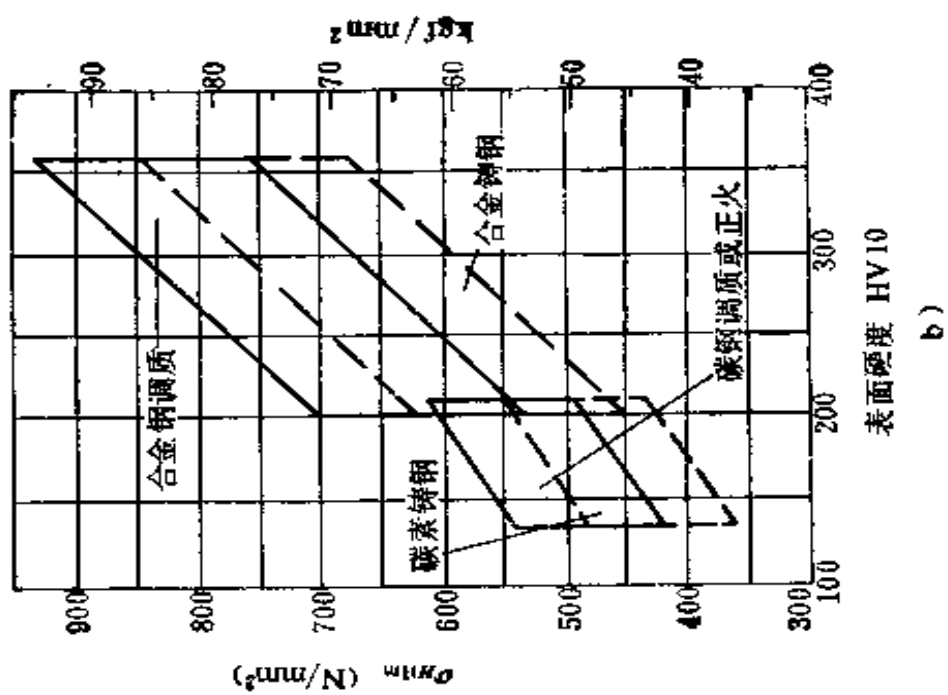
Z_H ——节点区域系数。考虑节点处齿面综合曲率半径

图 3-21 重合度系数 Z_ϵ 图 3-22 螺旋角系数 Z_β

Z_ϵ ——重合度系数。

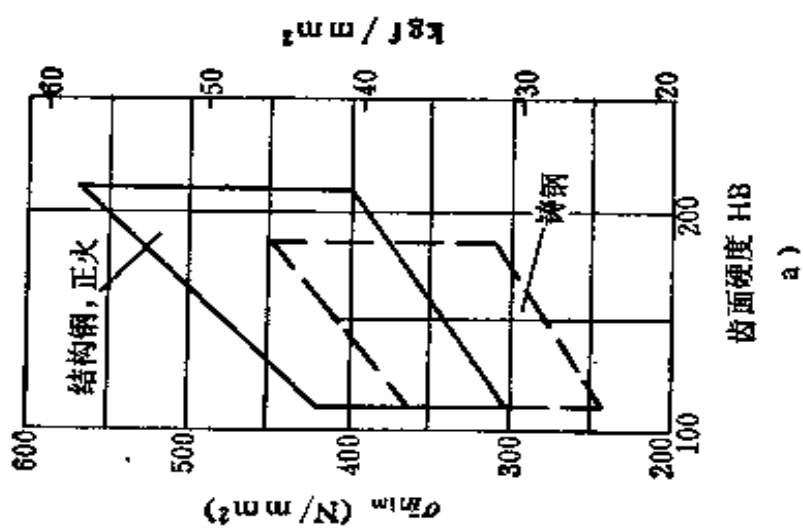
直齿轮:
$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_a}{3}}$$

斜齿轮:



表面硬度 HV10

b)



齿面硬度 HB

a)

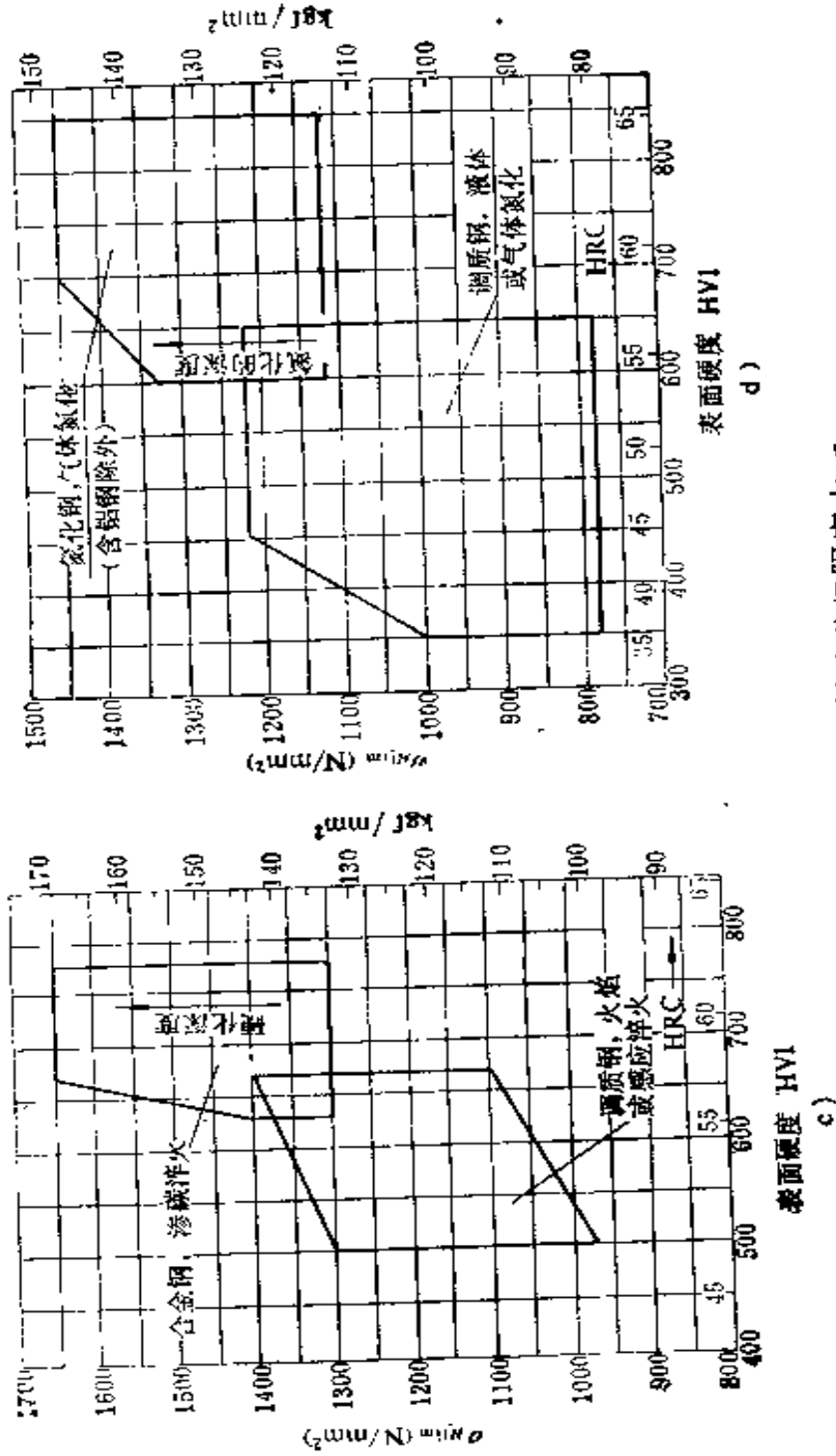


图 3-23 试验齿轮的齿面接触疲劳极限应力 σ_{Hlim}
 a) 一般结构钢和铸钢 b) 调质钢 c) 表面硬化钢 d) 氮化钢

$$\text{当 } \varepsilon_\beta < 1 \text{ 时 } Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}}$$

$$\text{当 } \varepsilon_\beta \geq 1 \text{ 时 } Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$$

Z_ε 由图 3-21 查取;

Z_β ——螺旋角系数。考虑螺旋角对齿面接触应力影响的系数,由下列经验关系式得出

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta}$$

螺旋角系数 Z_β 由图 3-22 查取。

2. 齿面接触的许用应力

对大小齿轮的许用应力应分别计算。

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_N}{S_{Hmin}} Z_L Z_R Z_v Z_w Z_x \quad (3-35)$$

式中 σ_{Hlim} ——试验齿轮的接触疲劳极限应力。根据材料品种、硬度及热处理状态从图 3-23 查取。各图中数值相当有 1% 的失效概率,并有较大的离散性,一般取中间值;

Z_N ——寿命系数。下列情况取 $Z_N = 1$;

- 1) 高速齿轮传动,要求应力循环次数 $N > 10^{10}$ 时;
- 2) 商船及要求连续工作的舰船主推进装置的齿轮减速装置,在额定功率下,寿命要求 10 年以上时。

对于舰船以涡轮机作为加速机组的减速齿轮,寿命在 5 年之内,取 $Z_N = 1.4 \sim 1.5$ 。

Z_L ——润滑剂系数	}	统称润滑系数;
Z_R ——粗糙度系数		
Z_v ——速度系数		

对于滚齿的调质齿轮,取 $Z_L Z_R Z_v = 0.92$;

对于硬齿面经磨齿的齿轮,取 $Z_L Z_R Z_v = 1.0$ 。
 Z_w ——工作硬化系数。对于齿面光洁度 $\nabla 6 \sim \nabla 7$ 以上时,取 $Z_w = 1$ 。
 Z_x ——接触强度计算的尺寸系数,一般取 $Z_x \approx 1$ 。
 S_{Hmin} ——齿面接触强度最小安全系数,通常取 $S_{Hmin} = 1.25$ 。

将以上诸系数所推荐的数据代入式(3-35)得出具有长寿命的高速齿轮齿面接触许用应力为

$$\left. \begin{array}{l} \text{对于调质齿轮: } \sigma_{HP} = 0.736\sigma_{Hlimb} \\ \text{对于硬齿面齿轮: } \sigma_{HP} = 0.8\sigma_{Hlimb} \end{array} \right\} \quad (3-36)$$

3. 接触强度计算的其他表达形式

(1) 许用传递的功率^[17]

$$[P_N] = 513.5b(Z_{cn_1}) \frac{Z_N^3 (Z_L Z_R Z_v)^2 \left(\frac{Z_w \sigma_{Hlim}}{S_H} 10^{-3} \right)^2}{(Z_E Z_H Z_\epsilon Z_\beta)^2 K_v K_\beta K_\alpha} \geq K_A P_N \quad (3-37)$$

式中 $[P_N]$ ——许用传递的负荷, kW;

P_N ——工作负荷, kW;

Z_G ——几何系数, $Z_G = \frac{4a^2 u}{(u+1)^3} \times 10^{-3}$, ($Z_G \cdot n_1$) 值

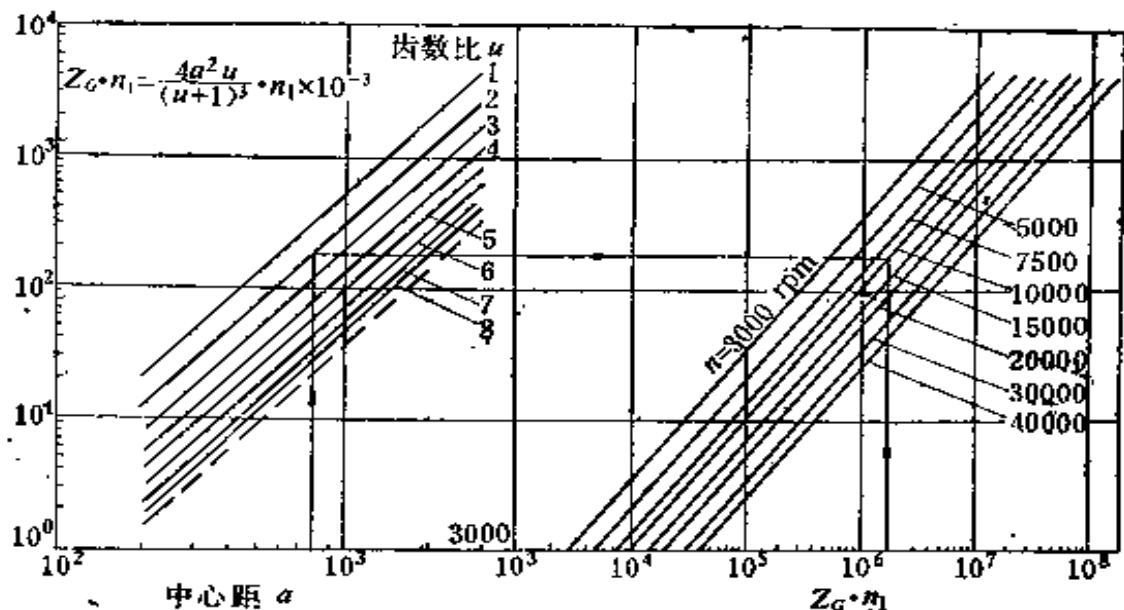
由图 3-24 查取。以上式中 b 、 a 单位为 mm;
 σ_{Hlim} 单位为 kgf/mm^2 ; n_1 单位为 rpm。

(2) 载荷系数

$$K = \frac{10^2 F_t}{bd_1} \frac{u+1}{u} \leq \left[\frac{\sigma_{Hlimb} (Z_L Z_R Z_v) Z_w}{S_H Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta} \right]^2 \cdot \frac{1}{K_A K_v K_\beta K_\alpha \times 10^2} \quad \text{kgf}/\text{cm}^2 \quad (3-38)$$

从上式看出, 载荷系数 K 显然与赫兹公式密切相关。许

5	25Cr2MoV(氮化)/35CrMo 调质 σ_b : 芯部85~90kgf/mm ² /同前 HV \geq 650/HB234~285	10~11	9~9.5	7~7.5	13.5~14.5	10.5~11.5	7~7.5
6	大小均为 25Cr2MoV 氮化 HV \geq 650 芯部 σ_b 85~90kgf/mm ²	18~20	15~16.5	12~13	23~25	18.5~20	13~14
7	30Cr2Ni2WV氮化/34CrNi3Mo 调质 σ_b : 芯部 95~105kgf/mm ² /同前 HV \geq 650/HB285~341	14~15	11.5~12.5	9~10	17.5~18.5	14~15	10~10.5
8	大小物为 30Cr2Ni2WV 氮化 σ_b : 芯部95~105kgf/mm ² HV \geq 650	21~22	17~18	13.5~14.5	26~27.5	21~22	15~16
9	20CrMnMo 渗碳/34CrNi3Mo调质 σ_b : 芯部 85~90kgf/mm ² /同前 HRC56~62/HB285~341	14~15	11.5~12.5	9~10	17.5~18.5	14~15	10~10.5
10	大小均为 20CrMnMo 渗碳 σ_b : 芯部 85~90kgf/mm ² HRC56~62	21~22	17~18	13.5~14.5	26~27.5	21~22	15~16

图 3-24 几何系数 Z_G

用载荷系数 $[K]$ 与齿轮材质、齿形及啮合参数、润滑、载荷性质及制造精度等有关，透平齿轮行业长期惯用 K 值作为齿面接触强度的评价方法。这里对目前常用材料，结合使用经验，给出许用载荷 $[K]$ 的推荐值，供设计参考，见表 3-5。

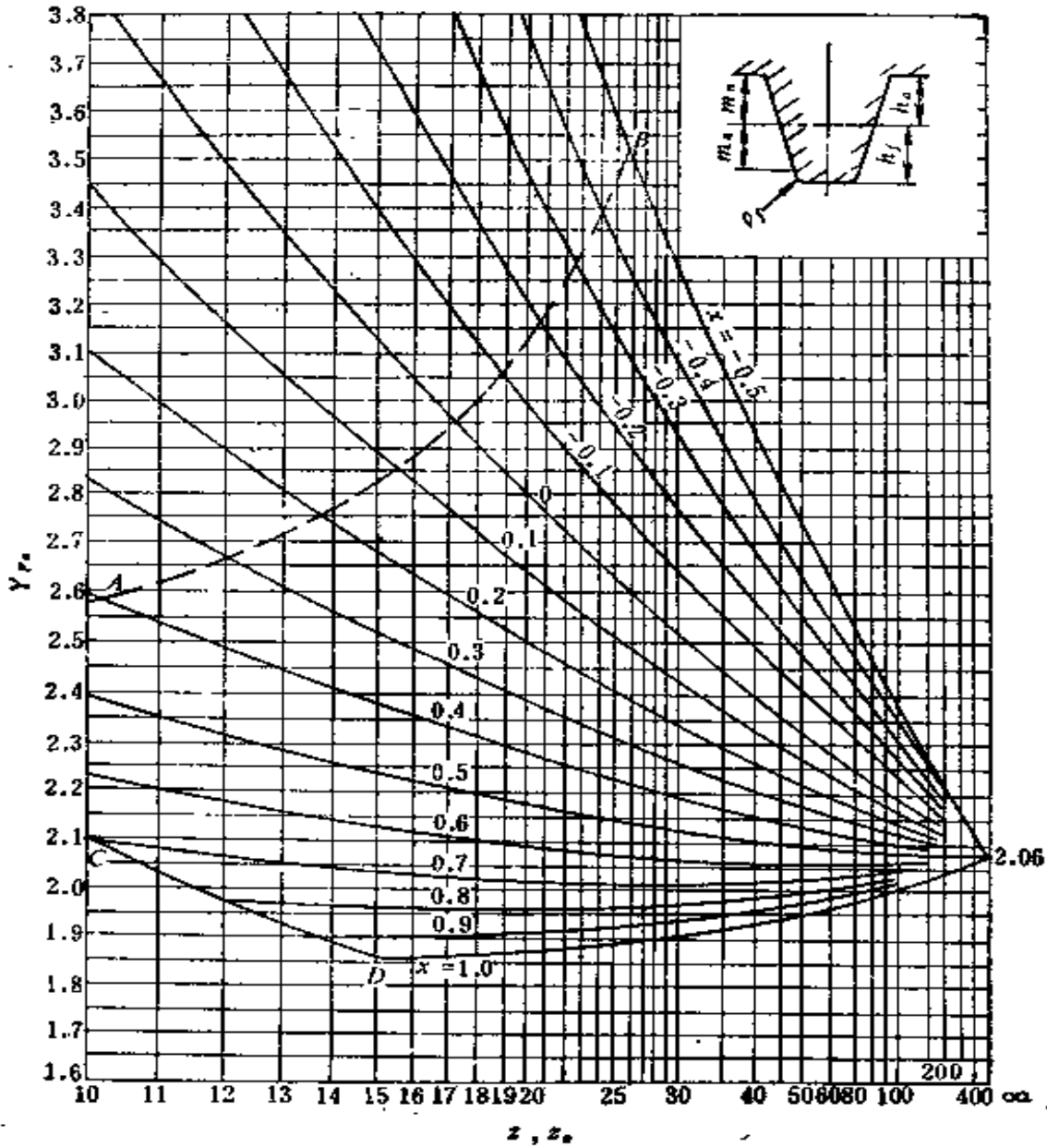
六、轮齿弯曲强度^{[15][16][18]}

1. 轮齿弯曲应力

在计算载荷作用下，齿根弯曲应力为

$$\sigma_F = \frac{F_{tc}}{bm_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_e Y_\beta \quad (3-39)$$

式中 Y_{Fa} ——考虑载荷作用于齿顶时的轮齿齿形系数。对于外齿轮，可按不同的基准齿型，从图 3-25 至图 3-31 中查得齿形系数。对于斜齿轮的齿形系数应按当量齿数 $Z_n = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$

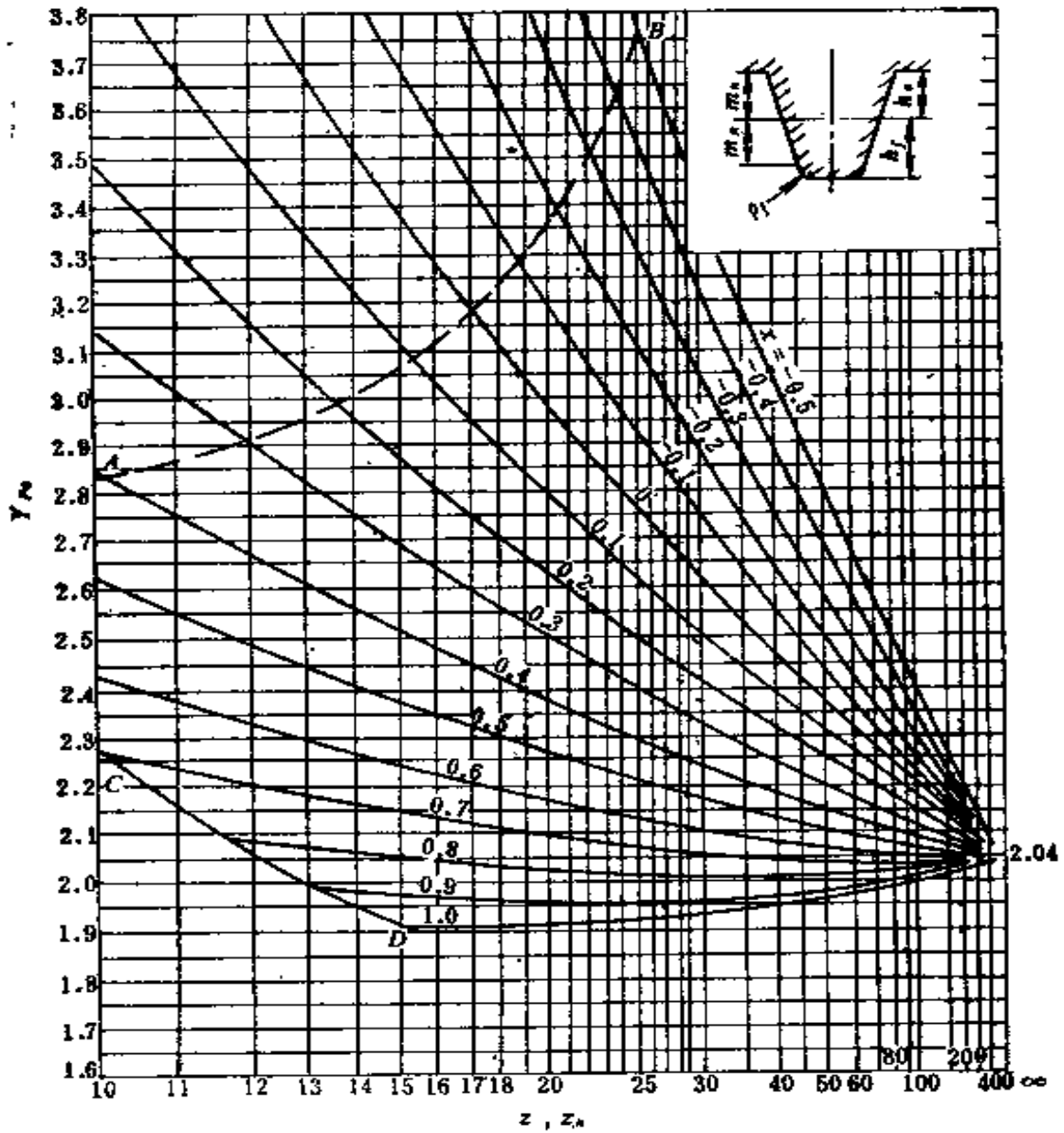


$$\alpha_n = 20^\circ, h_a/m_n = 1, h_f/m_n = 1.25, \rho_f/m_n = 0.38$$

图 3-25 齿形系数 Y_{Fa}

对于受对称载荷循环的中间齿轮及行星传动中的行星轮，应将从图中查得的 σ_{Flim} 值乘以系数 0.7。

Y_{ST} ——试验齿轮的齿根应力集中系数，取 $Y_{ST} =$

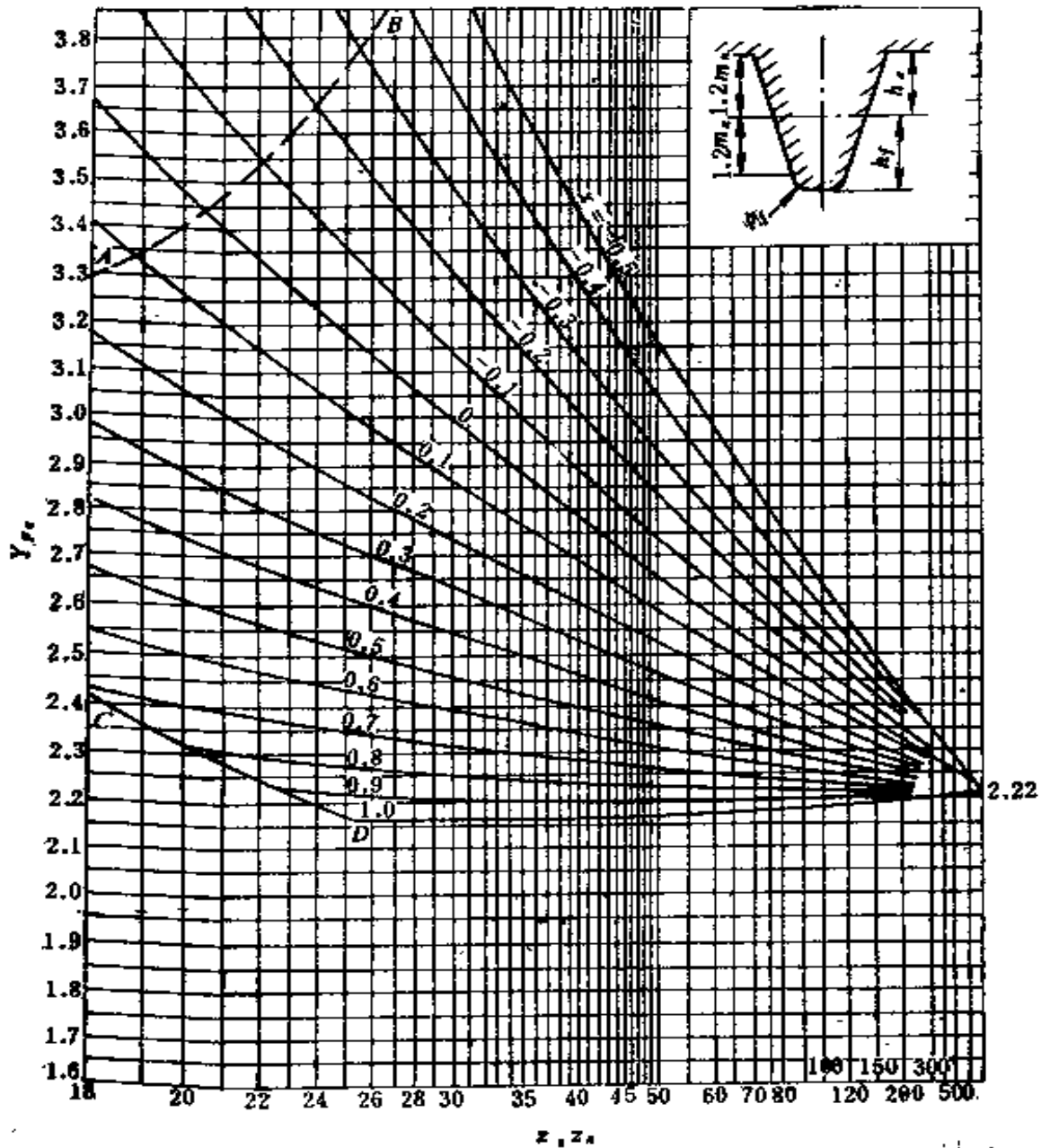


$$\alpha_n = 20^\circ, h_a/m_n = 1, h_f/m_n = 1.35, \rho_f/m_n = 0.30$$

图 3-27 齿形系数 Y_{Fa}

1;

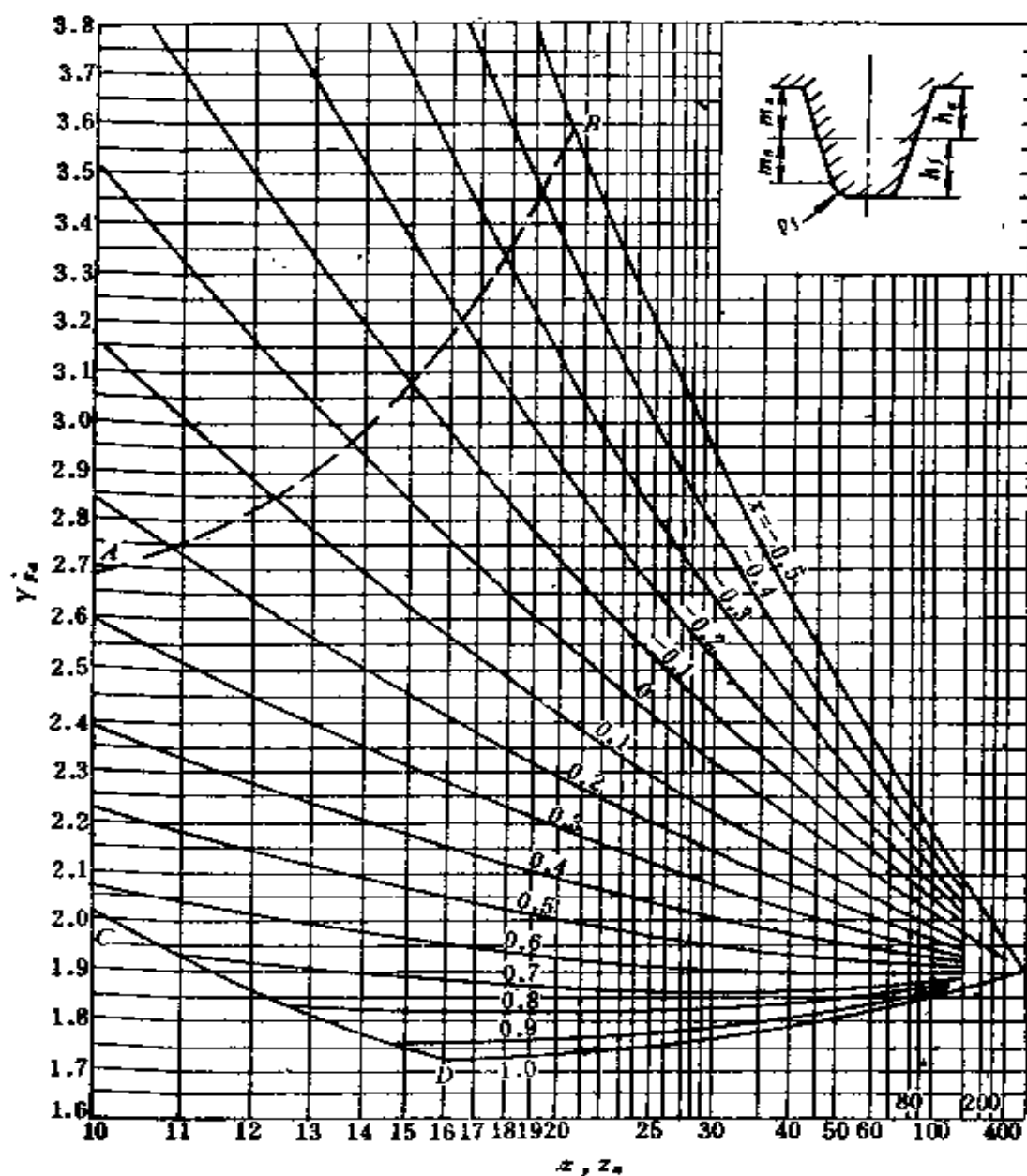
Y_{RelT} ——相对表面状况系数。在平均粗糙度(算术平均值) $R_{sm} < 10\mu\text{m}$ 时, $Y_{RelT} = 1$ (相当于光洁度 $\nabla 7 \sim \nabla 8$);



$$\alpha_n = 20^\circ, h_a/m_n = 1.2, h_f/m_n = 1.5, \rho_f/m_n = 0.30$$

图 3-28 齿形系数 Y_{Fa}

Y_X ——尺寸系数。考虑实际齿轮的尺寸大于试验齿轮的尺寸时,使齿根弯曲疲劳极限应力降低的系数。 Y_X 可按模

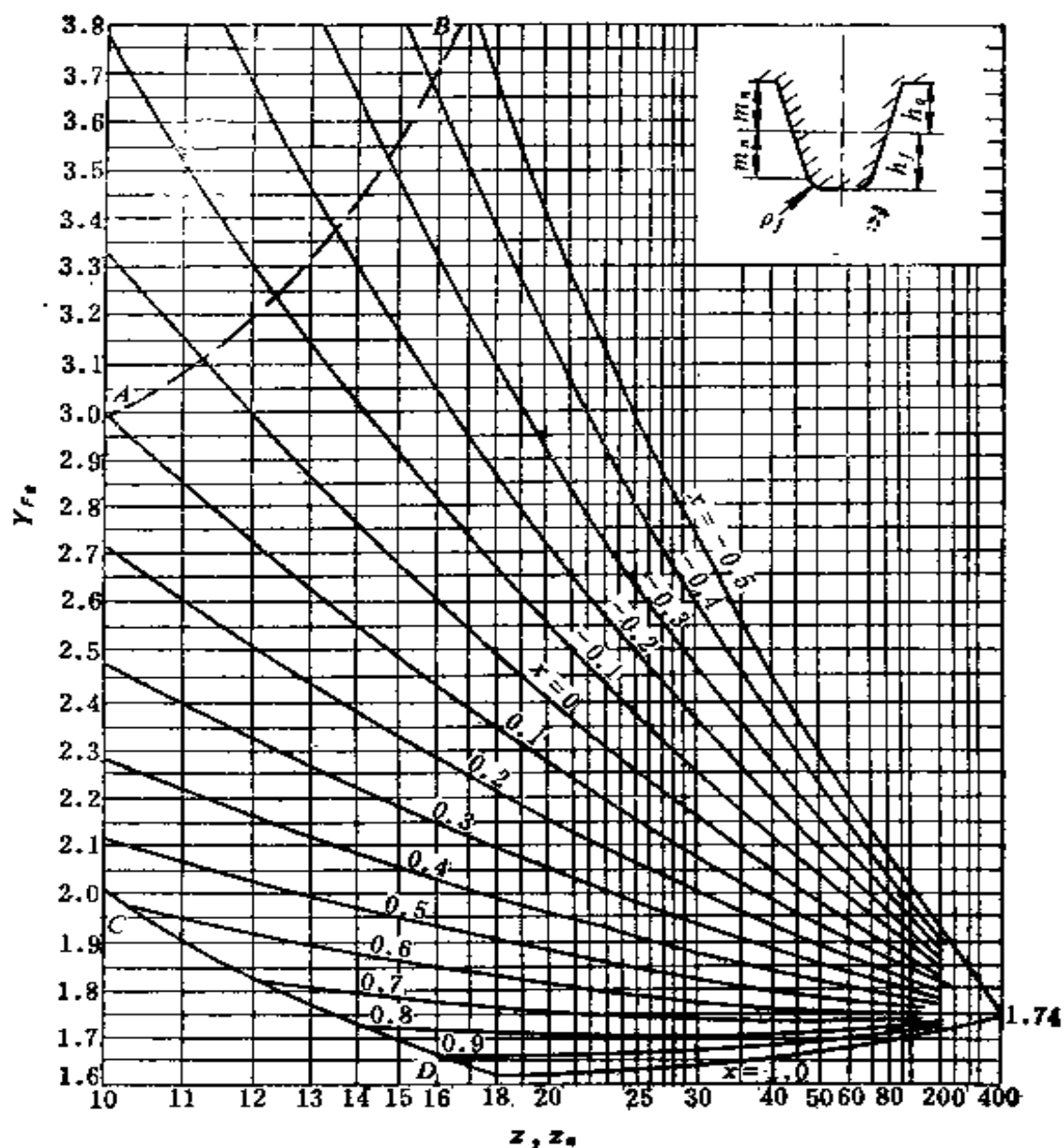


$$\alpha_n = 22^\circ 30', h_n/m_n = 1, h_f/m_n = 1.25, \rho_f/m_n = 0.40$$

图 3-29 齿形系数 Y_{Fa}

数从图 3-42 查得；

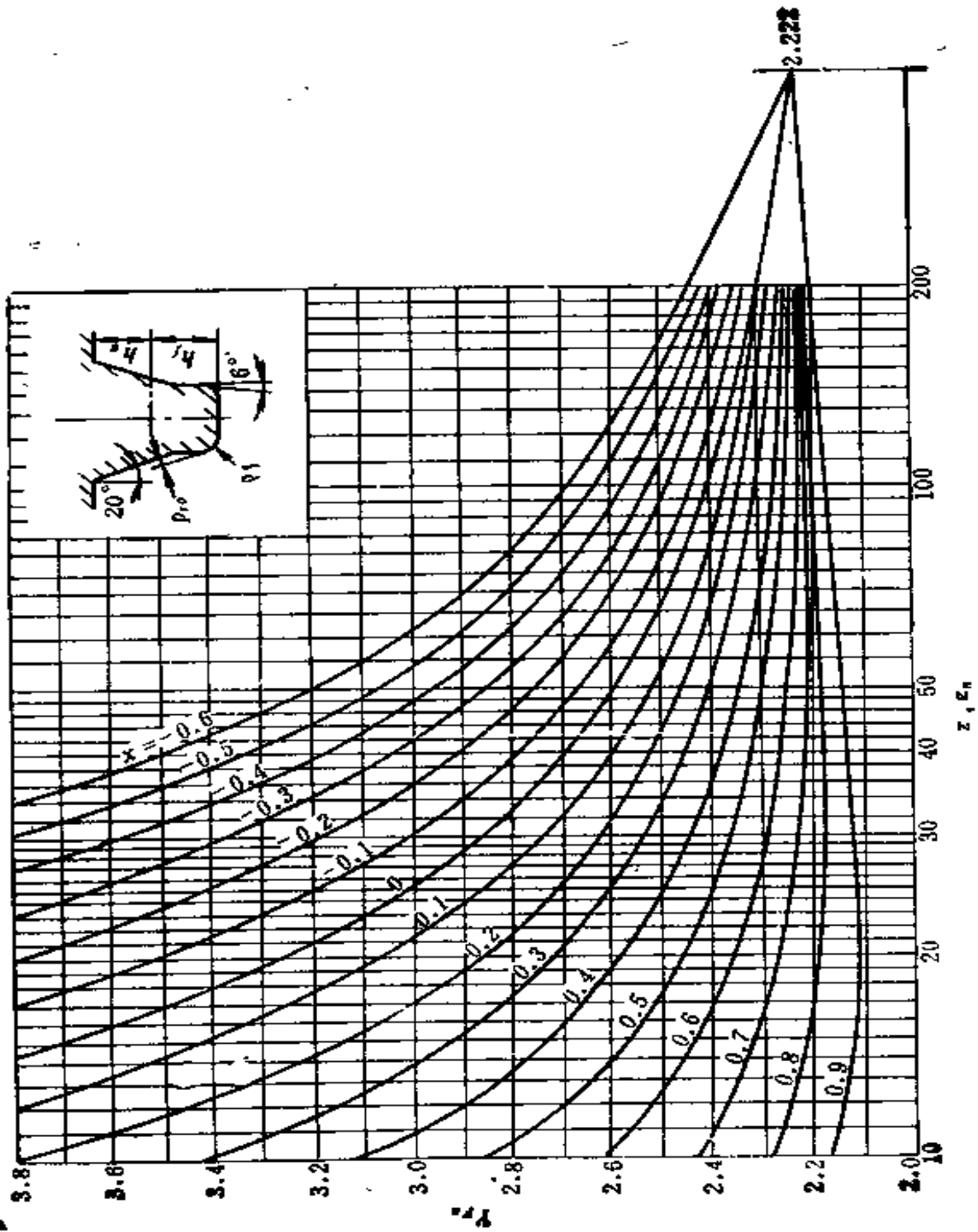
Y_{NT} ——寿命系数。考虑齿轮设计寿命 N_L (以应力循环次数计算) 对于轮齿弯曲疲劳极限应力的影响的系数。当



$$\alpha_n = 25^\circ, h_a/m_n = 1, h_f/m_n = 1.25, \rho_f/m_n = 0.32$$

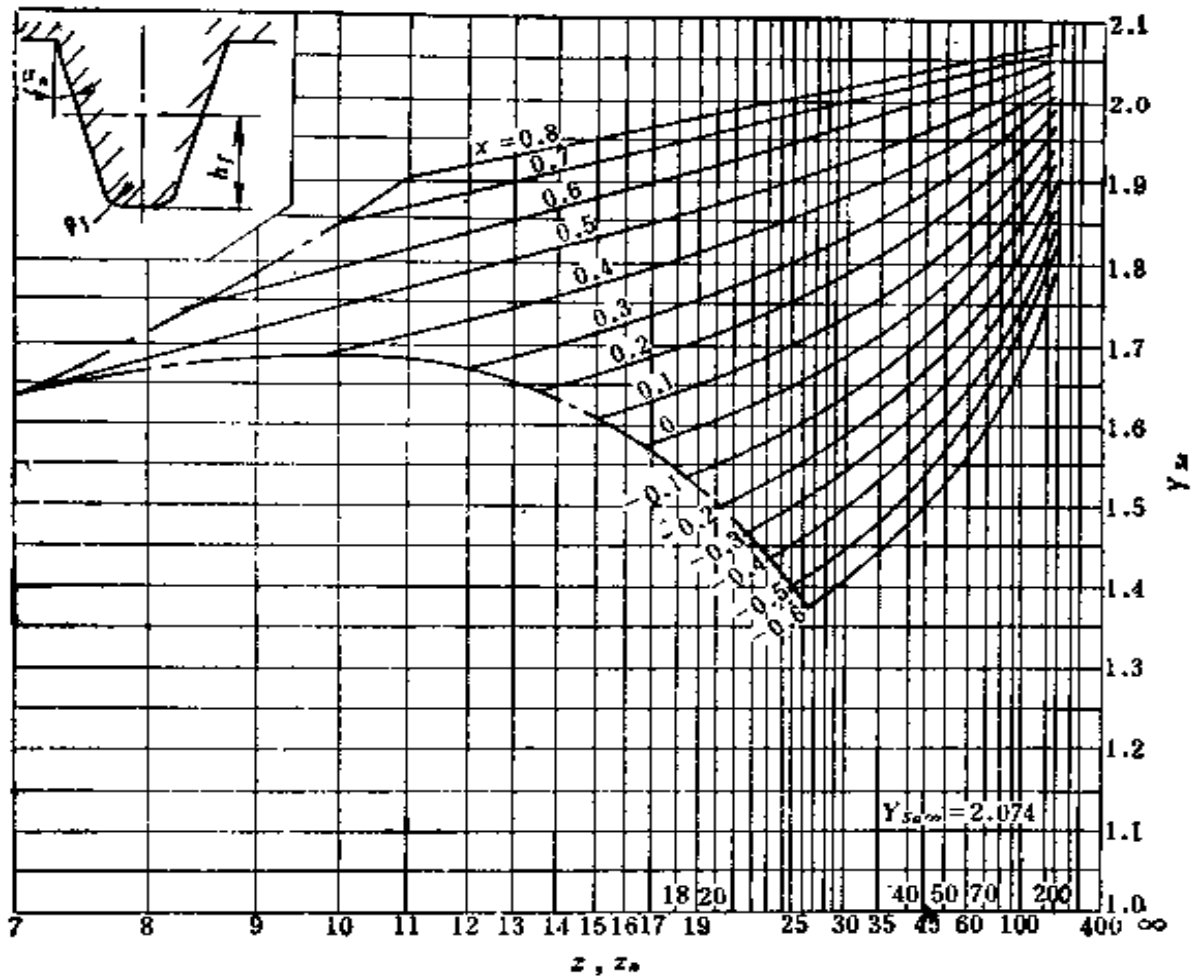
图 3-30 齿形系数 Y_{Fa}

$N_L \geq N_0 (3 \times 10^6)$ 时取 $Y_{NT} = 1$; 当 $N_L < N_0$ 时由图 5-43 查得。



$\alpha_n = 20^\circ, h_a/m_n = 1, h_f/m_n = 1.4, \rho_f/m_n = 0.4, \rho_a/m_n = 0.05$

图 3-31 齿形系数 Y_F



$$\alpha_n = 20^\circ, h_a/m_n = 1, h_f/m_n = 1.25, \rho_f/m_n = 0.38$$

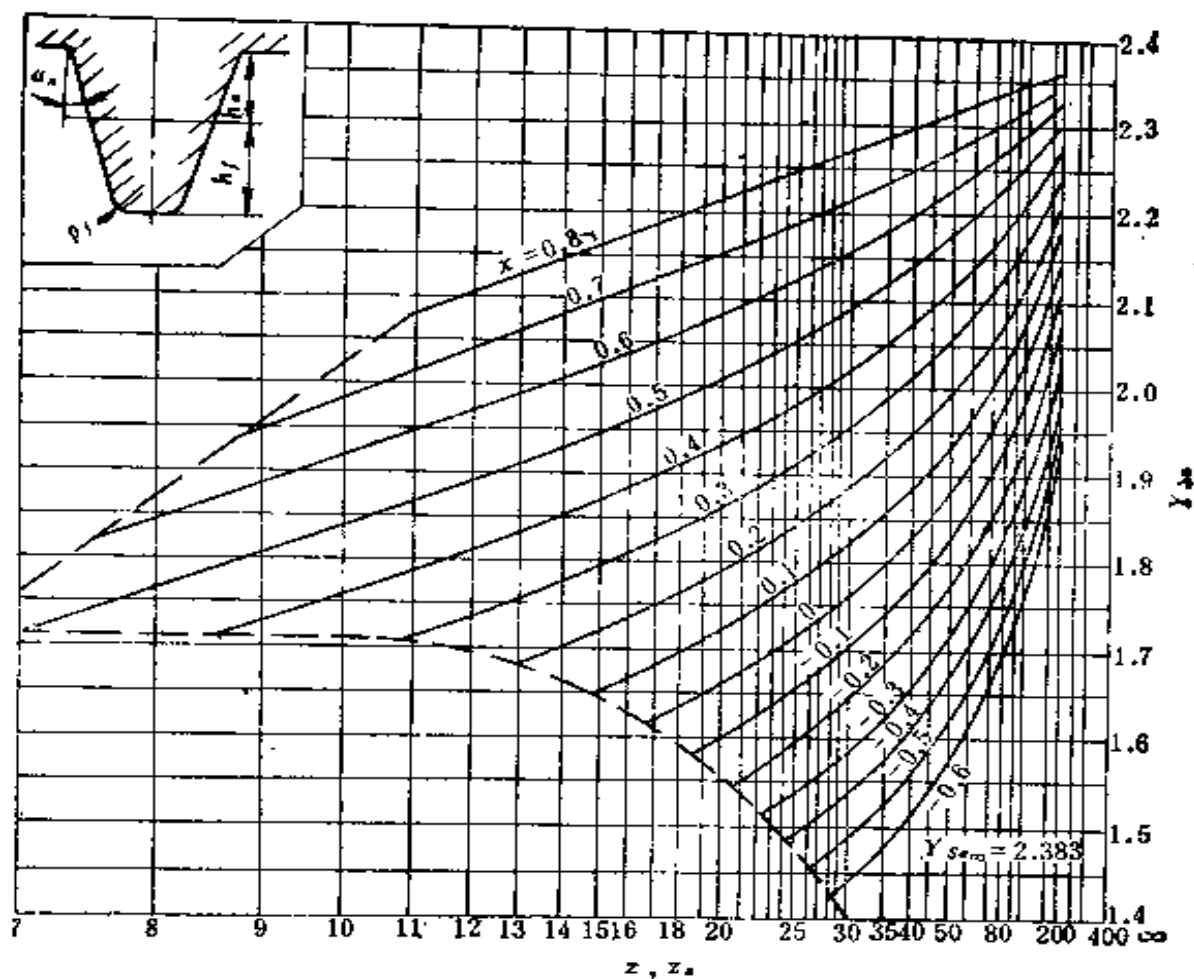
图 3-32 应力修正系数 Y_{Sa}

七、计算举例

在年产 30 万吨合成氨成套设备中,有一台由汽轮机拖带氨压缩机的齿轮增速箱,现就其高速齿轮强度进行核算。

1. 主要参数

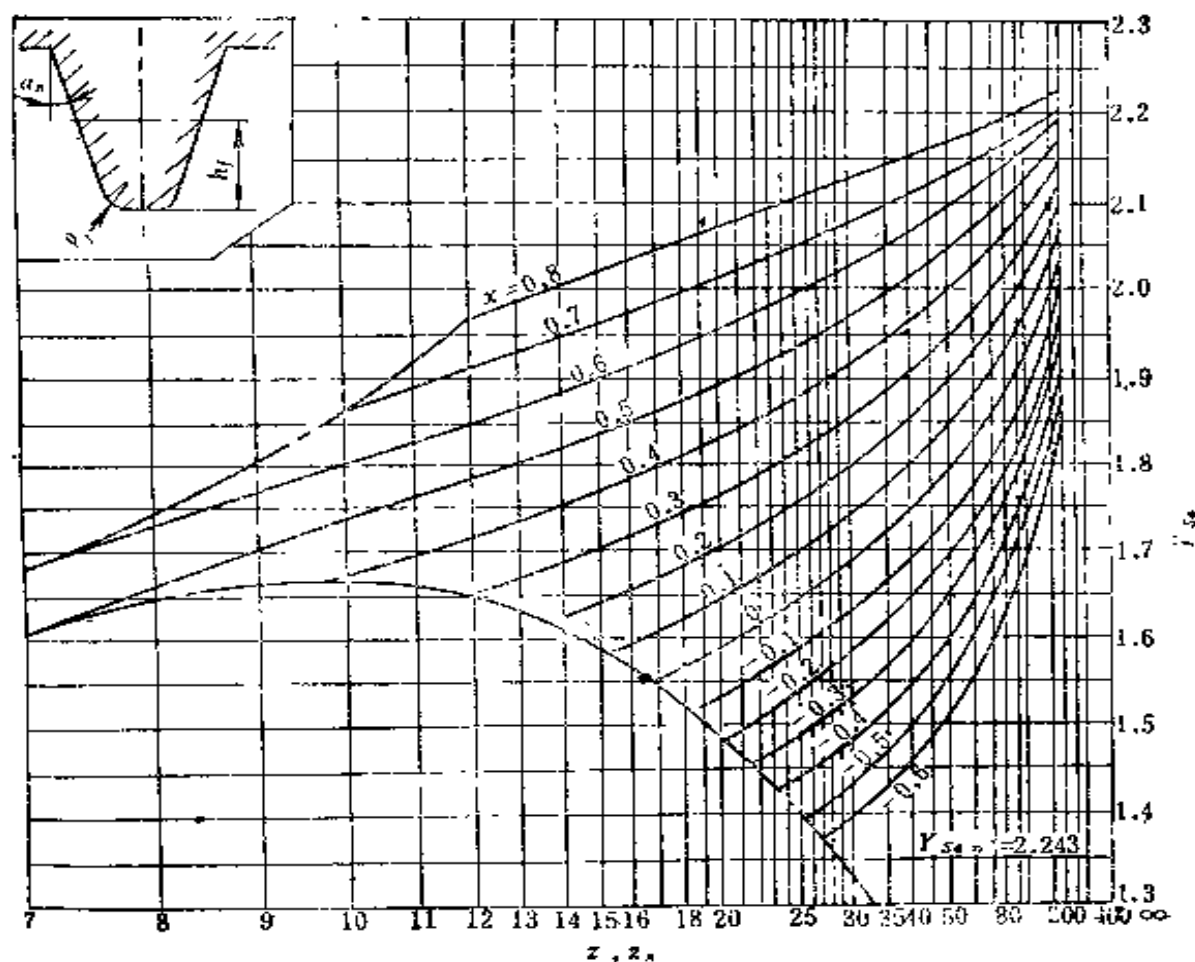
- (1) 传递功率 P 8500 kW
- (2) 转速 n_1/n_2 8960/6720 rpm
- (3) 中心距 a 300 mm
- (4) 齿形及压力角 α_n 渐开线 $\alpha_n = 20^\circ$



$$\alpha_n = 20^\circ, h_a/m_n = 1, h_f/m_n = 1.25, \rho_f/m_n = 0.25$$

图 3-33 应力修正系数 Y_{Se}

- (5) 刀具模数 m_n 5 mm
- (6) 齿数 z_1/z_2 42/56
- (7) 齿数比 u 1.333
- (8) 分度圆上螺旋角 β 35°
- (9) 齿宽 b 2×185 mm
- (10) 法向变位系数 $x_{n1} = 0.1836$ $x_{n2} = 0$
端面变位系数 $x_1 = 0.224$; $x_2 = 0$
- (11) 齿轮分度圆直径 d_1/d_2 256.36/341.82 mm



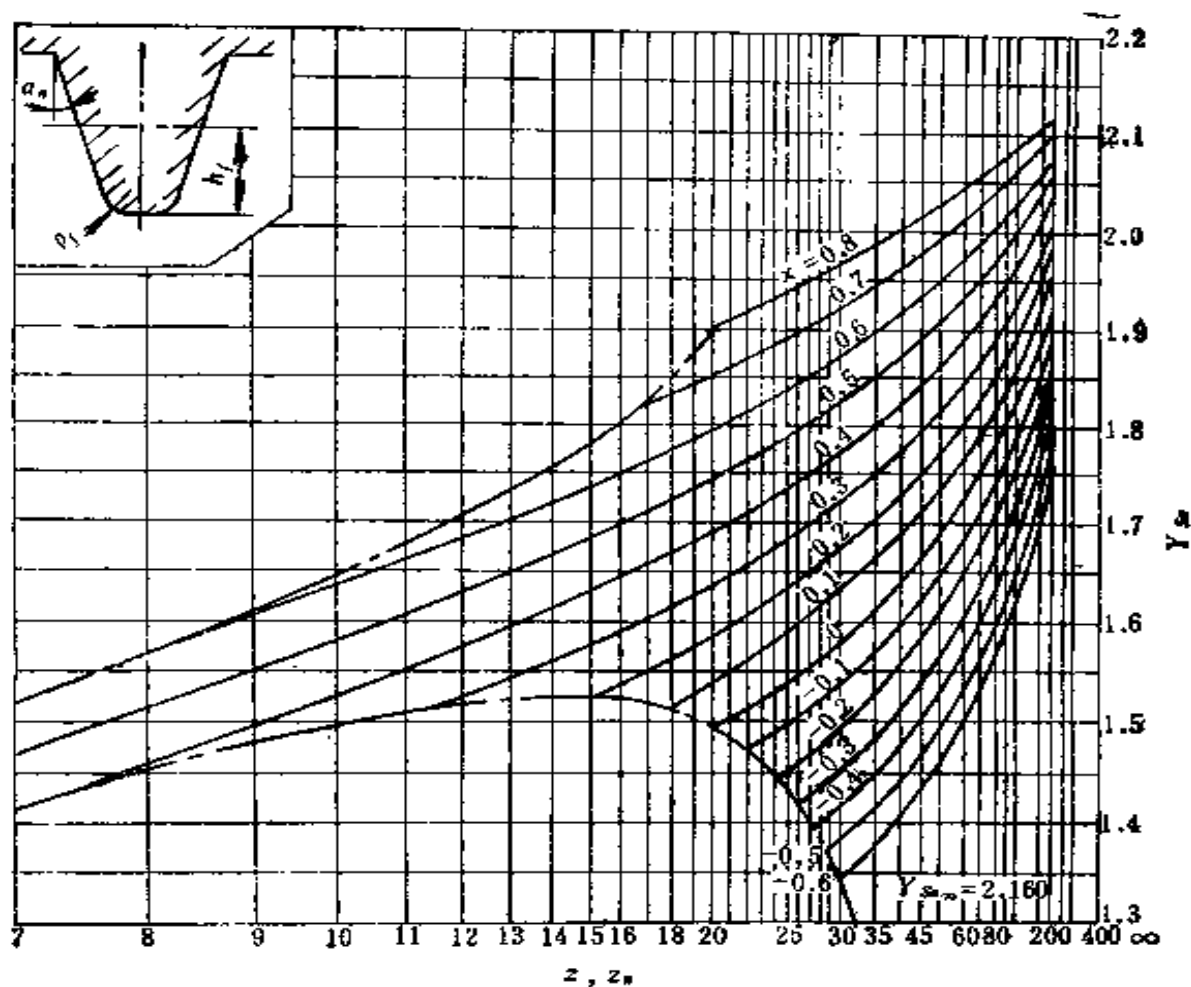
$$\alpha_n = 20^\circ, h_a/m_n = 1, h_f/m_n = 1.35, \rho_f/m_n = 0.30$$

图 3-34 应力修正系数 Y_{Sa}

- (12) 齿轮节圆直径 d_{a1}/d_{a2} 257.14/342.86 mm
- (13) 端面重合度 $\varepsilon_\alpha \approx 1.34$
 轴向重合度 ε_β 2×6.15
 总重合度 ε_γ 2×7.49
- (14) 齿轮材料及热处理 均为 30Cr2Ni2V 调质, 齿面氮化, $HV \geq 650$

2. 求计算载荷 F_{tc}

- (1) 小齿轮传递的扭矩由式(3-1)得



$$\alpha_n = 20^\circ, h_a/m_n = 1.2, h_f/m_n = 1.5, \rho_f/m_n = 0.30$$

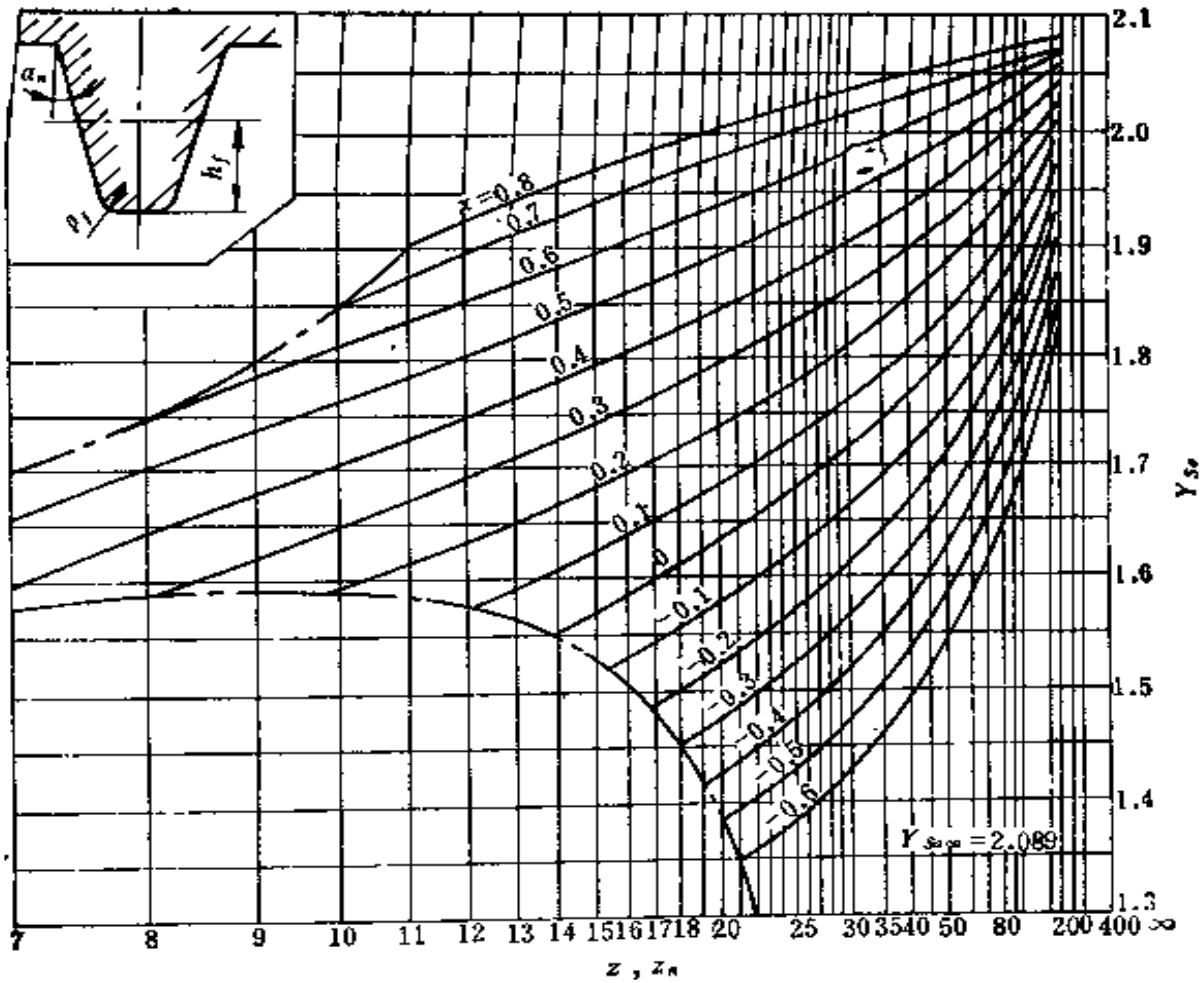
图 3-35 应力修正系数 Y_{Sa}

$$T_1 = 973.7 \frac{P}{n_1} = 973.7 \frac{8500}{8960} = 923.71 \text{ kgf}\cdot\text{m}$$

分度圆的工作圆周力由式(3-3)得

$$F_t = \frac{2000T_1}{d_1} = \frac{2000 \times 923.71}{256.36} = 7206.35 \text{ kgf}$$

(2) 使用系数 K_A 由表 3-1 查取 $K_A = 1.5$ (由汽轮机为原动机拖动压缩机)。



$$\alpha_n = 22^\circ 30', h_a/m_n = 1, h_f/m_n = 1.25, \rho_f/m_n = 0.40$$

图 3-36 应力修正系数 Y_{Sa}

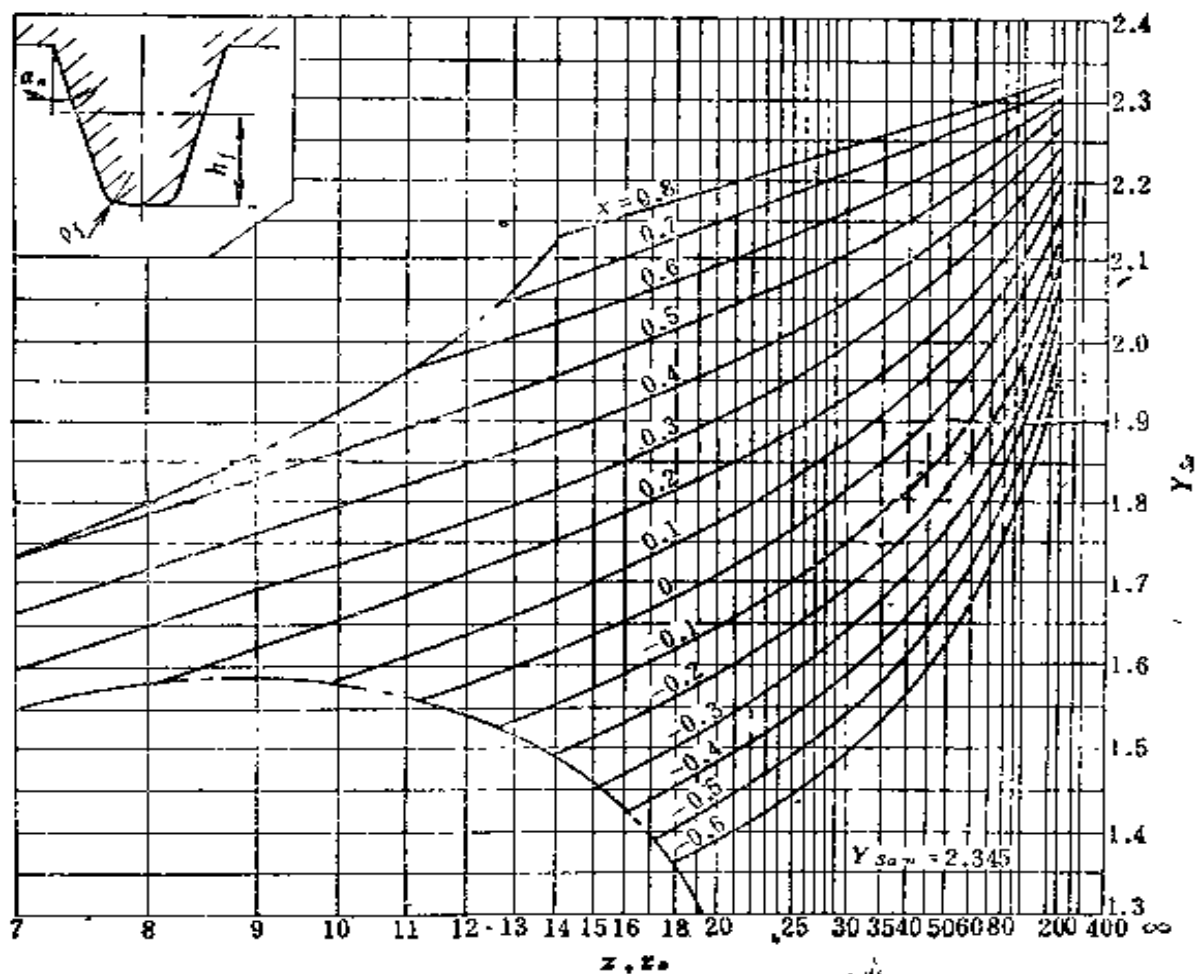
(3) 动载系数 K_v

首先确定该齿轮副所在速度区域:

轮齿啮合刚度由式(3-16)得

$$c_r = c'(0.75\varepsilon_\alpha + 0.25)$$

其中单齿综合刚度由图 3-14 根据当量齿数 $z_{n1} = z_1 / \cos^3\beta = 42 / \cos^3 35^\circ = 76.4$ 和 $z_{n2} = 56 / \cos^3 35^\circ = 101.9$ 以及 $x_1 = 0.224, x_2 = 0$ 查得 $c' \approx 20.6 \text{ N/mm} \cdot \mu\text{m}$ 这样上式



$$\alpha_n = 25^\circ, h_a/m_n = 1, h_f/m_n = 1.25, \rho_f/m_n = 0.32$$

图 3-37 应力修正系数 Y_{Sa}

$$c_\gamma = 20.6(0.75 \times 1.34 + 0.25) = 25.85 \text{ N/mm} \cdot \mu\text{m}$$

由图 3-12 求齿轮主共振速度，假设齿轮均为实心，得

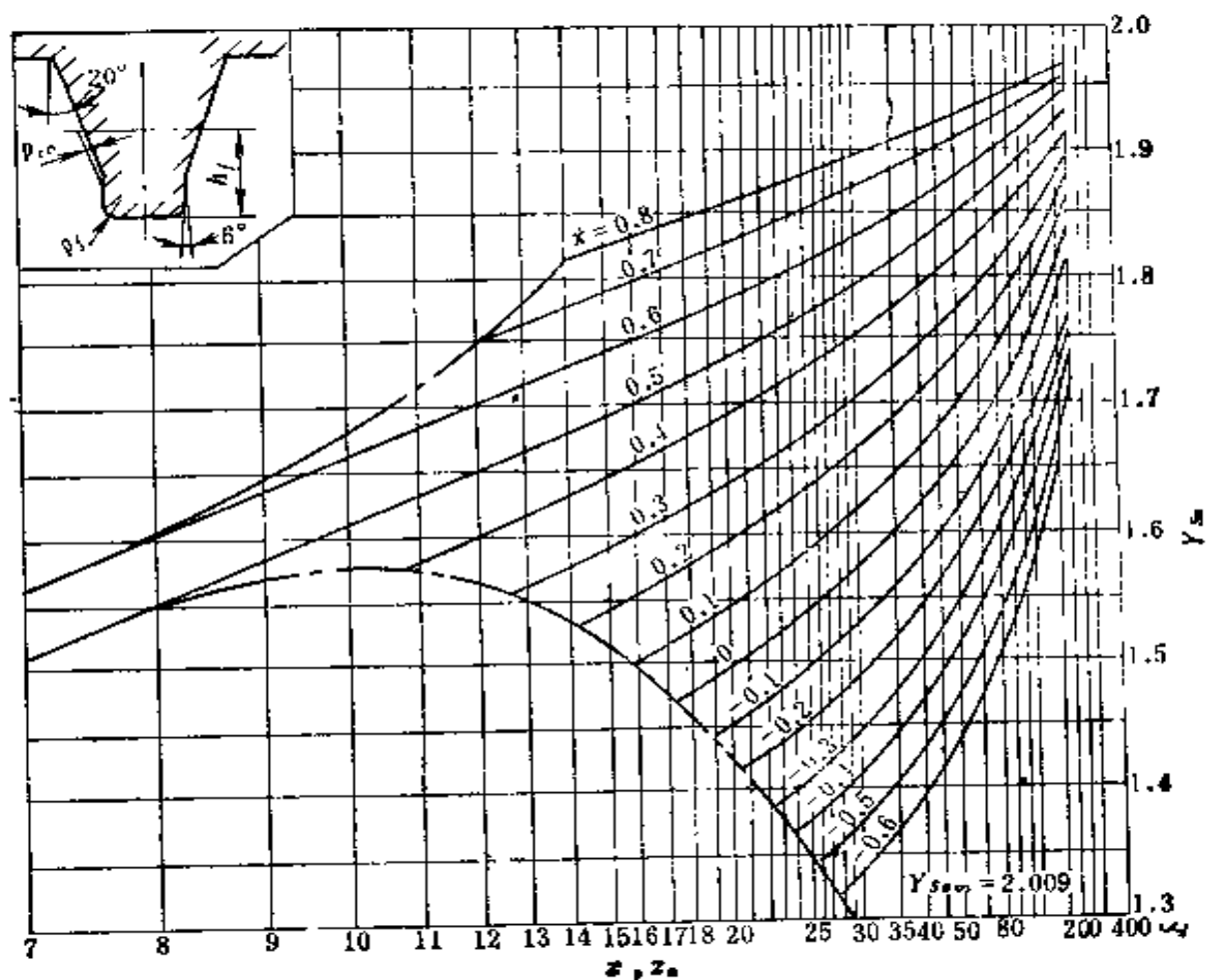
$$q_2 = 1, n_E \approx 3400 \text{ rpm}, \text{ 这样临界转速比 } N = \frac{n_1}{n_E} = \frac{8960}{3400} =$$

2.635, 说明该对齿轮在超临界速度区段工作。

由式(3-25)求动载系数

$$K_v = C_{v5} B_p + C_{v6} B_f + C_{v7}$$

由图 3-15 查得 $C_{v5} = 0.47$; $C_{v6} = 0.025$; $C_{v7} = 1.0$



$\alpha_n = 20^\circ$, $h_a/m_n = 1$, $h_f/m_n = 1.4$, $\rho_f/m_n = 0.4$, $\rho_{ro}/m_n = 0.05$

图 3-38 应力修正系数 Y_{S_s}

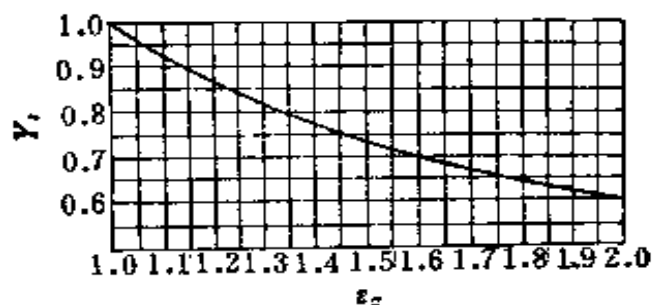
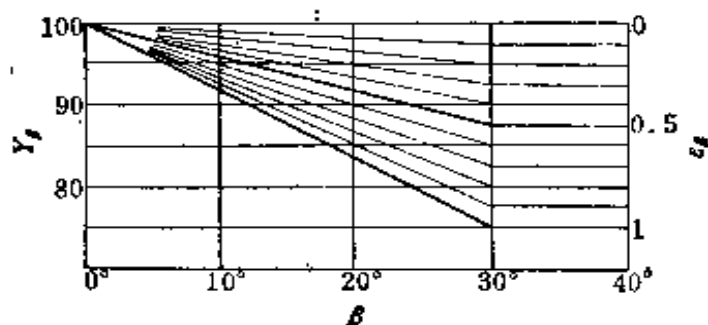
由式(3-21)和式(3-22)求

$$B_p = \frac{c' f_{pbett}}{K_A (F_t/b)} = \frac{20.6 \times 0.102 \times 9.1}{1.5 \left(\frac{7206.35}{370} \right)} = 0.654^{\ominus}$$

上式中 $f_{pbett} = 9.1$ ，由表 3-2 查得。

$$B_f = B_p = 0.654$$

\ominus c' 单位由 $N/mm \cdot \mu m$ 化为 $kgf/mm \cdot \mu m$ 时乘以 0.102。

图 3-39 重合度系数 Y_e 图 3-40 螺旋角系数 Y_β

$$\therefore K_v = 0.47 \times 0.654 + 0.025 \times 0.654 + 1 = 1.324$$

(4) 齿向载荷分布系数 K_β

先求得以下二项

$$\begin{aligned} 1) \frac{F_m}{b} &= \frac{F_t K_A K_v}{b} = \frac{7206.35}{370} \cdot 1.5 \times 1.324 \\ &= 38.68 \text{ kgf/mm} = \frac{38.68}{0.102} = 379.2 \text{ N/mm} \end{aligned}$$

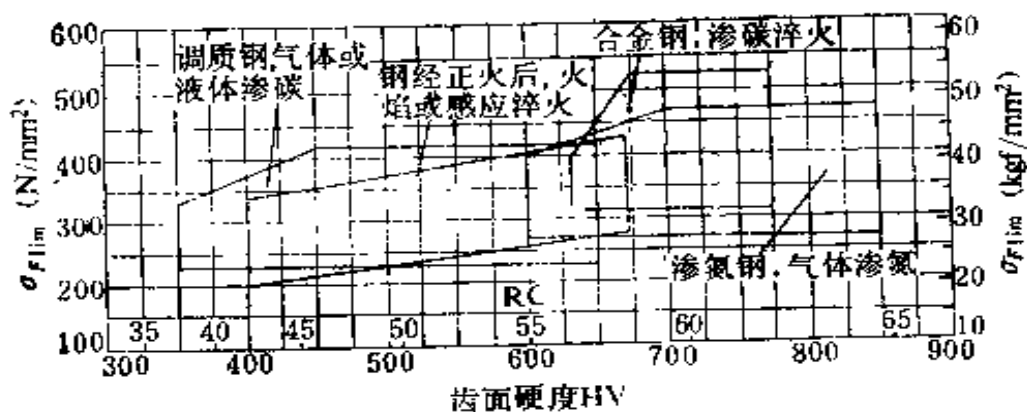
$$2) \text{ 由式(3-27)得 } F_{\beta y} = R_\beta (f_{ma} + f_{sh})$$

其中 R_β 由表 3-3 中按 $\sigma_{Hlim} \approx 1250 \text{ N/mm}^2$ 内插求得 $R_\beta \approx 0.74$ 并取 $f_{ma} = 12.5 \mu\text{m}$; $f_{sh} = 17.5 \mu\text{m}$ (均为推荐值的中间值), 这样 $F_{\beta y} = 0.74(12.5 + 17.5) = 22.2 \mu\text{m}$ 。

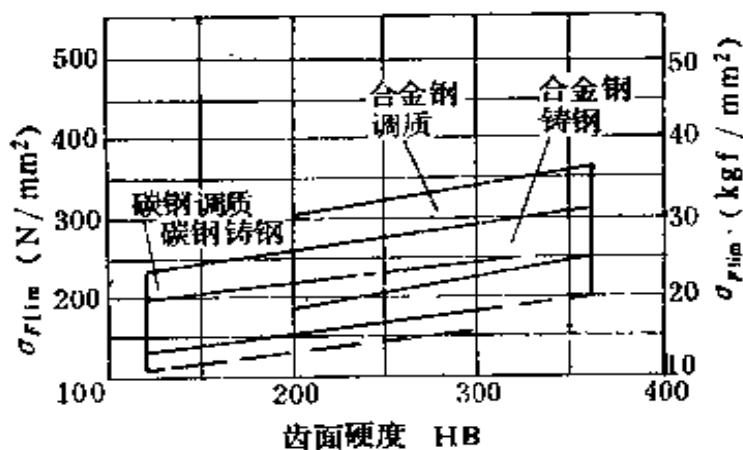
由图(3-16)中根据 $F_{\beta y}$ 和 F_m/b 查得

$$K_\beta \approx 1.56$$

(5) 齿间载荷分配系数 K_α



a)



b)

图 3-41 试验齿轮的弯曲疲劳极限应力 σ_{Flim}

a) 表面硬化钢 b) 调质钢

由式(3-29)得

$$K_{\alpha} = 0.9 + 0.4 \sqrt{\frac{2(\varepsilon_{\gamma} - 1)}{\varepsilon_{\gamma}}} \frac{c_{\gamma} f_{pb\text{eff}}}{(F_{tH}/b)}$$

其中 $F_{tH}/b = \frac{F_m K_{\beta}}{b} = 379.2 \times 1.56 = 591.55 \text{ N/mm}$

$$K_{\alpha} = 0.9 + 0.4 \sqrt{\frac{2(7.49 - 1)}{7.49}} \frac{25.85 \times 9.1}{591.55} = 1.11$$

最后得计算载荷

$$[K] = 14 \sim 15 \text{kg/cm}^2$$

4. 轮齿弯曲强度

(1) 诸系数确定 根据齿形参数

$\alpha = 20^\circ$; $h_a/m_n = 1$; $h_f/m_n = 1.25$; $\rho_f/m_n = 0.38$ 查取诸参数。

由图 3-25 查得 $Y_{Fa_1} = 2.2$, $Y_{Fa_2} = 2.2$

由图 3-32 查得 $Y_{Sa_1} = 1.9$, $Y_{Sa_2} = 1.875$

由图 3-39 查得 $Y_\varepsilon = 0.79$

由图 3-40 查得 $Y_\beta = 0.75$

(2) 由式(3-39)求小和大齿轮的轮齿弯曲应力

$$\begin{aligned}\sigma_{F_1} &= \frac{F_{tc}}{bm_n} Y_{Fa_1} \cdot Y_{Sa_1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \\ &= \frac{24782.33}{370 \times 5} \times 2.2 \times 1.9 \times 0.79 \times 0.75 \\ &= 33.18 \text{kgf/mm}^2\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{F_2} &= \frac{24782.33}{370 \times 5} \times 2.2 \times 1.875 \times 0.79 \times 0.75 \\ &= 32.74 \text{kgf/mm}^2\end{aligned}$$

(3) 轮齿许用弯曲应力由式(3-40)得

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST}}{S_{Fmin}} Y_{NT} \cdot Y_{SrelT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X$$

式中 σ_{Flim} 由图 3-41a 根据氮化钢, $HV = 650$ 取中间值: $\sigma_{Flim} = 37.5 \text{kgf/mm}^2$ $Y_{ST} = 2.1$; $S_{Fmin} = 2.0$

其它诸系数 $Y_{NT} \cdots \cdots Y_X$ 均取 1,

$$\therefore \sigma_{FP} = \frac{37.5 \times 2.1}{2} = 39.37 \text{kgf/mm}^2$$

通过以上核算, 这台增速箱中的高速齿轮之接触应力和

弯曲应力均在许可应力范围之内,说明齿轮强度是足够的。

八、高速齿轮胶合强度估算

高速齿轮齿面胶合产生的原因,主要是轮齿表面在较高载荷和较高的齿间滑动速度作用下产生的摩擦热引起接触区瞬间温度升高,润滑油粘度变稀,致使润滑油膜破裂,引起金属直接接触,摩擦加剧,齿面间金属发生局部熔焊在一起的现象,之后又随相对滑动而撕开,以致齿面形成特殊的沟痕。

引起齿轮胶合发生的因素较多,且错综复杂,其机理迄今还不十分清楚,因此要想从理论上确立切合实际的胶合承载能力的计算方法还有困难。许多研究者多从实验中,在某些特定条件和参数下,摸索出胶合承载能力的大小及规律,并在实验统计基础上给出带有局限条件的胶合承载能力计算方法。

一些研究者曾就齿轮胶合发生规律引用 $WN^x = \text{常数}$ 的公式来表达,其中 W 为发生胶合时的载荷, N 为当时的转速,而用指数 x 的变化来表达各研究者所做试验的结果规律,并加以比较,详见表 3-7^[19]。

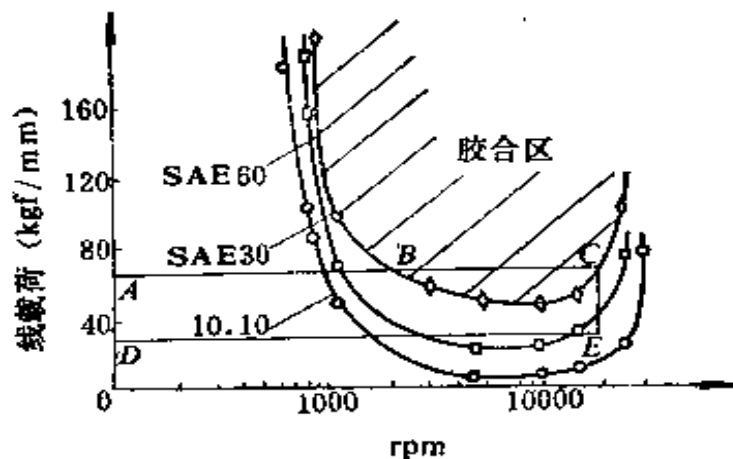
从上表可看出,由于速度的影响是以各个不同数值给出的,可见要给出一般的计算式是困难的。国际标准化组织 (ISO)TC60/WG6 工作组经过多年工作,于 1980 年对齿面胶合强度计算提出两种方法:一种为闪温法;一种是以闪温法为基础发展起来的积分温度法。这两种方法读者可参阅机械工程手册第 32 篇齿轮传动一书中的介绍,但由于该计算方法较麻烦,本书就目前工程中常用的较简单的方法作扼要介绍。

此外 Boroff 的实验得出了胶合的极限接触应力与速度的关系,并指出在高速领域中胶合极限载荷大致一定,并存在

表 3-7 $WN^x = \text{Const}$ 公式中的 x 值

研究者	年份	x 值	依据来源
Martin	1916	-1	理论
Blok	1937	2/3	理论
Almen	1948	2	经验
Lanc and Hughes	1951	2/3	理论
Cameron	1952	-1	理论
Kelley	1952	2/3	经验
Mc	1952	-1	理论
Mansion	1952	1	实验
Davis, A. W	1956	0.5	经验
Davis, W. J	1956	0.4	理论

不受旋转速度影响的部分，见图 3-44 所示。当润滑条件，材质、齿面光洁度等相同时，只要根据齿面上接触压应力就能估计其胶合极限。根据大型齿轮在周速达 140m/s 范围内实验的结果，一般地认为在小齿轮外侧最坏载荷点的接触压应力为 70~80kgf/cm² 时，要发生胶合，同时从图上亦可看出，在高速范围内胶合极限载荷有变大的趋向。

图 3-44 胶合载荷与速度的关系^[18]

1. 齿面瞬间温度

高速齿轮的齿面温度对齿间润滑状态有密切的关系，过高的齿面温度使润滑油粘度变稀，油膜减薄，以致油膜破裂，使齿面金属相互摩擦，引起胶合破坏。在沿作用线啮合过程中可知，由于各点的滚滑速度及载荷大小等因素，造成轮齿沿齿高方向温度分布有差异，通常一对齿轮的各自齿顶由于滑动速度较大，造成齿顶瞬间温度为最大值，下面就确定齿顶部位的温度计算方法作一介绍。

$$\left. \begin{array}{l} \text{小齿轮的齿面温度: } T_{B_1} = Af_1 \\ \text{大齿轮的齿面温度: } T_{B_2} = Af_2 \end{array} \right\} \quad (3-41)$$

$$A = 30 \frac{w}{\epsilon_a \cos \alpha_t} \left(\frac{v}{a^2 \sin \alpha_t} \right)^{1/4} \quad (3-42)$$

式中 w ——单位轴向齿宽负荷， kgf/mm ；

ϵ_a ——端面重合度；

a ——齿轮中心距， mm ；

α_t ——齿轮端面压力角；

v ——齿轮节圆线速度， m/s 。

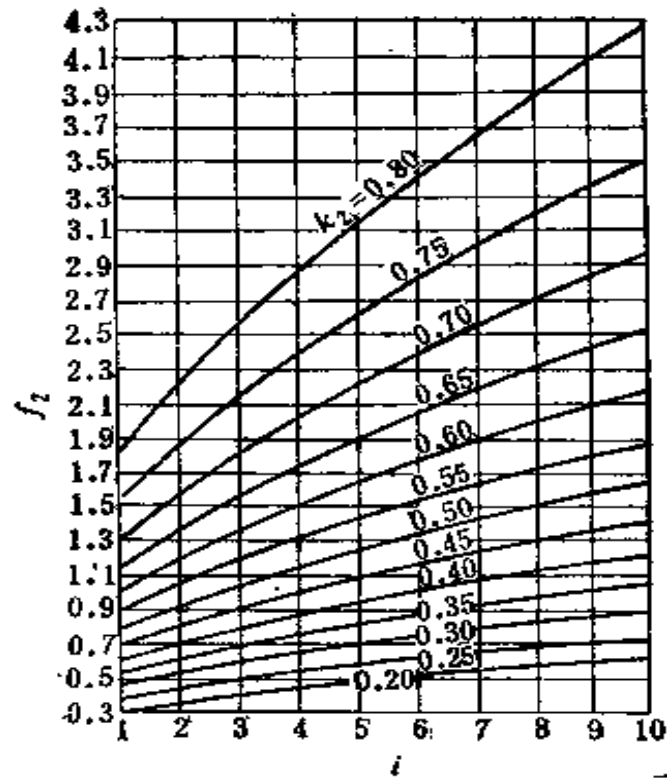
$$f_1 = \left(\frac{i+1}{i} \right)^{1/4} \frac{[k_1(i+1 - ik_1)]^{3/4}}{(1 + \sqrt{1 - k_1}) \sqrt{1 - k_1}} \quad (3-43)$$

$$f_2 = \left(\frac{i+1}{i} \right)^{1/4} \frac{[k_2(i+1 - ik_2)]^{3/4}}{(1 + \sqrt{1 - k_2}) \sqrt{1 - k_2}} \quad (3-44)$$

$$k_1 = \frac{i+1}{i} \left(1 - \frac{\text{tg} \alpha_t}{\text{tg} \alpha_{a_1}} \right); \quad \cos \alpha_{a_1} = \frac{r_{b_1}}{r_{a_1}} \quad (3-45)$$

$$k_2 = (i+1) \left(1 - \frac{\text{tg} \alpha_t}{\text{tg} \alpha_{a_2}} \right); \quad \cos \alpha_{a_2} = \frac{r_{b_2}}{r_{a_2}} \quad (3-46)$$

公式(3-45)和(3-46)中：

图 3-46 系数 f_2

距 850mm, 齿宽 400mm, 螺旋角 $\beta = 30^\circ$, 齿轮渗碳淬硬磨齿, 齿表面粗糙度 $30\mu\text{in}$, 润滑油为透平油 #140。求齿面瞬间温度。

$$k_1 = \frac{i+1}{i} \left(1 - \frac{\text{tg } \alpha_t}{\text{tg } \alpha_{a_t}} \right) = \frac{4.44+1}{4.44} \\ \times \left(1 - \frac{\text{tg } 23^\circ}{\text{tg } 27.61^\circ} \right) = 0.2308$$

$$k_2 = (i+1) \left(1 - \frac{\text{tg } \alpha_t}{\text{tg } \alpha_{a_t}} \right) = (4.44+1) \\ \times \left(1 - \frac{\text{tg } 23^\circ}{\text{tg } 23.75^\circ} \right) = 0.1921$$

由图 3-44 和 3-45 查得 $f_1 = 0.648$, $f_2 = 0.424$

$$\begin{aligned}
 A &= 30 \times \frac{w}{\varepsilon_a \cos \alpha_t} \left(\frac{v}{a^2 \sin \alpha_t} \right)^{1/4} \\
 &= 30 \frac{44.5}{1.45 \times \cos 23^\circ} \left(\frac{83.18}{850^2 \times \sin 23^\circ} \right)^{1/4} \\
 &= 132
 \end{aligned}$$

齿顶瞬间温度

$$T_{B1} = Af_1 = 85.4^\circ\text{C}$$

$$T_{B2} = Af_2 = 56.3^\circ\text{C}$$

$$R_m = \frac{2R_1R_2}{(R_1 + R_2)} = \frac{2 \times 30 \times 30}{30 + 30} = 30 \mu\text{in}$$

$$C_R = \left(\frac{75 + R_m}{4R_m} \right)^{1/2} = \left(\frac{75 + 30}{4 \times 30} \right)^{1/2} = 0.935$$

$$C_V = \frac{1.5E}{2 + E} = \frac{1.5 \times 4.6}{2 + 4.6} = 1.04$$

$$T_{BP} = 140C_R C_V = 140 \times 0.935 \times 1.04 = 136^\circ\text{C}$$

T_{B1} 和 T_{B2} 的数值均在许用 T 值之内, 故不会产生胶合。

2. 齿轮胶合极限的基准值 $w^* \frac{\sqrt[4]{v}}{\sqrt{a}}$ ⁽²¹⁾

对于使用未加耐“高压”添加剂的矿物油时, 齿轮胶合极限的基准值 $w^* \frac{\sqrt[4]{v}}{\sqrt{a}}$, 其数值可从图 3-47 或 3-48 中查取, 如

果实际 $w^* \frac{\sqrt[4]{v}}{\sqrt{a}}$ 的值小于图中值, 说明齿轮所承受的载荷, 不会发生胶合现象。

$w^* \frac{\sqrt[4]{v}}{\sqrt{a}}$ 中各物理量的意义为:

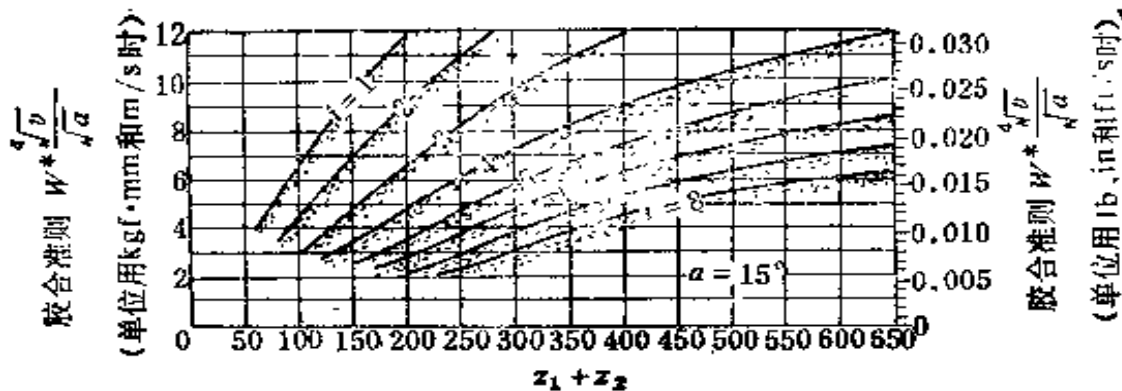


图 3-47 胶合极限

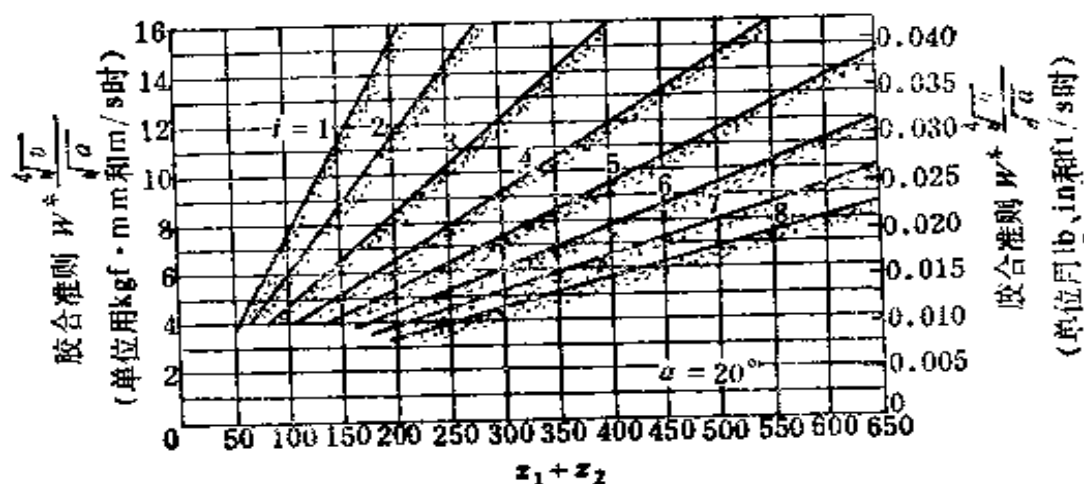


图 3-48 胶合极限

w^* ——单位齿宽的载荷，lb/in 或 kgf/mm；

v ——齿轮节圆线速度，ft/s 或 m/s；

a ——齿轮中心距，in 或 mm；

i ——传动比。

3. AGMA 航空动力直齿轮和斜齿轮胶合设计方法^{[22][23]}

本方法是通过找出闪点温度与胶合的关系来进行设计。在临界温度概念中，认为齿轮传动中相啮合的轮齿表面温度达到临界值时发生胶合。这个临界温度 T_f 称为 Blok 闪点温度指标。

$$\begin{aligned}
 T_f &= T_b + \Delta T \\
 &= T_b + \left(\frac{F_{te}}{b} \right)^{0.75} \left(\frac{50}{50 - s} \right) \left(\frac{Z_t n_p^{0.5}}{P_d^{0.25}} \right) \quad (3-48)
 \end{aligned}$$

式中 T_b ——齿轮本体温度 °F，其大小可近似取齿轮箱中润滑油进出温度的平均值；

F_{te} ——有效切向载荷 lb；

b ——有效齿宽 in；

s ——齿面光洁度 RMS[⊖] μin；

Z_t ——胶合几何系数；

n_p ——小齿轮转速，rpm；

P_d ——端面工作径节。

$$Z_t = \frac{0.0175 \left(\sqrt{\rho_P} - \sqrt{\frac{Z_P}{Z_G} \cdot \rho_G} \right) P_d^{0.25}}{(\cos \alpha_t)^{0.75} \left(\frac{\rho_P \rho_G}{\rho_P + \rho_G} \right)^{0.75}} \quad (3-49)$$

式中 ρ_P ——小齿轮曲率半径， $\rho_P = \left(\frac{Z_P \cos \alpha_t}{2P_d} \right) \theta$ ；

ρ_G ——大齿轮曲率半径， $\rho_G = a \sin \alpha_t - \rho_P$ ；

z_P 、 z_G ——小齿轮和大齿轮的齿数；

a ——齿轮中心距；

α_t ——齿轮端面啮合角；

θ ——小齿轮任意滚动角。

图 3-49 为计算闪点温度指标的齿轮装置几何尺寸(以上参数)示意图。

⊖ RMS 为表面粗糙度的均方根值，它与轮廓的平均算术偏差 R_a (用 CLA 表示，单位为 μin) 的关系为：

$$RMS \approx 1.11CLA$$

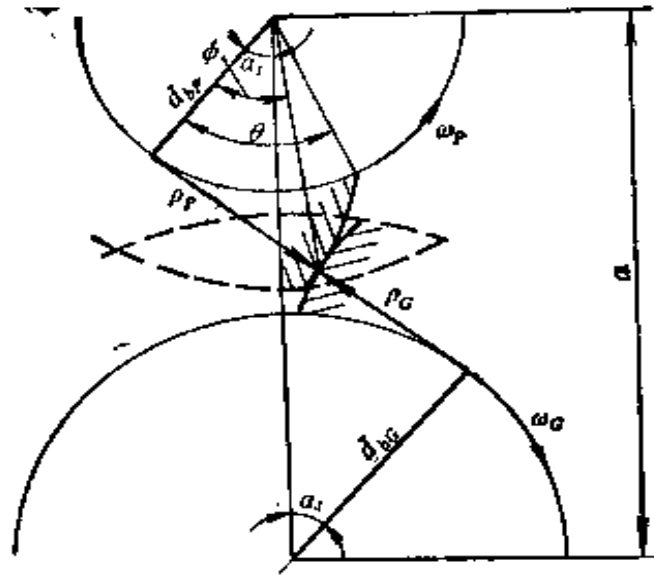


图 3-49 计算闪点温度指标的齿轮装置几何尺寸

$$F_{tc} = K F_{tc} \text{ lbs}$$

式中 F_{tc} ——齿轮切向计算载荷(工作圆周力) lbs;

K ——把切向载荷调整为一对以上轮齿承担的系数,

其值由以下各种情况分别求得:

(1) 非修整齿廓

$$1) \theta_{LD} \leq \theta < \theta_L: K = \frac{1}{3} + \frac{1}{3} \left(\frac{\theta - \theta_{LD}}{\theta_L - \theta_{LD}} \right)$$

$$2) \theta_L \leq \theta \leq \theta_H: K = 1$$

$$3) \theta_H < \theta \leq \theta_O: K = \frac{1}{3} + \frac{1}{3} \left(\frac{\theta_O - \theta}{\theta_O - \theta_H} \right)$$

(2) 修整齿廓

小齿轮带动大齿轮

$$1) \theta_{LD} \leq \theta < \theta_L: K = \frac{6}{7} \left(\frac{\theta - \theta_{LD}}{\theta_L - \theta_{LD}} \right)$$

$$2) \theta_L \leq \theta \leq \theta_H: K = 1$$

$$3) \theta_H < \theta \leq \theta_O: K = \frac{1}{7} + \frac{6}{7} \left(\frac{\theta_O - \theta}{\theta_O - \theta_H} \right)$$

- 3) 节点(因无滑动,闪点温度为零);
- 4) 单齿啮合最低点;
- 5) 小齿轮的啮合最低点。

图 3-50 是沿啮合线上闪点温度指标的典型图。为了达到最佳轮齿设计,在啮入和啮出弧线内的闪点温度应该相等,这可以通过调整齿顶高来实现。

本方法是航空齿轮装置的最佳设计方法,曾经过较多的试验调查,找出闪点温度指标与胶合的相互关系。试验是采用 MIL-L-7808 或 MIL-L-23699 牌号润滑油和 SAE9310 钢作为齿轮材料。

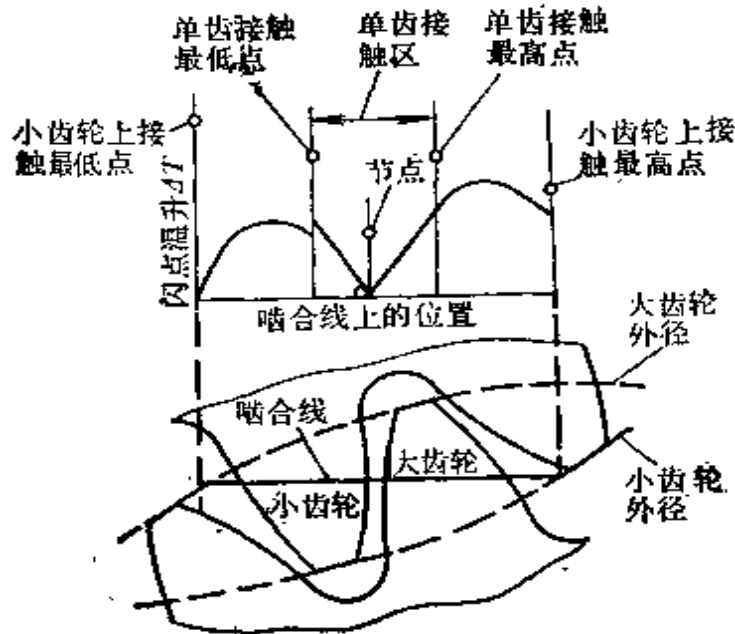


图 3-50 沿啮合线的温升分布情况

从上述研究工作中得知,齿轮传动装置计算闪点温度指标在 $\leq 276^{\circ}\text{F}$ 时,表示它的胶合危险性较小。当计算指标在 $277\sim 338^{\circ}\text{F}$ 范围内时,表示胶合危险性是中等程度。当计算指标 $\geq 339^{\circ}\text{F}$ 时,表示胶合危险性很大。

前面用公式(3-48)计算临界温度 T_c 是假定了摩擦系数

为常数 0.06 而得出的, 若用其他的摩擦系数时, 则闪点温度指标方程应变为:

$$T_f = T_b + f \left(\frac{F_{tc}}{b} \right)^{0.75} \left(\frac{50}{50 - S} \right) (Z_i n_p^{0.5}) \quad (3-50)$$

$$Z_i = \frac{0.2917 \left(\sqrt{\rho_P} - \sqrt{\frac{z_P}{z_G} \rho_G} \right)}{(\cos \alpha_i)^{0.75} \left(\frac{\rho_P \rho_G}{\rho_P + \rho_G} \right)^{0.25}} \quad (3-51)$$

摩擦系数为:

$$f = 0.0127 \lg \left(\frac{3.17 \times 10^8 w}{\mu_o v_s v_i^2} \right) \quad (3-52)$$

式中 μ_o ——绝对粘度, cp;
 v_s ——滑动速度, in/s;
 v_i ——总速度, in/s;
 w ——比载荷, lbs/in²。

公式(3-52)不能用于节点处计算, 由于该处滑动速度为零, 使摩擦系数趋于无穷大。

4. 胶合基准数 SI (Scoring Index)

D. W. 达得兰 (Dudley) 提出考核齿轮胶合极限采用^{[19][24]}:

$$\text{胶合基准数 SI} = 9.1 \left(\frac{F_t}{b} \right)^{3/4} \cdot n_p^{1/2} m^{1/4} \quad (3-53)$$

式中 F_t ——齿轮分度圆柱的切向载荷, kgf;
 b ——齿宽, mm;
 n_p ——小齿轮转速, rpm;
 m ——模数, mm。

该计算式是根据瞬时温升的计算式而来的, 瞬时温升与

其中 k 是小齿轮齿数少许变化系数。

将公式(3-54)变为

$$T \propto \left(\frac{F_t}{b}\right)^{3/4} n_P^{1/2} m^{1/4} z_P^{-3/4} \left(\frac{1+i}{i}\right)^{3/4} k \quad (3-55)$$

公式(3-53)的胶合基准数是从公式(3-55)的那种比例关系得到的。

D. W. 达得兰根据表 3-8 所列出的齿轮参数进行试验, 并将结果按上述胶合基准数整理得表 3-9 的数据。

表 3-9 胶合基准数

油 种 \ 齿轮体温度 °F	100	150	200	250	300
AGMA1	9000	6000	3000		
AGMA3	11000	8000	5000	2000	
AGMA5	13000	10000	7000	4000	
AGMA7	15000	12000	9000	6000	
AGMA8A	17000	14000	11000	8000	
Grade 1065 Mil-0-6082B	15000	12000	9000	6000	
Grade 1010 Mil-0-6082B	12000	9000	6000	2000	
Synthetic 合成油 (Turbo 35)	17000	14000	11000	8000	5000
Synthetic 合成油 Mil-0-7808D	15000	12000	9000	6000	3000

第四章 高速齿轮修形

高速齿轮的轮齿通常以每秒高达 50~250 多次的频率交替啮合来传递功率。为使运转较为平稳,减少由轮齿受载变形和制造误差引起的啮合初始冲击,并改善齿面的润滑状态及获得较为均匀的载荷分布,在高速传动中采用了齿轮修整。这个修整包括两个方面:

- 1) 渐开线齿形修整;
- 2) 齿长修整(又称螺旋线修整)。

以下将分别叙述之。

一、渐开线齿形修整

1. 基本原理

图 4-1a 为一对齿轮的啮合过程。随着齿轮旋转,轮齿顺啮合线进入啮合,起始啮合点为 A ,啮出点为 D ,啮合线 $ABCD$ 为轮齿参加啮合的一个周期。其中 AB 和 CD 段是由两对轮齿同时参加啮合,而 BC 段仅一对齿参加啮合,因此轮齿啮合过程中载荷分布显得不均匀(见图 4-1 b)。理论载荷分布为 $AFGHKLD$,但由于啮合点上齿面接触变形、齿的剪切变形和弯曲变形等因素影响,使载荷变化有所缓和,实际载荷分布为图示 $AMNHIOPD$ 。整个啮合过程中轮齿承担载荷的幅度大致为: A 点为 40%;从两对齿啮合过渡到一对齿啮合的过渡点 B 为 60%;然后急剧转入仅一对齿啮合的区域 BC 段为 100%,最后至 D 点为 40%。由以上得知轮齿

在啮合过程中载荷分布有明显突变现象，轮齿的弹性变形也随之改变。图 4-2 表示轮齿啮合过程中，由于弹性变形引起

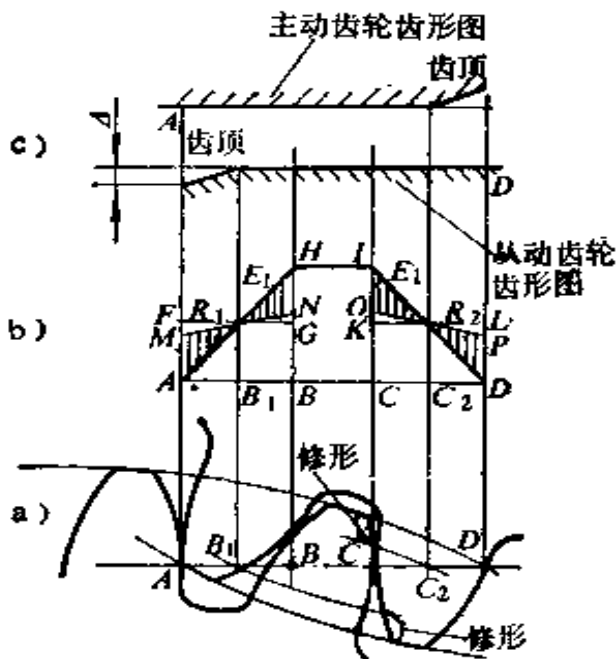


图 4-1 轮齿啮合过程中载荷分布和齿形修整

主从动轮齿的节距发生变形，使啮合初始点 A 处发生干涉现象。除了上述情况之外，还有高速运转产生温度变形的影响、受力元件包括齿轮箱体、轴承等变形以及不可避免的制造误差等因素使高速齿轮产生啮合初始冲击，增大了动载荷。

对于常用的高速斜齿轮来论，由于斜齿轮存在轴向重合度，使啮合过程中轮齿变形不像直齿轮那样大，但是也不能避免啮入开始时所产生的干涉现象。当主动齿轮的齿根与从动齿轮的齿顶从一个端面开始啮合时，会产生与直齿轮类似的啮入冲击。图 4-3 所示为一对增速齿轮传动的情况。当主动轮的轮齿 D_2 和从动轮的轮齿 D_1 在啮合线 b_1b_2 上达到 ω 点时，由于它们受载变形，使紧跟着要参加啮合的轮齿 D'_2 和 D'_1 发生啮入干涉，造成啮入瞬间在齿间产生比正常情况下更大的压应力，齿间油膜也可能遭到破坏。同样在齿宽另一端面上，轮齿在啮出瞬间也会发生啮出冲击现象。在实际应用中为避免在齿顶承受载荷，最好采用沿齿宽方向均进行齿形修整。除采用上述齿形修整避免啮合瞬间冲击的办法外，还常采用在斜

主从动轮齿的节距发生变形，使啮合初始点 A 处发生干涉现象。除了上述情况之外，还有高速运转产生温度变形的影响、受力元件包括齿轮箱体、轴承等变形以及不可避免的制造误差等因素使高速齿轮产生啮合初始冲击，增大了动载荷。

对于常用的高速斜齿轮来论，由于斜齿轮存在轴向重合度，使啮合

齿轮端部适当倒坡或鼓形齿来代替齿形修整。

齿形修整是设想将一对相啮合齿上发生干涉的齿面部份适当削去一些,即靠近齿顶的一部份进行修整,如图 4-1 c 所示。通过齿形修整后,使载荷按 $AHID$ 规律分布,传递载荷时在进入啮合点 A 处正好相接触,使负荷从 M 值降为零,然后逐渐加上,至 H 点达 100% 载荷。在 CD 段,由于主动轮齿顶采取相似的修整,负荷由 100% 逐渐下降,最后到 D 点为零。

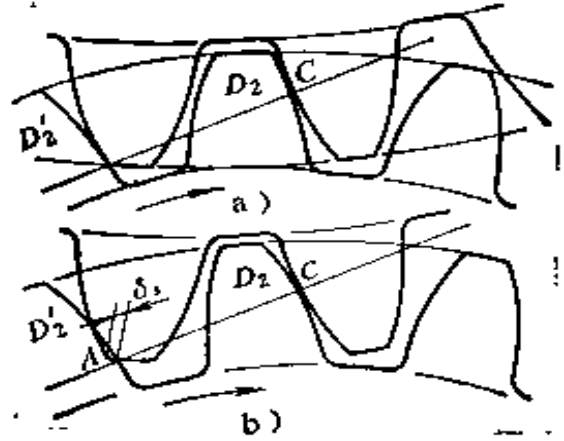


图 4-2 轮齿加载变形

a) 加载前 b) 加载后

Walker 于 1938 年最早发表了渐开线齿轮齿形修整的论述^{[10][25]},他提出的修整方法是使轮齿在啮合过程中, BC 段内即 B 和 C 点承担着最大载荷,其相应变形也最大(图 4-4),结果使啮合始末点 A 和 D 处产生干涉现象。这样,主动轮齿顶部的最大修整量 δ_D ,主要以轮齿啮合于 B 点时的加载变形量作为理论依据,即

$$\delta_D = \delta_{B1} + \delta_{B2}$$

同理,从动轮齿顶部最大修整量为

$$\delta_A = \delta_{C1} + \delta_{C2}$$

上两式中 δ_{B1} 、 δ_{B2} ——小、大齿轮在 B 点的变形量;

δ_{C1} 、 δ_{C2} ——小、大齿轮在 C 点的变形量。

齿顶修整,对于小齿轮相应为啮合线中 CD 段,对于大齿轮相应为啮合线中 AB 段,保留 BC 段不作修整。沿 AB 和 CD 段是按抛物线变化规律进行修整的(见图 4-5),若需求某一距离 x 时的修整量可按下式计算:

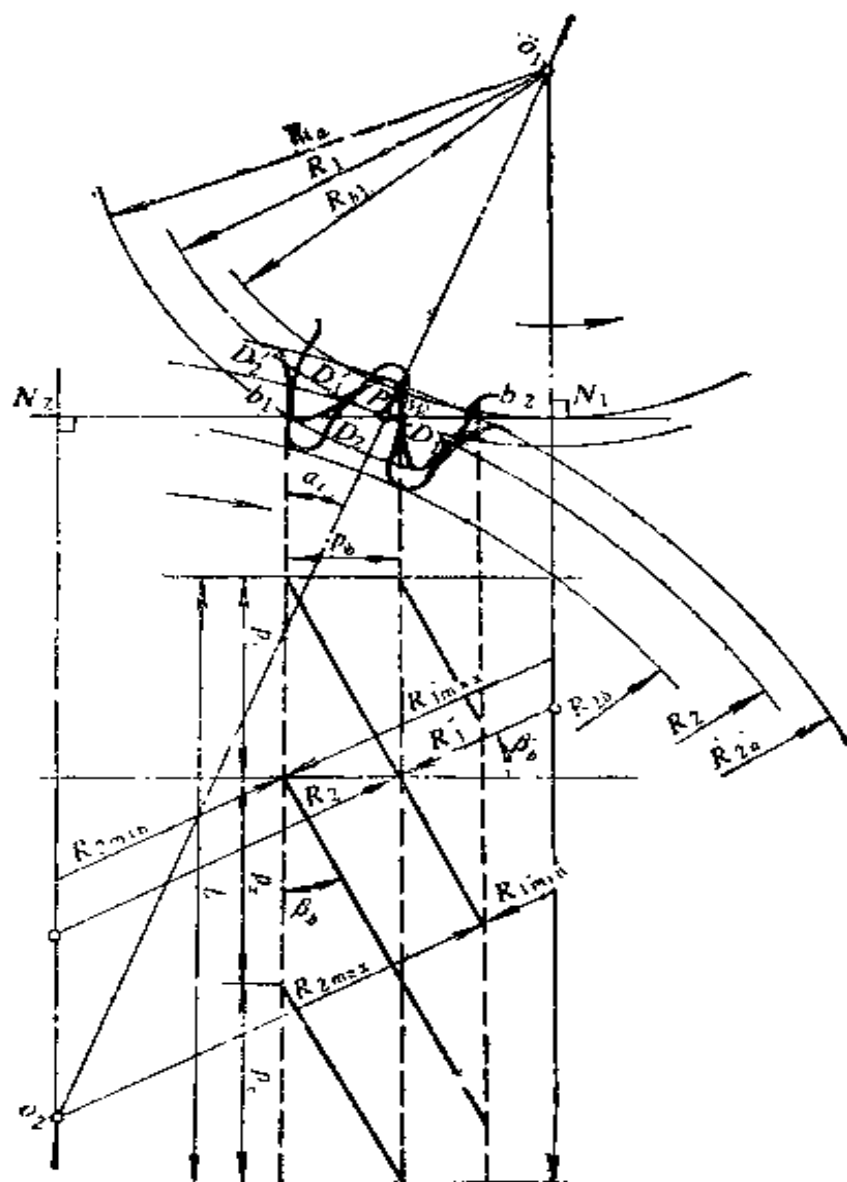


图 4-3 斜齿轮啮合状况

对于主动齿轮

$$\Delta_p(x) = \delta_D \left(\frac{x}{CD} \right)^{1.5}$$

对于从动齿轮

$$\Delta_w(x) = \delta_A \left(\frac{x}{AB} \right)^{1.5}$$

(4-1)

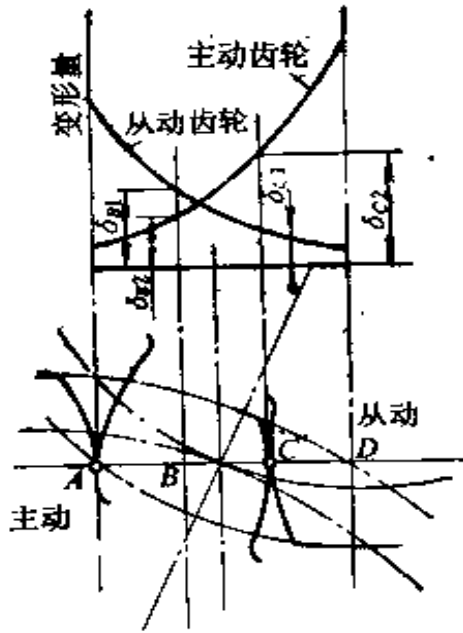


图 4-4 轮齿加载变形

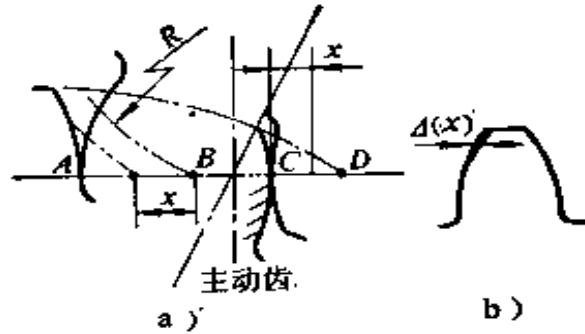


图 4-5 齿顶修整规律

2. 齿形修整量的确定

齿形修整量主要取决于轮齿加载产生的变形量和齿轮精度等因素。

(1) 轮齿变形量估算^[26]

轮齿加载的弹性变形 δ_0 包括轮齿接触变形、弯曲变形、剪切变形和齿根变形等, 由于这些变形确定都比较困难, 通常用轮齿啮合刚度 c_γ 来确定之。

$$\delta_0 = \left(\frac{F_{bt}}{b} \right) \frac{1}{c_\gamma} \cdot \frac{1}{\cos \alpha_t} \quad \mu\text{m} \quad (4-2)$$

式中 F_{bt} —— 端面内轮齿上的法向力(切于基圆柱), kgf;

b —— 齿宽, mm;

α_t —— 端面压力角;

c_γ —— 轮齿啮合刚度, kgf/mm· μm 。 $c_\gamma = \frac{F_{bt}}{w}$, 式中

w 为啮合时小和大齿轮轮齿变形总和, 见

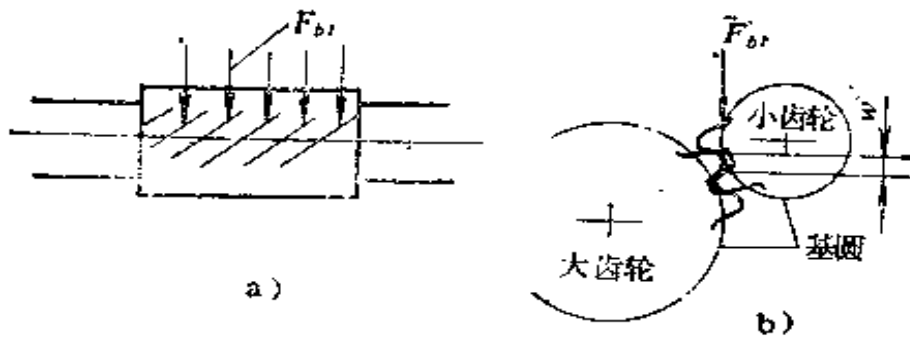
图 4-6₀

图 4-6 斜齿轮轮齿受载的变形

(2) 齿顶修形量 Δ_s

$$\Delta_s = (\Delta_{tb} + \delta_0) \quad (4-3)$$

式中 Δ_{tb} ——基齿距偏差, μm 。

(3) 轮齿顶部修整高度起始点的确定 (见图 4-7)

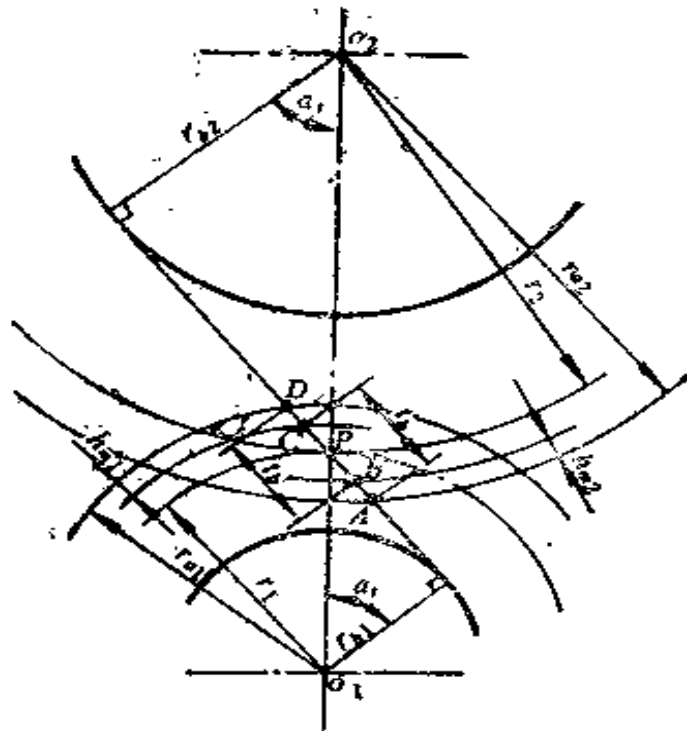
根据 Walker. 齿形修整论点, 保持啮合线中 BC 段不修

图 4-7 齿形修整起始点

整, CD 和 AB 段为小和大齿轮齿顶修整高度, 相应径向高度为 h_{m1} 和 h_{m2}

$$\left. \begin{aligned} h_{m1} &= r_{a1} - [(l_1 + r_1 \sin \alpha_t)^2 + (r_1 \cos \alpha_t)^2]^{1/2} \\ h_{m2} &= r_{a2} - [(l_2 + r_2 \sin \alpha_t)^2 + (r_1 \cos \alpha_t)^2]^{1/2} \end{aligned} \right\} (4-4)$$

$$\text{其中 } \left. \begin{aligned} l_1 &= r_2 \sin \alpha_t + t_b - [r_{a2}^2 - (r_2 \cos \alpha_t)^2]^{1/2} \\ l_2 &= r_1 \sin \alpha_t + t_b - [r_{a1}^2 - (r_1 \cos \alpha_t)^2]^{1/2} \end{aligned} \right\} (4-5)$$

3. 渐开线齿形修整的实际应用

前面谈到确定齿形修整量的基本理论, 在实际应用中还要考虑实践经验及实现的方便, 如采用在滚齿机(包括剃齿机)上进行滚剃切齿工艺, 其齿形修整量已在刀具基本齿廓上确定, 且各国都订有标准, 很少按受载变形量来进行单配。硬齿面齿形修整可在磨齿机上通过修整机构来实现, 其修整量可以根据设计要求来做到。

(1) 高速齿轮齿形修整基本齿廓简介

1) 英国船用主推进装置减速齿轮用公制标准基本齿廓 BS 1807-1976 见图 4-8。

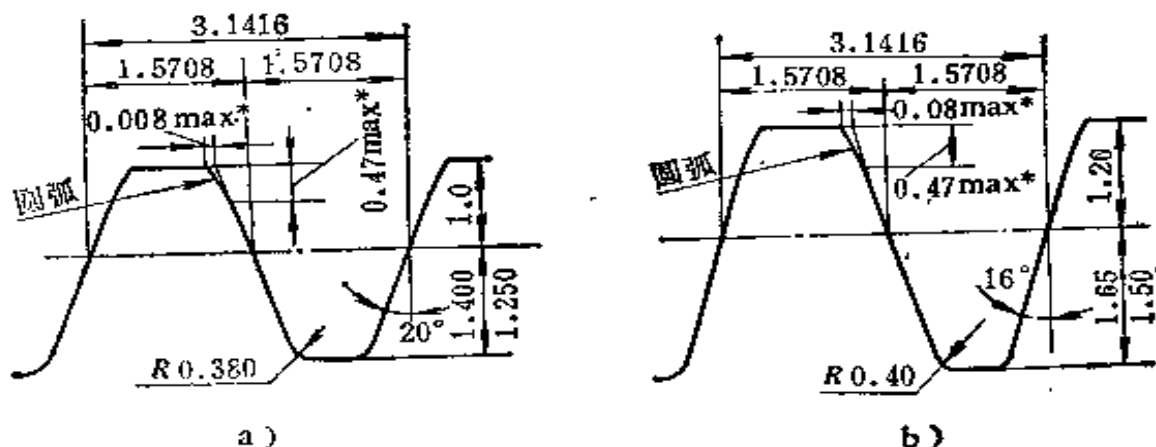


图 4-8 英国船用主推进装置减速齿轮用公制标准基本齿廓(模数 $m = 1$ 吋)
a) 压力角 20° b) 压力角 16°

2) 瑞士 MAAG 齿轮公司基本齿廓见图 4-9。

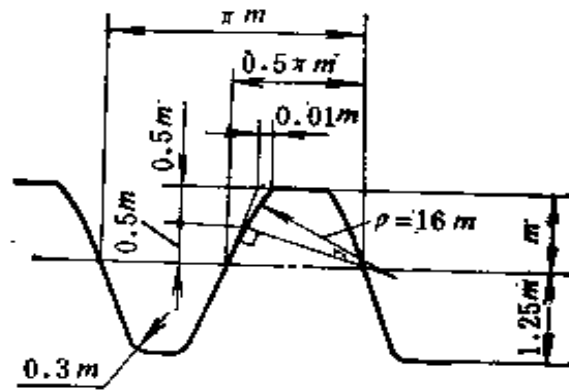


图 4-9 MAAG 标准齿廓

3) 苏联蒸汽轮机、燃气轮机及离心式压缩机齿轮原始齿条的法向齿形——苏联国家标准 ГOCT 8889-77 见图 4-10。其主要参数于下表：

参数名称	数 值	
齿形角 α	20°	22°30'
全齿高 h_0	2.5 m	2.4 m
齿顶高 h_{a0}	1.5 m	1.4 m
齿厚 s_0 :		
用以加工外啮合齿轮	1.621 m	1.621 m
用以加工内啮合齿轮	1.571 m	1.571 m
齿顶圆角半径 ρ_{a0}	0.714 s_0 - 0.780 m	0.748 s_0 - 0.868 m

- 注：1. 表中 m 为模数。
 2. 对于行星齿轮传动允许采用其它角度的齿形角。
 3. 确定 h_{a0} 和 Δ_0 时，要求端面重合度 $e_\alpha > 1$ 。
 4. 齿顶处直线段宽度 $s_{a0} \leq 0.125 m_0$ 。
 5. 对于 3 级及 4 级精度，要求轴向重合度 $e_\beta \geq 1.25$ ；对于 5 级及 6 级精度要求 $e_\beta \geq 1.5$ 。要求 e_β 最好圆整到稍大的整数。
 6. 当承载能力并不是受轮齿弯曲强度限制时，啮合线有效部分在节点前后的两段应彼此相等。

4) ISO 国际标准化组织基本齿廓分三种(见图 4-11)^[28]。

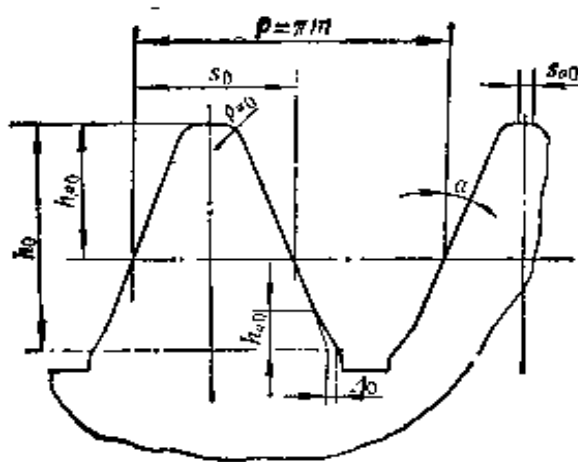


图 4-10 苏联蒸汽轮机、燃气轮机及离心式压缩机齿轮原始齿条的法向齿形——苏联国家标准 ГOCT8889-77

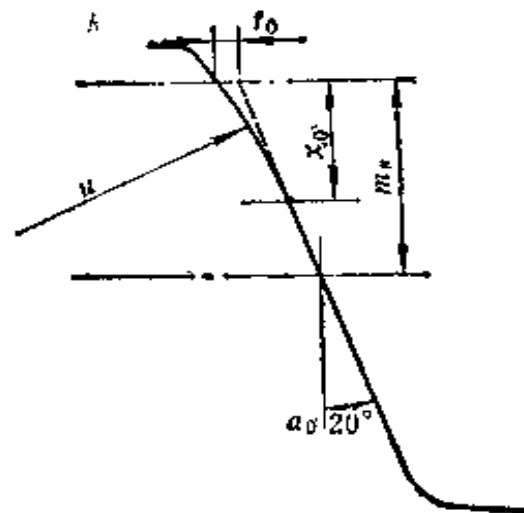


图 4-11 ISO 标准齿廓

- ① $t_0 = 0.02 m_n$ $x_0 = 0.6 m_n$ $u = 11.15 m_n$
- ② $t_0 = 0.01 m_n$ $x_0 = 0.5 m_n$ $u = 15.3 m_n$
- ③ $t_0 = 0.006 m_n$ $x_0 = 0.4 m_n$ $u = 17 m_n$

上面三种齿廓修正值 t_0 和 x_0 均为最大的规定值。

基本齿条上修形齿廓的起始点及修整量换算到被切削齿轮上, 即所在半径 r_m 及修整量 Δ_g , 可由以下公式求出 (见图 4-12)。

首先假设刀具齿廓修形段为直线变化, 对于直齿轮, 修形起始点所在半径为^[27]:

设模数 $m = 1$ 时

$$r_m = \sqrt{\frac{(x+k)^2}{\sin^2 \alpha} + z(x+k) + \frac{z^2}{4}} \quad (4-6)$$

式中 k ——齿条的节线到修形起始点的垂直距离;

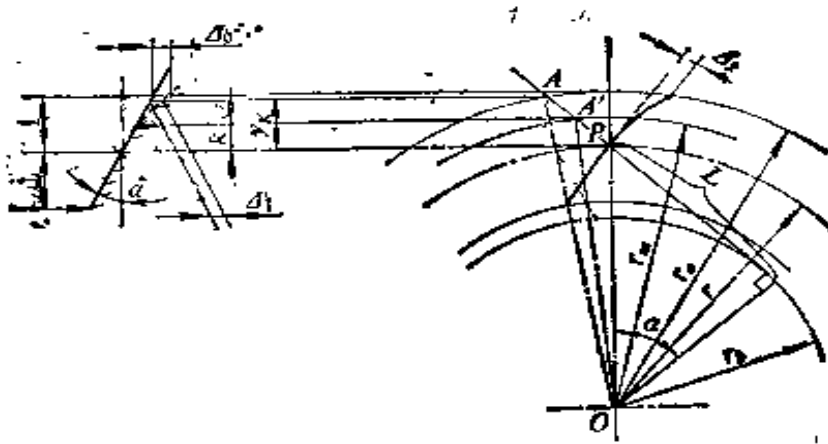


图 4-12 齿轮上齿形修整尺寸计算示意图

- x ——变位系数；
 z ——齿轮的齿数；
 α ——齿轮压力角。

渐开线轮齿端面修形量近似为：

$$\begin{aligned}
 D_g &= D_1 \cos \alpha \\
 &= \frac{D_0 (y_k - k - x) \cos \alpha}{(1 - k)} \\
 &= D_0 \left\{ \left[\left(\sqrt{\frac{z^2}{4} \sin^2 \alpha + z(1+x)} + (1+x)^2 \right. \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. \left. - \frac{z}{2} \sin \alpha \right) \sin \alpha - k - x \right] \cos \alpha / (1 - k) \right\} \quad (4-7)
 \end{aligned}$$

式中 D_1 ——为齿轮啮合线与顶圆相交点 A 对应于齿条上的修形量；

D_0 ——齿条上距离节线为标准齿高系数时修形量；

y_k ——齿条上节线到 D_1 处的垂直距离。

式(4-6)和(4-7)用于斜齿轮计算是近似的,此时 α 、 r_m 及 D_g 均为端面参数。

(2) 瑟格(Sigg)齿形修整法^[28]

这里介绍 MAAG 齿轮公司 H.Sigg。在马格磨齿机上对渗碳淬硬直齿轮和单斜齿轮磨削所采用齿形修整有关资料。

齿形修整通常都是在小齿轮上进行，而相配大齿轮不作修整，但个别也有在大小齿轮上都进行齿顶修整。不论采用那种形式，都要在啮合线上留下和基齿距相等的一段长度，不予修整。采用这样修整方法，其修整高度与前述 Walker 法相比为短，故通常把它称为短修整，Walker 法称为长修整。齿形修整量大小主要取决于轮齿的负载及制造精度，实践经验推荐按下表 4-1 计算，表中符号见图 4-13 和 4-14 所示。

表 4-1 齿形修整量

单位 μm

修正量 齿轮型式	$\Delta_{1\alpha}$	Δ_{10}	$\Delta_{2\alpha}$	Δ_{20}
直齿轮	$8 + 0.5F_t/b$	$15 + 0.5F_t/b$	$0 + 0.5F_t/b$	$8 + 0.5F_t/b$
斜齿轮	$5 + 0.4F_t/b$	$13 + 0.4F_t/b$	$0 + 0.4F_t/b$	$8 + 0.4F_t/b$

注： F_t 为齿轮圆周作用力 (kgf)， b 为齿宽 (mm)。

对于高速齿轮来说，小齿轮的平均温度比大齿轮高些，这时它们的基齿距之间应有下列差值

$$\Delta t_b = t_b \Delta \theta \alpha' \quad (4-8)$$

式中 $\Delta \theta$ ——大小齿轮的温差；

α' ——热膨胀系数。

为补偿这种变形而进行的修整是采用改变理论渐开线 BC 间公差带的斜度，也就是对小齿轮的基齿距进行修正。

在减速齿轮中，由于小齿轮的温度通常比大齿轮高约 $10 \sim 15^\circ\text{C}$ (在传动比较小时为 $5 \sim 8^\circ\text{C}$)，所以使主动小齿轮的

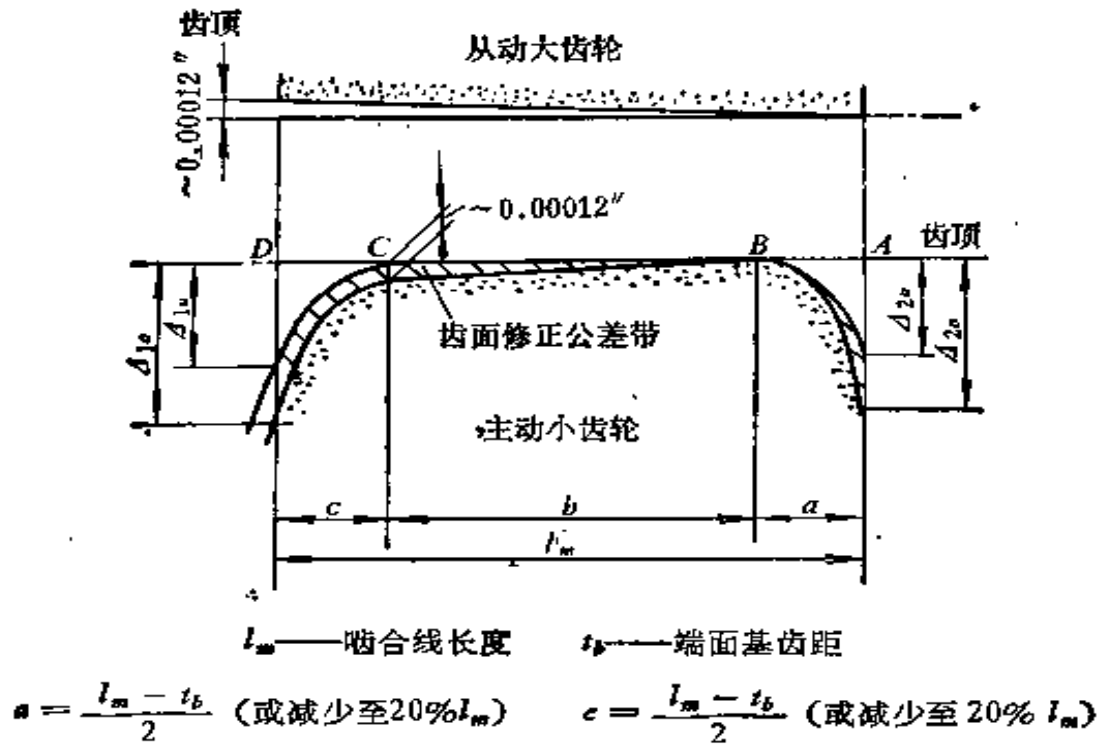


图 4-13 减速齿轮齿形修整

基齿距稍大。当其增大到一定程度时，具有减少啮合撞击的效果。在温差较大的情况下，必须把基齿距差值减少到适当的值，为了弥补这一点，如图 4-13 中，对主动小齿轮的齿廓 C 处采取了向齿体内方向的公差带。

在增速齿轮的情况下，这种关系恰好相反，从动的小齿轮的温度较高，因而基齿距较大，在轮齿弯曲变形条件相同的情况下会加剧轮齿受撞击的倾向。为了补偿温度变形，在从动小齿轮的 B 处（见图 4-14），考虑采取向齿体内方向的公差带，以减小小齿轮的基齿距。

通常在小齿轮的平均温度大于大齿轮时，要注意到下面情况，对减速齿轮来说，齿的弯曲变形和温差的影响有互相抵消的倾向，但对增速齿轮来说，这两种影响却是互相迭加的，所以增速齿轮的基齿距修整要比减速齿轮的修整量大。

齿轮传递载荷时会产生热变形，这是由于齿面间高速滚滑产生摩擦热量，另外齿轮高速旋转摩擦鼓风及轴承摩擦等也产生热量，这些热量有一部份被冷却油循环带走、通过油气空间向外辐射散热，经热平衡后余下热量就留在齿轮体内，使齿轮温度上升，产生变形。对于高速宽斜齿轮，由于温度高且沿齿宽分布不均匀，引起热胀不均致使螺旋线偏差，因此，即使在装配时齿面接触均匀，但在运转时，载荷沿齿宽的分布仍会不均匀。

由齿轮温度场一些实验指出，对于直齿轮，通常在齿宽中央部位高些，而齿的两端由于散热条件较好，温度相对低些。斜齿轮最高温度的部位有些偏移^[29]，如图 4-17 为 MAAG 公司一台功率为 50 MW、3000/1000 rpm

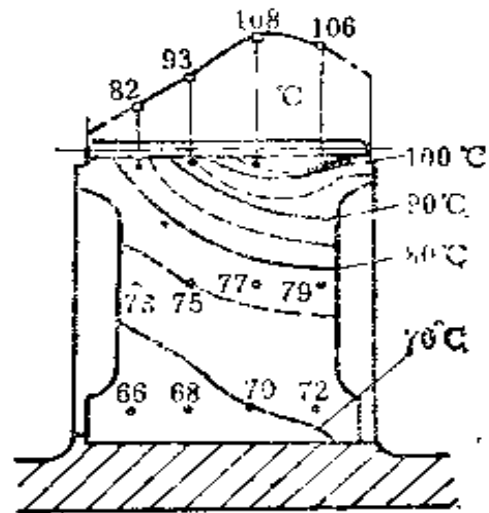


图 4-17 齿轮温度场

大齿轮轮体温度分布的情况。图 4-18 为一台 75000 马力船用透平齿轮传动第一级小齿轮齿面温度测定情况，其中图 a 为轮齿测温用热电偶布点情况，图 b 为温度测定结果。我们可清楚地看出，轮齿最高温度随圆周速度增加而上升，且偏移愈为明显，这种现象是由于润滑油从啮合起始一端轴向流动到另一端，热油引起距啮出端侧约 1/6 的齿宽处温度最高[⊖]。

(3) 影响载荷分布的还有齿轮螺旋角误差、齿轮箱体、基架变形，轴承间隙受载荷作用方向引起轴心偏移及齿轮体高速旋转离心力引起径向位移等因素，也应予以考虑。

⊖ 随着齿轮速度提高，轴承摩擦热量要传给轴与齿轮，使沿齿向温度分布趋于相近，甚至齿两端比中间还高些。与文中所述情况有些差异。

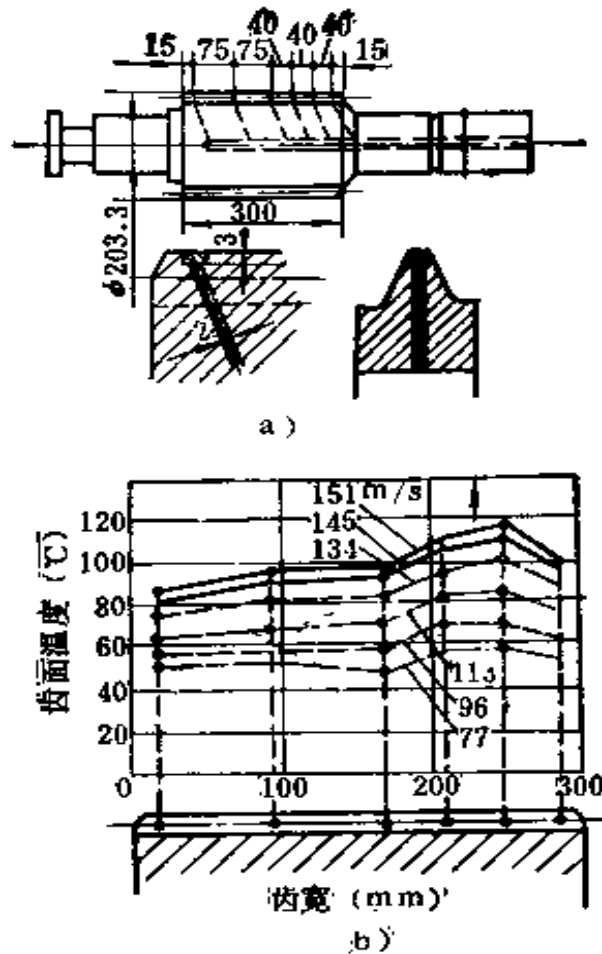


图 4-18 75000 马力船用透平齿轮传动第一级
小齿轮齿面温度测定

a) 轮齿安置测温用热电偶布点情况 b) 齿面温度分布

2. 齿向修整原理简述

在透平传动中由于小齿轮齿宽系数都较大,一般在 1.5~2.5。传递载荷时小齿轮轮齿将产生弯曲和扭转变形,两种变形的综合结果使齿轮副之间沿齿宽方向的载荷分布不均匀,产生偏载(见图 4-17)。通常小齿轮的弹性变形占主要份量,因而将它作为齿向修整的主要内容。齿向修整的方法就是根据轮齿受力产生变形,将螺旋线按预定规律进行调整,以获得较为均匀的载荷分布。

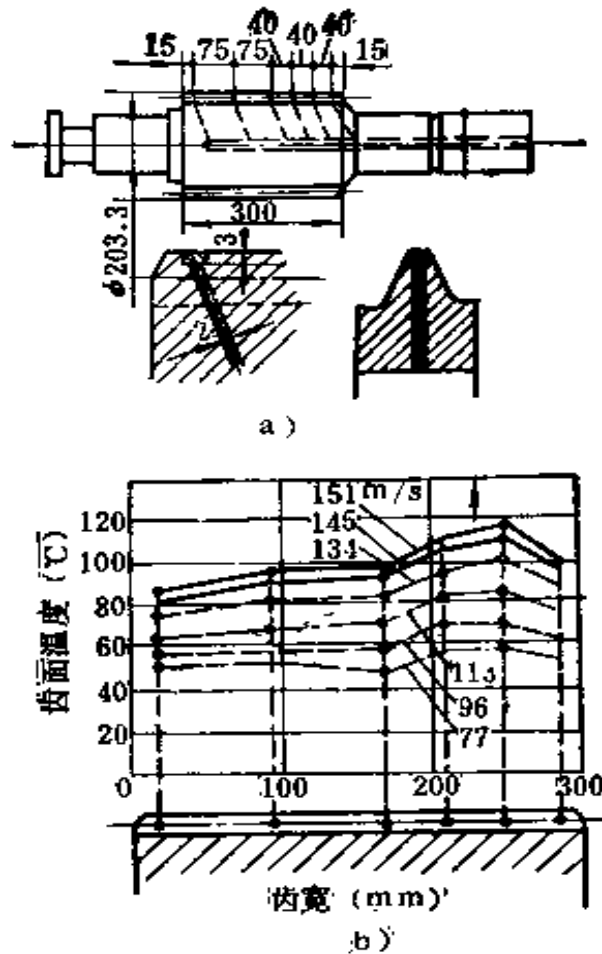


图 4-18 75000 马力船用透平齿轮传动第一级
小齿轮齿面温度测定

a) 轮齿安置测温用热电偶布点情况 b) 齿面温度分布

2. 齿向修整原理简述

在透平传动中由于小齿轮齿宽系数都较大,一般在 1.5~2.5。传递载荷时小齿轮轮齿将产生弯曲和扭转变形,两种变形的综合结果使齿轮副之间沿齿宽方向的载荷分布不均匀,产生偏载(见图 4-17)。通常小齿轮的弹性变形占主要份量,因而将它作为齿向修整的主要内容。齿向修整的方法就是根据轮齿受力产生变形,将螺旋线按预定规律进行调整,以获得较为均匀的载荷分布。

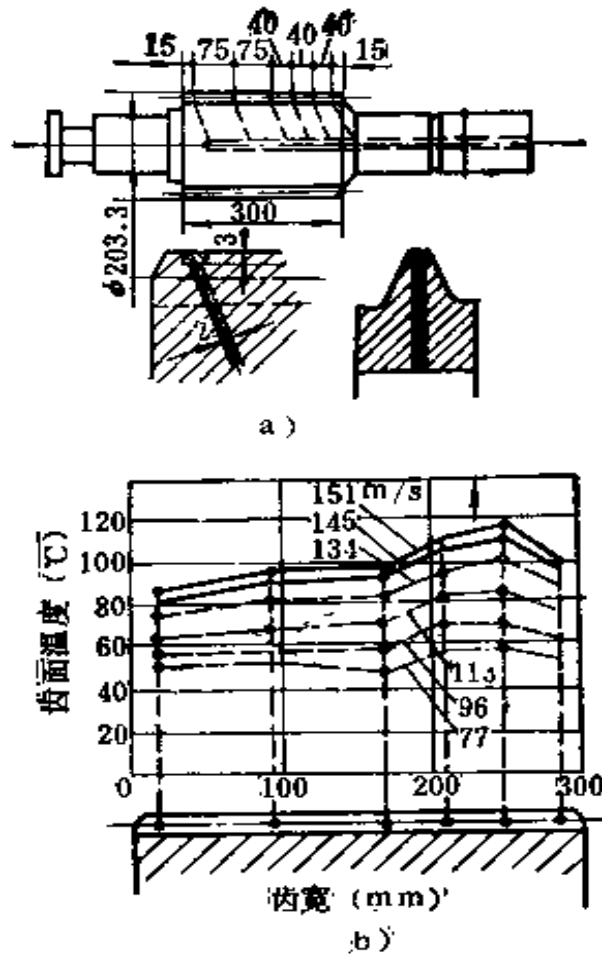


图 4-18 75000 马力船用透平齿轮传动第一级
小齿轮齿面温度测定

a) 轮齿安置测温用热电偶布点情况 b) 齿面温度分布

2. 齿向修整原理简述

在透平传动中由于小齿轮齿宽系数都较大,一般在 1.5~2.5。传递载荷时小齿轮轮齿将产生弯曲和扭转变形,两种变形的综合结果使齿轮副之间沿齿宽方向的载荷分布不均匀,产生偏载(见图 4-17)。通常小齿轮的弹性变形占主要份量,因而将它作为齿向修整的主要内容。齿向修整的方法就是根据轮齿受力产生变形,将螺旋线按预定规律进行调整,以获得较为均匀的载荷分布。

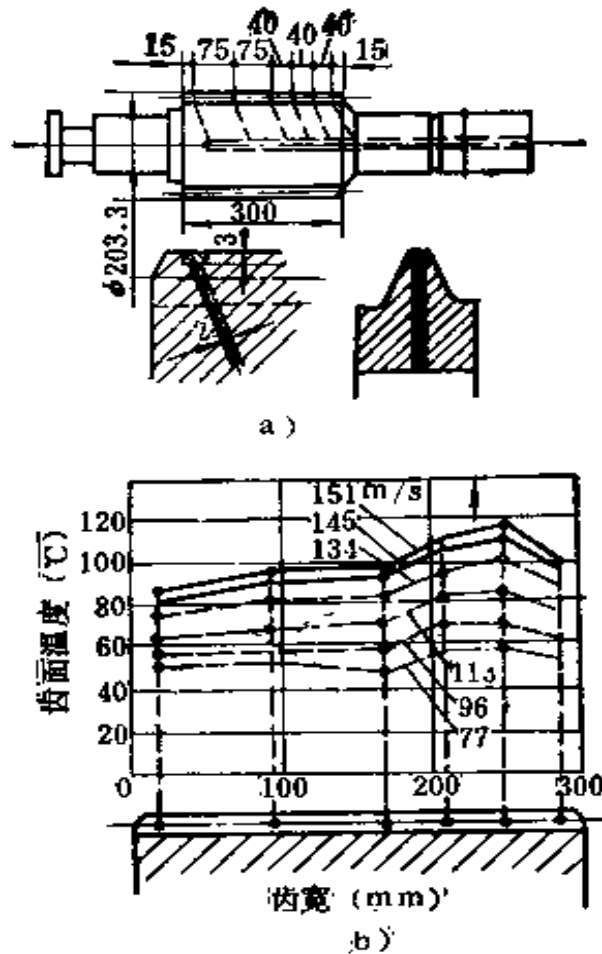
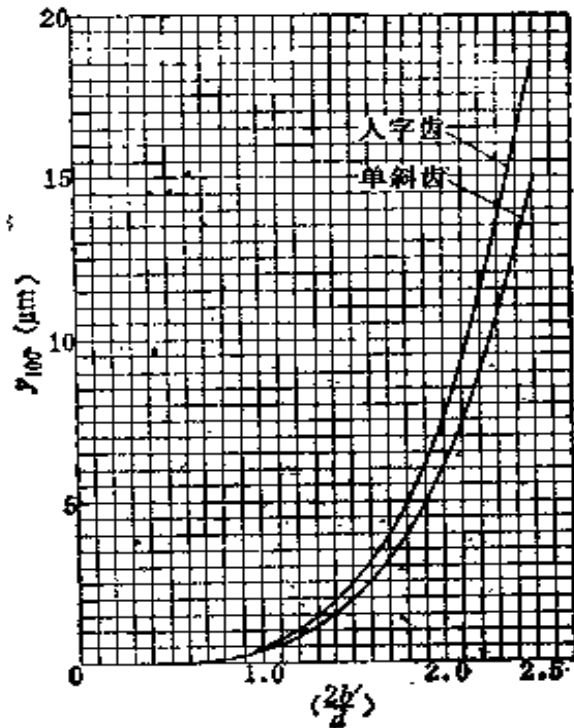


图 4-18 75000 马力船用透平齿轮传动第一级
小齿轮齿面温度测定

a) 轮齿安置测温用热电偶布点情况 b) 齿面温度分布

2. 齿向修整原理简述

在透平传动中由于小齿轮齿宽系数都较大,一般在 1.5~2.5。传递载荷时小齿轮轮齿将产生弯曲和扭转变形,两种变形的综合结果使齿轮副之间沿齿宽方向的载荷分布不均匀,产生偏载(见图 4-17)。通常小齿轮的弹性变形占主要份量,因而将它作为齿向修整的主要内容。齿向修整的方法就是根据轮齿受力产生变形,将螺旋线按预定规律进行调整,以获得较为均匀的载荷分布。



本图曲线按下列假设制作:

$$L/b = 1.8, \quad \bar{e} = \frac{2c}{b} = 0.5, \quad w_i = 100 \text{kgf/cm},$$

当实际载荷为 w^* 时其弯曲变形为

$$y^* = \frac{w_i^*}{w_{100}} y_{100}$$

图 4-22 轮齿弯曲变形

$A-B$ 段和 $C-D$ 段可用单斜齿扭转变形计算公式。

$A-B$ 段扭转变形为

$$\delta_{A-B} = \frac{1}{\pi G} w_i \left(\frac{b}{d} \right)^2 \frac{1}{1 - K_i'} [4\bar{x}_1 - \bar{x}_1^2] \quad (4-13)$$

式中 $\bar{x}_1 = \frac{2x_1}{b}$;

G ——材料剪切弹性模量,对于钢质材料取 $G = 8.1 \times 10^5 \text{kgf/cm}^2$ 。

A 与 B 间相对最大扭转变形为

$$\delta_A = \frac{3}{\pi G} w_t \left(\frac{b}{d}\right)^2 \frac{1}{1 - K_t^4} \quad (4-14)$$

C—D 段扭转变形为

$$\delta_{C-D} = \frac{1}{\pi G} w_t \left(\frac{b}{d}\right)^2 \frac{1}{1 - K_t^4} (\bar{x}_2^2) \quad (4-15)$$

式中 $\bar{x}_2 = \frac{2x_2}{b}$ 。

C 与 D 间相对最大扭转变形为

$$\delta_D = \frac{1}{\pi G} w_t \left(\frac{b}{d}\right)^2 \frac{1}{1 - K_t^4} \quad (4-16)$$

中间退刀槽扭转变形为

$$\delta_{B-C} = \frac{16}{\pi G} w_t \frac{(b)}{d^3} c \quad (4-17)$$

轴齿轮扭转总变形为

$$\delta = \delta_A + \delta_{B-C} + \delta_D \quad (4-18)$$

上式中 δ_{B-C} 较微小,可略之不计,则上式可近似简化为

$$\begin{aligned} \delta &\approx \delta_A + \delta_D \\ &= \frac{4}{\pi G} w_t \left(\frac{b}{d}\right)^2 \frac{1}{1 - K_t^4} \end{aligned} \quad (4-19)$$

扭转变形曲线呈抛物线。为使用方便起见,绘制了图 4-23,此曲线是在 $w_t = 100 \text{ kgf/cm}$ 时作出的,若 w_t 为其它值时,可按比例换算之。

对于双支承对称布置时,弯曲和扭转变形许用值推荐于下

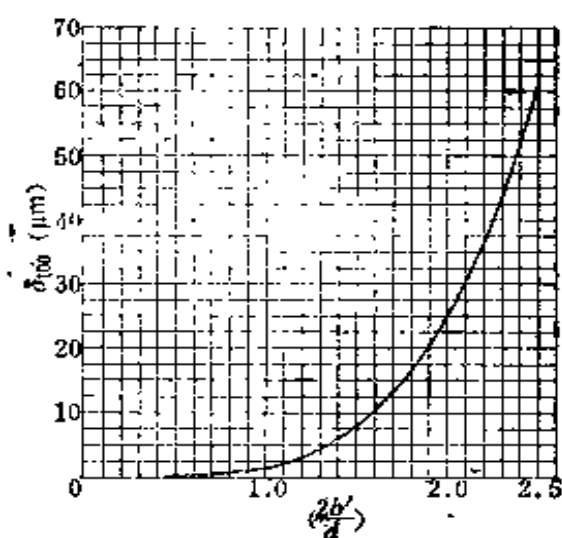
$\gamma_{1D(S)\max} + \delta_D \leq 25 \mu\text{m}$ ——指非修整齿轮;

$\leq 35 \mu\text{m}$ ——指修整齿轮;

$\leq 10 \sim 15 \mu\text{m}$ ——指非修整齿轮设计推荐范围。

(3) 合成变形

将图 4-20 及图 4-21 中图 b 弯曲变形及图 c 扭转变形迭加



本曲线是在 $w_t = 100 \text{ kgf/cm}$ 时作出的, 当载荷为 w_t^* 时其扭转变形为:

$$\delta^* = \frac{w_t^*}{w_{100}} \delta_{100}$$

图 4-23 轮齿扭转变形

后即得图 d 的合成变形曲线, 它近似指出了齿轮在沿齿向均匀载荷分布条件下轮齿点变形情况。从图中看出, 扭矩侧合成变形最大, 达 $y_{1\max} + \delta_A$, 其次是自由侧为 $y_{1\max} - \delta_D$ 。理论上要求的齿向修整曲线正好与合成变形曲线相反, 见图中 d) 的虚线所指。

图 4-24 和图 4-25 分别为单斜齿和人字齿在不同的 $\left(\frac{2b'}{d}\right)$ 比值下, 齿向修整理

论曲线^[18]。图中 v 为修整量, δ 为单位齿宽上在平均载荷作用下的变形量, 并假设轮齿啮合刚度 $c_r = 2 \text{ kgf/mm} \cdot \mu\text{m}$ 作出的。

对于齿轮传动装置来说, 除了主要考虑轴齿轮扭转变形及弯曲变形之外还有大齿轮、轴承及箱体的变形, 以及齿间油膜作用等影响因素, 故实际的齿向修整曲线只能以上述合成变形为基础, 结合实践经验来确定。

通常在齿宽上留一段不做修整, 使齿轮具有足够的轴向重合度, 以保证在较轻载时也能较平稳地运转, 其余段按合成变形曲线作成接近分段的折线。

MAAG 齿轮公司 H. Sigg 介绍了硬齿面单斜齿的齿向

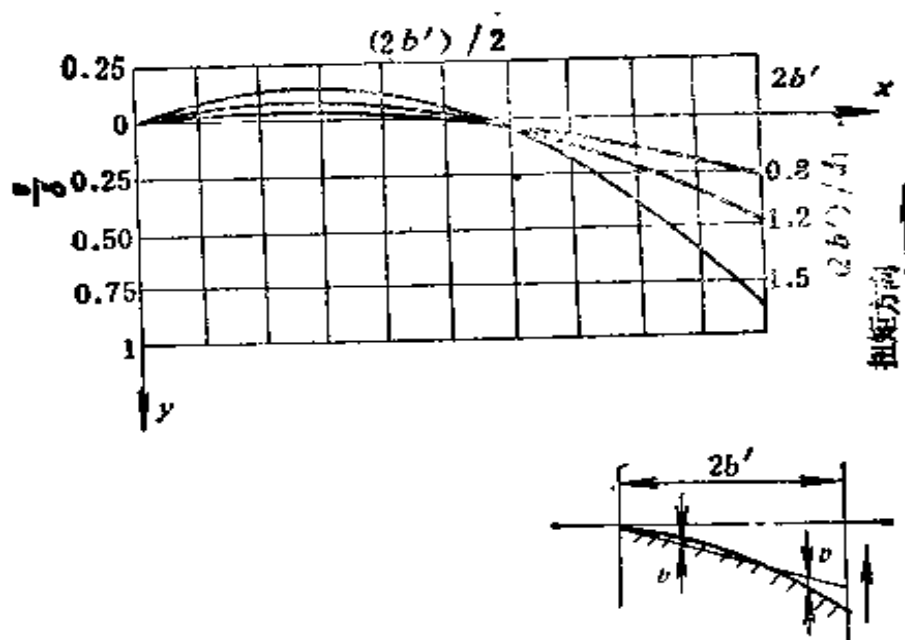


图 4-24 单斜齿齿向修整理论曲线

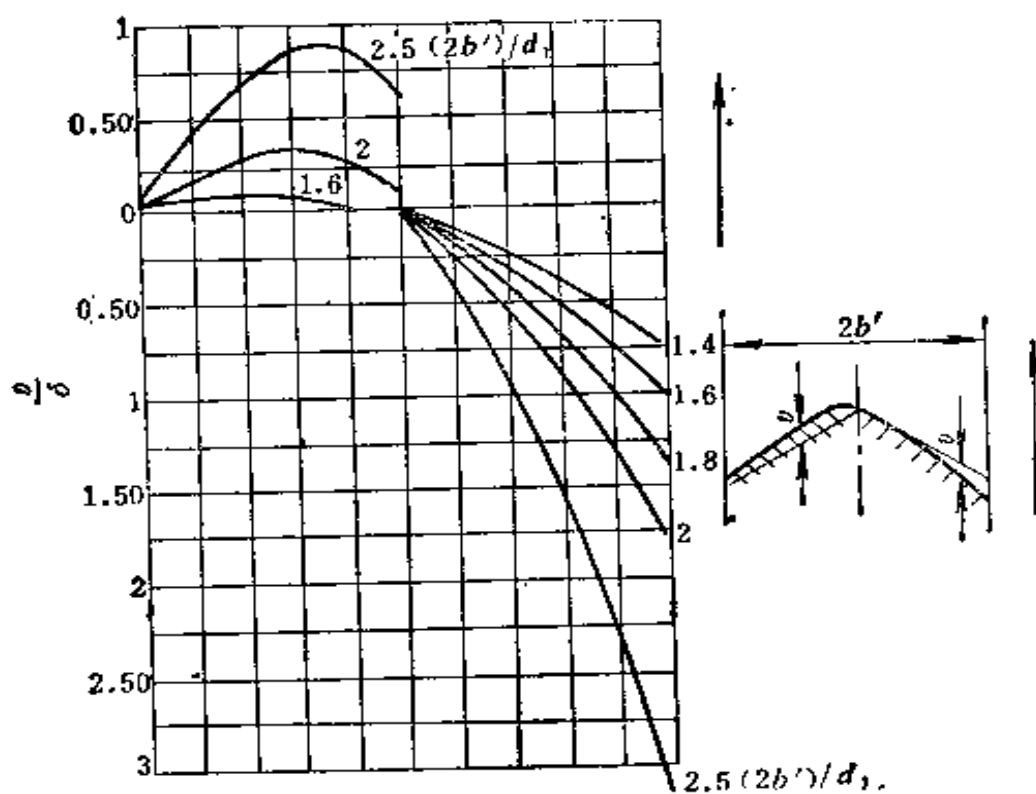


图 4-25 人字齿齿向修整理论曲线

修整数据,它适用于小齿轮的合成变形小于 $20\mu\text{m}$ 的场合,见

图 4-26 和 4-27。如果载荷和变形很大时，就必须在整个齿宽上进行修整。

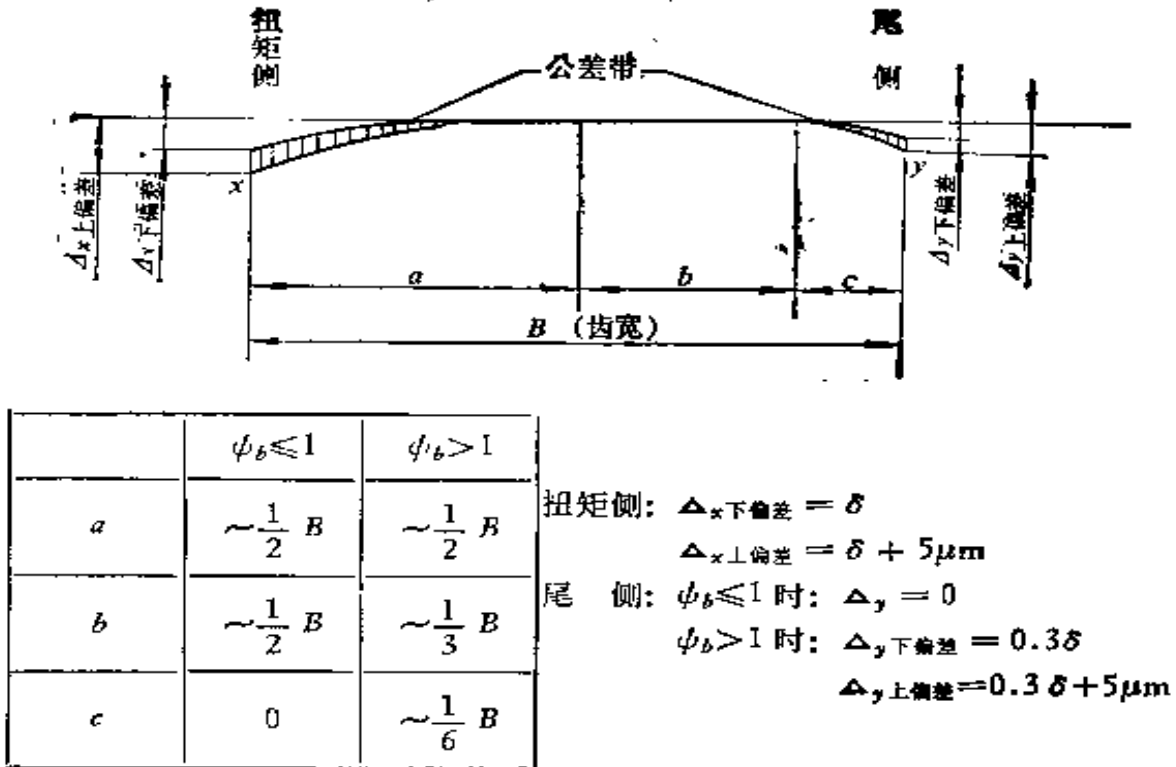
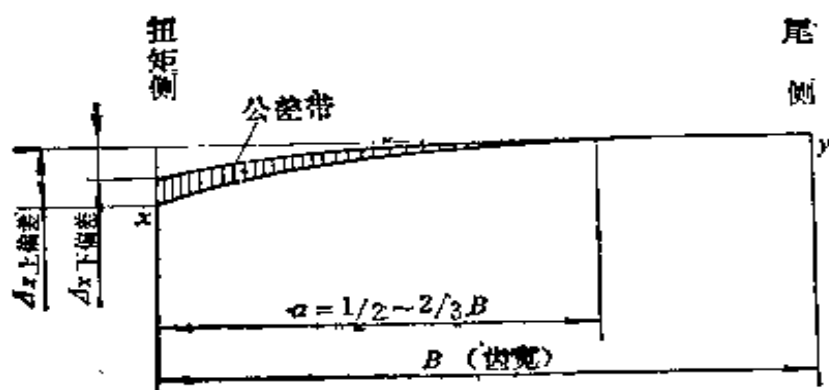


图 4-26 小齿轮与一个大齿轮相啮合时的齿向修整

对于软齿面的人字齿轮，其齿向修整通常在精密滚齿机或剃齿机上实现的。齿向修整曲线是以合成变形为基础，作成与其反对称、较接近的分段折线，见图 4-28 所示^[31]。此外，还有将小齿轮的名义螺旋角略为变动一些，来改善齿向载荷分布不均匀程度，例如日本 37 万吨级油船“日石丸”号四万马力透平主传动齿轮(见图 4-29)^[32]，其中第二级小齿轮就是这样齿向修整的。它使得沿齿宽上最大载荷的倍率 K_s (即齿宽上最大单位载荷除以平均载荷的商) 由原来不修整的 150% 降为 120%，其效果是显著的。



扭矩侧: $\Delta_{x下偏差} = \delta$ $\Delta_{x上偏差} = \delta + 5\mu\text{m}$
 尾侧: $\Delta_y = 0$

图 4-27 小齿轮与两个大齿轮啮合时的齿向修整

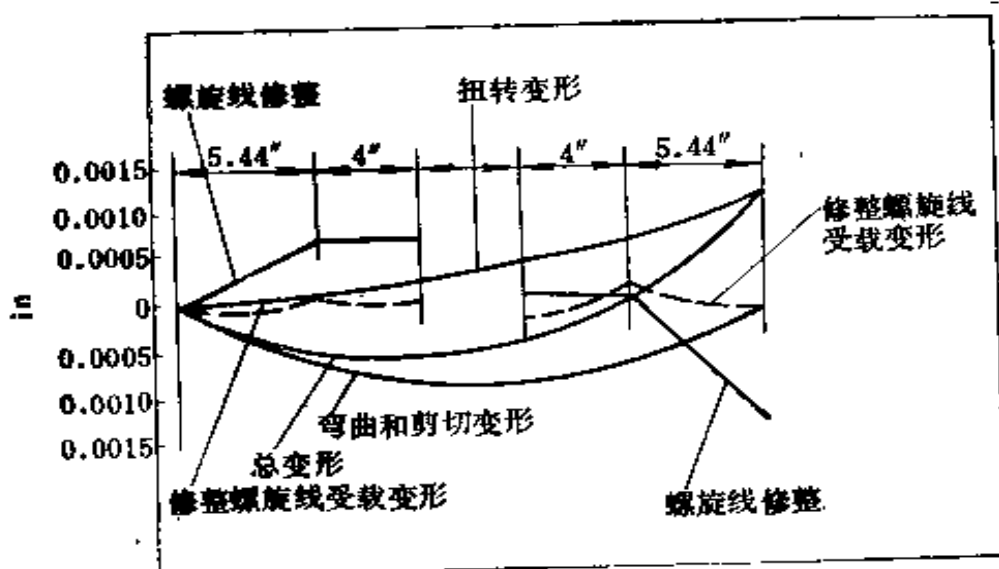


图 4-28 Y100 型 15000 PS 船用透平齿轮第二级
小齿轮螺旋线修整实例

4. 最大载荷倍率数 K_s [26]

轴齿轮受载后, 扭矩侧的变形量和载荷都是最大, 校核此最大载荷值对齿轮工作可靠性有重要的现实意义, 这里介绍求 K_s 值的近似方法见表 4-2 所示。

图 4-30 为一台 9000 马力船用透平小齿轮受载后载荷分

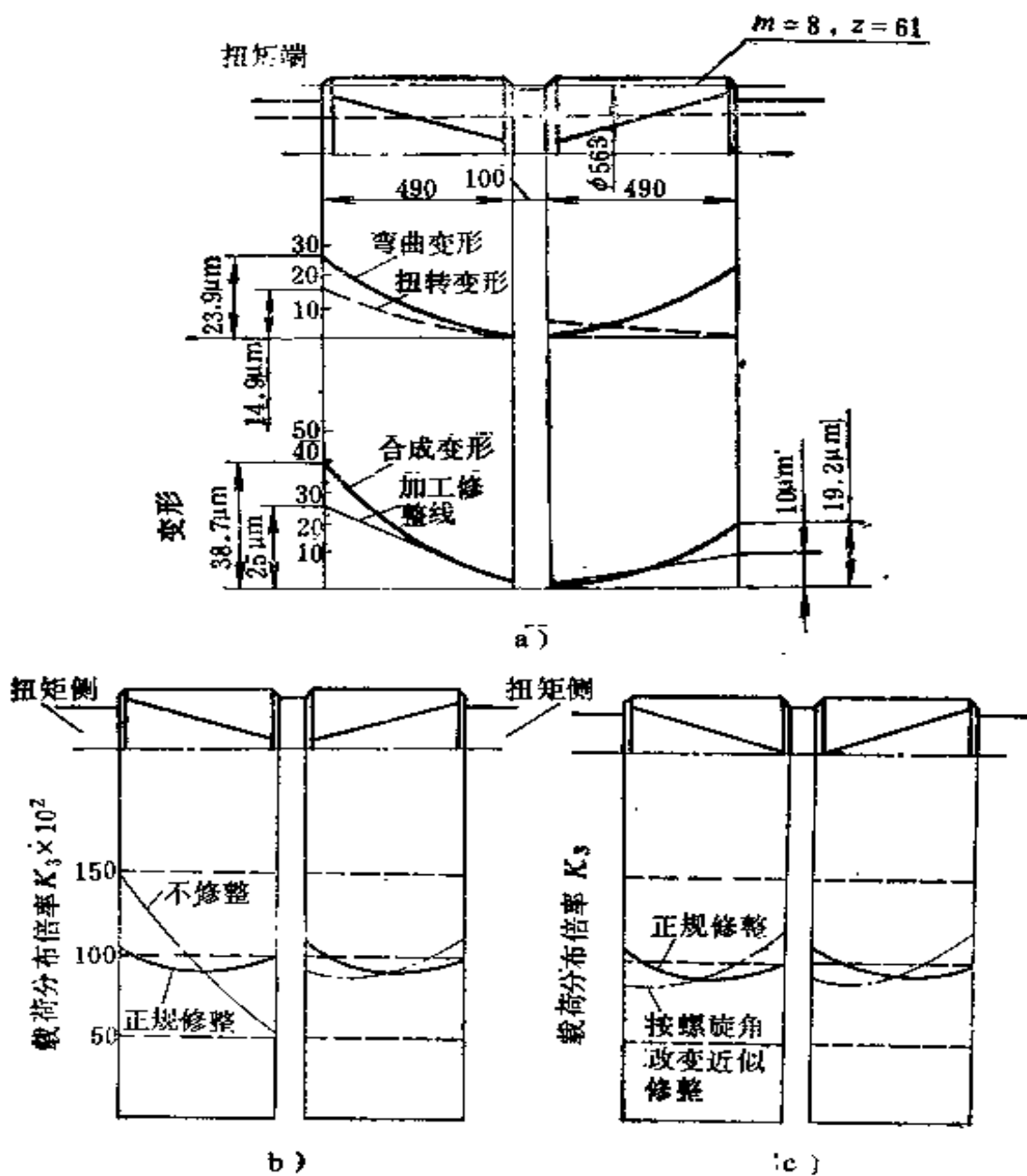


图 4-29 4 万马力“日石丸”船用透平减速器
第二级小齿轮改变螺旋角的修整效果

布情况,其齿轮主要参数于下:

传递功率 9000 PS
小齿轮转速 5000 rpm

小齿轮节圆直径	300 mm
齿宽 $(2b' + c)$	$(2 \times 300 + 105)$ mm
载荷系数 K	5.57 kgf/cm^2
减速比 i	6
轴承间距离 L	约 916 mm

图 4-31 为改变不同齿宽时, K_3 变化情况, 从图中看出在齿宽比大于 1.5 以后, K_3 基本按线性正比例地增长。

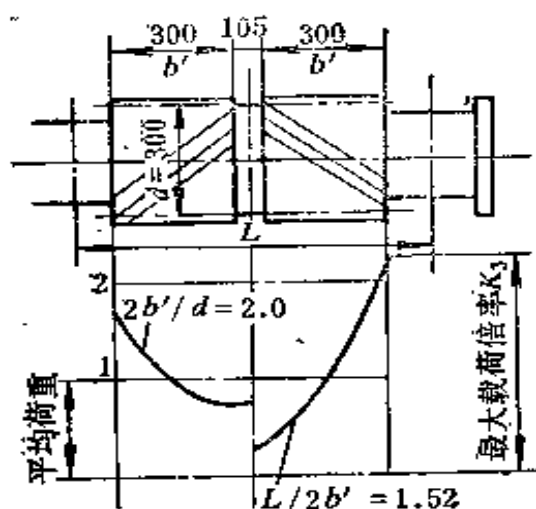


图 4-30 齿轮载荷分布

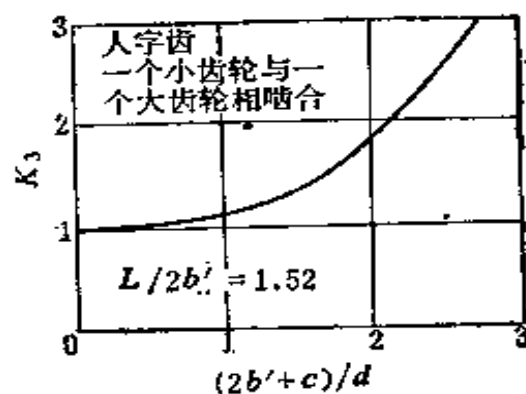


图 4-31 K_3 随齿宽变化规律

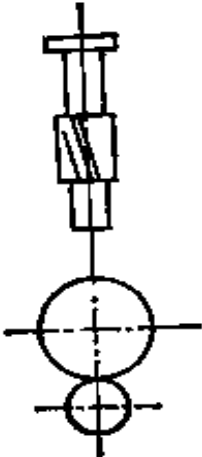
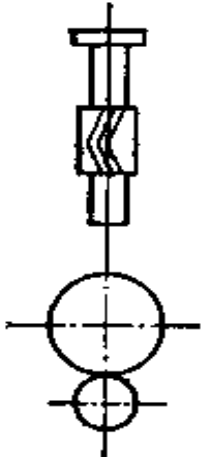
图 4-33 为在不同 $2b'/d$ 时, 齿向载荷分布情况, 供设计时参考比较之用。

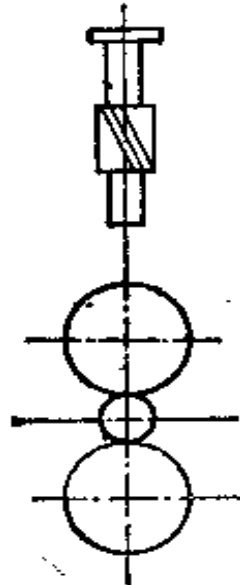
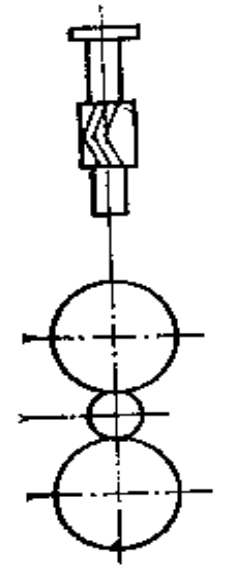
轮齿的齿向载荷计算方法, 读者可参阅本书的参考文献 [33]~[37]。

5. 轴心线偏差对载荷分布的影响^{[34][38]}

前面的论述是基于齿轮传动在无载情况下沿齿向保持均匀接触为条件, 来讨论传递扭矩时齿面载荷分布的规律。但实际上由于切齿及安装误差, 破坏了上述理想接触状态, 在这样情况下轴心线发生偏差带来了载荷分布的变化。

表 4-2 K_3 近似计算公式

齿轮配置形式	K_3 计算公式(假设齿轮没有误差,非鼓形齿)	备注
A 单斜齿 一个小齿轮对 两个大齿轮 	$K_3 = 1 + \nu \left(\frac{4}{3\mu} + \frac{5}{3} - \frac{1}{5} - 0.70 \frac{\nu^{0.25}}{\mu} \right) \quad (4-20)$	适用于 $K_3 < 3$, 误差在 $\pm 10\%$
B 人字齿 一个小齿轮对 一个大齿轮 	$K_3 = 1 + \nu \left(\frac{5}{6\mu} + \frac{5}{3} - \frac{1}{5} - 0.15 \frac{\nu^{0.25}}{\mu^{0.7}} \right) \quad (4-21)$	适用于 $K_3 < 3$, 误差在 $\pm 10\%$

<p>C 单斜齿 一个小齿轮对 二个大齿轮</p> 	$K_s = 2 \sqrt{\frac{2\nu}{\mu}} \coth 2 \sqrt{\frac{2\nu}{\mu}} \quad (4-22)$
<p>D 人字齿 一个小齿轮对 二个大齿轮</p> 	$K_s = \frac{\sqrt{\frac{2\nu}{\mu}}}{\sin h \sqrt{\frac{2\nu}{\mu}}} (2 \cosh \sqrt{\frac{2\nu}{\mu}} - 1) \quad (4-23)$

注: 1. $\mu = \frac{0.84}{\cos^2 \alpha_r} \left(\frac{b}{d_1}\right)^2$; $\nu = (0.64 \times 10^{-6}) C_r \left(\frac{b}{d_1}\right)^4$; 2. $L = \frac{L}{b}$, L ——轴承跨距, b ——齿全宽; 3. C_r ——轮齿平均刚度系数, 由图 4-32 查得, 该图当量齿数为 $\nu = \frac{z_1 - z_2}{z_1 + z_2}$, 适用于 $20 \leq z \leq 100$, $10^\circ \leq \beta \leq 40^\circ$ 顶隙系数为 $0.5 m_{nc}$

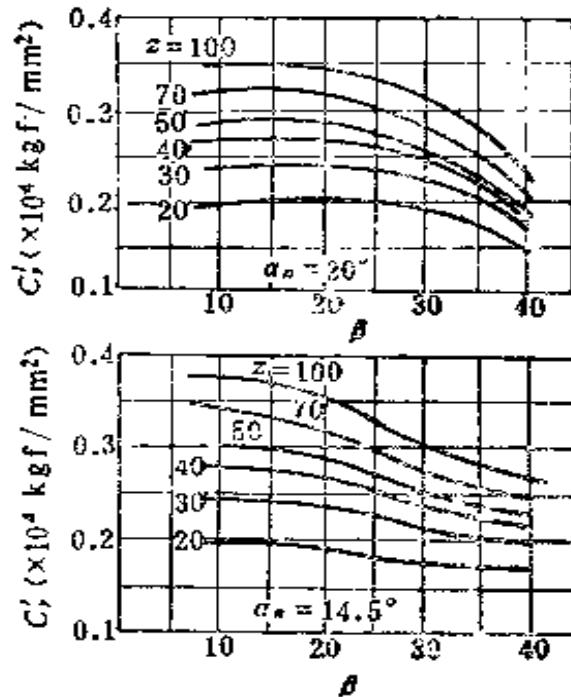


图 4-32 齿轮平均刚度系数

为了计算和讨论方便，首先假设由于轴心线偏差造成的齿间缝隙，可在给定的额定扭矩作用下沿齿向得到全部接触。

取轴心线误差系数

$$m_f = \frac{(g_0 - g_1)}{r b' \theta} = \frac{\text{齿间隙差}}{\text{轴齿轮扭转变形的平均量}} \quad (4-24)$$

式中 g_0, g_1 ——分别为 $x = 0$ 和 $x = 2b'$ 处的齿间缝隙；

r ——齿轮节圆半径；

θ ——齿轮扭转角。

下面讨论 m_f 的三种情况，见图 4-34。

(1) $m_f = 0$: $g_1 - g_0 = 0$ ，说明无安装误差。

(2) $m_f > 0$: $(g_1 - g_0) < 0$ ，说明无载荷时，靠自由端的间隙较大。这样在传递扭矩时，在扭矩侧附近齿面之间的负载有上升的趋势。

(3) $m_f < 0$: $(g_1 - g_0) > 0$ ，说明无负载时靠扭矩侧的

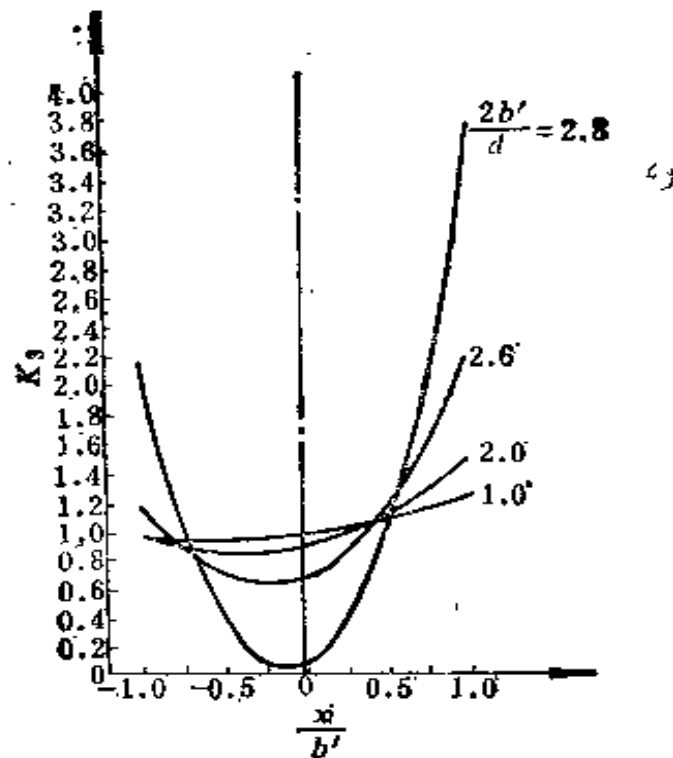


图 4-33 单斜齿在不同 $2b'/d$ 情况下沿齿宽的载荷分布, 假设齿之刚度系数 $C_r = 3.3 \times 10^6 \text{ lb/in/in}^{(7)}$
[Weber & Banaschek]

间隙较大。这样在传递扭矩时, 在扭矩侧附近齿面之间的负载有下降的趋势。

图 4-35 和 4-36 分别为单斜齿和人字齿在不同误差系数时载荷分布情况。计算该轴齿轮的参数见表 4-3。

由以上两图进行 m_f 的分析

(1) 单斜齿轮传动

在 $m_f = -1$ 即 $g_1 - g_0 = 0.025 \text{ mm}$ 时, 使载荷分布沿齿长方向左右对称, 实现扭矩和自由端的 W_f 相同。这样, $m_f = -1$ 的载荷分布比 $m_f = 0$ 趋向平坦些, 最大载荷约可降低 20~30%。

(2) 人字齿轮传动。

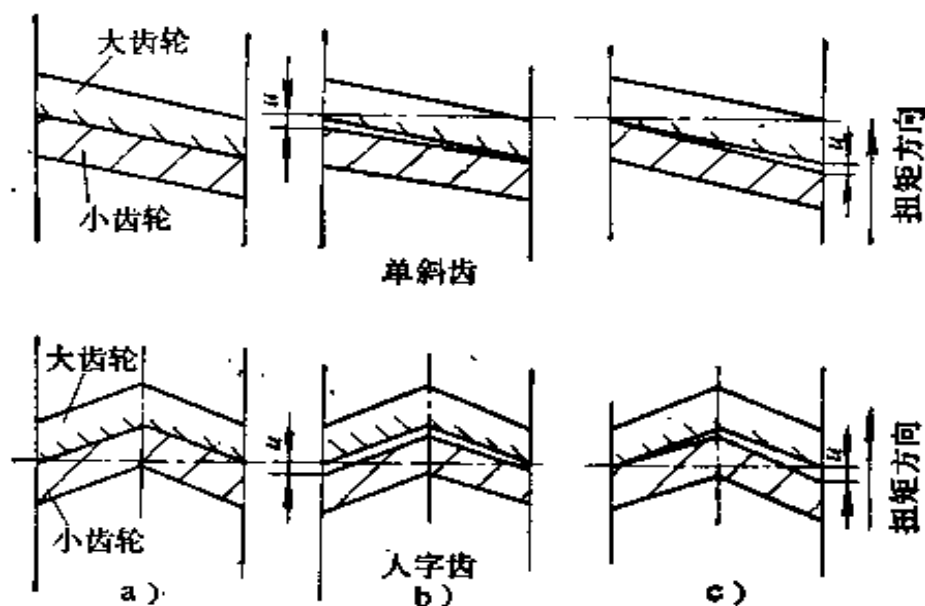


图 4-34 轴心线偏差情况

a) 轴线平行, 没有误差 $m_f = 0$ b) $m_f < 0$ c) $m_f > 0$

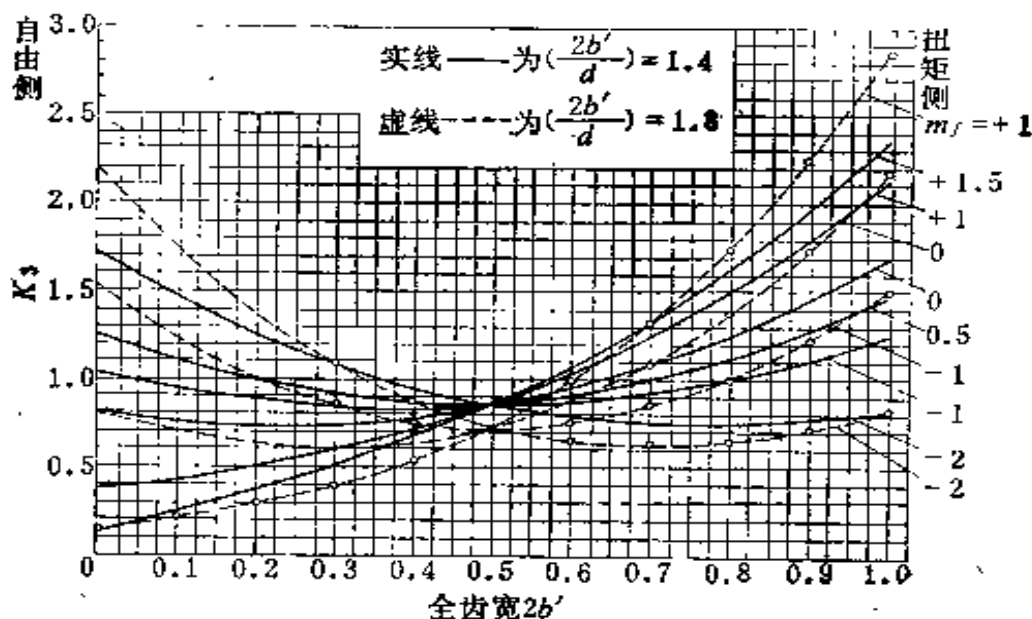


图 4-35 单斜齿在不同的轴线误差时载荷分布情况

1) $m_f = -1$ 时, 靠扭矩侧的齿间隙为 0.0120 mm , 可使得两半斜齿的载荷分布对称、且相对比较均匀, 载荷分布曲线连续。

最大 K_3 转到自由侧端部。

(3) 轴线偏差对齿向载荷分布影响甚大, 在误差方向和大小选择恰当时, 可有效地降低最大载荷值。

图 4-37 表明螺旋角修整、安装偏差及大小齿轮温差对载荷分布的影响。其中图 b 说明在轴承调整偏差 $25 \mu\text{m}$ 时, 载荷分布有明显变化。

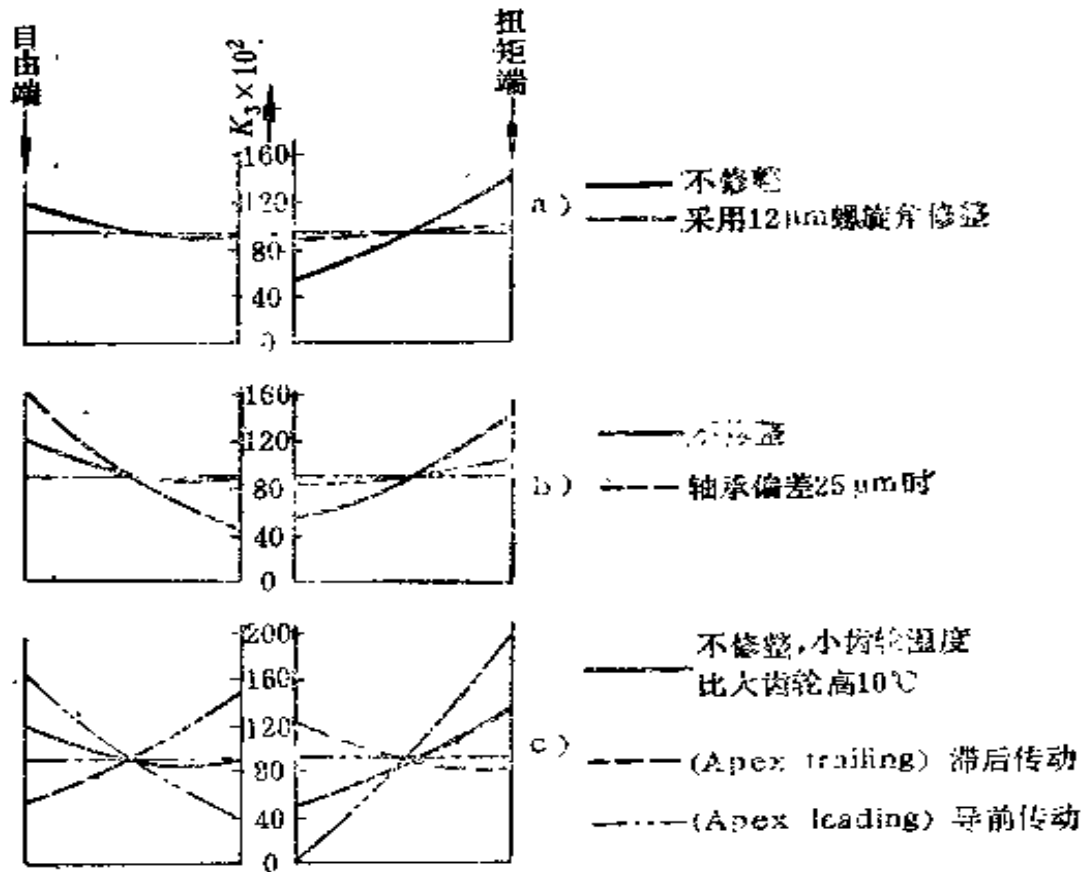


图 4-37 螺旋角修整、装配偏差及齿轮副温差等对载荷分布的影响^[7]

6. 热变形影响

通常, 运转时轴齿轮 (即小齿轮与轴做成一体称之) 的温度比大齿轮的温度高, 一般温差在 $10 \sim 15^\circ\text{C}$ 。传动比较小

时,其差值要小些,如大功率燃气轮机的齿轮传动($i=1\sim 2$),温度为 $5\sim 8^{\circ}\text{C}$,但圆周速度高达 200 m/s 时将达 36°C ^[40]。假设轮体均匀受热,热胀会使轴齿轮的基齿距和轴向齿距相对地比大齿轮大些。

由于轮齿总是从螺旋线的一头首先进入啮合,在上述情况下轴向齿距的变化将对齿向载荷分布带来影响,同时由于不同螺旋线方向的安排,也将改变齿向载荷分布规律。以下叙述两种传动型式由热变形带来的影响。

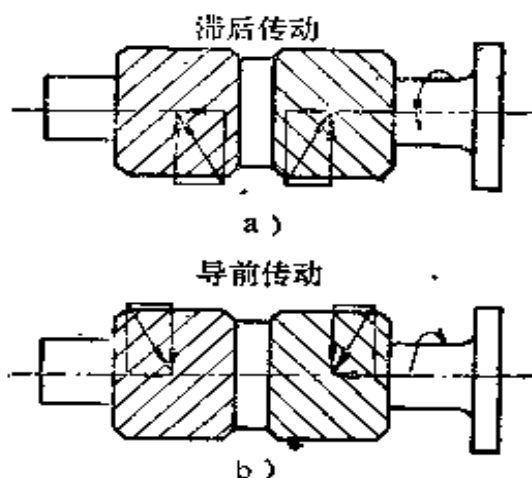


图 4-38 人字齿轮传螺旋线方向选择

(1) 滞后传动 (Apex Trailing) 这种传动由齿之两外侧先进入啮合(图 4-38 a),轴齿轮上由于温差造成轴齿轮上的轴向齿距比大齿轮的大一些。这样的轴向齿距引起进入啮合的两侧处,轮齿载荷趋于减轻的倾向,而靠中央退刀槽处,轮齿载荷趋于加重的倾向,这样得出齿向载荷分布见图 4-37c 所示。从图中还可看出,温差引起载荷分布与传递扭矩时载荷分布的变化规律正好相反,其合成有利于降低载荷峰值,因此滞后传动是有利的。

此外,对高速齿轮传动来说,还要考虑由轴承摩擦产生的热量也会传给轴齿轮,造成轮齿两侧温度比齿宽中央部份高一些,上述温度引起载荷分布的反应更为明显,进一步说明了在人字齿减速齿轮传动中采用滞后传动的优点。

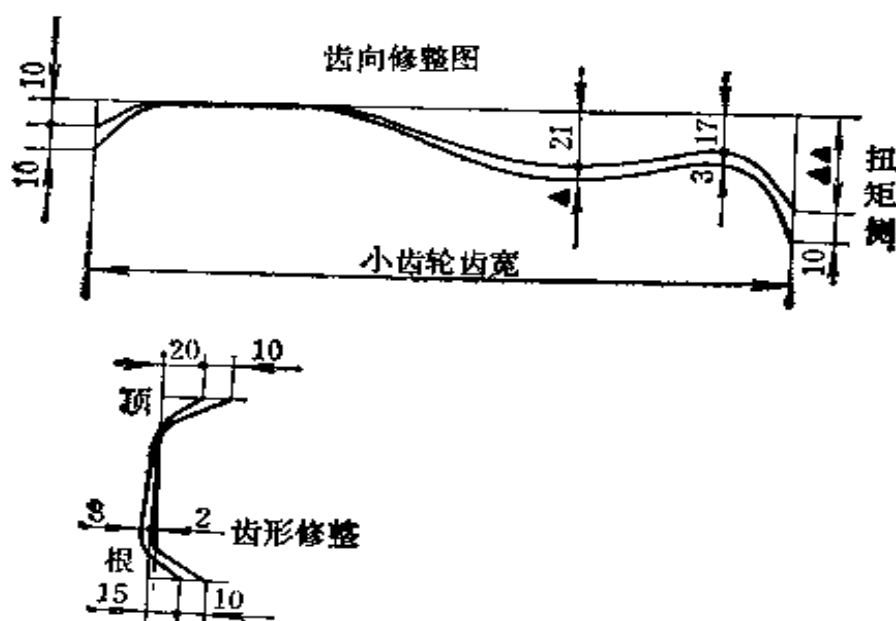
(2) 导前传动 (Apex Leading) 这种传动由人字齿的中央退刀槽处先进入啮合,然后沿螺旋线向两端移动(图

4-38 b)。这样情况中,由温差引起的齿向载荷分布规律恰与前述滞后传动的相反,见图 4-37 c 所示,在齿之两侧载荷趋于加重倾向,而靠近中央退刀槽处载荷趋于减轻的倾向。这种传动方式,使温差引起载荷变化与传递扭矩产生的载荷相互叠加,增大了载荷峰值,因此这种传动是不利的。

按照上述道理,对于人字齿增速齿轮传动来说,其螺旋线方向应与减速齿轮相反,选择导前传动比较有利些。对于单斜齿传动,减速时,轴齿轮的啮入端应在齿宽的扭矩侧。而在增速时情况正相反,轮齿的啮入端应在自由侧。

7. 齿向修整举例及实验经验介绍^[42]

图 4-39 为一台功率 21000 kW、圆周速度 148 m/s 的减速装置的小齿轮齿向修整实例。



传动功率 21000 kW 圆周速度 148 m/s 修整量单位 μm

图 4-39 齿轮修整实例

实验经验介绍:

(1) 在圆周速度大于 90 m/s 时,即使空载,轮齿温度也

是不均匀的,温度变形明显,尤以小齿轮较突出。

(2) 高速宽斜齿的啮合区温度主要取决于齿轮圆周速度,从图 4-40 看出空载转速由 0~3000 rpm,其从啮合区流出的油雾气温度从 43℃急剧上升至 163℃,然后负载 0~50 MW 时,温升不多,仅增加 7℃。

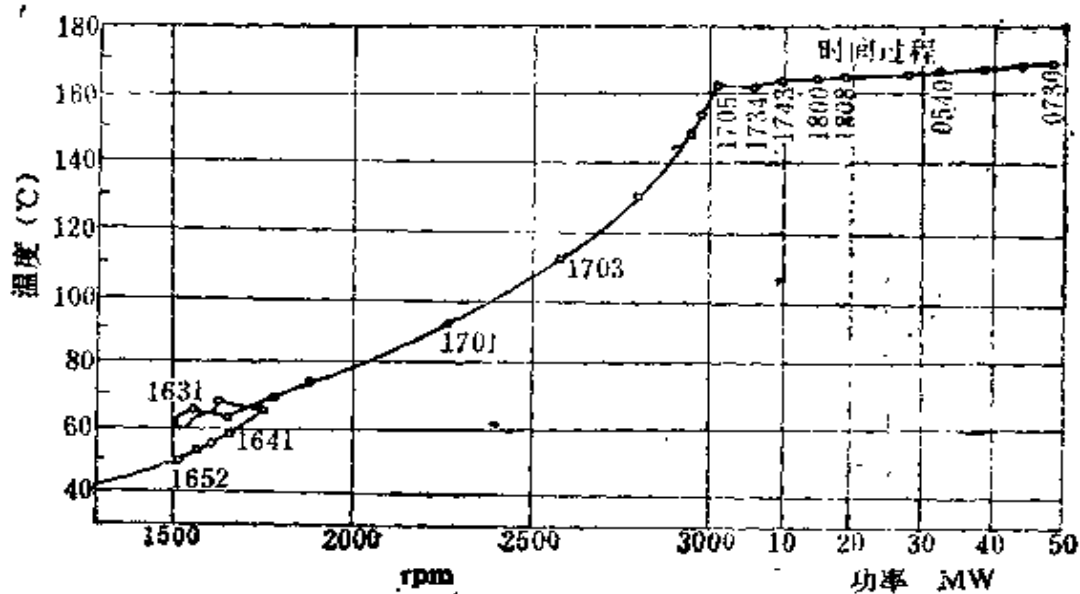


图 4-40 转速、负载与温升的关系

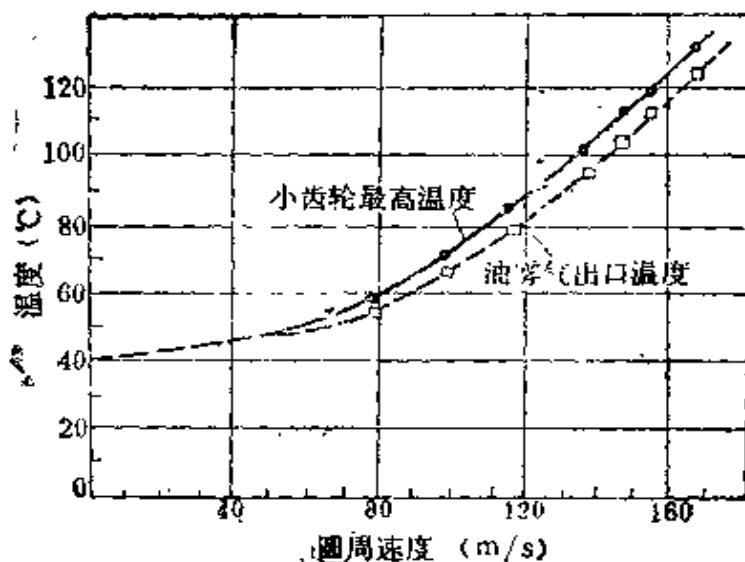


图 4-41 齿轮温度与圆周速度的变化

按扭转强度条件计算,其扭转切应力为:

$$\tau = \frac{T \times 10^3}{W_t} \leq [\tau] \quad \text{kgf/cm}^2 \quad (5-1)$$

式中 T ——传递的额定扭矩, kgf-cm;

W_t ——抗扭截面模量, mm^3 ;

对于圆柱形轴: $W_t = \frac{\pi d_s^3}{16} (1 - \gamma^4)$

式中 $\gamma = \frac{d'_0}{d_s}$ ——空心圆轴的内孔直径 d'_0 与外径 d_s 之比;

对于具有一个键槽的圆柱轴(图 5-1 a)

$$W_t = \frac{\pi d_s^3}{16} - \frac{bt(d_s - t)}{2d_s} \quad \text{mm}^3 \quad (5-2)$$

对于具有两个键槽的圆柱轴(图 5-1 b)

$$W_t = \frac{\pi d_s^3}{16} - \frac{bt(d_s - t)}{d_s} \quad \text{mm}^3 \quad (5-3)$$

以上诸式中 d'_0 、 d_s 、 b 及 t 等单位均为 mm。

$[\tau]$ ——许用扭转切应力, 见表 5-1。

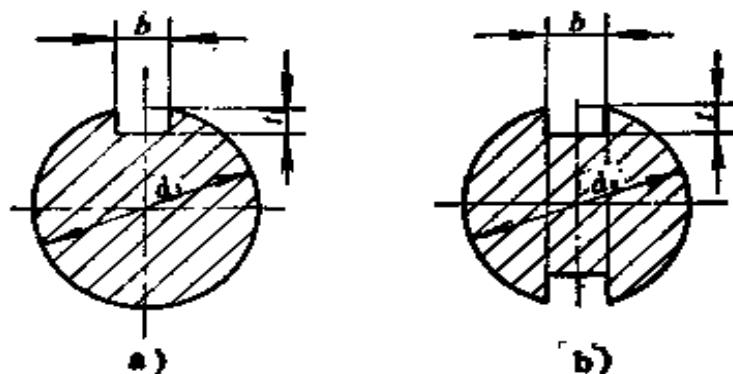


图 5-1 轴上键槽

按许用扭转切应力初步确定轴头的直径为:

表 5-1 许用扭转切应力 $[\tau]$ ^①

轴材料	A 3, 20	35	45	40Cr, 35SiMn 42SiMn, 38SiMnMo 20CrMoTi, 35CrMo 25Cr2MoV 等合金钢
$[\tau]$ kgf/cm ²	120~200	200~300	300~400	400~520

$$d_{\min} \geq \sqrt[3]{\frac{5T}{[\tau]}} \sqrt{\frac{1}{(1-\gamma^4)}} \quad \text{cm} \quad (5-4)$$

对于带发电机的高速齿轮传动，要考虑发电机发生短路故障时，瞬间扭矩激增的情况，一般取短路扭矩为 8~10 倍的额定扭矩，对轴头应力按静强度校核，所求得扭转切应力 τ_{\max} 应满足以下规定：

$$\tau_{\max}^{\ominus} \leq \frac{2}{3} \sigma_s \quad \text{kgf/cm}^2 \quad (5-5)$$

式中 σ_s ——材料抗拉强度极限，kgf/cm²。

(2) 键联接计算

平键 是最普遍使用的结构型式。安装时要求键与键槽匹配准确、接触均匀，通常键与轴上键槽保持过盈约 0.01~0.03 mm，与轮孔槽保持间隙约 0.03~0.05 mm。为了避免过大应力集中现象存在，在键槽两侧与底部交接处要以圆角光滑过渡，通常取圆角半径为 1~3 mm。

键的受力状况较为复杂，键本身受力产生偏斜以及轴产生扭转变形，使得键上载荷向端部集中，载荷分布不均匀。由于许多不定因素，使键的实际最大应力，很难准确计算，通常根据平均挤压应力作条件性计算。

① 有的资料规定： $\tau_{\max} \leq \sigma_s$ (σ_s 为材料屈服强度极限)。

平均挤压应力为

$$\sigma_p = \frac{4T10^3}{hld_s} \leq [\sigma_p] \quad \text{kgf/cm}^2 \quad (5-6)$$

式中 T ——传递扭矩 kgf-cm;

d_s ——轴直径 mm;

h ——键的工作高度 mm;

l ——键的工作长度 mm;

$[\sigma_p]$ ——许用挤压应力 kgf/cm², 通常取 $[\sigma_p] = 600 \sim 900$ kgf/cm²。

如果计算强度不足,可采用双键,相隔 180° 布置,考虑载荷分布的不均匀性,双键联接强度按一个半键计算。

花键 通常采用渐开线花键。在一些舰用动力等重要传动装置,如燃气轮机和船用柴油机等结构紧凑的齿轮箱中联轴器与轴的联接中常采用。

花键联接主要失效形式是齿面压溃或磨损,故常按工作齿面的比压进行条件性计算。

平均比压为

$$p = \frac{2T \times 10^3}{\phi z h l d_m} \leq [p] \quad \text{kgf/cm}^2 \quad (5-7)$$

式中 T ——传递扭矩, kgf-cm;

z ——齿数;

h ——齿的工作高度,取 $h = 0.8m$ (m 为模数), mm;

l ——齿的工作长度, mm;

ϕ ——考虑各齿间载荷分配不均匀系数,其值视加工精度而定,一般取 $\phi \approx 0.7 \sim 0.8$;

$[p]$ ——许用挤压应力。对于调质齿面取 $[p] = 350 \sim 500$ kgf/cm², 对于其中一个齿面硬化处理时,取

$$[p] = 400 \sim 700 \text{ kgf/cm}^2。$$

2. 齿轮轴的稳定性计算

齿轮轴的工作转速不应与其临界转速合拍，因为在工作转速频率与轴的横向自由振动的固有频率合拍时，将产生较大的动挠度及明显的共振现象。

高速齿轮传动时，齿轮轴一般都为刚性轴，即低于一阶临界转速，但随着齿轮传动向高速发展，出现齿轮转速达 2~4 万 rpm，甚至更高些，这时齿轮轴可能为挠性轴，为此应对其进行临界转速计算。

常用两种结构形式的齿轮轴的临界转速计算方法如下：

(1) 套装齿轮

按齿轮轴为简支梁受集中载荷来计算，得一阶临界转速为：

$$n_{k1} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{K}{m}} \text{ rpm} \quad (5-8)$$

式中 K ——齿轮轴的弹簧刚度， $K = \frac{48EJ}{l^3}$ ，其中 E 为弹性模数，对于钢质材料取 $E = 2.1 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2$ ； J 为惯性矩， $J = \frac{\pi d_s^4}{64}$ ， d_s 和 l 分别为转轴

径直及支承跨距，cm；

m ——转动件的质量， $m = m_s + m_h$ ， $\text{kg-s}^2/\text{cm}$ ，其中 m_s 为转轴的等效质量， $m_s = \frac{17}{35 \times 980} W_s$ ， $\text{kg-s}^2/\text{cm}$ ； W_s 为转轴的重量， kg ； m_h 为齿轮的等效质量， $m_h = \frac{W_h}{980}$ ， $\text{kg-s}^2/\text{cm}$ ， W_h 为齿轮的重量， kg 。

(2) 轴齿轮

按等直径转子近似计算，其临界转速为：

$$n_{k1} = 810 \times 10^3 \frac{\left(\frac{d_s}{l}\right)^2}{\sqrt{\frac{W_s}{l}}} \text{ rpm} \quad (5-9)$$

式中各符号及其单位均与前式相同。

我们要求工作转速一定要避开临界转速，而且要有一定的安全裕度，通常要求

对于齿轮轴为刚性轴时，工作转速范围应满足

$$n \leq 0.8n_{k1} \quad (5-10)$$

对于齿轮轴为挠性轴时，工作转速范围应满足

$$1.4n_{k1} < n < 0.7n_{k2} \quad (5-11)$$

以上式中 n_{k1} 、 n_{k2} ——分别为转轴的第一和第二阶临界转速。

3. 小齿轮

对于尺寸细长的小齿轮，通常与轴做成一体，但在齿轮分度圆直径为轴颈的 1.5~1.7 倍时也可采用齿圈套装形式，这时应校核齿圈键槽最薄弱处的强度^[26](图 5-2)。

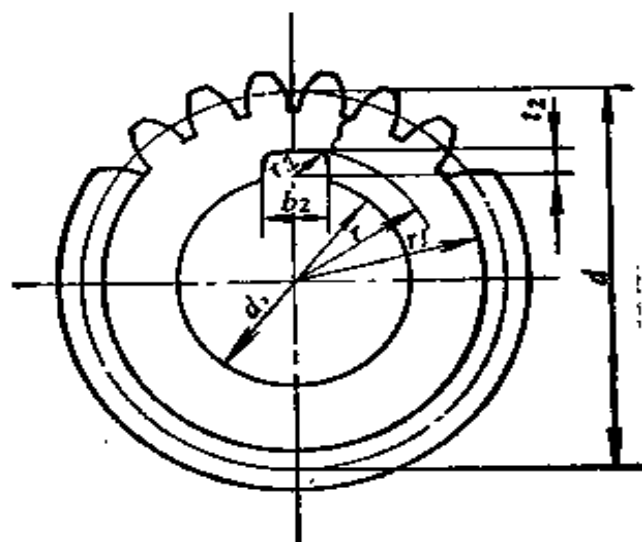


图 5-2 套装小齿轮

该处拉应力近似为

$$\sigma = \frac{2\alpha_k T}{d_s b (r_f - r)} \times 10^3 \text{ kgf/cm}^2 \leq [\sigma] \quad (5-12)$$

式中 T ——传递扭矩, kgf-cm;

d_s ——齿圈内孔名义直径, 即轴直径, cm;

b ——齿轮宽度, mm;

r_f ——轮齿根部半径, mm;

r ——齿圈键槽底角半径, mm,

$$r = \sqrt{\left(\frac{d_s}{2} + t_2\right)^2 + \left(\frac{b_2}{2}\right)^2}$$

α_k ——键槽的形状系数, 参照图 5-3 查取;

$[\sigma]$ ——许用拉应力, kgf/cm², 取 $[\sigma] = 0.25\sigma_b$, 其中 σ_b 为材料抗拉强度极限。

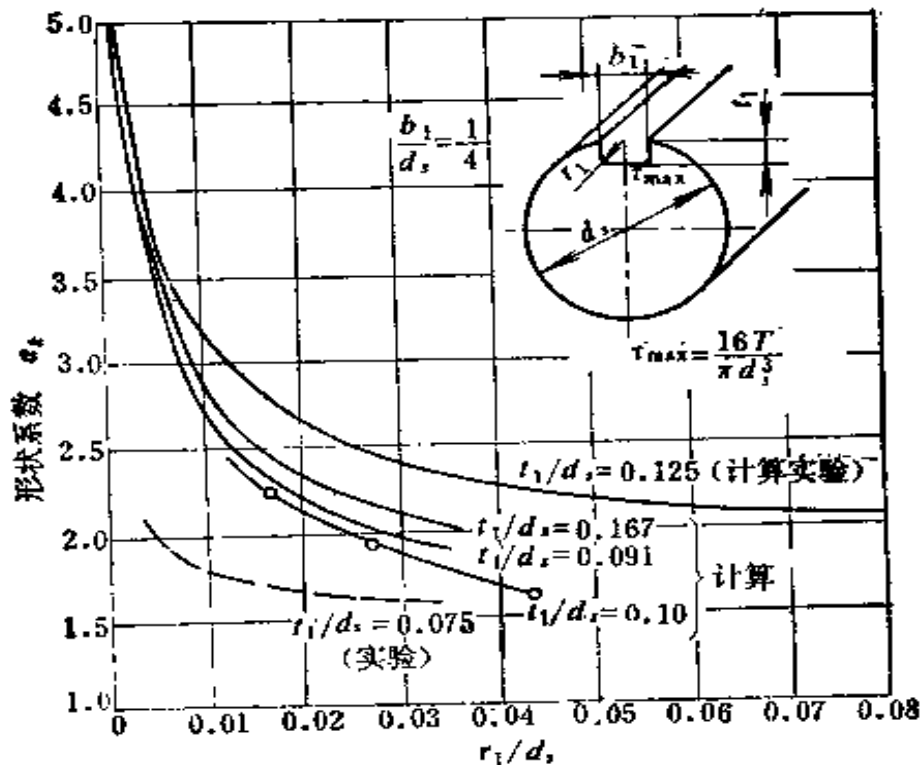


图 5-3 轴上键槽的形状系数

各处材料，可以较充分发挥作用：根据轮齿强度确定齿圈材料，一般采用碳钢或合金钢锻制，转轴根据强度要求选材，齿轮体采用铸件，在齿轮圆周速度小于 30 m/s 时用灰铸铁，大于 30 到 50 m/s 时采用普通铸钢。

齿圈和齿轮体之间采用过盈配合，要求在工作转速条件下，由过盈配合所产生的摩擦力矩，能与传递的扭矩得到平衡，以此作为最低限的过盈量。

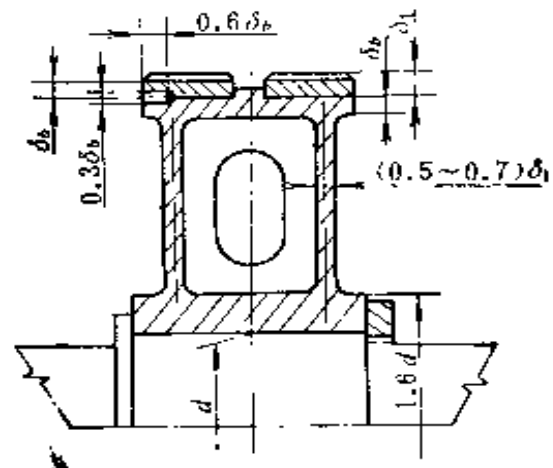


图 5-4 套装齿轮

过盈配合产生的摩擦力为^[26]

$$P_f = \mu p_{m0} \cdot A \cdot \eta \geq \frac{T_{\max}}{r} \quad (5-13)$$

式中 μ ——摩擦系数，由表 5-2 中查取；

A ——配合处接触面积， $A_i = 2\pi r b_i$ ，其中注脚 $i=1, 2, \dots$ 为所在宽度段编号；

η ——考虑接触表面加工精度的影响系数，取 $\eta=0.7$ ；

p_{m0} ——工作转速下实际比压， kgf/cm^2 ；

T_{\max} ——最大传递扭矩， kgf-cm ；

r ——齿圈内半径， cm 。

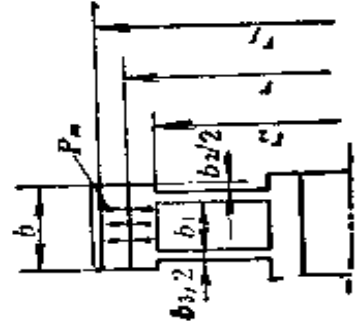
不同形状和材质的相互配合，其比压计算公式列于表 5-2 中公式 (5-14) 到公式 (5-17)。然后按公式 (5-18)，根据齿宽上不同形状配合段所求得的比压 $p_{m1}, p_{m2}, \dots, p_{mi}$ 求得平均的比压 p_{m0} 。

表 5-2 中， δ 为实际工作转速下直径方向的过盈量，它等

表 5-2 套裝齒輪比壓

	齒輪體	齒置	接觸表面比壓 kgf/cm ²	公式	摩擦係數
1	中空	中空	$p_{m1} = \frac{(2.1 \times 10^6) \left(\frac{\delta}{2r}\right)}{2 \left[\frac{1}{\left(\frac{r}{r_2}\right)^2 - 1} + \frac{1}{1 - \left(\frac{1}{r_1}\right)^2} \right]}$	5-14	$\mu = 0.08$
	鍛鋼	鋼鋼			
2	中空	中空	$p_{m2} = \frac{(2.1 \times 10^6) \left(\frac{\delta}{2r}\right)}{0.98 + 2 \left[\frac{2.1}{\left(\frac{r}{r_2}\right)^2 - 1} + \frac{1}{1 - \left(\frac{1}{r_1}\right)^2} \right]}$	5-15	$\mu = 0.07$
	鑄鐵	鍛鋼			
3	中空	中空	$p_{m3} = \frac{(2.1 \times 10^6) \left(\frac{\delta}{2r}\right)}{2 \left[\frac{1}{1 - \left(\frac{1}{r_1}\right)^2} \right]}$	5-16	$\mu = 0.08$
	鋼鋼	鍛鋼			

4	形状	中空	锻钢	$p_{m1} = \frac{(2.1 \times 10^4) \left(\frac{\delta}{2r}\right)}{0.98 + 2 \left[\frac{1}{1 - \left(\frac{r}{r_1}\right)^2} \right]}$	5-17	$\mu = 0.07$
	中实	铸铁				
5	形状	中空和 中空	中空	$p_{m0} = \frac{1}{A} (p_{m1} \cdot A_1 + p_{m2} \cdot A_2 + \dots)$	5-18	
	材质					



于装配过盈量 δ_c 减去离心力造成的松动量 $\Delta\delta_c$ 。 $\Delta\delta_c$ 可按下列式计算:

$$\Delta\delta_c = 0.172 \times 10^{-2} a \left(\frac{2r_f}{1000} \right)^3 \left(\frac{n}{1000} \right)^2 \cdot (5.014 + 1.058a^2) \quad (5-19)$$

式中 $a = \frac{2r}{2r_f}$;

n ——齿轮工作转速, rpm;

为使 $\Delta\delta_c$ 计算简便起见, 可根据已知 r_f 及 a 值在图 5-5 查出转速为 1000 rpm 时的松动量 $\Delta\delta'_c$, 如所要计算转速为 n 时的过盈量 $\Delta\delta_c$, 可按下列式换算求得

$$\Delta\delta_c = \Delta\delta'_c \left(\frac{n}{1000} \right)^2$$

齿圈因内孔过盈配合产生的应力计算于下:

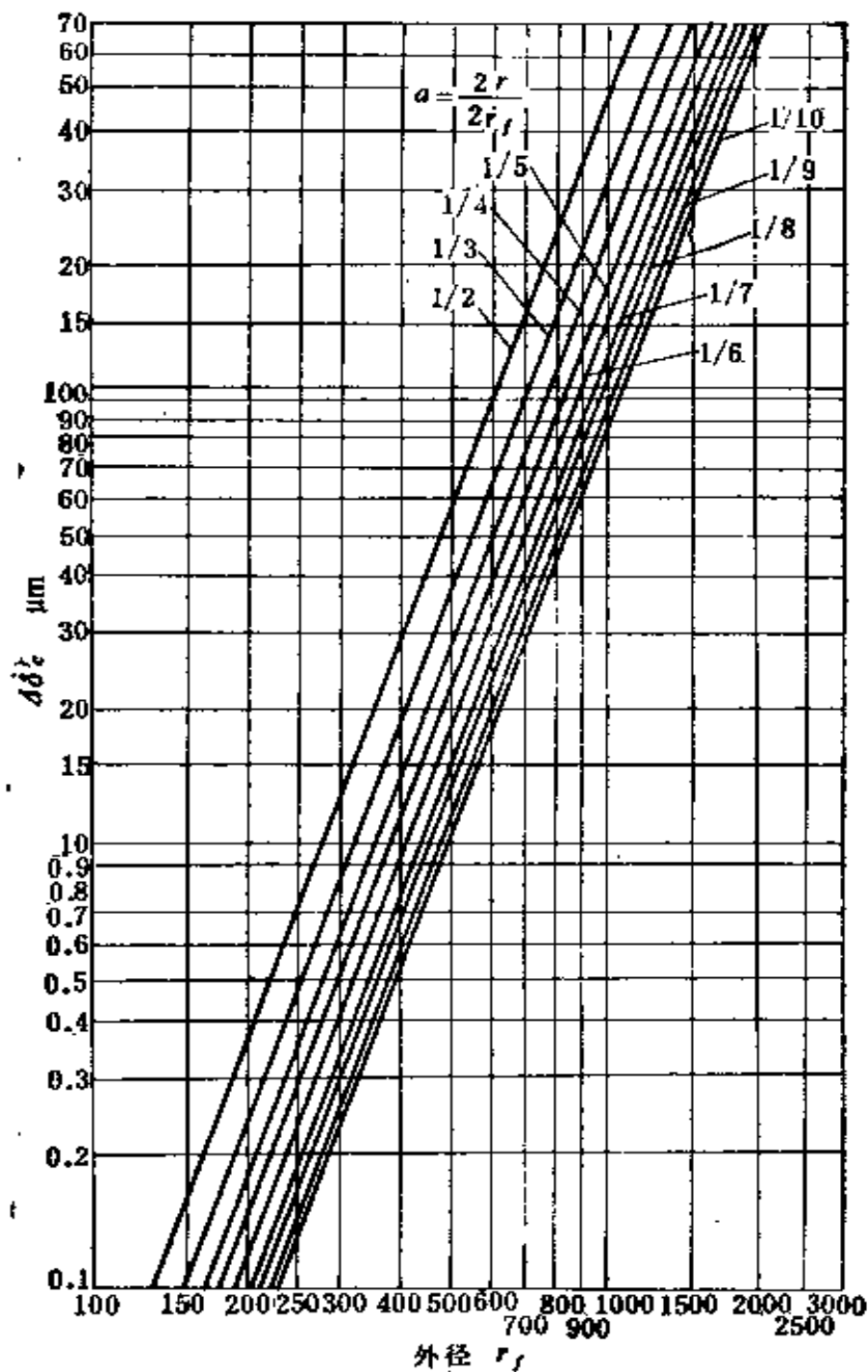
$$\text{切向应力} \quad \sigma_t = p_{mi} \left[\frac{1 + \left(\frac{r}{r_f} \right)^2}{1 - \left(\frac{r}{r_f} \right)^2} \right]$$

$$\text{径向应力} \quad \sigma_r = \alpha' p_{mi} \left[\frac{1 + \left(\frac{r}{r_f} \right)^2}{1 - \left(\frac{r}{r_f} \right)^2} - 1 \right]$$

式中 p_{mi} ——以齿轮体“中实”形状的比压值代入; 对于钢对钢用式 (5-14); 钢对铸铁用式 (5-15);

α' ——考虑齿圈外周轮齿影响系数, 按上述公式计算时, 以齿根圆半径 r_f 作为外圆, 得出应力稍为大些, 对于齿数较多时取 $\alpha' = 1$ 。

(3) 焊接齿轮^[26]



例： 外径 850 mm 内径 170 mm 转速 3600 r/min

$$(1) \frac{2r}{2r_f} = \frac{170}{850} = \frac{1}{5} \quad (2) \Delta\delta'_c = 10.7 \mu\text{m}$$

$$(3) \Delta\delta_c = 10.7 \left(\frac{3600}{3000} \right)^2 = 140 \mu\text{m}$$

图 5-5 齿轮离心力产生变形量的确定

直径在 1~5m 的船用齿轮, 广泛采用焊接结构, 由齿圈、辐板和转轴并焊而成。

焊接齿轮主要尺寸选取推荐于下 (见图 5-6):

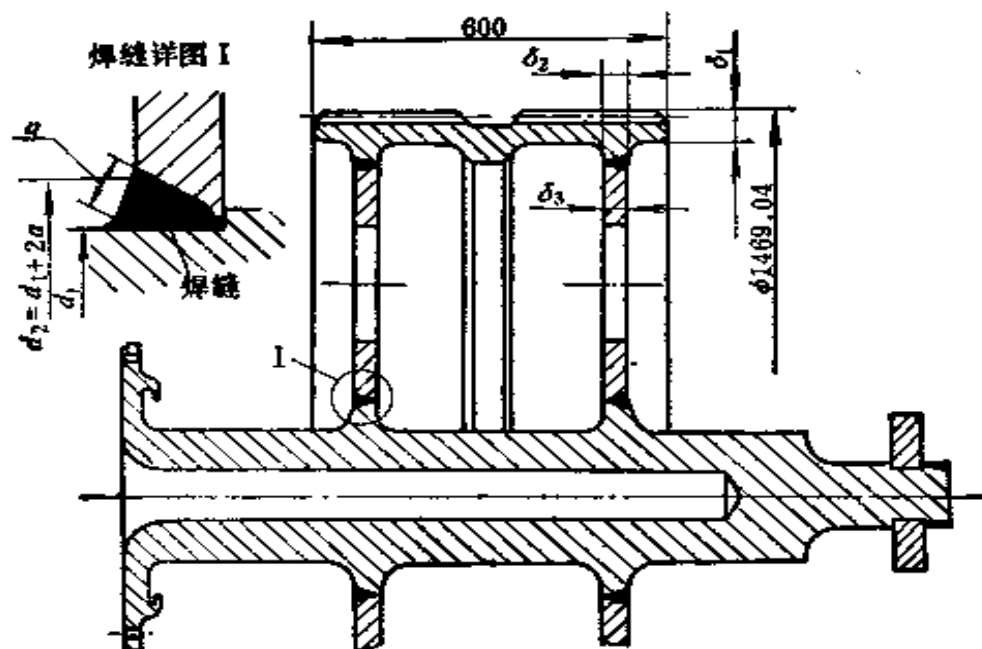


图 5-6 焊接齿轮

齿圈厚度(包括全齿高在内)

$$\delta_1 = (0.015 \sim 0.018)d + 10 \quad \text{mm}$$

焊接处齿圈厚度 $\delta_2 = (0.5 \sim 0.7)\delta_1$

辐板厚度 $\delta_3 = (0.8 \sim 1.0)\delta_2$

为了获得较好的焊接性能, 要求材料碳当量在 0.35~0.45% 之内, 其计算公式为:

$$\text{碳当量} = C + \frac{\text{Mn}}{6} + \frac{\text{Si}}{24} + \frac{\text{Ni}}{40} + \frac{\text{Cr}}{5} + \frac{\text{Mo}}{4} + \frac{\text{V}}{14} \quad (\%)$$

在焊接工艺上, 要求焊前预热, 焊后退火, 并要采取措施, 避免产生过大的焊接变形。

焊缝强度校核 在扭矩作用下, 对辐板与转轴联接处的

道应宽畅,要避免油从挡油圈溢出。大齿轮底部可设置集油槽,如图 5-7 所示,避免齿轮高速旋转搅拌引起润滑油起泡发热的毛病。齿轮箱排油口位置有条件时可在底部直泻,还可在旁侧设排油口,但要求大齿轮至箱内底面的距离应大于排油口直径(见图 5-8)。高速齿轮箱各部份尺寸关系见表 5-3。

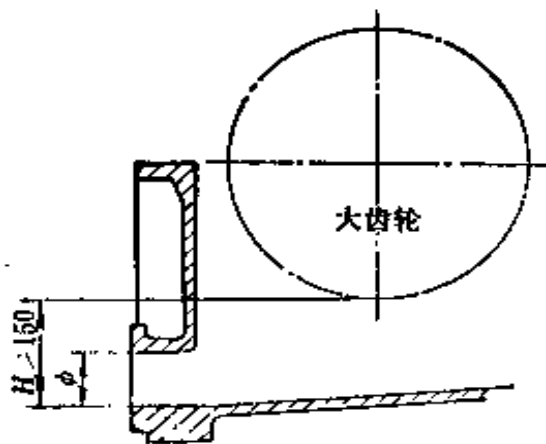


图 5-8 齿轮箱旁侧排油方式

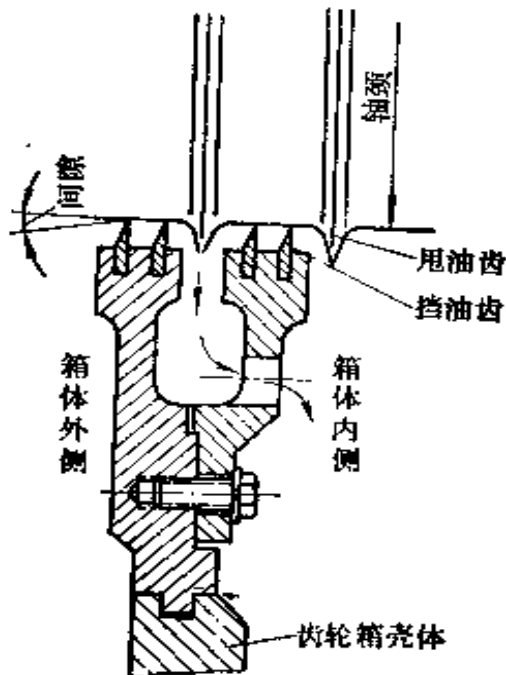


图 5-9 轴封结构

轴伸端的密封结构,在高速传动中多采用无接触齿式密封(见图 5-9),挡油齿多用铜板制作。为防止油沿轴向泄漏,在转轴上设置甩油齿,同时使轴承和轴封齿之间要留有足够的轴向距离,以利轴承泄油通畅。

箱体的底法兰要求有足够的刚性,特别对那些基础薄弱的列车电站或卡车电站的动力齿轮箱,显得尤为重要。

箱体的底法兰要求有足够的刚性,特别对那些基础薄弱的列车电站或卡车电站的动力齿轮箱,显得尤为重要。

6. 轴承固定形式

高速齿轮箱的轴承固定形式,通常有两种(图 5-10)。一种靠箱盖来压住轴瓦,在加工齿轮箱轴承孔时,需将箱盖和箱座合装在一起镗孔。这样做使镗孔时进行测量工作较为麻烦,且由于箱盖要承担齿轮

表 5-3 高速齿轮箱各部分尺寸关系(指灰铸铁箱体)

内 容	推荐数据(见图 5-7 和 5-9)
箱体壁厚	中心距 $a = 150 \sim 300$ $\delta = 12 \sim 20 \text{mm}$ $a > 300 \sim 500$ $\delta = 20 \sim 30 \text{mm}$ $a > 500 \sim 800$ $\delta = 30 \sim 35 \text{mm}$
箱盖壁厚	$\delta_1 = (0.7 \sim 0.8)\delta$
齿轮外圆与箱体内壁的间隙	$\delta_4 > 25 \text{mm}$
箱盖与箱座中分面法兰厚度	$\delta_2 = (1 \sim 1.2)\delta$
箱座装地脚螺钉处法兰厚度	$\delta_3 > 2\delta$
大齿轮至箱座内底部的距离	$H > 150 \text{mm}$
中分面压紧螺栓直径	$d_1 = (0.8 \sim 1.0)\delta$
地脚螺栓直径	$d_2 = (1.3 \sim 1.8)\delta$

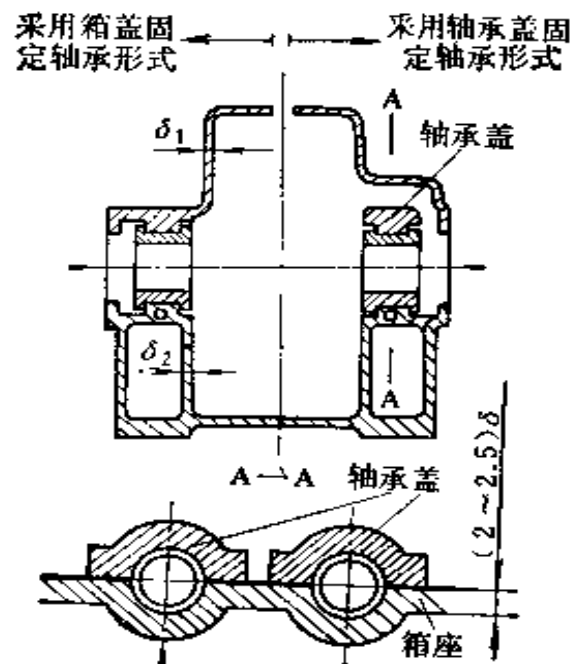


图 5-10 齿轮箱和轴承固定结构

产生的负载,在固定轴瓦部位要坚固,要求箱壁较厚,而箱盖

其他部位只起罩壳作用。这样设计势将整个箱盖形状变得复杂,厚薄也不均匀,给箱盖制作带来不便。

另一种是采用轴承盖单独固定轴瓦,而用较薄厚度的箱盖作为密封罩壳。

近年对轴承底座也采取活络底座结构,见图 5-11。将轴承底座和轴承盖固定一体,再固定到箱座上,采用调整垫片进行轴瓦中心位置调整。这样可按需要任意调整齿轮中心,因此降低了对镗孔平行度和倾斜度的苛刻要求。同时在运行之后,由于箱体变形使轴心线座标偏差可以较方便进行再调整,这种结构已被那种具有多轴承挡的舰用并车齿轮箱所采用。

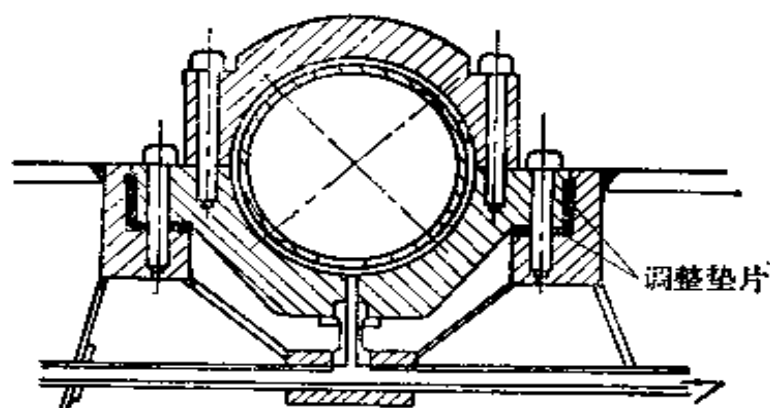


图 5-11 轴承座调整结构

轴承盖的强度计算^[48]

假设轴承盖受垂直向上的载荷 F_B (即轴承载荷),并沿轴瓦外径均匀分布,这样可按简支梁受中间局部均载进行弯曲强度计算,见图 5-12 所示。

最大弯矩为

$$T_{\max} = \frac{q(2r_B)l}{8} (2 - \gamma) \quad \text{kgf-cm} \quad (5-21)$$

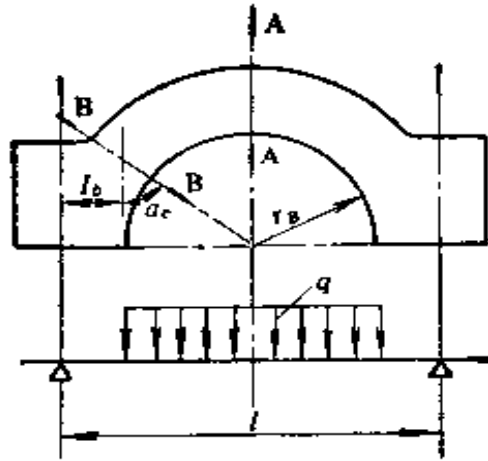


图 5-12 轴承盖受力状况

式中 q ——轴承盖平均载荷， $q = \frac{P_B}{2r_B}$ kgf/cm，其中 P_B 为
轴承总载荷；

r_B ——轴瓦外圆半径，cm；

l ——压紧螺钉跨距，cm；

$$\gamma = \frac{2r_B}{l}, \quad \text{一般取 } \gamma = 0.6 \sim 0.8。$$

上式经过简化并将 γ 取 0.7 代入得到以下公式

$$T_{\max} = \frac{P_B l}{8} (2 - \gamma) \approx 0.163 P_B l \quad (5-22)$$

轴承盖弯曲应力为

$$\sigma_B = \pm \frac{T_{\max}}{W_A} \text{ kgf/cm}^2 \leq [\sigma_B]$$

式中 W_A ——轴承盖 A—A 截面的抗弯截面模量， cm^3 ，

$$W_A = \frac{b_c h_c^2}{6}, \quad \text{其中 } b_c、h_c \text{ 为轴承盖宽度和厚度。}$$

式 (5-19) 中“+”表示轴承盖内表面压应力，“-”为其外表面拉应力；

$[\sigma_B]$ ——许用弯曲应力， kgf/cm^2 ，锻造碳钢取 $[\sigma_B] =$

600 ~ 800 kgf/cm²。

在轴承盖 $B-B$ 截面中产生以下应力:

(1) 弯曲应力为

$$\sigma_B = \frac{P_B l_b}{2W_B} \text{ kgf/cm}^2 \quad (5-23)$$

式中 l_b ——截面 $B-B$ 的重心到螺栓的距离, 见图 5-12 所示, cm;

W_B ——轴承盖 $B-B$ 截面处抗弯截面模量, cm³。

(2) 拉压应力为

$$\sigma_P = \frac{P_B \sin \alpha_c}{2F_B} \text{ kgf/cm}^2 \quad (5-24)$$

式中 F_B ——截面 $B-B$ 的面积, cm²;

α_c ——截面 $B-B$ 与螺栓中心线的夹角, deg。

(3) 剪切应力为

$$\tau = \frac{P_B \cos \alpha_c}{2F_B} \text{ kgf/cm}^2 \quad (5-25)$$

最后求得截面 $B-B$ 的合成应力为

$$\sigma = \sqrt{(\sigma_P + \sigma_B)^2 + 4\tau^2} \text{ kgf/cm}^2 \quad (5-26)$$

轴承盖压紧螺钉最大拉应力为

$$\sigma_{\max} = \frac{(2.5 \sim 3.0)P_B}{nF_1} \text{ kgf/cm}^2 \quad (5-27)$$

式中 P_B ——轴承载荷, kgf;

F_1 ——螺栓计算截面面积, cm²;

n ——螺栓个数;

式中系数 (2.5 ~ 3.0) 为考虑螺栓预紧力而附加的载荷倍数。

螺栓强度安全系数为

$$S = \frac{\sigma_s}{\sigma_{\max}} \geq S_{\min} \quad (5-28)$$

式中 σ_s ——螺栓材料的屈服强度, kgf/cm^2 ;

S_{\min} ——最小安全系数, 通常取 $S_{\min} = 2 \sim 3$ 。

二、锥面止推装置

1. 用途及工作原理

前面已经谈到,斜齿轮传动与人字齿轮传动相比,具有结构较简单,制造方便等优点,特别适用硬齿面磨齿结构。但是斜齿传动有轴向推力,在螺旋角 $\beta = 15 \sim 20^\circ$ 时,轴向推力占总传递载荷的20~30%。为抵挡此推力,一般方法是在大小齿轮上分别设置止推轴承,这种结构给高速传动带来复杂性且增加损耗,也增加了事故发生的可能。为避免这些不足,本文就锥面止推装置在高速单斜齿传动中应用技术作简单介绍。

图 5-13 为带有锥面止推装置的单斜齿轮传动示例。在小齿轮的轮齿两端装着锥面止推圈,在对应的大齿轮轮缘的端面也设有互相密合的锥面,齿轮传递功率时产生的轴向推力,正好由锥面止推圈挡住,形成齿轮内力平衡,齿轮的轴向力不再作用到轴承上去。通常在齿轮的两端设置锥面止推圈,可供倒顺转分别作用,或在机组停车瞬时,被拖带机器的惯性作用引起倒拖现象时起定位作用。

锥面止推装置的工作原理,由图 5-13 看出,一对相密合的锥面装置相互滚滑,在 I—I 切面上相当一对曲率半径为 ρ_1 及 ρ_2 的圆盘分别以速度 v_L 及 v_R 相互滚滑,当有润滑油存在时,使盘间形成动力油膜,这就避免了盘间金属直接摩擦。油膜层厚度取决于载荷及速度大小、表面瞬时温度、润滑油粘度及表面加工质量等因素。

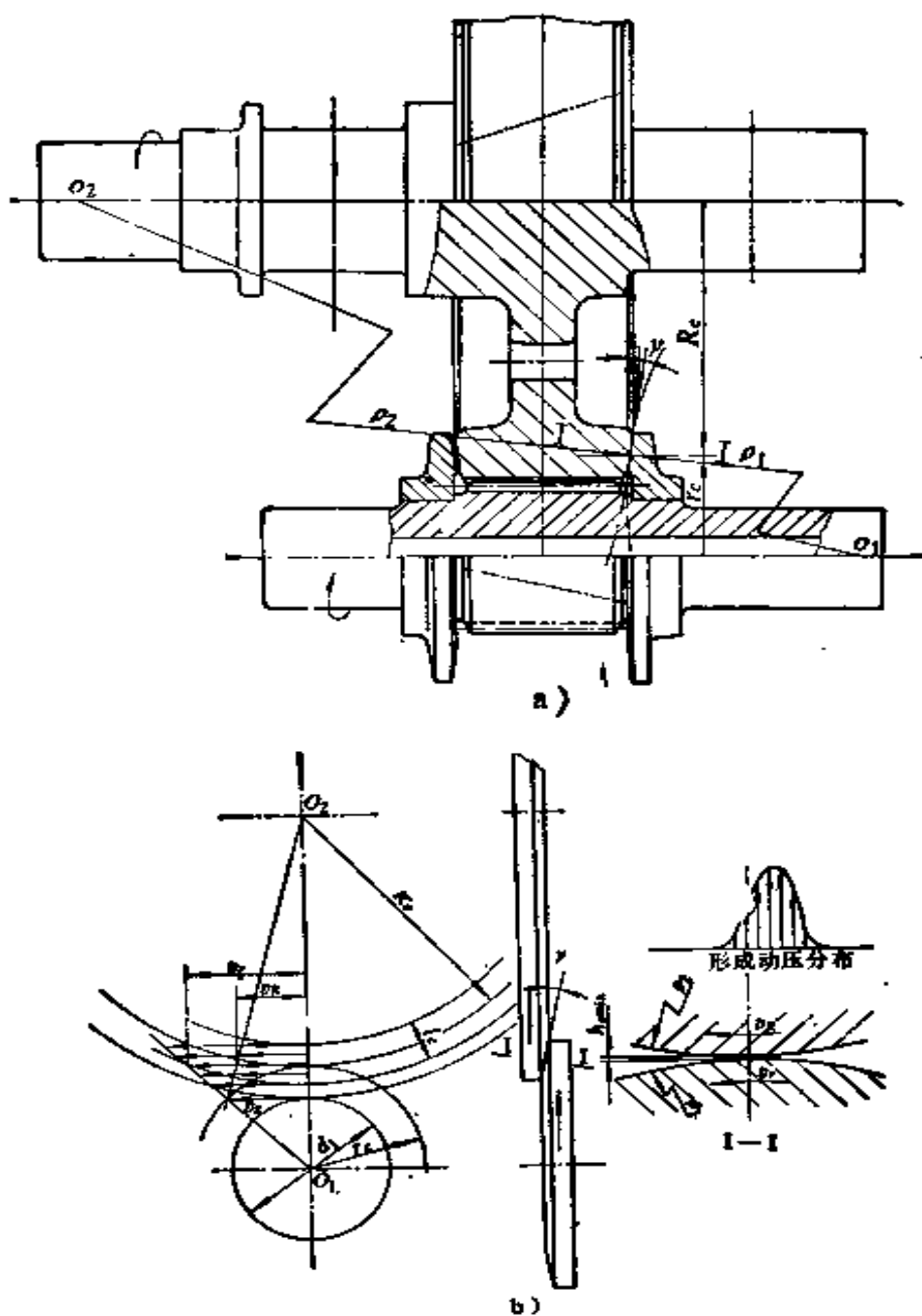


图 5-13 高速齿轮传动锥面止推装置

锥面盘上密合处的曲率半径分别为

$$\rho_1 = r_c / \sin \gamma$$

$$\rho_2 = R_c / \sin \gamma$$

从上式看出,在锥角 γ 相当小时(通常取 $\gamma = 0^\circ 30' \sim 2^\circ$ 之间),可以获得相当大的曲率半径,有时可达 $1 \sim 1.5 \text{ m}$ 。加之齿轮高速旋转,使锥面盘上产生较高于齿轮圆周速度的滚滑速度 v_r 及 v_R ,其大小及分布见图5-13所示。由于锥面盘上曲率半径和滚滑速度均较大,形成了建立动力油膜的良好条件。

2. 流体动力润滑计算

应用弹性流体动力润滑理论,对于两相滚的圆盘间的油膜为^[49]

$$H_m = 2.65 \frac{G^{0.54} U^{0.7}}{W^{0.13}} \quad (5-29)$$

式中无量纲参数:

$$H_m = \frac{h_0}{R}; \quad G = \alpha E'$$

$$U = \frac{\eta_0 U}{E' R}; \quad W = \frac{w}{E' R}$$

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right), \quad E' \text{ 为当量弹性系数}$$

若圆盘材料为钢,采用矿物油润滑时,泊桑比 $\nu_1 = \nu_2 = 0.3$,弹性系数 $E_1 = E_2 = 2.1 \times 10^4 \text{ kgf/mm}^2$, $G = \alpha E' \approx 5000$,经过整理得最薄油膜厚度为

$$h_0 = 108.26 \frac{\eta_0^{0.7} U^{0.7} \rho_c^{0.43}}{w^{0.13}} \quad \text{mm} \quad (5-30)$$

式中 η_0 ——润滑油运动粘度, kg-s/mm^2 ;

$$U = \frac{1}{2} (v_r + v_R) \text{——相密合的锥面平均速度, m/s;}$$

$$\rho_c = \frac{r_c R_c}{(r_c + R_c) \sin \gamma} \text{——当量曲率半径, mm;}$$

本曲线编制说明

润滑油采用 30 号透平油, $\eta_0 = 27.8 \times 10^{-10} \text{kg-s/mm}^2$ $t = 50^\circ\text{C}$

锥面之间油膜厚度取 $h_0 = 0.04 \text{mm}$

图中实线 $\omega = 50 \text{kgf/mm}$

虚线 $\omega = 25 \text{kgf/mm}$

例: $\omega = 25 \text{kgf/mm}$; $(v_r + v_R) = 155 \text{m/s}$; $\rho_c = 68.24 \text{mm}$ 由图中查取 $\gamma = 2^\circ$

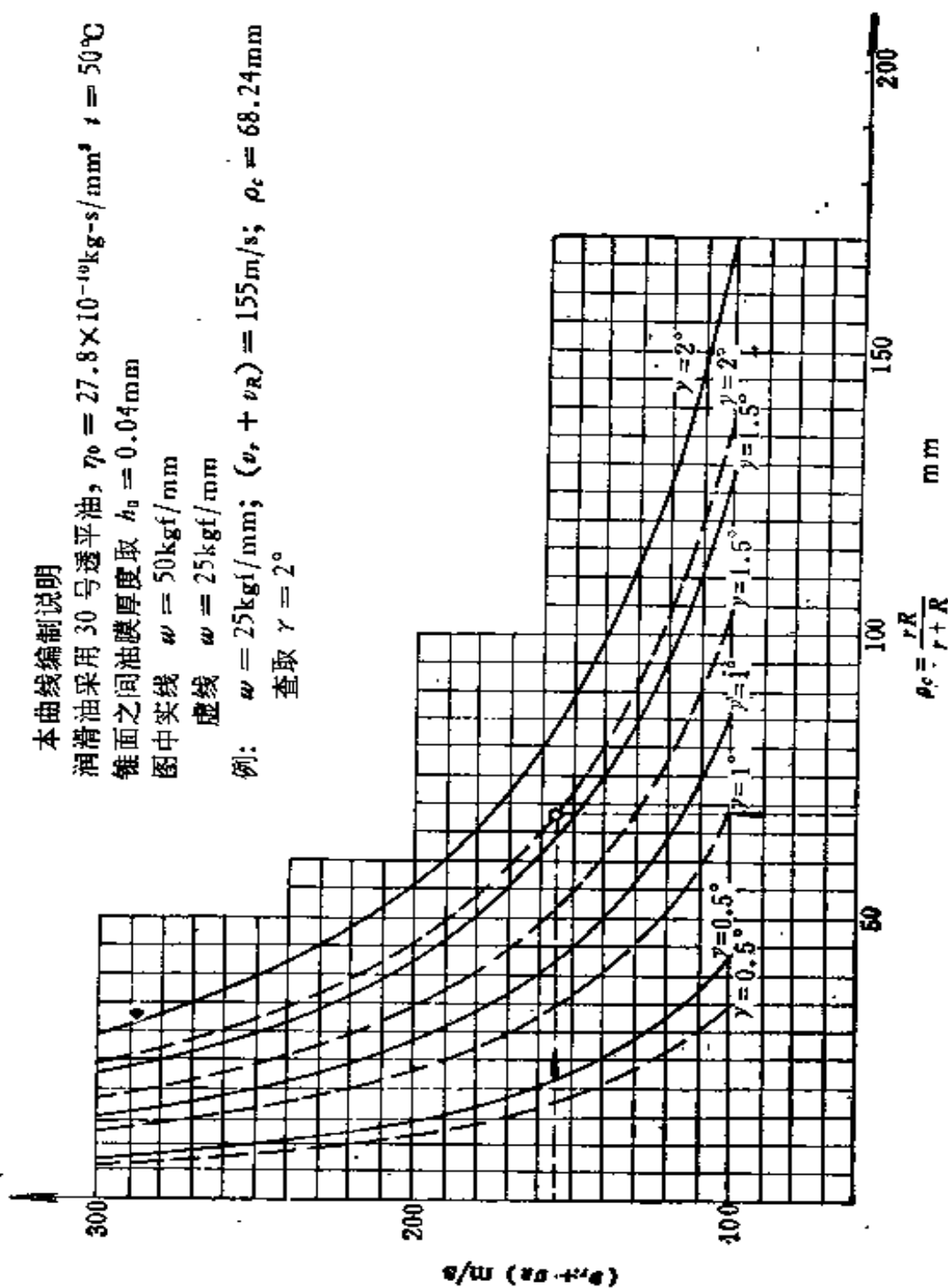


图 5-14 锥面止推装置的锥面参数选择曲线组

$$w = \frac{F_a}{l_c} \text{——接触线上单位载荷, kgf/mm。}$$

为便于设计时能较快地确定锥角,作出了图 5-14。若计算条件与图中说明不同时,则查出结果应进行修正。

最薄油膜厚度 $[h_{\min}]$ 的允许值,应根据以下因素来确定:

1) 锥面加工不平度

锥面止推圈和大齿轮的锥面均采用磨削,光洁度为 $\nabla 7$,其表面不平度平均高度 $R_z = 6.3 \mu\text{m}$ 。

2) 锥面止推圈受载弹性变形

$$f_c \approx \frac{1.82 F_a h^2}{E b_c^3} \text{ mm} \quad (5-31)$$

式中诸符号意义见图 5-15 所示,单位均为 mm, F_a 为 kgf, E 为 kgf/mm^2 。

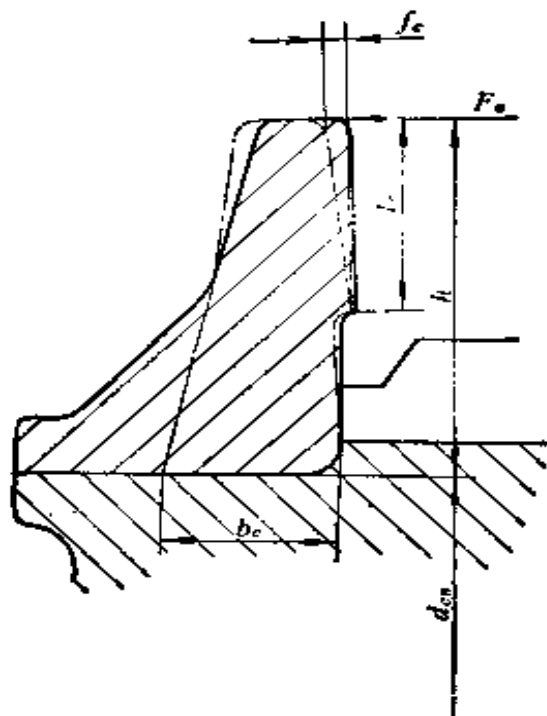


图 5-15 锥面止推圈变形

面止推圈承受随转速交变的轴向载荷及高速旋转离心力，内孔容易产生松动，造成止推圈歪斜，甚至出现断裂危险。为了保证锥面止推圈可靠地工作，要求它在受力状态下，不得产生歪斜并有足够的强度。锥面止推圈受力情况见图 5-16。

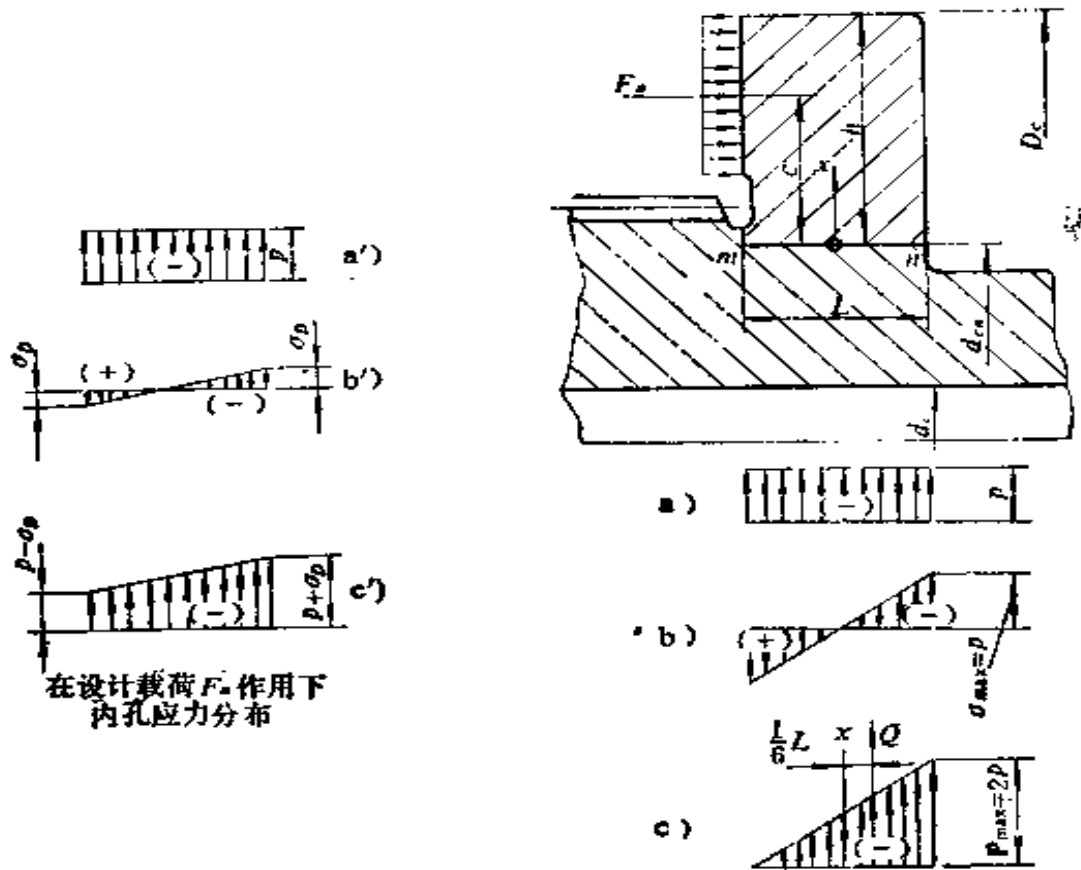


图 5-16 锥面止推圈受力情况

图中 a 为锥面止推圈以过盈配合紧装于小齿轮轴上，接合表面间比压 p 的分布。

图中 b 为锥面止推圈在轴向载荷 F_a 作用下，接合表面间比压分布情况。

图中 c 为 a、b 两种情况的合成，此时表面间比压呈三角形分布， m 处正好为零， n 处达到最大。这是保证锥面止推圈

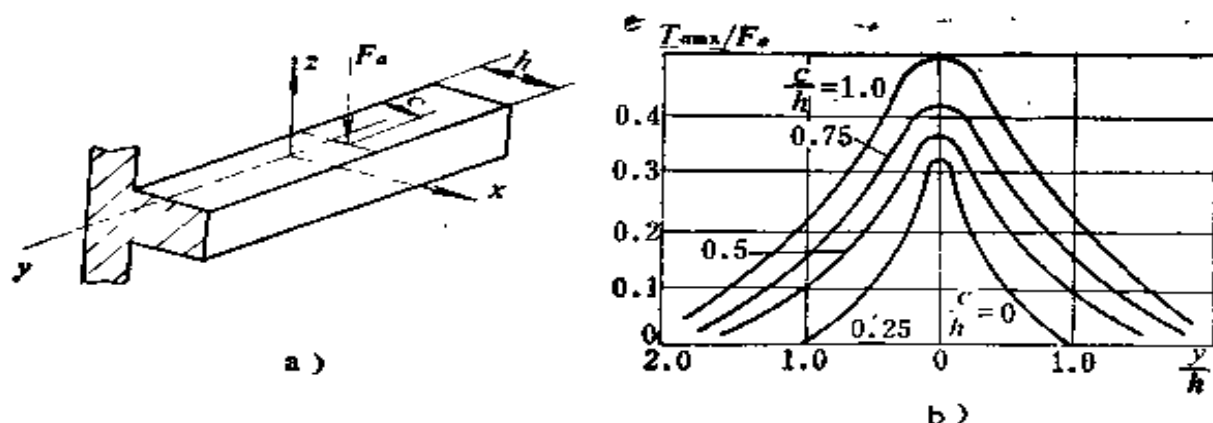


图 5-17 短而宽的悬臂梁在集中载荷作用下弯矩分布

不产生歪斜的极限情况,即不产生歪斜的必要条件是:

$$\sigma_{\max} \leq p, \quad p_{\max} \geq 2p \quad (5-34)$$

式中 σ_{\max} ——在 F_0 作用下,内表面间产生的最大比压;

p_{\max} ——运转条件下,内表面间产生的最大比压。

锥面止推圈在轴向载荷 F_0 作用下,对其内表面间比压分布的影响区域,仅在有限弧度范围内。这里将它的状况假设为短而宽的悬臂梁,受中央集中载荷作用(见图 5-17),并按此作为强度计算的模型。

首先,由式(5-34)的必要条件,得出接合表面间比压的合成 Q 对 x 轴产生的力矩为

$$Q \frac{1}{6} L = \frac{1}{12} p_{\max} L^2 \quad (5-35)$$

由图 5-17b 得出,当梁上 F_0 力作用位置在 $\frac{c}{h} = 0.65 \sim 0.75$ 时, F_0 力产生最大的力矩为 $T_{\max} = (0.40 \sim 0.45) F_0$,为便于计算,取

$$T_{\max} = 0.42 F_0 \quad (5-36)$$

这样,接合表面间比压的合成 Q 对 x 轴力矩应等于 F_0 力

产生的力矩,即式(5-35)等于式(5-36)得:

$$\frac{1}{12} p_{\max} L^2 = 0.42 F_a \quad (5-37)$$

锥面止推圈内孔径向压应力,根据厚壁圆筒强度原理(拉美公式)得知

$$\sigma_{ir} = p = A(\delta - u) \quad (5-38)$$

综上面各式得出轴向载荷极限值为

$$F_{a \max} = \frac{AL^2(\delta - u)}{2.5} \quad (5-39)$$

式中 δ ——内孔直径的过盈量;

$$A = \frac{E(D_c^2 - d_{cn}^2)(d_{cn}^2 - d_c^2)}{2d_{cn}^3(D_c^2 - d_c^2)} \quad (5-40)$$

u ——由于离心力使圈内孔与小齿轮轴的松动量,其值可由以下方法求得:

对于等厚度圈在自由状态下旋转,内孔与轴表面切向应力分别为

$$\sigma_{t(\text{圈})} = 0.55 \times 10^{-12} n^2 D^2 \left[3.3 + 0.7 \left(\frac{d_{cn}^2}{D_c} \right)^2 \right] \quad (5-41)$$

$$\sigma_{t(\text{轴})} = 0.55 \times 10^{-12} n^2 d_{cn}^2 \left[3.3 \left(\frac{d_c}{d_{cn}} \right)^2 + 0.7 \right] \quad (5-42)$$

得

$$\begin{aligned} u &= \frac{\sigma_{t(\text{圈})} d_{cn}}{E} - \frac{\sigma_{t(\text{轴})} d_{cn}}{E} \\ &= 0.865 \times 10^{-16} n^2 d_{cn} (D_c^2 - d_c^2) \end{aligned} \quad (4-43)$$

上式中设 $E = 2.1 \times 10^4 \text{kgf/mm}^2$ 。

锥面止推圈在工作转速下应力为

径向应力: $\sigma_r = p = A(\delta - u)$

12	锥面中径线速度	v_r	mm/s		90032	94869.8	105095.7
		v_R	mm/s		68015	60750.5	77106.5
13	锥面当量曲率半径	ρ_c	mm	$\rho_c = \frac{r_c R_c}{(r_c + R_c) \sin \gamma}$	10873.32	1955.62	1654.6
14	润滑油性质 粘度	η_0	kgf-s/mm ²	选用30号透平油 $\eta_0 = 27.8 \times 10^{-10}$			
15	最薄油膜厚度	h_0	mm	$h_0 = 108.26 \frac{70^{0.7} U^{0.7} \rho_c^{0.43}}{\omega^{0.15}}$ 公式(5-30)	0.085	0.041	0.045
16	锥面止推圈装配过盈量	Δ	mm	取 Δ 为0.5% d_{cs} Δ 指半径方向过盈	0.185	0.066	0.039
17	锥面止推圈在工作转速下: 内孔径向压应力 内孔切向应力	σ_{ir} σ_{it}	kgf/mm ² kgf/mm ²	①	2.456 19.189	4.31 24.614	3.08 18.77
18	最大允许轴向负荷	F_{dmax}	kgf	$F_{dmax} = \frac{\sigma_{it} L^2}{2.5}$ 从公式(5-39)化得	2310.85	4308	770.75
19	锥面赫兹应力	σ_{CH}	kgf/mm ²	$\sigma_{CH} = 0.418 \sqrt{\frac{\omega E}{\rho_c}}$ 取 $E = 2.1 \times 10^4 \text{ kgf/mm}^2$	3.85	6.22	5.6

① 由于锥面止推圈截面为非规则形状,故应用参考文献[46]一书的方法计算 σ_{ir} 及 σ_{it} 。

切向应力:
$$\sigma_t = \sigma_{t(\text{圈})} + \sigma_r \frac{D_c^2 + d_{cn}^2}{D_c^2 - d_{cn}^2}$$

最大应力(在 n 点时):

径向应力:
$$\sigma_{r\max} = 2\sigma_r \quad (5-44)$$

切向应力:
$$\sigma_{t\max} = \sigma_t + \mu(\sigma_{r\max} - \sigma_r) \quad (5-45)$$

许用切向应力为

$$[\sigma_t] = \frac{\sigma_{-1}}{S} \quad (5-46)$$

式中 σ_{-1} ——对称疲劳循环下的疲劳极限, 对于碳钢和合金钢 $\sigma_{-1} = 0.25(\sigma_b + \sigma_s) + 5$, kgf/mm^2 ;

S ——安全系数, 通常取 $S_{\min} = 1.6$ 。

设计时要求 $F_a \leq F_{a\max}$, 这时锥面止推圈内孔实际应力将可按以下公式计算。

由轴向载荷 F_a 引起的内孔应力为

$$\sigma_D = \frac{2.5F_a}{L^2} \quad (5-47)$$

应力分布见图 5-16a', b', c' 所示。

n 处为
$$\sigma_{rn} = p + \sigma_D = \sigma_r + \sigma_D \quad (5-48)$$

m 处为
$$\sigma_{rm} = p - \sigma_D = \sigma_r - \sigma_D \quad (5-49)$$

n 处实际切向应力为

$$\sigma_{tn} = \sigma_t + \nu(\sigma_{rn} - \sigma_r) \quad (5-50)$$

高速传动采用锥面止推装置实例计算数据一览表见表 5-5。

5. 结构介绍

锥面止推圈主要依靠内孔过盈来保持正常可靠工作, 常用结构有以下几种。

图 5-18 为过盈配合并在末端焊接, 这种结构对于承受瞬

时冲击载荷有较大能力。但需注意材质应有良好可焊性和较高的强度要求。

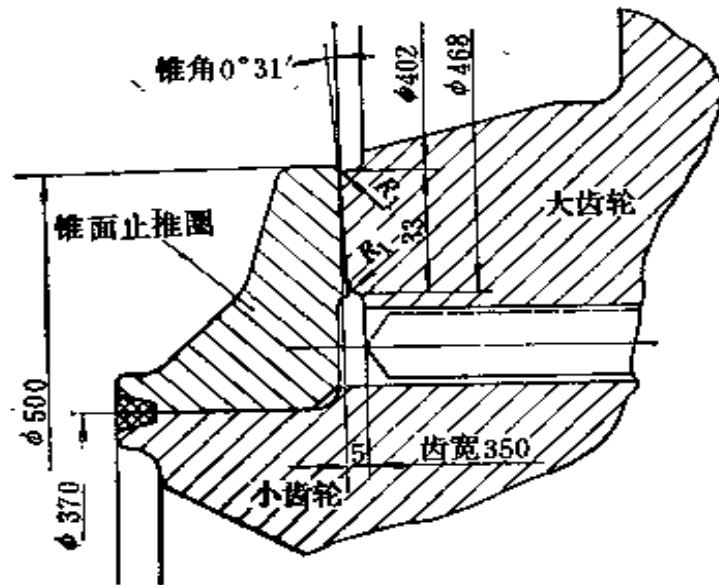


图 5-18 6000 千瓦燃气轮机减速齿轮
锥面止推装置固定结构(1)

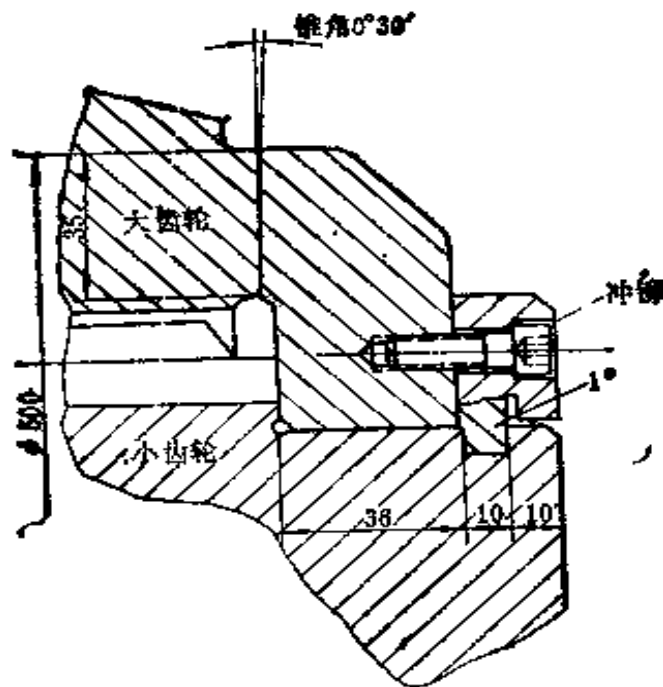


图 5-19 6000 千瓦燃气轮机减速齿轮
锥面止推装置固定结构(2)

图 5-19 为过盈配合并在末端加两半固定圈,这种结构主要考虑瞬时冲击载荷时可由两半固定圈来抵挡一部分载荷。

图 5-20 a、b 为过盈配合并加圆销(一般周向均布三个),图 a 结构适用于中小功率机组。

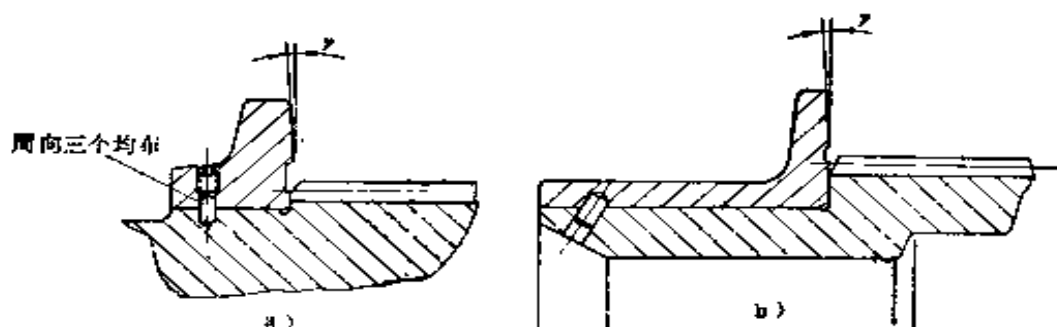


图 5-20 锥面止推盘固定结构(3)

三、高速齿轮箱径向滑动轴承

1. 高速齿轮箱用径向滑动轴承的工作特点

(1) $p_m v$ 值较高

众所周知,滑动轴承 $p_m v$ 值代表着轴承工作负荷状况,此值高,表征轴承摩擦耗功比较大,温升高。对于运行可靠的轴承,其许用 $p_m v$ 值较高,则表征着轴承质量水平较高。

高速齿轮箱中由于齿轮副传递扭矩,产生沿啮合线方向彼此大小相同,方向相反的载荷,分别作用于大小齿轮的轴承上,这个传递扭矩所产生的载荷远较齿轮体自重大得多,它反映在轴承比压上。一般比压 $p_m = 10 \sim 25 \text{ kgf/cm}^2$, 最大将达 40 kgf/cm^2 。由于高速旋转,轴颈线速度一般为 $v = 40 \sim 60 \text{ m/s}$, 最高可达 90 m/s 。因此 $p_m v$ 值一般可达 $1000 \sim 1200 \text{ kgf} \cdot \text{m/cm}^2 \cdot \text{s}$, 最大可达 $1600 \sim 2000 \text{ kgf} \cdot \text{m/cm}^2 \cdot \text{s}$ 。由于高速齿轮箱轴承的 $p_m v$ 值较高,在设计时必须非常谨慎。

(2) 载荷随工况条件变化

齿轮啮合产生的载荷是随传递扭矩大小成比例变化的,另一方面由于齿轮制造总有一定的误差,也使得载荷随转动产生高频微幅波动。对于船用齿轮,考虑到齿轮倒顺车,给轴承负载方向有很明显的改变,这样情况就要求轴承设计时应有多方向承载的性能,再者由于航行中船体随海浪摇晃,也使轴承受载方向产生频繁的变化。对于转架旋转的行星传动装置,行星齿轮的轴承除承受传递扭矩的负载之外,还承受着由行星齿轮产生很大离心力的负载,对行星齿轮轴承而言,一般地说其离心力负载约占总负载的百分之八十左右。

2. 齿轮箱径向滑动轴承的形式

目前常见的有三种形式见图 5-21。其中尤以圆柱轴承和椭圆轴承使用更为普遍。

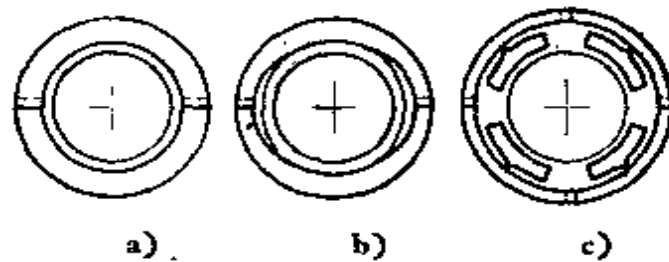


图 5-21 齿轮箱轴承形式

a) 圆柱轴承 b) 椭圆轴承 c) 多油楔轴承(可倾瓦式)

齿轮箱径向滑动轴承的选用推荐于下表。

表 5-6^[20]

轴承形式	圆柱轴承	椭圆轴承	多油楔轴承
许用圆周速度 $v/m/s$	<40	40~70	>70
轴承工作稳定性	低	中	高

现就圆柱和椭圆轴承的设计与计算方法作一介绍。

(1) 圆柱轴承

1) 载荷角 θ_L 的选择 (图 5-22)^[51]

轴承载荷方向对轴承润滑性能有明显影响,图 5-23a, b, c

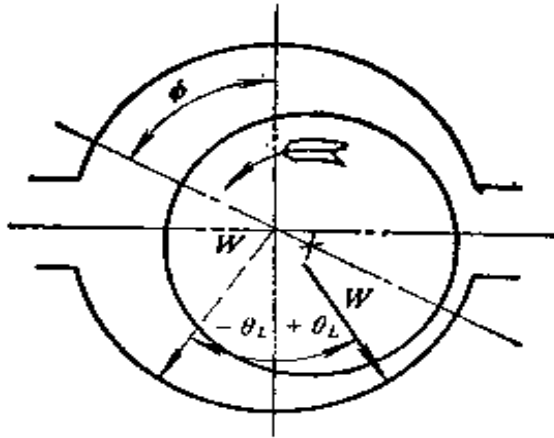


图 5-22 轴承载荷角 θ_L

是包角为 150° 的圆柱轴承在不同载荷角 θ_L 的情况下,轴承性能(包括轴承承载能力系数

力系数 $\left[\frac{p_m \phi^2}{\eta \omega} \right]$ 润滑油流量

系数 q 及表示轴承耗功的功率损失系数等)变化情况。

从图 5-23a 看出,当载荷角 $\theta_L = 0$ 时,承载能力系

数达最大值,即具有最大承载能力。从图 5-23b 看出,在不计进油压力条件下,在偏心率 $\epsilon = 0.5 \sim 0.8$ 范围内, θ_L 在 $+20 \sim +30^\circ$ 之间,可获得较大的流量系数,即得到最大耗油量。从图 5-23c 看出,在不同载荷角条件下,轴承耗功随偏心率 ϵ 变化情况,其中在 $\theta_L \approx \pm 25^\circ$ 间耗功较小。

运用上述线图,可对已定的轴承进行润滑性能计算。例如,已知轴承参数为:轴承直径 $D = 8\text{in}$, 轴承宽度 $B = 8\text{in}$, 转速 $n = 3600\text{rpm}$, 半径间隙 $c = 0.006\text{in}$, 润滑油粘度 $\eta = 15\text{CP}$, 压强 $p_m = 200\text{ lbf/in}^2$ 。计算结果示于图 5-24, 从中得出最薄油膜厚度、耗功、耗油量及温升随载荷角的变化情况,其中 θ_L 在 $+20 \sim +30^\circ$ 之间,可获得较低的温升。

上面谈了载荷角对轴承性能影响情况,使我们对高速齿箱轴承载荷角 θ_L 的选择,提出下列论点:

① 压强、速度处于中等程度的轴承,为简化结构起见,对于轴线水平的轴承剖面可放在水平位置。

② 压强较大而速度一般的轴承, 建议选取 $\theta_L \approx 0^\circ$, 以获得较大承载能力。

③ 速度较大而压强一般的轴承, 考虑到速度较大将引起轴承温升增大的主要因素, 建议选用 θ_L 为 $+20^\circ \sim +30^\circ$, 以求获得最低温升的愿望。

2) 圆柱轴承的参数选择

宽径比: $B/D = 0.6 \sim 1.5$

式中 B ——轴承宽度;

D ——轴承直径。

相对间隙: $\psi = 2c/D = 0.002 \sim 0.003$

式中 c ——轴承的半径间隙。

ψ 值在负载和速度较高时取偏大值。

轴承包角: 对于高速齿轮箱的轴承, 推荐取包角 $\theta = 120^\circ$ 。对于船用齿轮, 考虑到船身摇摆因素, 应取得大些, 一般取 $\theta = 150^\circ$ 。

轴承巴氏合金厚度: 对于一般载荷的轴承取其厚度 $S = 3 \text{ mm}$, 随着载荷增大, 厚度应减薄, 取 $S = 0.8 \sim 1.5 \text{ mm}$ 。

润滑油槽诸尺寸见图 5-25 所示。

$H = (0.2 \sim 0.26)D$ 或 $\beta' = 12 \sim 15^\circ$

$a = 0.5 \sim 1.2 \text{ cm}$

$t = (0.05 \sim 0.1) \text{ m}$

$b = (0.3 \sim 0.5)B$ 为冷却油槽, 在不受力的半瓦部开设。

3) 性能计算^{[52][53]}

根据雷诺方程的演算, 可以得出轴承润滑性能计算的一组关系曲线, 包括轴承的承载能力系数 $\zeta = \left[\frac{p_m \phi^2}{\eta \omega} \right]$ 、摩擦数

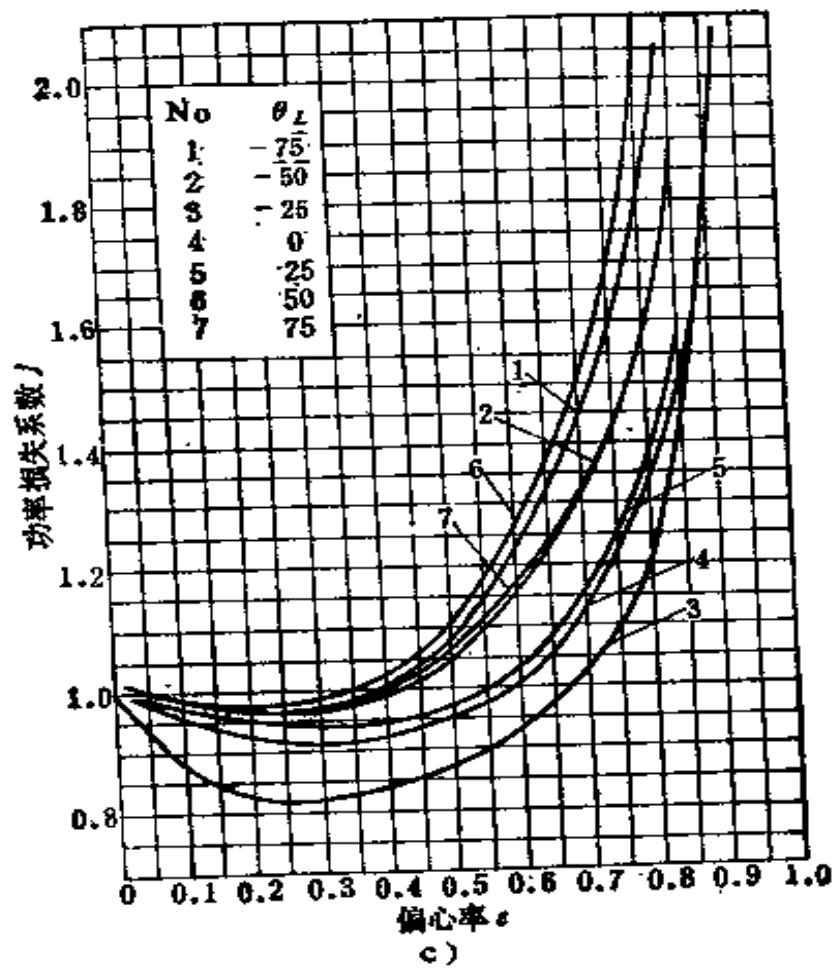


图 5-23 不同载荷角下轴承性能变化情况

a) 承载能力系数

$$\text{萨摩菲尔得数 } S = \left(\frac{D}{2C}\right)^2 \frac{\eta n}{p_m}, \quad \xi = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{1}{S}$$

b) 流量系数

$$\text{建立油膜的油量 } Q_A = q \frac{\pi n D B C}{2} \quad \text{cm}^3/\text{min}$$

c) 功率损失系数

$$\text{耗功 } H = j \frac{\pi^3 \eta n^2 D^3 \beta}{C} \quad \text{kgf} \cdot \text{cm}/\text{min}$$

其中: B, D, C 为 cm, n 为 rpm, η 为 $\text{kgf} \cdot \text{min}/\text{cm}^2$

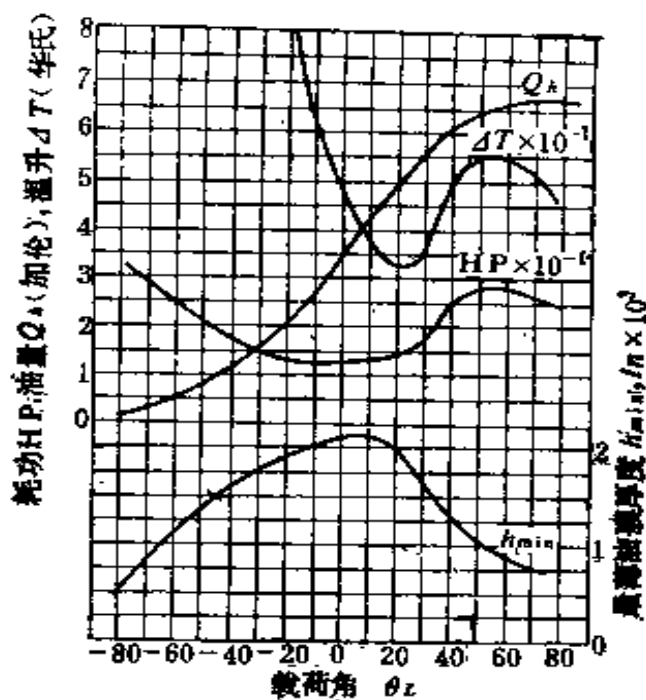


图 5-24 不同载荷角下轴承性能变化情况

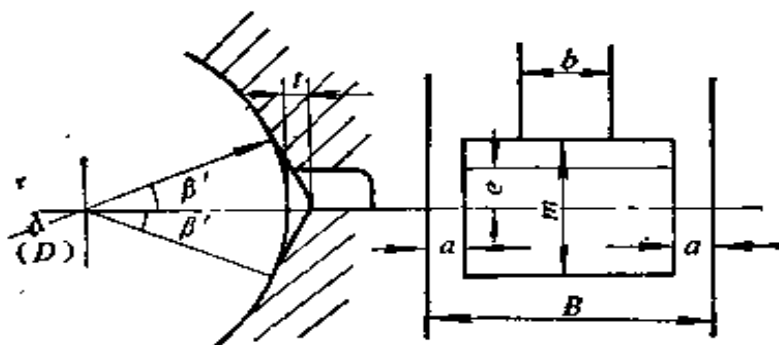


图 5-25 油槽尺寸

$\frac{f}{\psi}$, $\frac{f'}{\psi}$ 和流量系数等无量纲形式的参数相对于偏心率 ϵ 的关系式, 分别见图 5-26 到图 5-32。

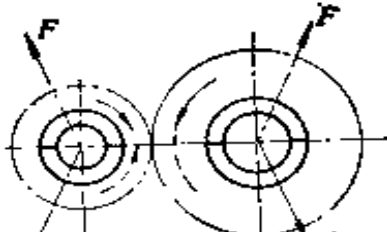
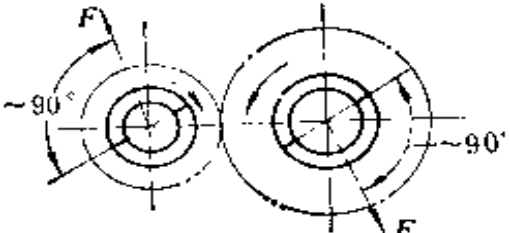
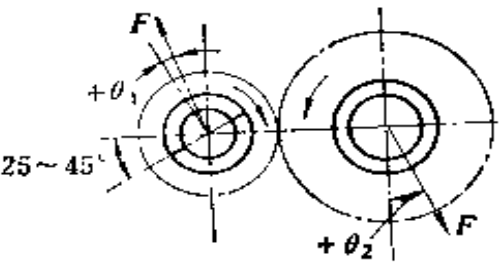
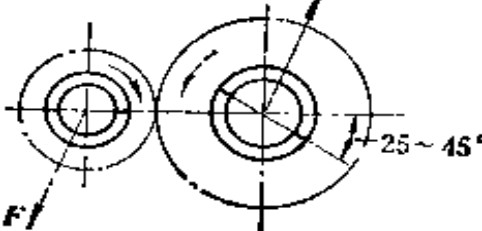
轴承设计时, 一般地说已知下列数据:

轴承包角 θ ;

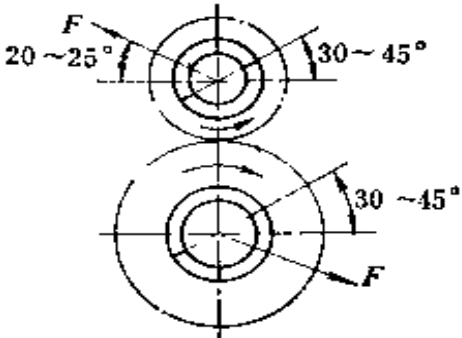
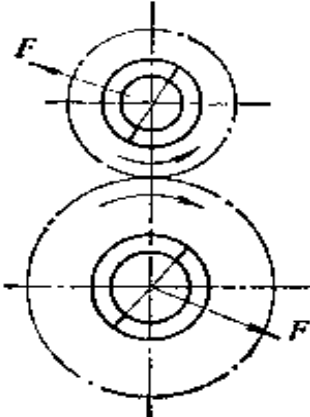
轴承直径和宽度 D 、 B ;

轴承载荷 W (p_m);

表 5-7 齿轮轴承剖分面的方位选择方案

序号	工作状况	轴承剖分面的方位	主要说明及优点	适用场合
1	减速或增速		轴承剖分面水平布置, 进油口设置方便, 加工及安装工艺简化	压强和速度处于中等程度
			轴承剖分面转角与载荷方向接近垂直, 即在正中方向载荷下工作, 载荷系数 ζ 为最大, 能承受较大载荷	压强较大, 而速度处于中等程度
2	减速		小齿轮轴承剖分面转角, 大齿轮轴承剖分面水平布置。各轴承处于载荷角 θ_L 为正值 ($\theta_L \leq +25^\circ$) 下工作, 可实现油区温度较低的要。	压强一般, 而速度较高
3	增速		大小轴承剖分面转角与序号 2 情况正好相反, 工作条件及优点与上相同	

续表

序号	工作状况	轴承剖分面的方位	主要说明及优点	适用场合
4	减速 齿轮副 垂直上下 布置		<p>小齿轮轴承处于载荷角 θ_L 为正值 ($\theta_L \leq +25^\circ$) 下工作, 可实现油膜区温度较低的要求</p> <p>大齿轮轴承处于载荷角 θ_L 为负值 ($\theta_L \geq -25^\circ$) 下工作, 使载荷系数 ζ 减小, 即承载能力较低</p>	压强一般, 而小齿轮的轴颈速度较高
5	减速 齿轮副 垂直上下 布置		<p>小和大齿轮轴承剖分面转过较大的角度, 使得载荷作用方向接近轴瓦正中, 使载荷系数 ζ 接近最大值, 能承受较大载荷</p>	压强较高, 速度处于中等程度

转速 $n(\omega)$;

润滑油的平均油温 t_m (假设) 及油粘度 η_0 。

根据以上数据, 并选取合适的三个顺序增加的相对间隙, 进行润滑性能计算, 建立热平衡方程。根据轴承产生的热量

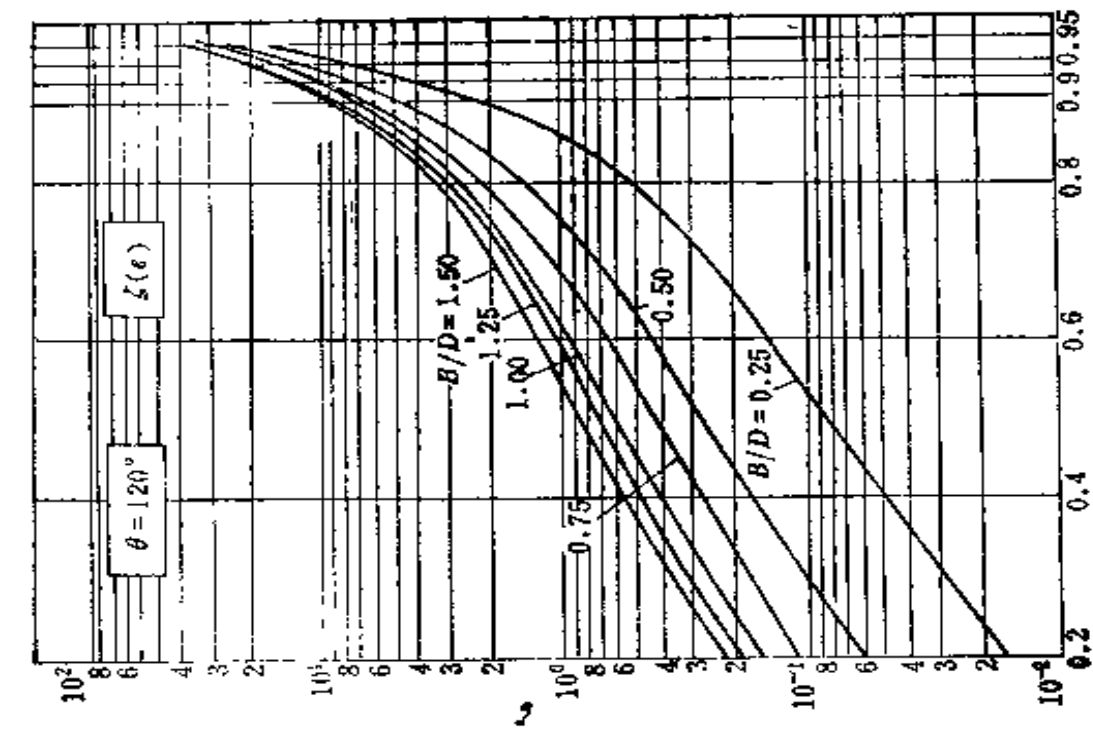


图 5-27 轴承的承载能力系数 ζ 与 ϵ 的关系 ($\theta = 120^\circ$)

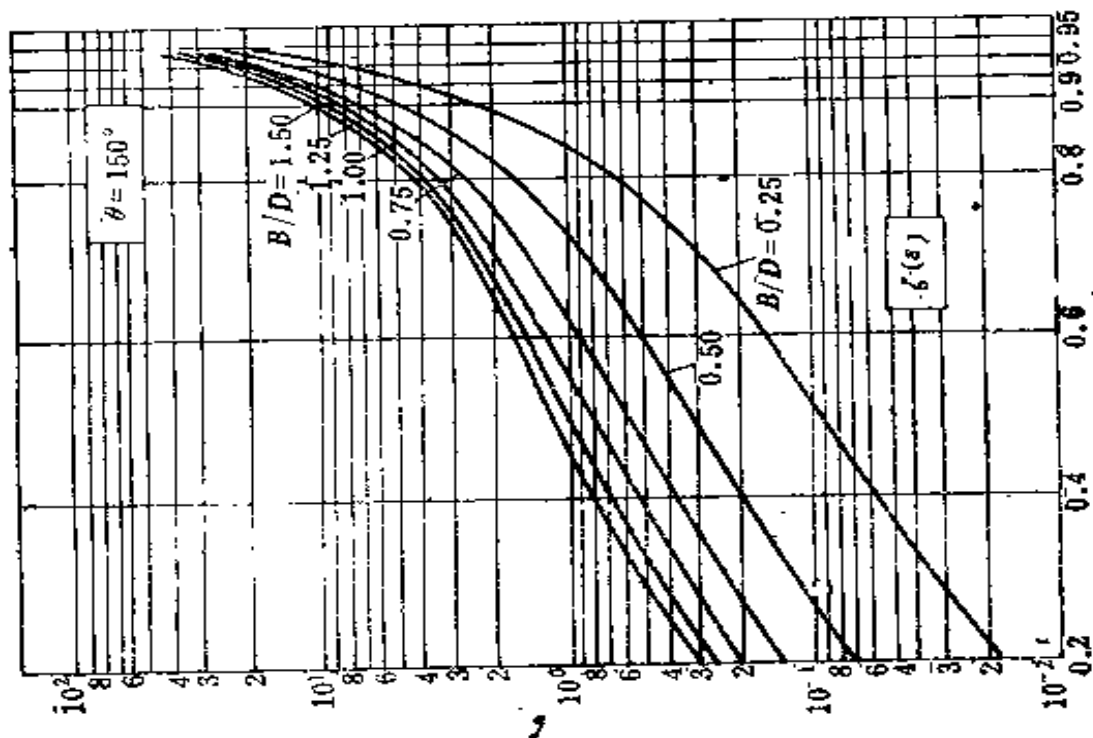


图 5-26 轴承的承载能力系数 ζ 与 ϵ 的关系 ($\theta = 150^\circ$)

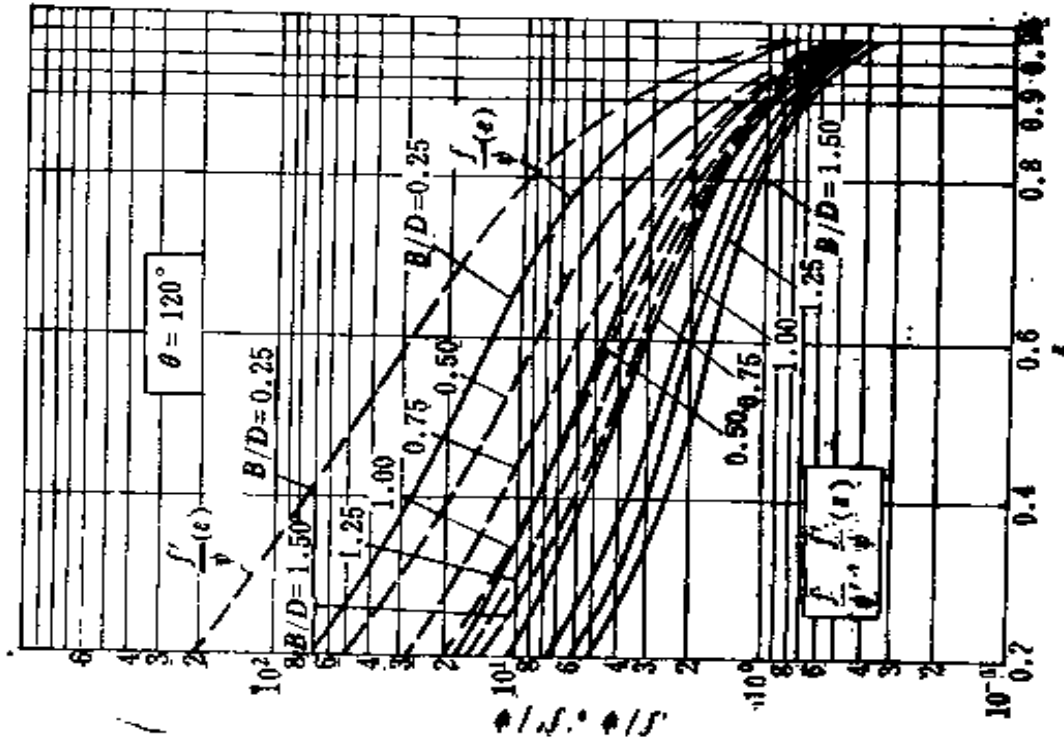


图 5-29 轴承摩擦数 $\frac{f}{\psi}$, $\frac{f'}{\psi}$ 与 e 的关系 ($\theta = 120^\circ$)

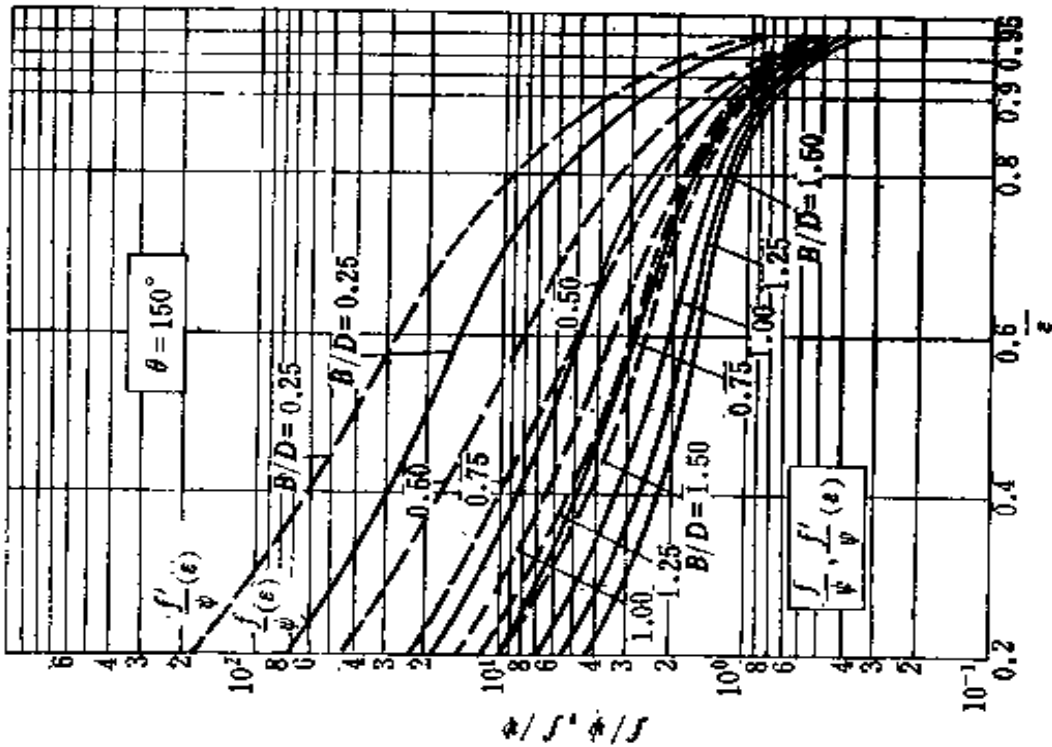


图 5-28 轴承摩擦数 $\frac{f}{\psi}$, $\frac{f'}{\psi}$ 与 e 的关系 ($\theta = 150^\circ$)

f —承载区油隙中的摩擦系数
 f' —整个轴承在 (2π) 周长范围油隙中的摩擦系数

与通过润滑油带走的热量相等为条件,即 $A_F \approx A_Q + A_D$ 时确定出设计的相对间隙 ϕ_D 。

根据 ϕ_D 值及原先轴承有关数据,可计算得到 ζ 、 ε 、 f/ϕ 、 Q 、 h_{\min} 及耗功 N 等数据。

轴承润滑性能计算的具体公式和曲线的使用,可借表 5-8 例题进行。 ϕ_D 可由图 5-33 查出。

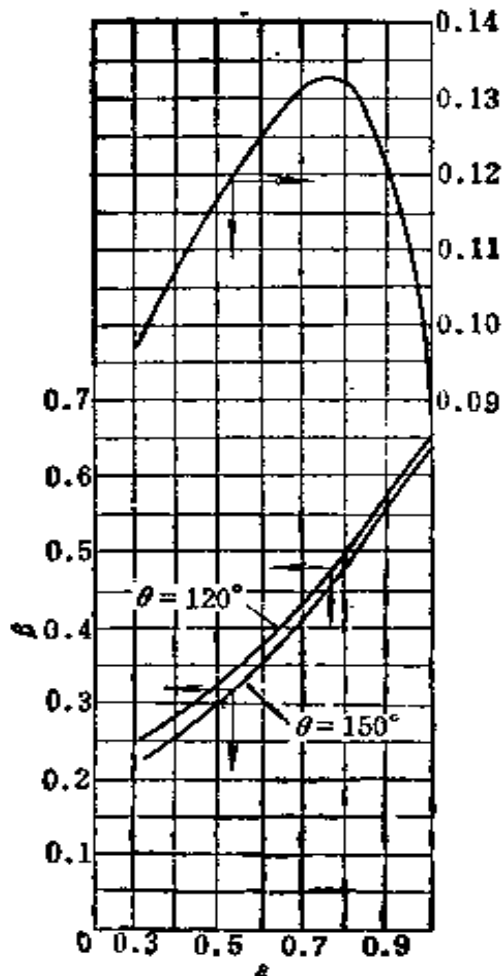


图 5-32 系数 β 、 θ 与 ε 的关系

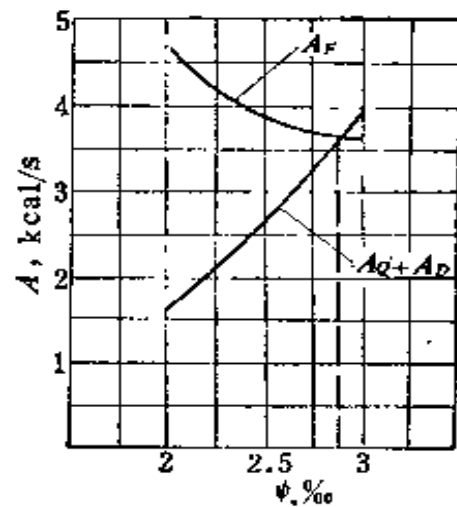


图 5-33 轴承的热平衡与 ϕ 的关系

计算中一些说明:

压强 p_m 一般取 $10 \sim 25 \text{ kgf/cm}^2$, 个别最高取 $40 \sim 50 \text{ kgf/}$

cm²。常用材料为锡铋轴承合金 (ZChSnSb 11-6)。

最薄油膜厚度 h_{\min} 要求:

$$h_{\min} \geq [h_{\min}] = S(R_1 + R_2 + y_1 + y_2)$$

式中 R_1 和 R_2 ——瓦面和轴颈表面不平度的平均高度, 一般取瓦面的光洁度为 ∇_6 , 则 $R_1 = 0.00063$ cm, 轴颈的表面光洁度 ∇_8 , 则 $R_2 = 0.00032$ cm;

y_1 ——轴颈在轴承中的挠度;

y_2 ——轴颈的偏移量;

S ——裕度, 取 $S = 2 \sim 2.5$ 。

轴承允许的工作温度及其测量方法迄今没有统一规定。这里就收集到的有关产品规范、试验及运行经验等进行综合介绍, 以供参考。

轴承工作温度 轴承工作时, 由于动力油膜区域摩擦的原因, 使得轴承瓦面上温度分布是明显不均匀的, 在油膜最薄的区域温度最高。图 5-34 为一个船用透平的圆柱轴承运行时瓦面温度分布情况^[7], 采用热敏电阻预埋在巴氏合金层内进行温度测量。

一般推荐: 在最薄油膜处正常运行时, 瓦面温度为 $60 \sim 93^\circ\text{C}$ ($140 \sim 200^\circ\text{F}$); 最大允许运行温度为 107°C (225°F)。运行经验指出, 瓦面上局部温度要求 $\leq 125^\circ\text{C}$ (257°F)。超过此温度, 将使较硬颗粒的铋—锡化合物产生热膨胀而凸出瓦面, 因此可能要穿破油膜, 造成瓦面与轴颈表面剧烈摩擦^[54]。

测量温度的部位对反映瓦面温度大小有很大差别: 如果测量轴瓦靠近最薄油膜处的排油温, 一般地说, 所测温度值要比上述测量瓦层温度低 $10 \sim 20^\circ\text{C}$; 如果测量轴承座回油管处的油温, 一般要低 $20 \sim 30^\circ\text{C}$ 。

表 5-8 圆柱轴承的润滑性能计算

序号	计算项目	符号	单位	计算公式及说明	计算方案数据			确定的方案数据
					1	2	3	
1	相对间隙	ϕ			0.002	0.0025	0.003	0.00275
2	轴承包角	θ		选取		120°		
3	轴承载荷	W	kgf			4563		
4	轴承直径	D	cm			13.6		
5	宽径比	B/D		选取		1.14		
6	轴承宽度	B	cm			15.5		
7	转速	n	rpm			6350		
8	轴颈的角速度	ω	rad/s	$\omega = \pi n / 30$		665		
9	半径间隙	c	cm	$c = \frac{\phi D}{2}$	0.0136	0.017	0.0204	0.0187
10	压强	p_m	kgf/cm ²	$p_m = W / B \cdot D$		21.65		
11	润滑油牌号					#22 透平油		
12	平均油温	t_m	°C	选取		55		
13	在 t_m 下的油粘度	η	kgf-s/cm ²	查资料		14.5×10^{-8}		
14	轴承的承载能力系数	ζ		$\zeta = \left[\frac{p_m \phi^2}{\eta \cdot \omega} \right]$	0.898	1.403	2.02	1.698

15	偏心率	ϵ		从图 5-27 查得	0.56	0.66	0.73	0.70
16	最小油膜厚度	h_{\min}	cm	$h_{\min} = c(1 - \epsilon)$				0.0056
17	摩擦数	f/ψ		从图 5-29 查得	4.8	3.2	2.5	2.8
18	摩擦系数	f'		$f' = \frac{f}{\psi} \cdot \psi$	9.6×10^{-3}	8×10^{-3}	7.5×10^{-3}	7.7×10^{-3}
19	承载区端面流量系数	K_{q_1}		从图 5-31 查得	0.06	0.065	0.065	0.065
20	系数	β		从图 5-32 查得	0.36	0.41	0.46	0.437
21	非承载区流量系数	K_{q_2}		$q_2 = \beta \xi \left(\frac{D}{B}\right)^2 \frac{p_s}{p_m}$	0.0115	0.0205	0.0331	0.0264
22	供油压力	p_s	kgf/cm ²	假设	1			
23	系数	ϑ		从图 5-32 查得	0.121	0.128	0.132	0.131
24	槽泄流量系数	K_{q_3}		$q_3 = \vartheta \xi \left(\frac{D}{B}\right)^2 \cdot \frac{m}{D} \cdot \left(\frac{B}{a} - 2\right) \frac{p_s}{p_m}$	0.0148	0.0245	0.0363	0.0303
					取 $m = 3\text{cm}$, $a = 0.8\text{cm}$ 见图 5-25			
25	轴承总流量系数	K_q		$K_q = K_{q_1} + K_{q_2} + K_{q_3}$	0.0863	0.11	0.1344	0.1217
26	轴承总流量	Q	cm ³ /s	$Q = q \frac{\psi \cdot \omega \cdot BD^2}{2}$	165.17	263.17	385.84	319.02

表 5-9 椭圆轴承的几何参数、符号及计算公式

椭圆轴承	符号	计算公式	参数名称
	O		轴承几何中心
	O_1		轴颈中心
	R		轴承半径
	r		轴颈半径
	s	$\overline{OO_x}$	油楔偏心距
	c^*	$c^* = R - r - s$	顶隙
	c	$c = R - r = s + c^*$	侧隙
	e	$\overline{OO_j}$	轴颈偏心距
	e_j	$\overline{O_1O_{x_1}}$	相对偏心距
	ε	$\varepsilon = e/c$	偏心率
	ε_j	$\varepsilon_j = e_j/c$	相对偏心率
	ε^*	$\varepsilon^* = e/c^*$	轴颈偏心率
	ϕ^*	$\phi^* = c^*/r$	相对顶隙
	ϕ	$\phi = c/r$	相对侧隙
ϕ/ϕ^*	$\phi/\phi^* = c/c^*$	椭圆度	

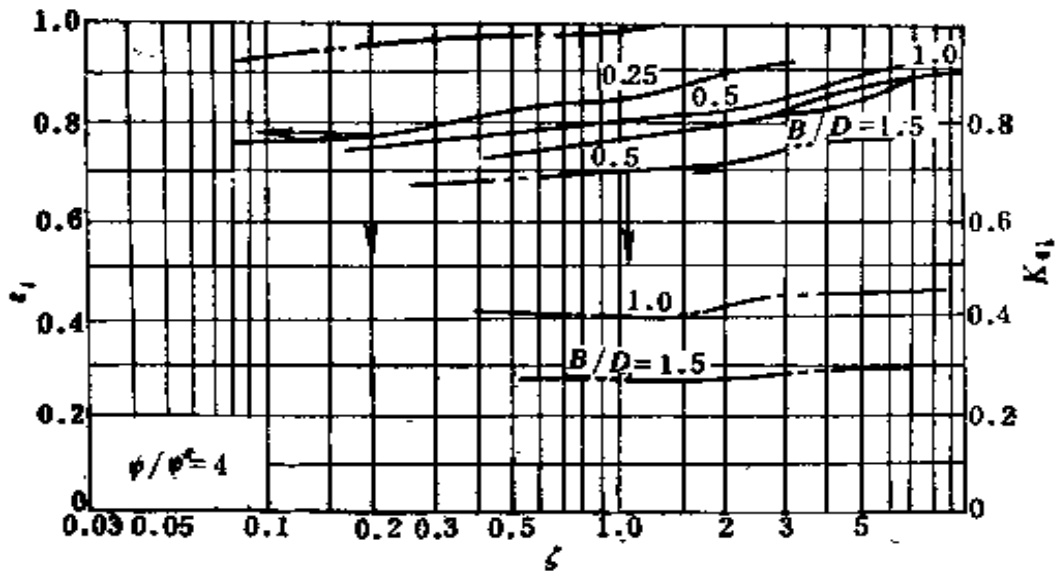


图 5-35 椭圆轴承的承载能力系数 ζ — $\varepsilon_i, K_{\varepsilon_i}$ 关系曲线 ($\phi/\phi^* = 2$)

ε_i 取两偏心率中大者

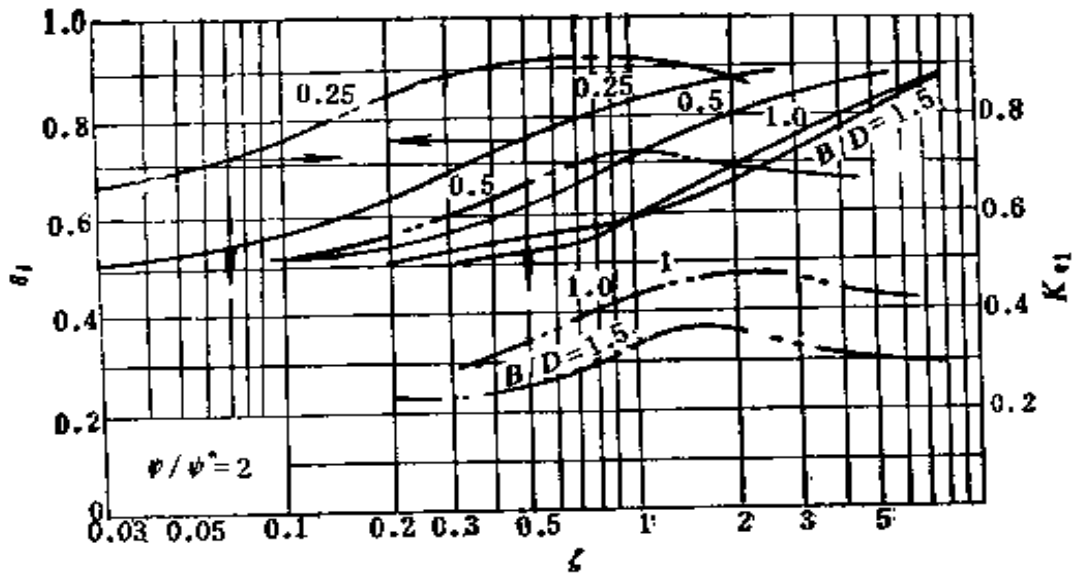


图 5-36 椭圆轴承的承载能力系数 ζ — $B/D, K_{q1}$ 关系曲线 ($\psi/\psi^* = 4$)
 ε_1 取两偏心率中的大者

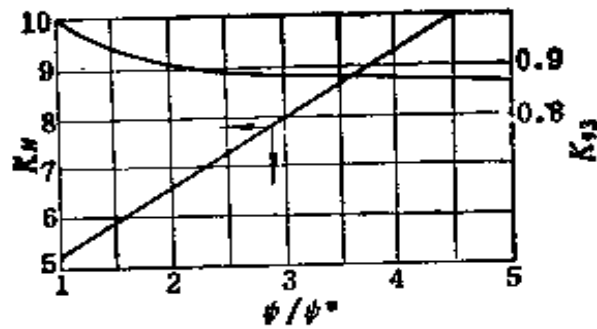


图 5-37 椭圆轴承的流量系数 K_{q3} 和功耗系数 K_N
 确定流动状态的判别准则——雷诺数 Re

$$Re = \frac{v h_{min}}{\nu} \quad (5-51)$$

式中 v ——圆周速度, m/s ;
 h_{min} ——最小油膜厚度, m ;
 ν ——滑油的运动粘度, m^2/s 。

对圆柱轴承间隙中油膜由层流过渡为紊流时的临界雷诺数 Re_{cr} 可以下式近似估算

表 5-10 椭圆轴承的润滑性能计算

序号	计算项目	符号	单位	计算公式及说明	数据
1	载荷	W	kgf	已知	4563
2	转速	n	rpm	已知	6375
3	轴承直径	D	cm	已知	13.6
4	宽径比	B/D		选取	1.14
5	轴承宽度	B	cm		15.5
6	压强	p_m	kgf/cm ²	$p_m = W/BD$	21.65
7	轴颈的角速度	ω		$\omega = \frac{\pi n}{30}$	667.6
8	椭圆度	ψ/ψ^*		选取	2.44
9	相对间隙	ψ^*		选取	0.00153
10	相对间隙	ψ		选取	0.00374
11	顶隙	e^*	cm	$e^* = \psi^* \frac{D}{2}$	0.0104
12	侧隙	e	cm	$e = \psi \frac{D}{2}$	

13	润滑油牌号				22 透平油
14	平均油温	t_m	°C	选定	55
15	在 t_m 下的油粘度	η	kgf·s/cm ²	选定	14.5×10^{-6}
16	轴承的承载能力系数	ζ		查资料	3.12
17	相对偏心率	ε_i		从图 5-35 查得	0.77
18	最小油膜厚度	h_{\min}	cm	$h_{\min} = (1 - \varepsilon_i)c$	0.00584
19	流量系数	K_{q1}		从图 5-35 查得	0.41
20	承载区端泄流量	Q_1	cm ³ /s	$Q_1 = 0.125\omega \cdot B \cdot D^2 \cdot \psi \cdot K_q$	366.85
21	槽泄流量系数	K_q		从图 5-37 查得	0.9
22	槽泄流量	Q_2	cm ³ /s	$Q_2 = 0.3 \frac{p_s \cdot c^2}{\eta} K_{q2}$	30.51
23	轴承总流量	Q	cm ³ /s	$Q = Q_1 + Q_2$	397.36
24	耗功系数	K_N		从图 5-37 查得	7.1
25	耗功	N	kW	$N = \frac{K_N \cdot \eta \cdot D^2 \cdot \omega^3 B}{4.08 \times 10^4 \cdot \psi}$	8.62
26	润滑油温升	Δt	°C	$\Delta t = 590N/Q$	12.8
27	进油温度	t_1	°C	$t_1 = t_m - \Delta t/2$	48.6

$$Re_{cr} = \frac{41.2}{\sqrt{\phi}} \quad (5-52)$$

式中 ϕ ——相对间隙 $\phi = \delta/d$ 意义同前。

也可转化为过渡转速

$$n_k = 393 \frac{\nu}{(r^2 \phi^{\frac{1}{2}})} \quad (5-53)$$

式中 r ——轴颈的半径, m; ν, ϕ 意义同前。

当所设计的圆柱轴承雷诺数为

$Re \leq Re_{cr}$ 或 $n \leq n_k$ 时油膜为层流。

$Re > Re_{cr}$ 或 $n > n_k$ 时油膜为紊流。

前面所确定的轴承计算方法均基于油膜为层流时获得, 若出现紊流则应另行考虑。

(2) 轴承稳定性的核验^[53]

影响油膜振动的因素很多(如油膜的阻尼特性, 轴承承载方式及其分布, 相对偏心率, 比压, 转速, 供油压力, 润滑油粘度, 长径比, 支座刚度等), 要正确计算是困难的, 在根据文献[2]作了较多简化后可按下式估算(设轴承受有外载荷):

$$S_t = \frac{gX}{\phi D n^2} \times 10^3 > S_{tcr} \quad (5-54)$$

式中 $X = W/P$, W 为包括转子自重 P 在内的所有载荷, kgf;

D ——轴颈直径, m;

n ——转速, rpm;

ϕ ——相对间隙, $\phi = \delta/D$;

g ——重力加速度。

图 5-38 给出了稳定与非稳定的界限区, 处于曲线上方者为稳定区。

对于圆柱轴承来说, 相对偏心率 $\epsilon > 0.8$ (更多的作者认

为 $\varepsilon > 0.7$), 在任何情况下, 都不会产生油膜振动。

当转子工作转速大于第一临界转速两倍时, 不允许采用圆柱轴承而应该采用椭圆轴承或多油楔轴承。

4. 轴承损坏形式简介

无论是径向或推力滑动轴承, 其损坏通常是由于下面的一种或多种原因造成:

(1) 磨粒划伤或刮伤

这是由于外来的硬磨粒与滑油一起进入轴承而引起的, 大多数轴承或多或少有划伤痕迹, 为此必须确保系统清洁, 防止事态扩大而损坏。

(2) 擦损与胶住

它是由于过热而引起的。高温区的金属因熔化而流到低温区, 然后再固

化, 造成轴与轴承相对擦伤。如果规模小, 不会造成严重损坏, 如果规模较大, 则熔化面积大, 结果整个轴承损坏。

过载, 润滑油供应不足, 使用不适宜的润滑油、装配不正确、油膜间隙过小以及各种因素的组合均能引起擦损与胶住。

(3) 疲劳

机械疲劳是由于应力的反复循环或反向作用而引起的,

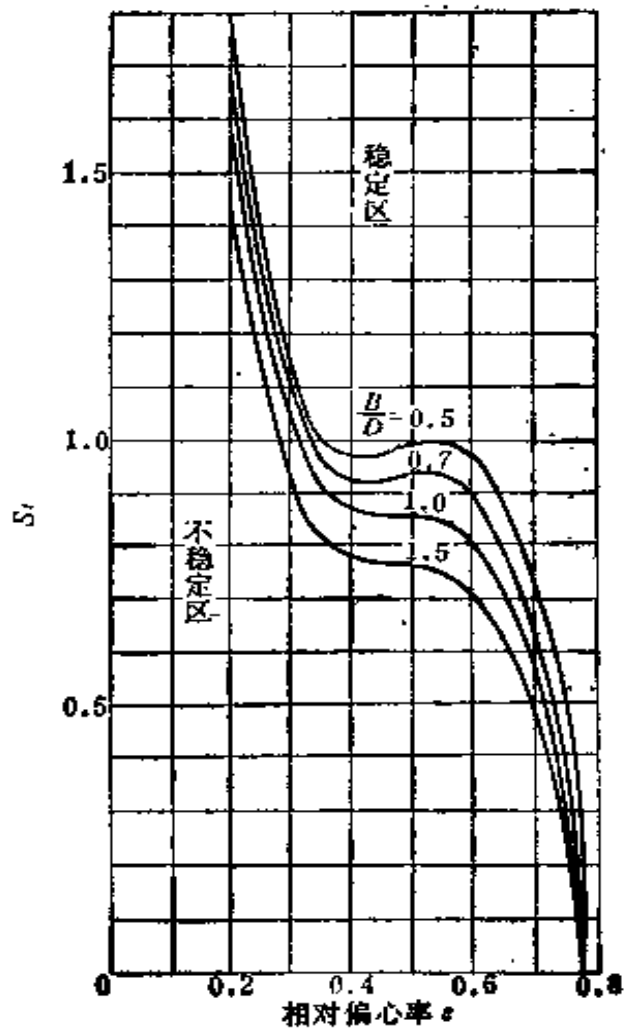


图 5-38 判别轴承稳定性曲线图

其成因非常复杂。这种应力的作用会导致轴承材料的破裂,使一片片的金属从轴承壳上脱落,直到整个轴承表面被毁为止。在相同的情况下,负载愈大,轴的转速愈高,则轴承的疲劳寿命愈短。

(4) 腐蚀

腐蚀是由于轴承材料的变动,轴承合金的组成发生了变化,以及由于化学或电化学反应在金属表面造成沉积物所致。一般说来,腐蚀的原因很多,而且很复杂,尤其是轴承腐蚀的原因更复杂。某些船用柴油发动机及蒸汽轮机的轴承腐蚀情况异常严重,但引起腐蚀的一切原因到今天还未能加以确定。

(5) 巴氏合金的硬化

轴承表面产生灰色或灰黑色的极硬表面层,HB 达 260(正常巴氏合金仅 30~40),这时受影响区的材料已变成硬氧化锡的特殊形式,其原因尚未完全弄清楚。

(6) 点蚀

在流体动力状态下进行润滑的轴承,当油膜脱离最大压力区后,压力可能降到大气压以下,因负压引起空穴。如负载波动不定、空穴会突然破裂,因而轴承受到强大的冲击力作用,在严重情况下,轴承表面就会产生麻点形式的点蚀。

(7) 电损坏(电蚀)

其基本原因是电解腐蚀。因为装置中或多或少含有湿气或自由水份,以及无机酸一类物质,在轴承中水和酸的混合常会生成强电解质,而船舶上可能有漏泄电流,在有电解质存在时,阳极通常会受到激烈的电化学反应。

四、高速推力轴承^[52]

在高速齿轮箱中采用推力轴承的目的是为了能承受斜齿

轮所产生的轴向推力,计算时,斜齿轮的轴向推力为 $F_a = F_t \cdot \tan\beta$, 在人字齿轮装置中,它主要起轴向定位的作用。

计算人字齿轮或带有锥面止推装置齿轮的推力时,若采用齿轮联轴器传递扭矩,则必须计及齿轮联轴器摩擦力的影响,一般地说,可按其圆周力的 15% 作为设计推力轴承的计算负载。

推力轴承通常采用的形式有两种,一种为斜一平面推力轴承,一种为可倾瓦推力轴承。

1. 参数选择

(1) 瓦数 z

最少 3 块,一般 6~12 块。瓦数愈多,安装、调整愈困难,承载能力降低。瓦数少,轴承温升高。

(2) 宽长比 B/L

瓦宽 B 与瓦平均圆周长度 L 之比。通常取 0.6~2,一般建议取 $B/L = 1$ 。

(3) 填充系数 k

为瓦面平均周长之和 $z \cdot L$ 与轴承平均周长 πD_m 之比。建议取 $k = 0.7 \sim 0.85$ 。 k 值过大,瓦间距过小,由一瓦排出的热油易进入下一瓦,使瓦温和进油温度提高。

(4) 许用压强 p_m

通常轴承设计书籍上介绍取 $p_m = 15 \sim 35 \text{ kgf/cm}^2$ 。对于斜一平面推力轴承应取下限值,对齿轮箱设计,考虑到轮齿传递功率产生的轴向载荷对推力轴承是偏载分布,受力条件较差,故要取得低些 $p_m = 5 \sim 10 \text{ kgf/cm}^2$ 。可倾瓦推力轴承如在结构上有使瓦块承受载荷均匀的措施(如平衡支承)则可以用上限,一般取中间值。

(5) 内外径比 \bar{R}

通常取 $\bar{R} = 1.5 \sim 3$, $\bar{R} = D_2/D_1$ 。内径 D_1 由结构决定, 稍大于轴径。对于斜—平面推力轴承用于齿轮箱设计中取 $\bar{R} \leq 1.6$ 。

(6) 最小油膜厚度 h_2

考虑到制造工艺和安全运行的需要, 建议取最小油膜厚度 $h_2 \geq 0.025 \sim 0.05 \text{ mm}$ 。前者用于中等尺寸的轴承, 后者用于大型轴承。

(7) 润滑油温度

通常取轴承进油温度 $t_1 = 30 \sim 45^\circ\text{C}$, 回油温度 $t_2 \leq 75^\circ\text{C}$ 。正常运行瓦面上温度为 $60 \sim 93^\circ\text{C}$, 最大允许运行温度为 107°C 。

2. 斜—平面推力轴承

图 5-39 表示了这种型式推力轴承的简图, 各个扇形固定瓦由斜面、平面两部份组成。斜面与旋转平面构成油楔, 运转时, 在整个扇形面上形成动力油膜。当斜面长度 $L_1 = 0.8L$ 时, 轴承具有最大的承载能力。采用较大的间隙比 $a = h_1/h_2$ 有利于增大流量, 降低轴承温升和功耗。

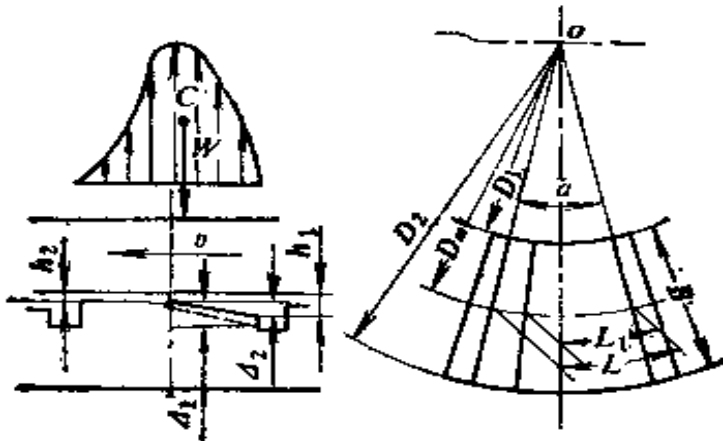


图 5-39 斜—平面推力轴承

L_1 —斜面长度 $L-L_1$ —平面长度

不同的瓦块尺寸推荐用的斜面高见表 5-11。沿内圆的斜面高 Δ_1 大于沿外圆的斜面高 Δ_2 ，这样有助于使流过瓦面各处的油量和瓦温均匀。

表 5-11 瓦块尺寸推荐用的斜面高度

瓦块尺寸	斜 面 高 mm	
	沿内圆 Δ_1	沿外圆 Δ_2
$B \times L$		
15×15	0.06	0.04
25×25	0.12	0.08
75×75	0.18	0.12
180×180	0.24	0.16

斜一平面推力轴承的瓦块尺寸见表 5-11，计算时使用曲线图见图 5-40，5-41。

例题：设计一斜一平面推力轴承，已知最大推力 $W = 500 \text{ kgf}$ ，轴承内径 $D_1 = 50 \text{ mm}$ ，转速 $n = 10000 \text{ rpm}$ ，希望轴承进油温度不低于 35°C ，出油温度不高于 70°C ，计算结果见表 5-12。

3. 可倾瓦推力轴承

可倾瓦推力轴承又俗称密切尔式推力轴承，各瓦能随运转工况的变化而自动调节其斜度，最小油膜厚度相应改变，但间隙比保持不变。图 5-42 所示为其工作简图，瓦块支承应使各瓦受载尽可能均匀。为降低瓦温，可采取以下措施：

- 1) 适当增大瓦间距；
- 2) 改进瓦块形状（例如沿着油的流向切去瓦角，采用圆形瓦），便于导出热油和引进冷油；
- 3) 在瓦块间设置冷油喷管，同时喷落旋转件上的热油；

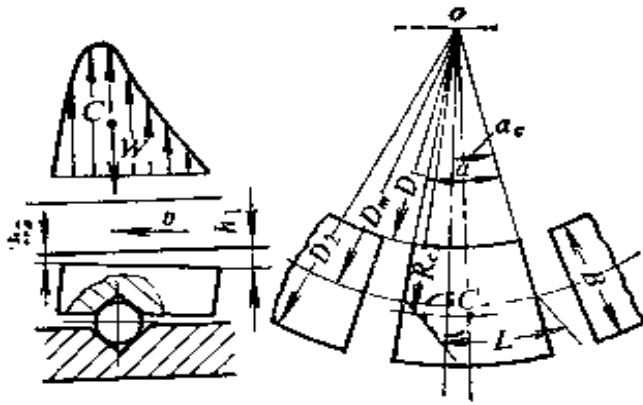


图 5-42 可倾瓦推力轴承

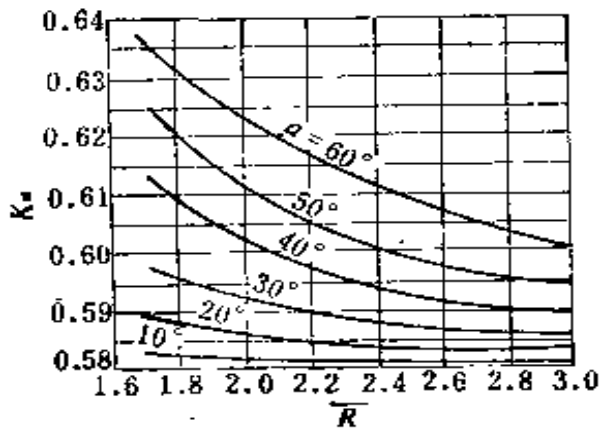


图 5-44 可倾瓦推力轴承支点位置系数 K_s
 α —轴瓦包角 \bar{R} —内外径比 (D_2/D_1)

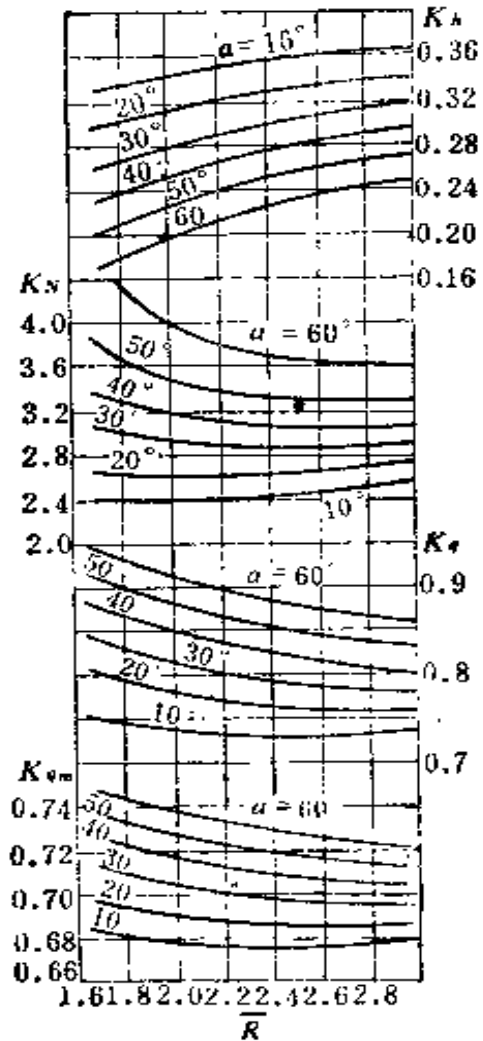


图 5-43 可倾瓦推力轴承 K_A, K_N, K_q, K_{qm} 值
 α —轴瓦包角
 \bar{R} —内外径比 (D_2/D_1)

- 4) 利用刮油板刮下热油;
 - 5) 在瓦内设置循环冷却水管等。
- 后几种主要用于大型轴承。

可倾瓦推力轴承的性能计算见表 5-13, 计算时使用曲线见图 5-43, 5-44。

例题: 计算 2.3 万千瓦齿轮箱中可倾瓦推力轴承 (见图

表 5-13 可倾瓦推力轴承润滑性能计算

序号	计算项目	符号	单位	计算公式及说明	数据
1	载荷	W	kgf	由于人字齿传动, 两斜齿推力相互抵消, 考虑齿联接轴器齿间摩擦力作用于推力轴承上, 通常按所传递的圆周力 15% 为计算载荷	4500
2	转速	n	rpm	已知	5100
3	轴承内径	D_1	cm	已知	9
4	轴承外径	D_2	cm	已知	18.5
5	内外径比	\bar{R}		$\bar{R} = D_2/D_1$	2.06
6	平均直径	D_m	cm	$D_m = (D_1 + D_2)/2$	13.75
7	轴承宽度	B	cm	$B = (D_2 - D_1)/2$	4.75
8	轴瓦包角			自定	40°
9	瓦平均周长	L	cm	$L = D_m \alpha / 2 \times 57.3$	4.8
10	宽长比	B/L			0.99
11	瓦数	z		选取	8
12	填充系数	k		$k = zL/\pi D_m$	0.889
13	平均压强	p_m	kgf/cm ²	$p_m = W/ZBL$	24.7
14	平均圆周速度	v	cm/s	$v = \pi D_m n / 60$	3672

15	润滑油牌号	t_m		自选	#30 透平油
16	平均油温	η	$^{\circ}\text{C}$	取	50
17	在 t_m 下的油粘度	K_h	$\text{kgf} \cdot \text{m}/\text{cm}^2$	查资料	29×10^{-8}
18	油膜厚度系数	h_s	cm	查图 5-43	0.25+
19	最小油膜厚度	K_N		$h_s = L K_h \sqrt{\frac{\eta v}{p_m L}}$	3.65×10^{-3}
20	功耗系数	N	kW	查图 5-43	3.15
21	耗功	K_q		$N = W v K_N \sqrt{\frac{\eta v}{p_m L}} / 10200$	15.29
22	流量系数	Q	cm^3/s	查图 5-43	0.851
23	总流量	K_{qm}		$Q = Z h_s B v K_q$	434
24	平均流量系数	Q_m	cm^3/s	查图 5-43	0.717
25	平均流量	Δt	$^{\circ}\text{C}$	$Q_m = Z h_s B v K_{qm}$	366
26	润滑油温升	t_1	$^{\circ}\text{C}$	$\Delta t = 590N / Q_m$	24.65
27	核算进油温度	t_2	$^{\circ}\text{C}$	$t_1 = t_m - \Delta t / 2$	37.7
28	核算出油温度	K_a		$t_2 = t_m + \Delta t / 2$	62.3
29	支点角度位置系数	α_c		查图 5-44	0.602
30	支点角度	R_c	cm	$\alpha_c = K_a \alpha$	24°5'
31	支点半径			$R_c = (0.97 \sim 1.06) D_m / 2$	6.875

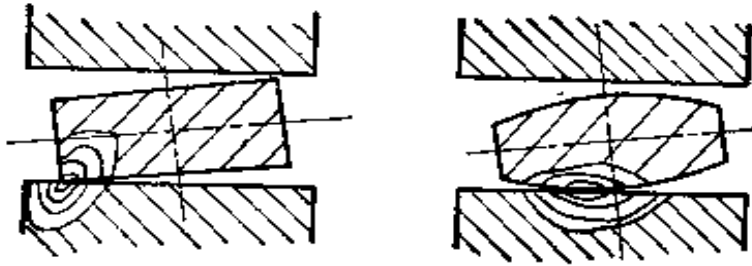


图 5-48 直齿和鼓形齿受力时应力分布示意图

由于使用功率、转速以及使用条件的不同,工业上使用的齿轮联轴器结构型式相当繁多,可以在机械设计手册或国内外样本中找到。图 5-49, 5-50, 为两个实例结构图。

(2) 齿轮联轴器的工作特点

由于主从动轴负载方向,大小及轴承油膜厚度不一致、机壳高度不一样,运行时温度胀差和加工安装误差等因素,齿轮联轴器的工作都处于两轴线有偏斜的状态(见图 5-51),其轮齿是沿着圆周某个方位周期性地接触。轮齿受载后,接触面会产生弹性变形,这与接触齿数的多少、轴线偏斜、轮齿侧隙、齿轮加工周节误差、齿轮模数的大小等许多因素有关。其次,因为两轴线有偏斜,轮齿在传递扭矩时,除产生轴向力外,在轴向方向发生相对运动、产生摩擦,因此必须考虑润滑与冷却,摩擦系数的大小根据试验决定。

2. 齿轮联轴器参数选择及强度计算

根据联轴器使用条件——传递功率、转速、尺寸大小,齿轮联轴器的齿形可选择直齿或鼓形齿,其参数选择和强度计算也有不同,今分述如下:

(1) 直齿联轴器

1) 参数选择

按传动所需扭矩 M_H , 根据图 5-52, 查 $\sqrt{M_H}-d$ 线图(该曲线是统计了许多联轴器而得)。首先确定齿轮分度圆直

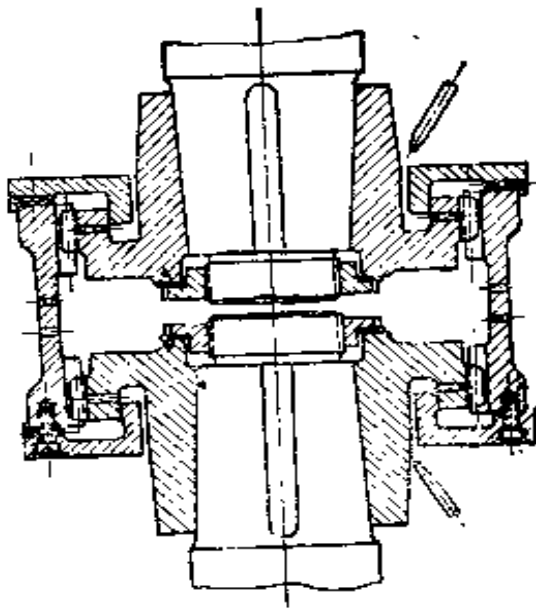


图 5-49 6000kW 列车电站
燃气轮机用齿轮联轴器

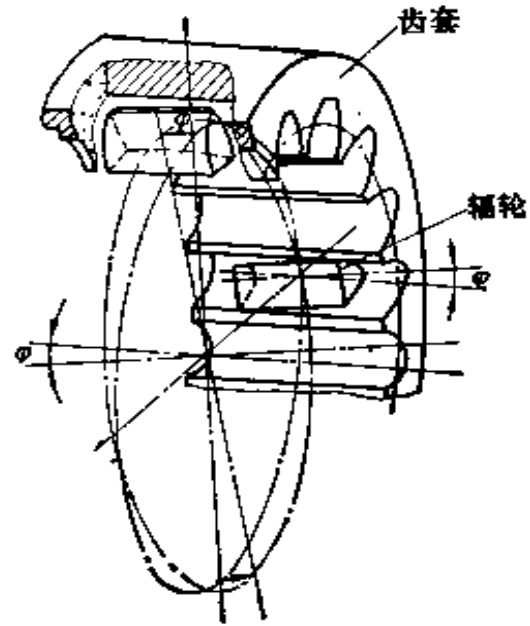


图 5-51 齿轮联轴器偏斜状态

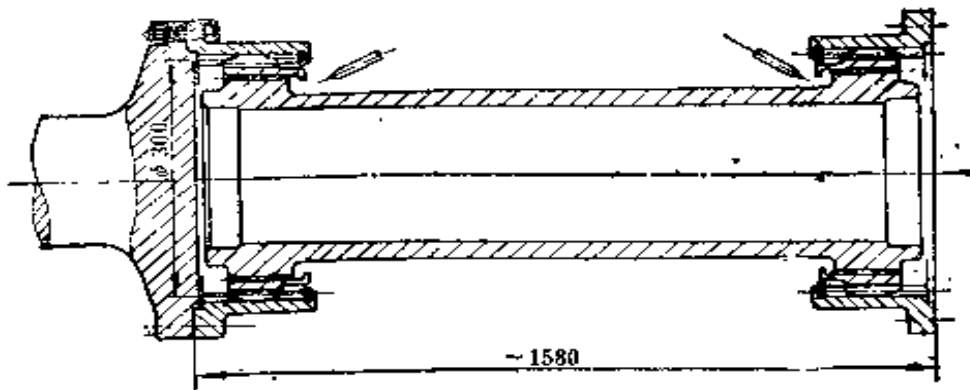
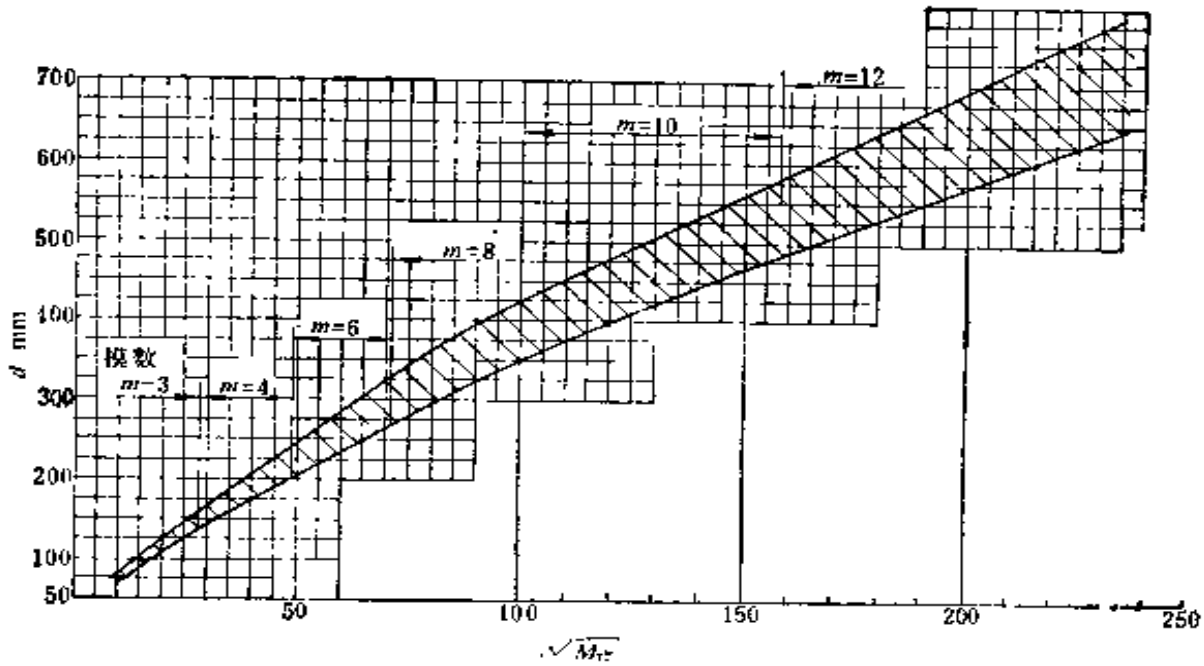


图 5-50 英国 J. B. 公司 2.3 万千瓦燃气轮机用齿轮联轴器

径 d 及推荐的模数 m ，对于速度较高的联轴器，取图中斜线范围内的低值，这样做对降低由离心力引起的应力和增加稳定性等方面比较有利。由于 $d = mz$ ，所以在 d 和 m 选定之后即能找出齿数 z ，考虑到内齿加工受 z_{\min} 的限制，选用的 z 数必须大于 z_{\min} 。否则需重新选择参数 d 和 m 。齿宽 b 可根据强度需要而定，一般取模数 m 的 5~10 倍。

图 5-52 $\sqrt{M_{jt}}-d$ 线图

2) 强度核算

方法之一：按平均应力计算，[57]的作者推荐使用于轴线偏斜角 $< 0.5^\circ$ (用于固定式长寿命的场合)。

$$M_{jt} = 973.7 \frac{N}{n} k_1 k_2 \quad \text{kgf} \cdot \text{m} \quad (5-55)$$

式中 N —— 传递的功率，kW；

k_1, k_2 —— 系数，见表 5-14, 5-15。

轮齿的接触应力：

单个齿所受的最大圆周力

$$F_t = \frac{2M_{jt} \times 10^3}{\alpha \beta z d} \quad \text{kgf} \quad (5-56)$$

齿面上的平均接触应力

$$\sigma_H = F_t / 1.8mb \quad \text{kgf/mm}^2 \quad (5-57)$$

式中 α —— 载荷不均匀系数 (考虑载荷在各个齿上分配不

表 5-14 系数 k_1

传动的重要程度	传动重要系数 k_1
联轴器破坏时会引起机器停车	1.0
机器事故	1.2
一系列机器事故	1.5
人员伤亡	1.8

表 5-15 系数 k_2

机械工作规范	联轴器工作条件系数 k_2
载荷均匀工作平稳	1.0
载荷不均匀	1.1~1.3
重要工作与不均匀冲击载荷和可逆的机构	1.3~1.5

均匀、齿局部受力等，其值大小与齿轮加工精度，周节误差大小有关），一般情况下取 0.7~0.8；

β ——承载能力系数（与齿宽及两轴线偏斜角大小有关）一般取 0.75；

d ——齿轮分度圆直径 $d = mz$, mm；

m ——模数，mm；

b ——齿宽，mm。

以式 (5-56) 代入式 (5-57) 后得

$$\sigma_H = \frac{M_H \times 10^3}{0.9\alpha\beta b d^2} \leq [\sigma_H] \quad \text{kgf/mm}^2 \quad (5-58)$$

轮齿的弯曲强度：

把齿看成一端固定的悬臂梁(见图 5-53)，此时单个齿所受的力矩

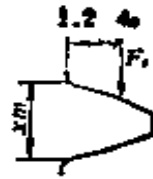


图 5-53 单齿受力状况

$$M = 1.25mF_t = \frac{2.5M_H}{\alpha\beta z^2} \quad \text{kgf} \cdot \text{m} \quad (5-59)$$

齿根抗弯断面模量为

$$W = \frac{b(xm)^2}{6}$$

则齿根弯曲应力

$$\sigma_F = \frac{M}{W} = \frac{15M_H \times 10^3}{\alpha\beta b(xm)^2 z^2} \quad \text{kgf/mm}^2 \quad (5-60)$$

令 $\gamma = \frac{15}{x^2}$ 则式 (5-60) 写成下面形式

$$\sigma_F = \frac{\gamma M_H \times 10^3}{\alpha\beta b d^2} \leq [\sigma_F] \quad \text{kgf/mm}^2 \quad (5-61)$$

γ 值与齿数有关, 其平均值见表 5-16。

表 5-16 系数 γ 值

齿数 z	30~40	41~50	51~60	61~70	71~80
系数 γ	3.97	3.73	3.5	3.29	3.08

材料和许用应力的选取:

选材还决定于分度圆直径处的速度, 若大于 60 m/s 则推荐选用高强度合金钢, 并进行必要的齿面硬化处理, 若小于 60 m/s, 则推荐选用优质碳素钢并调质处理。

按照上述平均应力计算法, 其许用应力推荐按表 5-17 选取。

表 5-17 齿轮联轴器轮齿许用应力

齿面热处理状态	许用接触应力 [σ_H] kgf/mm ²	许用弯曲应力 [σ_F] kgf/mm ²
软齿面 (外齿和内齿均为调质处理 HB \leq 300)	0.5~0.65	10
外齿为淬火磨齿或氮化 HRC $>$ 45 内齿为调质处理 HB \leq 300	0.85~1.0	
硬齿面 (外齿和内齿均为淬火磨齿或氮化) HRC $>$ 45	1.3~2.1	

例题:

一台燃气轮机用齿轮联轴器(见图 5-44), 已知分度圆直径为 $\phi 336$, 齿数 $z = 56$, 模数 $m = 6\text{mm}$, 齿宽 $b = 40\text{mm}$, 齿形为 20° 压力角渐开线, 传动功率为 6280kW , 转速为 3682rpm , 材料: 联轴器幅轮为 22CrMnMo , 齿面渗碳淬硬 HRC $>$ 50, 内齿为 35CrMo 调质 HB240~280, 齿轮加工精度 6 级。

核算: 由式 (5-56) 得

$$\begin{aligned} M_H &= 973.7 \frac{N}{n} k_1 k_2 \\ &= 973.7 \times \frac{6280}{3682} \times 1.0 \times 1.2 \\ &= 1992.9\text{kgf} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

由式 (5-57) 得:

$$\begin{aligned} F_t &= \frac{2M_H \times 10^3}{\alpha\beta zd} = \frac{2 \times 1992.9 \times 10^3}{0.8 \times 0.75 \times 56 \times 336} \\ &= 353.05\text{kgf} \end{aligned}$$

由式 (5-58) 得:

$$\begin{aligned}\sigma_H &= F_t/1.8mb = 353.05/1.8 \times 6 \times 40 \\ &= 0.817\text{kgf/mm}^2 < [\sigma_H]\end{aligned}$$

由式(5-59)得:

$$\begin{aligned}\sigma_F &= \frac{M_{\text{并}} \times 10^3}{\alpha\beta bd^2} = \frac{3.5 \times 1992.9 \times 10^3}{0.8 \times 0.75 \times 40 \times 336^2} \\ &= 2.57\text{kgf/mm}^2 < [\sigma_F]\end{aligned}$$

附注: 关于 z_{\min} 的确定^[10]

最小齿数 z_{\min} 从内齿轮加工角度来选择应避免以下二方面的干涉

① 保证内齿轮齿面为渐开线时的最小齿数

$$z_{\min} = \frac{2h_a^*}{1 - \cos \alpha}$$

不同的齿顶高系数有不同的最小齿数见下表:

齿顶高系数	h_a^*	1	0.8	0.8
压力角	α°	20°	20°	30°
最小齿数	z_{\min}	34	27	12

② 插齿时, 插齿刀径向切入进给时, 插齿刀的齿顶将把内齿的齿顶干涉切去, 即顶切现象。为了避免这种缺陷, 要求内齿轮的齿数 z 比插齿刀的齿数 $z_{\text{插}}$ 大一定的比例。大致要求如下:

当 $\alpha = 20^\circ$ $h_a^* = 1$ 时, $z/z_{\text{插}} = 1.8 \sim 2.0$

$h_a^* = 0.8$ 时, $z/z_{\text{插}} = 1.7 \sim 1.8$

下表为部分插齿刀规格参数及在 $h_a^* = 1$ 时避免顶切时内齿轮的最小齿数。

模数 m	2.5	3	4	5	6
插齿刀齿数 $z_{\text{插}}$	10	25	19	20	17
最小齿数 z_{\min}	30	48	40	41	38

方法之二: 按轴线偏斜 φ 计算。当在刚性条件较差的使

用情况下,如在舰船上,尽管在安装时同心,但在运行时因船体变形,轴线偏斜角仍会较大时($\geq 0.5^\circ$),推荐采用本法核算之^[59]。

轮齿最大载荷力

$$F_{tmax} = KF_t \quad \text{kgf} \quad (5-62)$$

式中 $F_t = \frac{2M_H \times 10^3}{dz} \quad \text{kgf}$

K ——过载系数,决定于函数 Δ , 见图 5-54,

$$\Delta = \frac{\pi \times 32mF_t}{0.111Eb^3\varphi} \quad (5-63)$$

式中 m ——模数, mm;

E ——弹性模量,钢一般取 $2.1 \times 10^4 \text{kgf/mm}^2$;

φ ——联轴器轴线偏斜角, $\varphi = c/b$, c 为齿面侧隙, b 为齿宽。

由于联轴器轴具有偏斜角,使得受载齿轮产生局部接触(见图 5-55),由经验公式推导后得出接触宽度

$$l = 2^3 \sqrt{\frac{F_{tmax}m}{0.111E\varphi}} \quad \text{mm} \quad (5-64)$$

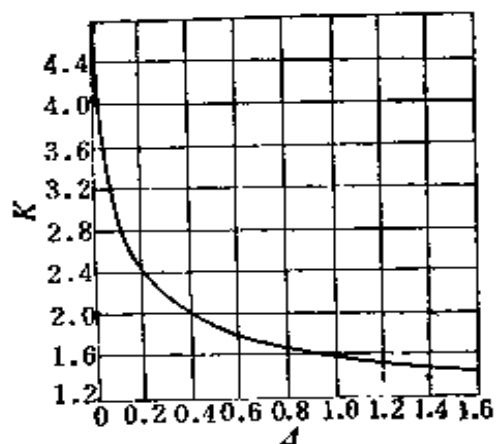


图 5-54 过载系数 K

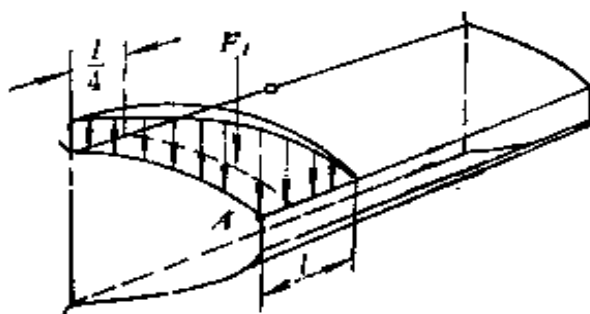


图 5-55 轮齿局部接触状况

$$S_r = \frac{2\tau_{-1}}{\left(\frac{K_r}{\epsilon} + \phi_r\right)\tau_c} \quad (5-72)$$

式中 $\phi_r = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}$, 在材料及 r/S 比相同条件下, 取 $\phi_r = 0.05$; τ_{-1} 取 27 kgf/mm^2 ; $\frac{K_r}{\epsilon}$ 取 2 。

根据正应力和切应力的安全系数, 总的安全系数按下式确定

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \quad (5-73)$$

根据计算和试验, $S \geq 1.25$ 为安全。

在轴线偏斜条件下工作的齿轮应使用渗碳或氮化, 接触应力最大值不超过 60 kgf/mm^2 , 平均接触应力不超过 20 kgf/mm^2 。

计算例题: 有壹台发动机联轴器, 其数据如下:

传递功率 $N_c = 12500 \text{ PS}$

啮合模数 $m = 2.54 \text{ mm}$ (由英制换算过来)

转速 $n = 12000 \text{ rpm}$

齿数 $z = 59$

齿宽 $b = 9 \text{ mm}$

轮齿的总高度 $h = 5.84 \text{ mm}$

轮齿的工作高度 $h' = 5.08 \text{ mm}$

轮齿根部厚度 $s = 5.6 \text{ mm}$

压力角 $\alpha = 20^\circ$

为了保证必须的倾斜角, 轮齿的侧隙 $c = 0.24 \text{ mm}$

计算:

① 联轴器传递的扭矩

$$M_{jt} = 71620 \frac{N_e}{n} = 71620 \times \frac{12500}{12000} = 74604 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

② 作用在一个轮齿上的平均力

$$F_t = \frac{2M_{jt}}{mz^2} = \frac{2 \times 74604}{0.254 \times 59^2} = 169 \text{ kgf}$$

③ 主动和从动轴轴线可能倾斜的最大角度

$$\varphi = c/b = \frac{0.24}{9} = 0.02666$$

④ 根据式 (5-63) 求函数 Δ

$$\begin{aligned} \Delta &= \frac{32\pi m F_t}{0.111 E b^3 \varphi} \\ &= \frac{32 \times 3.14 \times 2.54 \times 169}{0.111 \times 2.1 \times 10^4 \times 9^3 \times 0.02666} \\ &= 0.953 \end{aligned}$$

⑤ 按图 5-54 查 $\Delta-K$ 曲线求得过载系数 $K = 1.6$

⑥ 作用在轮齿上的最大力

$$F_{t\max} = K F_t = 1.6 \times 169 = 270.4 \text{ kgf}$$

⑦ 最大挤压应力, 由式 (5-65) 得:

$$\sigma_H = \frac{3F_{t\max}}{hl} = \frac{3 \times 270.4}{5.84 \times 4.46} = 31.14 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\begin{aligned} \text{式中 } l &= 2 \sqrt{\frac{F_{t\max} m}{0.111 E \varphi}} \\ &= 2 \sqrt{\frac{270.4 \times 2.54}{0.111 \times 2.1 \times 10^4 \times 0.02666}} \\ &= 4.46 \text{ mm} \end{aligned}$$

⑧ 最大弯曲应力

$$\sigma_F = \frac{3F_{t\max} h}{bs^2} = \frac{3 \times 270.4 \times 5.84}{9 \times (5.6)^2} = 16.79 \text{ kgf/mm}^2$$

⑨ 弯曲引起的最大切应力

$$\tau = \frac{3}{2} \frac{F_{l\max}}{b_s} = 1.5 \frac{270.4}{9 \times 5.6} = 8.05 \text{ kgf/mm}^2$$

⑩ 轮齿的扭转应力

$$\begin{aligned} \tau_c &= \frac{F_{l\max} \left(\frac{b}{2} - \frac{l}{4} \right)}{\mu s^3} \\ &= \frac{270.4 \times \left(\frac{9}{2} - \frac{4.46}{4} \right)}{0.367 \times (5.6)^3} \\ &= 14.2 \text{ kgf/mm}^2 \end{aligned}$$

⑪ 弯曲与扭转同时作用所引起的最大切应力

$$\begin{aligned} \tau_{\max} &= \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_F^2 + 4\tau_c^2} = \frac{1}{2} \sqrt{(16.79)^2 + 4(14.2)^2} \\ &= 16.5 \text{ kgf/mm}^2 \end{aligned}$$

⑫ 按弯曲应力计算的安全系数由式 (5-70) 得:

$$S_\sigma = \frac{2\sigma_{-1}}{\left(\frac{K_\sigma}{\varepsilon} + \phi_\sigma \right) \sigma_F} = \frac{2 \times 45}{(2.2 + 0.2) \times 16.79} = 2.233$$

⑬ 切应力的安全系数由式 (5-72) 得:

$$S_\tau = \frac{2\tau_{-1}}{\left(\frac{K_\tau}{\varepsilon} + \phi_\tau \right) \tau_c} = \frac{2 \times 27}{(2 + 0.05) 14.2} = 1.855$$

⑭ 总的安全系数由式 (5-73) 得:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{2.233 \times 1.855}{\sqrt{(2.233)^2 + (1.855)^2}} = 1.43 > 1.25$$

说明这台发动机联轴器的使用是安全的。

(2) 鼓形齿联轴器

为了改善联轴器轮齿的接触状态,减小联轴器外形尺寸,外齿带有鼓形齿的齿形在国外已逐渐地被普遍采用。

由于两轴线偏斜给其轮齿的啮合带来较大的复杂性,所以精确的强度计算较为困难,如何合理地选择鼓形齿的参数,如何考虑制造精度对载荷分布的影响以及鼓形齿的运动几何学,有许多文献对其进行讨论^{[56][60]}。

在这里主要是介绍文献 [60] 所论述的简化计算方法。

设计是否可靠则尚需由试验和较长时期运行后予以考核。

1) 参数选择

鼓形齿齿形见图 5-47。

分度圆直径 d :

根据赫兹公式作一些假定后作为选择分度圆直径 d 的近似公式

$$d = 170^3 \sqrt{\frac{N}{n}} \quad \text{mm} \quad (5-74)$$

式中 N ——联轴器传递功率, kW;

n ——转速, rpm。

模数 m :

推荐: 当分度圆直径

$d \leq 120\text{mm}$ 时, 取 $m = 2.5\text{mm}$

$120 < d < 560\text{mm}$ 时, 取 $m = 4\text{mm}$

$d = 560 \sim 800\text{mm}$ 时, 取 $m = 5\text{mm}$

齿面曲率半径 ρ :

当 $150 < d \leq 280\text{mm}$ $\rho = 2500 \sim 4000\text{mm}$

$280 \leq d < 560\text{mm}$ $\rho = 3500 \sim 10000\text{mm}$

$d > 560\text{mm}$ $\rho = 7000 \sim 14000\text{mm}$

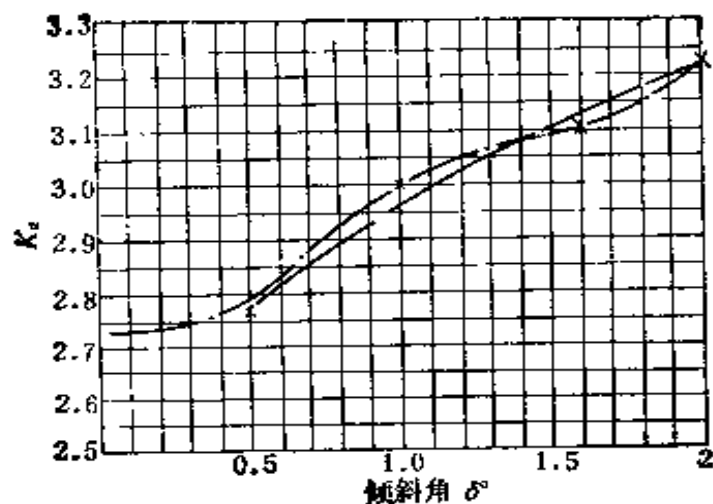


图 5-56 鼓形齿在轴心线有倾角时载荷过载系数

表 5-19

轮齿表面热处理状态	$[\sigma_H]$ kgf/mm ²	$[\sigma_F]$ kgf/mm ²
外齿轮硬齿面内齿轮软齿面 (淬火后磨削或氮化)	12~20	$\frac{0.58\sigma_b}{S^{(1)}}$
内外齿轮均为软齿面 (调质处理)	8~12	$\frac{0.46\sigma_b}{S^{(1)}}$

① 安全系数 $S = 2 \sim 2.5$ 。

参考。

3. 齿轮联轴器润滑方式与冷却润滑油量的计算

齿轮联轴器受载时，轮齿表面因微量往复运动产生摩擦发热，特别在高速条件下尤为明显，若润滑不当齿面将迅速磨损，甚至胶合，所以设计时绝不可忽视润滑的条件。

齿轮联轴器的润滑方式一般有以下三种（图 5-57）：

1) 贮油式润滑

润滑油由喷嘴射入，由于转动时润滑油受离心力作用而在齿轮外圆保持一定的润滑油层。这种润滑方式将使杂质残留于齿圈内，而油流的散热效果也较差，因此仅适用于功率

表 5-20 船用鼓形齿联轴轴器的一些基本特性值一览表^[10]

扭矩 $M \times 1000$ kgf·cm	作用力 F kgf	转速 $n \times 1000$	分度圆切线速度 v m/s	模数 m mm	齿数 z	分度圆直径 d mm	侧隙 δ mm	偏斜角 φ rad	挤压应力 σ_H kgf/mm ²	喷油量 $Q_{计算}$ kg/h	喷油量 $Q_{实际}$ kg/h
298	520	1.64	20.6	5	48	240	0.0947	0.006	11.0	76	140±7
149	300	1.64	17.2	4	50	200	0.077	0.006	11.0	—	—
139	290	3.52	40.5	5	44	220	0.077	0.006	9.7	76	140±7
158	328	3.09	35.6	5	44	220	0.077	0.006	10.0	76	140±7
154	196	4.25	62.3	5	56	280	0.061	0.005	8.2	136	240±24
3600	1780	0.181	4.26	5	90	450	0.053	0.005	9.5	—	—
160	204	3.58	52.5	5	56	280	0.061	0.005	8.0	119	240±24
2210	1100	0.195	4.6	5	90	450	0.053	0.005	9.1	—	—
376	370	3.8	63.8	5	64	320	0.076	0.005	9.9	297	340±20
285	364	5.0	73.8	5	56	280	0.061	0.005	9.2	299	300
5960	2940	0.260	6.1	5	90	450	0.080	0.005	12.7	—	—
135	224	1.33	15.3	4	55	220	0.046	0.005	8.4	37	75
690	675	0.520	8.7	5	60	300	0.078	0.005	10.5	75	100±5
87	144	6.75	77.7	4	55	220	0.046	0.005	7.9	92	100±5
453	670	4.94	67.1	5	52	260	0.105	0.003	10.2	470	—
635	585	4.61	79.7	5	66	330	0.142	0.003	9.7	690	—
9530	2730	0.30	10.2	6	108	648	0.192	0.003	11.0	—	—
10300	2480	0.35	11.6	5	129	645	0.122	0.002	10.4	—	—

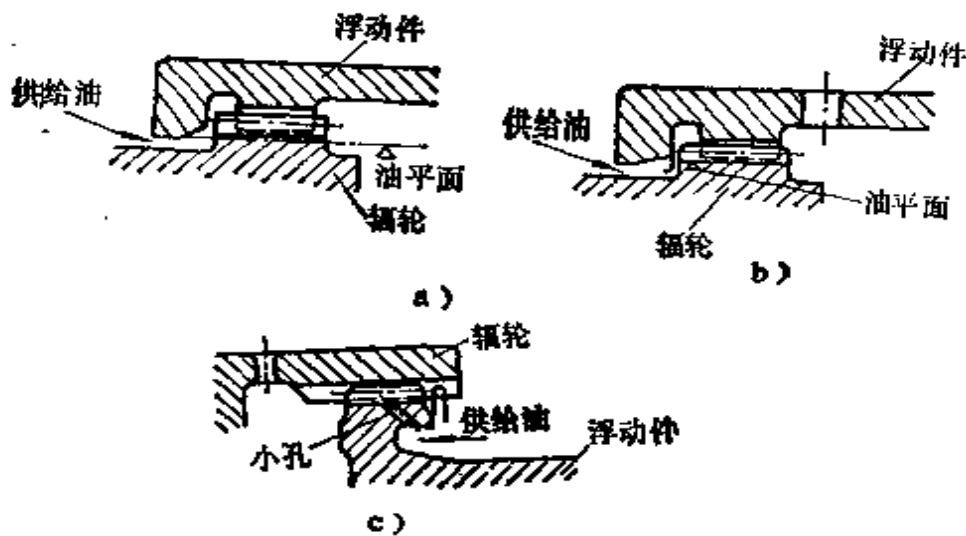


图 5-57 齿轮联轴器的润滑方式

小、速度低的场合。属于这种型式还有一种不流动的贮油润滑方式,即将润滑脂灌入内部后密封,定期洗换。

2) 自流式润滑

润滑油由喷嘴射入,经齿轮侧隙流过,从套筒小孔中流出,这种润滑方式主要起冷却作用,较难形成油膜,齿面磨损比下述强力润滑要快。

3) 强力润滑

润滑油从轮齿底部各个小孔喷入,油受离心力作用进入啮合面,起润滑与冷却作用。油经啮合面后由齿的两侧流出。这种型式润滑,油流循环不断,杂质随之流出,且喷入的润滑油在离心力作用下造成一定的压力进入轮齿啮合面,所以有较好的润滑冷却效果,适用于高速重载的场合。

在计算冷却润滑油量时,只考虑齿轮啮合时由于摩擦而产生的热量全靠润滑油带走,不计及辐射及传热等所附加的热因素^[6]。

首先计算因两轴线偏斜所造成的摩擦功

$$\Delta N = \frac{F_t z s f n}{102 \times 60} = 0.6364 N \varphi f \quad \text{kW} \quad (5-76)$$

式中 F_t ——每个齿上所受平均圆周力, kgf;

z ——齿数;

s ——轴线偏斜角为 φ 情况下, 每转动一周时, 轮齿在分度圆直径处往复的行程,

$$s = 2d \sin \varphi \approx 2d\varphi \quad \text{mm}$$

f ——轮齿面轴向运动时的摩擦系数 根据 [61] 介绍

$$f = 0.0502 \sim 0.182 \quad [\varphi \text{ 角在 } (0 \sim 27') \sim (0 \sim 1^\circ)];$$

n ——转速, rpm;

N ——联轴器传递的功率, kW。

从热平衡公式导出摩擦功所需冷却润滑油量

$$Q_T = 547.2 \frac{N\varphi f}{C_p \Delta t} \quad \text{kg/h} \quad (5-77)$$

式中 C_p ——润滑油的比热, $C_p = 0.415 + 0.0011t$ kcal/kg $^\circ\text{C}$,

t 指润滑油温度;

Δt ——润滑油进出联轴器温差, $^\circ\text{C}$ 。

对于高速联轴器而言通常取

$$\varphi = 0.00174 \text{rad (相当于 } 0.1^\circ)$$

$$f = 0.1$$

$$\Delta t = 15^\circ\text{C}$$

$$C_p = 0.45 \text{kcal/kg}^\circ\text{C}$$

公式 (5-77) 可简化成 $Q_T = 0.0141N$ kg/h

考虑到喷射飞溅损失附加 130~150% 油量, 所以实际计算喷油量应为 $Q_p = 2.4Q_T = 0.034N$ kg/h

喷油管出口面积为(取喷口流量系数为 0.6)

$$A = 0.514 \frac{Q_p}{v} \quad \text{mm}^2 \quad (5-78)$$

式中 v ——喷油口出口速度, m/s, $v = \sqrt{2gh}$, 当采取喷油压力为 $0.4 \sim 0.8 \text{ kgf/cm}^2$ 表压时, 相当于 $v = 8.35 \sim 12.72 \text{ m/s}$ (取润滑油密度 $\rho = 0.9 \text{ kg/dm}^3$)。

喷油管上小孔直径为

$$d_{\text{小孔}} = 1.128 \sqrt{A} = 0.809 \sqrt{\frac{Q_p}{v}} \quad \text{mm} \quad (5-79)$$

当取 $Q_p = 0.034N$, $v = 10.75 \text{ m/s}$ 时, 上式可简化为

$$d_{\text{小孔}} = 0.0455 \sqrt{N} \quad \text{mm} \quad (5-80)$$

为了计算快捷, 将上式作成图5-58的曲线供查取。例如求传递功率1万千瓦的齿轮联轴器单个齿轮所需喷油量 Q_p , 由图上查得为 340 kg/h 、喷口小孔为 $\phi 4.55$ 。

4. 齿轮联轴器高速稳定性计算^{[62][63]}

过去对齿轮联轴器的设计一般只做强度计算, 由于机器要求的转速有较大的提高, 随之出现了高速稳定性问题。

下面介绍比较广泛采用的一种稳定性准则判别方法。

齿轮联轴器的浮动件在转动时, 由于存在侧隙, 在离心力的作用下产生偏心载荷 (如图5-59所示), 在没有传递扭矩情况下, A 齿受力 $F_c/4$, B 齿受

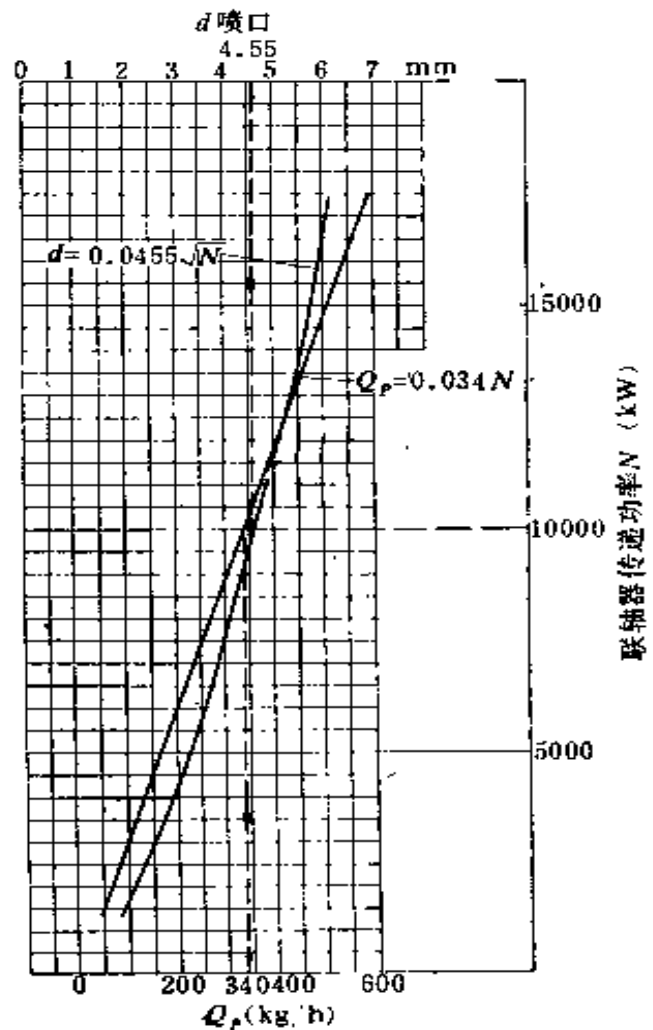


图 5-58 高速齿轮联轴器齿间喷油量

表 5-21 齿轮联轴器参

船 型	功 率 N(HP)	转 速 n(rpm)	节圆直径 d(mm)	模 数 m(mm)	齿 宽 b(mm)	
商 船	高压轴	12000	4300	273	7	90
	低压轴	12000	1965	460	10	107
		12000	1965	450	10	107
油 船	高压轴	10500	3943	416	8	92
	低压轴	10500	2501	464	8	106
商 船	高压轴	13000	4646	420	6	65
	低压轴	13000	2947	464	8	106
油 船	高压轴	5750	5127	288	8	84
	低压轴	5750	3028	352	8	84
油 船	高压轴	7250	5050	312	8	82
	低压轴	7250	3500	352	8	84
油 船	高压轴	7000	5550	266.7	4.283	38
	低压轴	7000	3450	317.5	4.283	51
驱 逐 舰	高压轴	16250	4794	266	7	110
	低压轴	16250	4794	266	7	110
驱 逐 舰	高压轴	17500	5963	276	6	75
	低压轴	17500	4881	276	6	75
商 船	高压轴	8800	5637	317.5	8	42
	13000	926	632	120		
油 船	10500	785	632	8	120	
商 船	5750	1030	441	7	100	
油 船	7250	920	546	7	100	
油 船	7000	816	482.6	5.08	70	
驱 逐 舰	高压轴	8125	2019	273	7	145
	低压轴	8750	2290	336	8	90
透平发电机组	475	9872	138	3	20	
	747	8000	138	3	20	
	1150	8000	138	3	20	
	1360	6192	200	4	38	
	1495	6800	200	4	38	
	1700	8000	200	4	38	
	2040	6560	200	4	38	
3260	5955	200	5	41		

注：表中有**——指严重点蚀或磨损的实例；*——指轻微产生点蚀或磨损

数及其稳定性统计一览表

齿跨距 L(mm)	浮动件型式	浮动件重量 W(kgf)	■ 数	使用结果
525 497 767	套筒式 套筒式 套筒式	157 327 468	12.9 22.8 16.7	满意(8年后检查) 良好 满意
682 686	套筒式 套筒式	341 440	29 70.9	良好 良好
597 686	套筒式 套筒式	170.5 440	4.3** 53.6	严重磨损腐蚀, 缺乏润滑 良好
516 586	套筒式 套筒式	206 260	2.5** 6.4	6个月后, 严重腐蚀 —
530 586	套筒式 套筒式	212 288	2.7** 4.7*	严重胶合, 缺乏润滑。(半年后) 满意, 有些磨损
689 295	轴 轴	61 61	8.9 27.7	满意 良好
359 359	轴 轴	55 55	37.9 37.9	良好 良好
519 519	轴 轴	78 78	37.9 13.9	良好 良好
93 2160	轴 轴	127.5 1808	3.8* 22.7	有些胶合缺润滑 良好
2160	轴	1560	34.8	良好
2110	轴	658	41.1	良好
2394	轴	1148	27.2	良好
1881	轴	776	71.3	良好
2772 1148	轴 轴	370 247	35.8 26.1	良好 良好
151 276 274 256 262 463 262 298	套筒 套筒 套筒 套筒 套筒 套筒 套筒 套筒	6.3 14 17 29.23 27.2 42.33 18 32	4.1* 5.5 6.9 4.9* 4.4* 2** 10 12	有些胶合 满意 良好 有些磨损 有些磨损 严重磨损, 缺润滑(一年后检查) 良好 良好

的实例。

力 $F_c/4$ (此处 F_c 为浮动件的离心力, 浮动件又有两个轮齿支托), 随着传递扭矩的增加, A 齿受力逐渐减小, B 齿受力则增加,

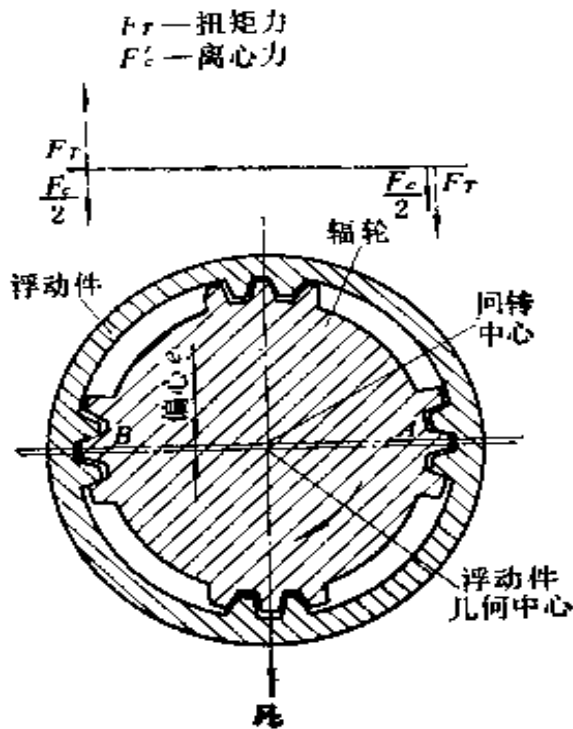


图 5-59 浮动件受力状况

随着扭矩的进一步增大, A 齿面与上面的齿廓不接触, 此时浮动件的偏心 e 反而减小, 离心力 F_c 也随之减小, 实现自定心达到稳定运行。

浮动件离心力

$$F_c = k_1 d W n^2 \quad (5-81)$$

传递的圆周力

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{k_2 N}{nd} \quad (5-82)$$

上两式中 k_1, k_2 ——系数;
 W ——浮动

件重量, kgf;

n ——转速, rpm;

d ——轮齿的分度圆直径, mm;

N ——传递的功率, HP。

圆周力与离心力之比

$$\frac{F_t}{F_c} = \frac{k_2 N}{k_1 d^2 W n^3} \quad (5-83)$$

根据上述公式得到判别稳定性准则的公式

$$\epsilon(\text{Conti-Barbaran 数}) = \frac{N 10^{15}}{W d^2 n^3} \quad (5-84)$$

若 $\epsilon \geq 10$ 运行稳定;

- $5 < \varepsilon < 10$ 运行困难；
 $\varepsilon < 5$ 运行将发生故障。

上述判别准则已为许多实践证明,并已为许多作者采纳,表 5-21 转载了一批联轴器数据,算出了 ε 数以及使用结果情况,用以说明该稳定准则的有效性。

5. 金属膜板式联轴器简介^[64]

金属膜板式联轴器的基本构造形式如图 5-60 所示。这种联轴器由一个或多个挠性盘元件焊在一根空芯轴上所组成的中间轴及装在两轴头上的辐轮所组成。中间轴与辐轮之间用螺栓联接。当传递扭矩时膜板联轴器是依靠挠性盘材料的挠曲适应轴系的偏斜,它具有齿轮联轴器的许多优点,允许综合位移(偏斜,交叉,轴向窜动等),但径向尺寸较大。

金属膜板式联轴器最先使用于飞机上,将飞机发动机的部份动力通过膜板式联轴器传递给远处的附件传动装置。目前,这种联轴器已愈来愈多地使用在船用动力装置中,并且

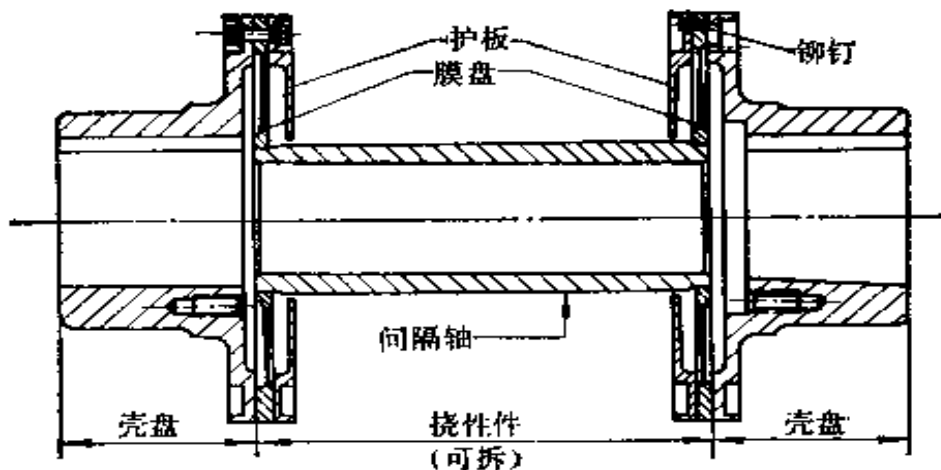


图 5-60 金属膜板式联轴器结构示意图

获得了许多使用经验,使用寿命也愈来愈长。陆上工业燃气轮机,高速离心压缩机及泵系统等也正在采用这种联轴器,我国目前应用尚少,仅少数单位刚开始这方面的工作,设计经验不多,有待发展应用。

金属膜板式联轴器除了具有齿轮联轴器挠性传递扭矩的特点外,尚有下列许多独特的优点:

- 1) 重量特别轻巧;
- 2) 没有间隙,没有摩擦件,不需要润滑,特别是在高温环境下使用,优点更为突出;
- 3) 噪音低;
- 4) 不需保养,可靠性高;
- 5) 因为没有径向和切向间隙,动平衡精度高,适合高速传动。

六、离 合 器^{[6][7][69]}

离合器分两类,一类通过操纵系统使两轴分离或接合的称为操纵式离合器,另一类是在特定条件下自动接合或分离的称为自动同步离合器(Synchronous-Self-Shifting 简写 S. S. S 离合器)。

S.S.S 离合器是在 1932 年诺顿·来格发明的同步联轴器的基础上改进发展而来。早期,它仅用于小功率的动力装置。1958 年英国海军在“魏特伯”级斯卡巴勒号舰的巡航透平上首次改用 S.S.S 离合器,并于 1959 年完成了试验。运行结果证明,使用这种离合器是相当满意的。以后 S.S.S 离合器被 10 余个国家的海军使用在不同级别的舰船上,且视需要,既可用于巡航机组,又可用于加速机组。

在工业方面,S.S.S 离合器多用于燃气轮机发电装置中作

(见图 5-61 上半部)。在这个脱离位置上,离合器外环 1 的内直齿与同步圈直齿,因轴向位置错开,因而没有啮合,而这时外环上的爪 4 恰好处于和同步圈的棘轮在轴向位置重合的状态。如果现在输入轴开始以图 5-61 所示的箭头方向旋转,爪头就嵌入同步圈棘轮槽内,而件 1、2、3 就一起转动。同步圈沿螺旋花键轴转动的同时产生向右的移动,使得同步圈的主动齿与离合器外环的内齿逐步地进入啮合,如图 5-61 下半部所示。爪一直起着导向作用直到同步圈直齿完全进入离合器内齿为止。爪脱出后,同步圈还要继续作螺旋运动直至同步圈右端顶住输入轴法兰(图 5-61 所示 B 点)为止。螺旋运动结束,离合器就完全接合好。由此可见,爪的任务仅仅是传递同步圈沿螺旋花键轴运动所必需的很小扭矩而已。

离合器接合完毕后,就一直传递着扭矩,且输入、输出轴转速一致。

当输入轴的转速一旦低于输出轴或输出轴的转速一旦超过输入轴时,由于输入轴的动力扭矩变为阻力扭矩,扭矩方向相反,同步圈作反向螺旋运动,并自动地向左面移动至脱离位置,爪与同步圈脱啮。此时,输入轴可以低于输出轴的任何转速自由转动或停止不动,如果此时输入轴再加速,那末,离合器将在正确的两轴转速同步的瞬间,又发生如上所述的接合。

2. 自动同步离合器的特点

从上面所述的工作原理,可以看出这种离合器有如下特点:

(1) 这种离合器是一种带有同步机构的齿形离合器,此同步机构由棘轮机构和螺旋机构两者结合而成。棘轮机构起着同步转速感受器的作用,而螺旋机构则提供齿形离合器在

接合和脱离时所需的轴向位移，当输入轴和输出轴的转速经过同步点时，由棘轮机构推动螺旋机构运动，使齿形离合器自动接合。如有一个反向扭矩，离合器就自动脱离。这种离合器的接合和脱离完全自动的，不依赖于伺服机构或控制联锁，因而工作非常可靠。

(2) 这种离合器所具机械式离合器的优点和其他型式的离合器相比具有最小的重量和尺寸。这种齿形离合器属于刚性传动，因而在工作中几乎没有损失，传动效率甚高，也不需附属设备。

(3) 由于它的扭矩是通过花键传递的，而且当离合器接合完毕，直齿花键在轴向宽度上彼此完全重合之后才开始传递扭矩。这些扭矩又是比较均匀地分布在花键的所有齿上，因而离合器所能传递的扭矩和它的尺寸相比可达很大的数值，也即它所能传递的扭矩容量实际上没有什么限制。

(4) 由于棘爪仅仅要求去克服在螺旋花键中所产生的很小摩擦力和重量不大的同步圈的惯性，不传递任何动力扭矩，因而这种离合器可以在很大的输入轴角加速度和很大的输出轴角减速度下进行平稳的接合。

(5) 由于它是一种超速离合器，它只能在输入轴和输出轴的转速变化能经过同步点的情况下才能接合，若输入轴和输出轴的转速无法经过同步点的场合就不能使用。

(6) 它是一种单转向的离合器，也即当离合器的结构确定之后，只能以一个固定转向运转，决不许可反向接合。

(7) 由于它是刚性离合器，对所传递扭矩的周期波动十分敏感，因而在具有扭转振动的情况下使用时，必须和橡胶弹性联轴器结合在一起。

上面我们讨论了最简单的自动同步离合器的工作原理和

接合和脱离时所需的轴向位移，当输入轴和输出轴的转速经过同步点时，由棘轮机构推动螺旋机构运动，使齿形离合器自动接合。如有一个反向扭矩，离合器就自动脱离。这种离合器的接合和脱离完全自动的，不依赖于伺服机构或控制联锁，因而工作非常可靠。

(2) 这种离合器所具机械式离合器的优点和其他型式的离合器相比具有最小的重量和尺寸。这种齿形离合器属于刚性传动，因而在工作中几乎没有损失，传动效率甚高，也不需附属设备。

(3) 由于它的扭矩是通过花键传递的，而且当离合器接合完毕，直齿花键在轴向宽度上彼此完全重合之后才开始传递扭矩。这些扭矩又是比较均匀地分布在花键的所有齿上，因而离合器所能传递的扭矩和它的尺寸相比可达很大的数值，也即它所能传递的扭矩容量实际上没有什么限制。

(4) 由于棘爪仅仅要求去克服在螺旋花键中所产生的很小摩擦力和重量不大的同步圈的惯性，不传递任何动力扭矩，因而这种离合器可以在很大的输入轴角加速度和很大的输出轴角减速度下进行平稳的接合。

(5) 由于它是一种超速离合器，它只能在输入轴和输出轴的转速变化能经过同步点的情况下才能接合，若输入轴和输出轴的转速无法经过同步点的场合就不能使用。

(6) 它是一种单转向的离合器，也即当离合器的结构确定之后，只能以一个固定转向运转，决不许可反向接合。

(7) 由于它是刚性离合器，对所传递扭矩的周期波动十分敏感，因而在具有扭转振动的情况下使用时，必须和橡胶弹性联轴器结合在一起。

上面我们讨论了最简单的自动同步离合器的工作原理和

接合和脱离时所需的轴向位移，当输入轴和输出轴的转速经过同步点时，由棘轮机构推动螺旋机构运动，使齿形离合器自动接合。如有一个反向扭矩，离合器就自动脱离。这种离合器的接合和脱离完全自动的，不依赖于伺服机构或控制联锁，因而工作非常可靠。

(2) 这种离合器所具机械式离合器的优点和其他型式的离合器相比具有最小的重量和尺寸。这种齿形离合器属于刚性传动，因而在工作中几乎没有损失，传动效率甚高，也不需附属设备。

(3) 由于它的扭矩是通过花键传递的，而且当离合器接合完毕，直齿花键在轴向宽度上彼此完全重合之后才开始传递扭矩。这些扭矩又是比较均匀地分布在花键的所有齿上，因而离合器所能传递的扭矩和它的尺寸相比可达很大的数值，也即它所能传递的扭矩容量实际上没有什么限制。

(4) 由于棘爪仅仅要求去克服在螺旋花键中所产生的很小摩擦力和重量不大的同步圈的惯性，不传递任何动力扭矩，因而这种离合器可以在很大的输入轴角加速度和很大的输出轴角减速度下进行平稳的接合。

(5) 由于它是一种超速离合器，它只能在输入轴和输出轴的转速变化能经过同步点的情况下才能接合，若输入轴和输出轴的转速无法经过同步点的场合就不能使用。

(6) 它是一种单转向的离合器，也即当离合器的结构确定之后，只能以一个固定转向运转，决不许可反向接合。

(7) 由于它是刚性离合器，对所传递扭矩的周期波动十分敏感，因而在具有扭转振动的情况下使用时，必须和橡胶弹性联轴器结合在一起。

上面我们讨论了最简单的自动同步离合器的工作原理和

接合和脱离时所需的轴向位移，当输入轴和输出轴的转速经过同步点时，由棘轮机构推动螺旋机构运动，使齿形离合器自动接合。如有一个反向扭矩，离合器就自动脱离。这种离合器的接合和脱离完全自动的，不依赖于伺服机构或控制联锁，因而工作非常可靠。

(2) 这种离合器所具机械式离合器的优点和其他型式的离合器相比具有最小的重量和尺寸。这种齿形离合器属于刚性传动，因而在工作中几乎没有损失，传动效率甚高，也不需附属设备。

(3) 由于它的扭矩是通过花键传递的，而且当离合器接合完毕，直齿花键在轴向宽度上彼此完全重合之后才开始传递扭矩。这些扭矩又是比较均匀地分布在花键的所有齿上，因而离合器所能传递的扭矩和它的尺寸相比可达很大的数值，也即它所能传递的扭矩容量实际上没有什么限制。

(4) 由于棘爪仅仅要求去克服在螺旋花键中所产生的很小摩擦力和重量不大的同步圈的惯性，不传递任何动力扭矩，因而这种离合器可以在很大的输入轴角加速度和很大的输出轴角减速度下进行平稳的接合。

(5) 由于它是一种超速离合器，它只能在输入轴和输出轴的转速变化能经过同步点的情况下才能接合，若输入轴和输出轴的转速无法经过同步点的场合就不能使用。

(6) 它是一种单转向的离合器，也即当离合器的结构确定之后，只能以一个固定转向运转，决不许可反向接合。

(7) 由于它是刚性离合器，对所传递扭矩的周期波动十分敏感，因而在具有扭转振动的情况下使用时，必须和橡胶弹性联轴器结合在一起。

上面我们讨论了最简单的自动同步离合器的工作原理和

接合和脱离时所需的轴向位移，当输入轴和输出轴的转速经过同步点时，由棘轮机构推动螺旋机构运动，使齿形离合器自动接合。如有一个反向扭矩，离合器就自动脱离。这种离合器的接合和脱离完全自动的，不依赖于伺服机构或控制联锁，因而工作非常可靠。

(2) 这种离合器所具机械式离合器的优点和其他型式的离合器相比具有最小的重量和尺寸。这种齿形离合器属于刚性传动，因而在工作中几乎没有损失，传动效率甚高，也不需附属设备。

(3) 由于它的扭矩是通过花键传递的，而且当离合器接合完毕，直齿花键在轴向宽度上彼此完全重合之后才开始传递扭矩。这些扭矩又是比较均匀地分布在花键的所有齿上，因而离合器所能传递的扭矩和它的尺寸相比可达很大的数值，也即它所能传递的扭矩容量实际上没有什么限制。

(4) 由于棘爪仅仅要求去克服在螺旋花键中所产生的很小摩擦力和重量不大的同步圈的惯性，不传递任何动力扭矩，因而这种离合器可以在很大的输入轴角加速度和很大的输出轴角减速度下进行平稳的接合。

(5) 由于它是一种超速离合器，它只能在输入轴和输出轴的转速变化能经过同步点的情况下才能接合，若输入轴和输出轴的转速无法经过同步点的场合就不能使用。

(6) 它是一种单转向的离合器，也即当离合器的结构确定之后，只能以一个固定转向运转，决不许可反向接合。

(7) 由于它是刚性离合器，对所传递扭矩的周期波动十分敏感，因而在具有扭转振动的情况下使用时，必须和橡胶弹性联轴器结合在一起。

上面我们讨论了最简单的自动同步离合器的工作原理和

接合和脱离时所需的轴向位移，当输入轴和输出轴的转速经过同步点时，由棘轮机构推动螺旋机构运动，使齿形离合器自动接合。如有一个反向扭矩，离合器就自动脱离。这种离合器的接合和脱离完全自动的，不依赖于伺服机构或控制联锁，因而工作非常可靠。

(2) 这种离合器所具机械式离合器的优点和其他型式的离合器相比具有最小的重量和尺寸。这种齿形离合器属于刚性传动，因而在工作中几乎没有损失，传动效率甚高，也不需附属设备。

(3) 由于它的扭矩是通过花键传递的，而且当离合器接合完毕，直齿花键在轴向宽度上彼此完全重合之后才开始传递扭矩。这些扭矩又是比较均匀地分布在花键的所有齿上，因而离合器所能传递的扭矩和它的尺寸相比可达很大的数值，也即它所能传递的扭矩容量实际上没有什么限制。

(4) 由于棘爪仅仅要求去克服在螺旋花键中所产生的很小摩擦力和重量不大的同步圈的惯性，不传递任何动力扭矩，因而这种离合器可以在很大的输入轴角加速度和很大的输出轴角减速度下进行平稳的接合。

(5) 由于它是一种超速离合器，它只能在输入轴和输出轴的转速变化能经过同步点的情况下才能接合，若输入轴和输出轴的转速无法经过同步点的场合就不能使用。

(6) 它是一种单转向的离合器，也即当离合器的结构确定之后，只能以一个固定转向运转，决不许可反向接合。

(7) 由于它是刚性离合器，对所传递扭矩的周期波动十分敏感，因而在具有扭转振动的情况下使用时，必须和橡胶弹性联轴器结合在一起。

上面我们讨论了最简单的自动同步离合器的工作原理和

接合和脱离时所需的轴向位移，当输入轴和输出轴的转速经过同步点时，由棘轮机构推动螺旋机构运动，使齿形离合器自动接合。如有一个反向扭矩，离合器就自动脱离。这种离合器的接合和脱离完全自动的，不依赖于伺服机构或控制联锁，因而工作非常可靠。

(2) 这种离合器所具机械式离合器的优点和其他型式的离合器相比具有最小的重量和尺寸。这种齿形离合器属于刚性传动，因而在工作中几乎没有损失，传动效率甚高，也不需附属设备。

(3) 由于它的扭矩是通过花键传递的，而且当离合器接合完毕，直齿花键在轴向宽度上彼此完全重合之后才开始传递扭矩。这些扭矩又是比较均匀地分布在花键的所有齿上，因而离合器所能传递的扭矩和它的尺寸相比可达很大的数值，也即它所能传递的扭矩容量实际上没有什么限制。

(4) 由于棘爪仅仅要求去克服在螺旋花键中所产生的很小摩擦力和重量不大的同步圈的惯性，不传递任何动力扭矩，因而这种离合器可以在很大的输入轴角加速度和很大的输出轴角减速度下进行平稳的接合。

(5) 由于它是一种超速离合器，它只能在输入轴和输出轴的转速变化能经过同步点的情况下才能接合，若输入轴和输出轴的转速无法经过同步点的场合就不能使用。

(6) 它是一种单转向的离合器，也即当离合器的结构确定之后，只能以一个固定转向运转，决不许可反向接合。

(7) 由于它是刚性离合器，对所传递扭矩的周期波动十分敏感，因而在具有扭转振动的情况下使用时，必须和橡胶弹性联轴器结合在一起。

上面我们讨论了最简单的自动同步离合器的工作原理和

接合和脱离时所需的轴向位移，当输入轴和输出轴的转速经过同步点时，由棘轮机构推动螺旋机构运动，使齿形离合器自动接合。如有一个反向扭矩，离合器就自动脱离。这种离合器的接合和脱离完全自动的，不依赖于伺服机构或控制联锁，因而工作非常可靠。

(2) 这种离合器所具机械式离合器的优点和其他型式的离合器相比具有最小的重量和尺寸。这种齿形离合器属于刚性传动，因而在工作中几乎没有损失，传动效率甚高，也不需附属设备。

(3) 由于它的扭矩是通过花键传递的，而且当离合器接合完毕，直齿花键在轴向宽度上彼此完全重合之后才开始传递扭矩。这些扭矩又是比较均匀地分布在花键的所有齿上，因而离合器所能传递的扭矩和它的尺寸相比可达很大的数值，也即它所能传递的扭矩容量实际上没有什么限制。

(4) 由于棘爪仅仅要求去克服在螺旋花键中所产生的很小摩擦力和重量不大的同步圈的惯性，不传递任何动力扭矩，因而这种离合器可以在很大的输入轴角加速度和很大的输出轴角减速度下进行平稳的接合。

(5) 由于它是一种超速离合器，它只能在输入轴和输出轴的转速变化能经过同步点的情况下才能接合，若输入轴和输出轴的转速无法经过同步点的场合就不能使用。

(6) 它是一种单转向的离合器，也即当离合器的结构确定之后，只能以一个固定转向运转，决不许可反向接合。

(7) 由于它是刚性离合器，对所传递扭矩的周期波动十分敏感，因而在具有扭转振动的情况下使用时，必须和橡胶弹性联轴器结合在一起。

上面我们讨论了最简单的自动同步离合器的工作原理和

E_1 和 E_2 ——齿轮 1 和 2 的弹性模数, kgf/mm^2 ;

ν_1 和 ν_2 ——齿轮 1 和 2 的泊桑比;

α ——压粘系数, mm^2/kgf ,

在 76.7°C 时: $\alpha = 0.193\text{mm}^2/\text{kgf}$

在 121°C 时: $\alpha = 0.142\text{mm}^2/\text{kgf}$

η_0 ——大气压条件下, 试验温度时润滑油粘度, $\text{kgf} \cdot \text{s}/\text{mm}^2$;

α_n ——法向压力角;

F_t ——齿轮圆周作用力, kgf ;

n_1 ——小齿轮的转速, rpm ;

a ——齿轮传动的中心距, mm ;

b ——齿宽, mm ;

i ——传动比, $i = z_2/z_1 = n_1/n_2$

应用公式 (6-6) 以直齿圆柱齿轮为假设条件, 作出了油膜厚度与齿轮中心距为纵横坐标的不同转速的曲线组, 见图 6-5。如果不符合该图的 η_0 ; i 或 F_t/b 时, 可将得出的 h_{\min} 值乘以 A 或 B 或 C 在图 6-6、6-7 和 6-8 中查, 即得所需计算的油膜厚度。

最薄油膜厚度要求满足下式

$$h_{\min} \geq 2(s_1 + s_2) \times 10^{-3}\text{mm}$$

式中 s_1, s_2 分别为相啮合齿面粗糙度的均方根值, 用 RMS 表示, 单位为 μm , 它与轮廓的平均算术偏差 R_a (用 CLA 表示, 单位为 μm) 的关系为:

$$\text{RMS} \approx 1.11\text{CLA}$$

作为判别齿面油膜厚度的工作品质, 可用油膜比厚的参数 λ 来评价, 即弹性流体动力油膜对齿轮啮合面尖峰到凹谷的粗糙度之比

本曲线组根据以下假设数据作成

1. $E' = 2.3 \times 10^4 \text{ kgf/mm}^2$

2. $\alpha = 0.193 \text{ mm}^2/\text{kgf}$

3. $\eta_0 = 27.8 \times 10^{-10} \text{ kgt} \cdot \text{s/mm}^2$ 为 30 号透平油, 50°C 时粘度。

4. $\frac{F_t}{b} = 25 \text{ kgf/mm}$

5. 传动比 $i = 1$

6. $\alpha_n = 20^\circ, \beta = 0^\circ$

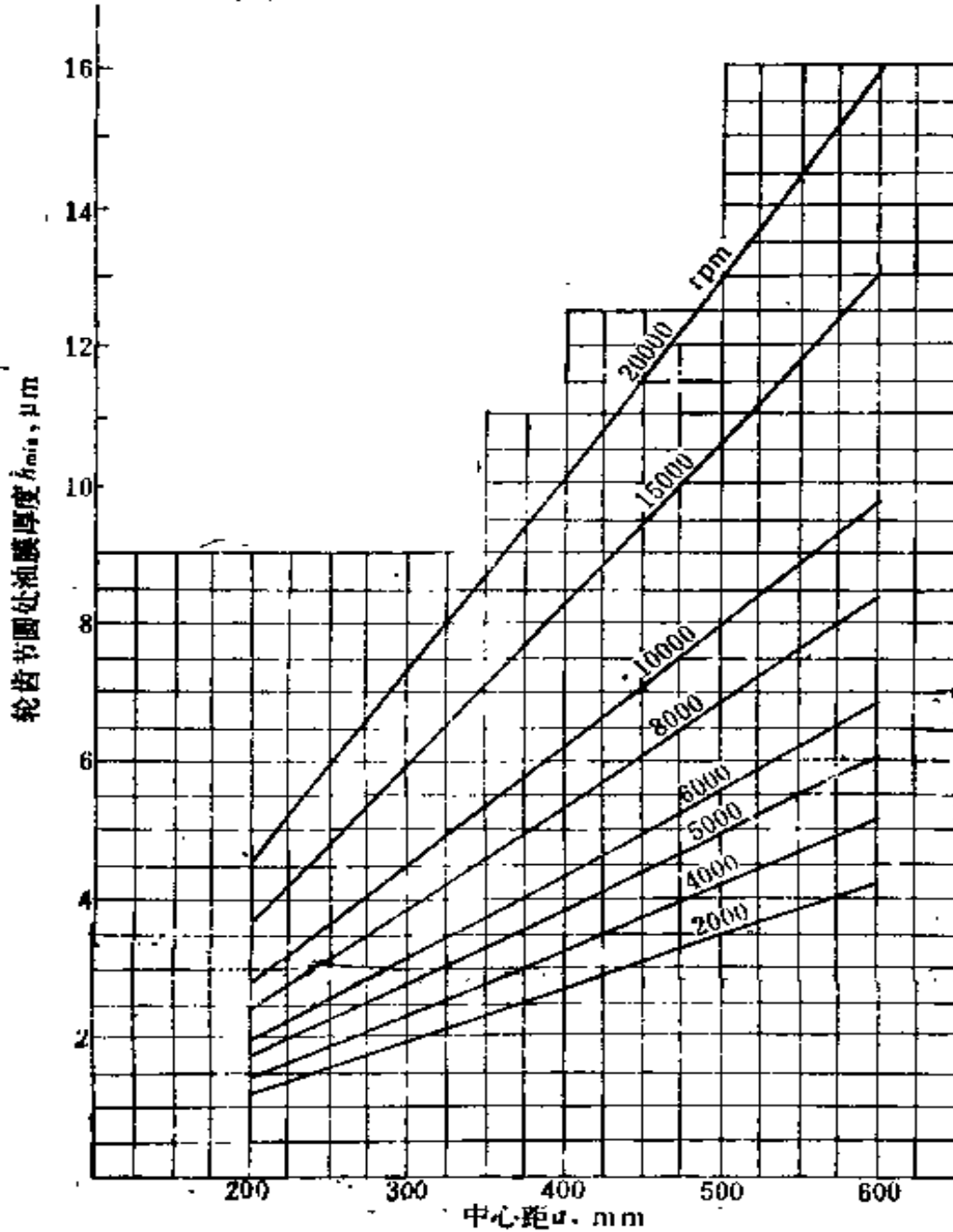
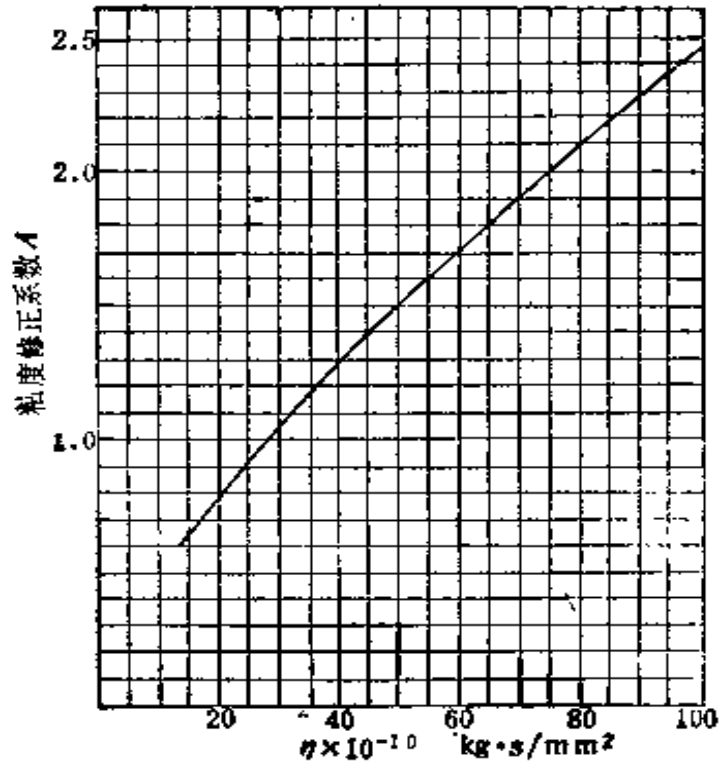
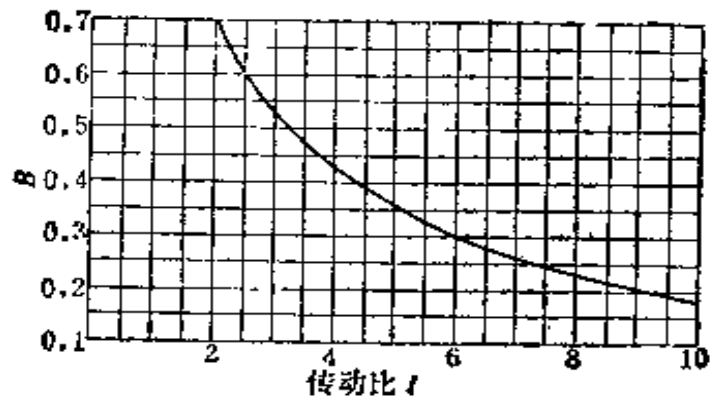


图 6-5 齿轮节圆处齿间最薄油膜厚度 h_{min} 的确定

图 6-6 粘度变化修正系数 A 图 6-7 传动比变化修正系数 B

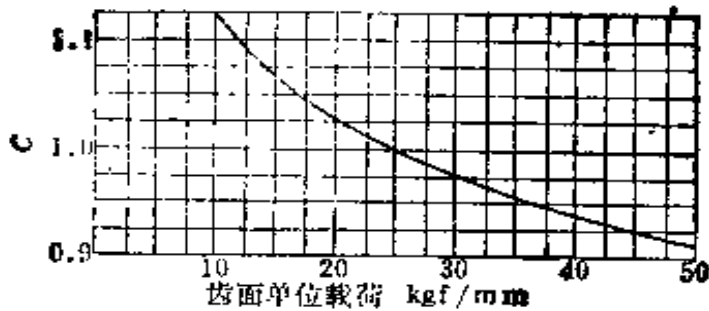


图 6-8 传动比变化修正系数 C

$$\lambda = \frac{h_{\min}}{s_1 + s_2} = \frac{2h_{\min}}{s_1 + s_2}$$

当 $\lambda \geq 4$ 时不会发生胶合。

$\lambda \leq 1.5$ 时将产生一些粘性磨损,甚至在较低热量下也会转入胶合性磨损。

$1.5 < \lambda < 4$ 时要发生胶合性磨损,应进行闪点温度计算作最后评定。

以上对于齿间油膜厚度的计算是比较近似和粗糙的,它仅说明齿间润滑油膜的基本情况,但还不能如实反映齿轮润滑情况。目前还有不少问题,如齿面载荷高速度非稳性对油膜形状及压力分布的关系;啮合过程中齿面温度及热传导的影响;高速条件下润滑剂的挤压及松弛现象和油的压缩性真实情况等有待于进一步研究。

3. 齿轮喷油设计

(1) 润滑油粘度选择

从高速齿轮润滑要求来看,为使齿间有较厚的油膜,希望油质粘度厚些有利,但从高速滑动轴承安全可靠、平稳及较小的磨耗要求来看,在确保有一定油膜厚度前提下,油质尽量薄些。由于齿轮喷油和轴承润滑都采用同一油路系统,因此选择油质粘度需要两者兼顾,通常推荐用表 6-1。

表 6-1 润滑油粘度选用推荐表^[11]

序 号	产品类别	速度范围 m/s	要 求 粘 度 于50℃时		推荐使用 油牌号
			cSt	°E	
1	高速传动	60~90	25~37	3.5~5	30号透平油 20号透平油
		>90	20~26	3~3.6	
2	船用透平传动		45~53	6~7	30号或46号 透平油
3	船用柴油机齿轮		53~90	7~12	
4	中速齿轮		34~48	4.5~6.5	
5	低速齿轮		45~68	6~9	

(2) 喷油量确定

高速齿轮都采用强制压力喷油方法润滑，润滑油主要作用有：

- 1) 为齿间建立动力油膜 约占油量 10~30%；
- 2) 为齿轮进行冷却作用 约占油量 70~90%。

喷油量由经验得出^[11]

$$Q_g = (0.6 + 2 \times 10^{-3} m_n v) b \cdot 10^{-1} \quad \text{l/min} \quad (6-7)$$

式中 m_n ——模数，mm；

v ——齿轮分度圆切线速度，m/s；

b ——齿宽 mm。

喷油压力一般在 0.8~1.5kgf/cm² 表压，圆周速度较高时，取其较大值。

$$\text{喷油口总面积 } A_g = \frac{Q_g}{\varphi \times 88.5 \sqrt{P_g}} \quad \text{cm}^2 \quad (6-8)$$

式中 φ ——流量系数，对圆孔取 $\varphi=0.3$ ，对扁孔取 $\varphi=0.6$ ；

P_g ——润滑油压力 kgf/cm²(表压)；

Q_g ——喷油量的总量 l/min。

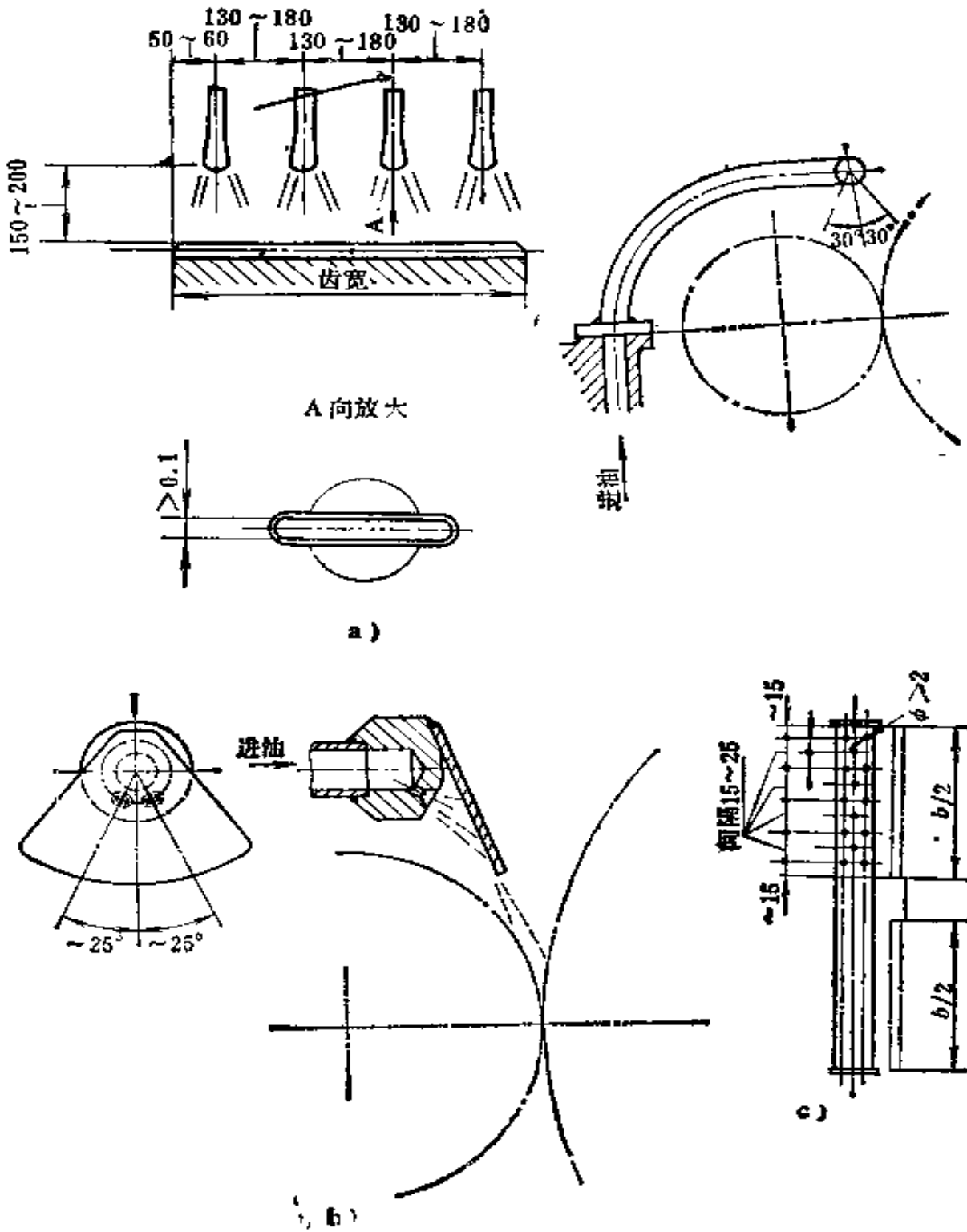


图 6-9 喷油嘴形式

(3) 喷油方法

喷嘴形式有多种,图 6-9 示出三种典型结构。

喷油方向选择推荐按以下原则选取^[12]

- 1) 在齿轮圆周速度 $v \leq 90\text{m/s}$ 时,在啮入侧喷油。
- 2) 在齿轮圆周速度 $v > 90\text{m/s}$ 时,在啮入侧喷油 10%,啮出侧喷油 90%。或全部在啮出侧喷。在圆周速度为 $140 \sim 220\text{m/s}$ 时,建议在人字齿中央退刀槽及轮缘端面给予喷油,以使沿齿向热变形的差异减少到最低。

3) 对于直齿轮传动,为避免产生所谓“油泵效应”的挤压作用,不论速度高低,一律在啮出端喷油。

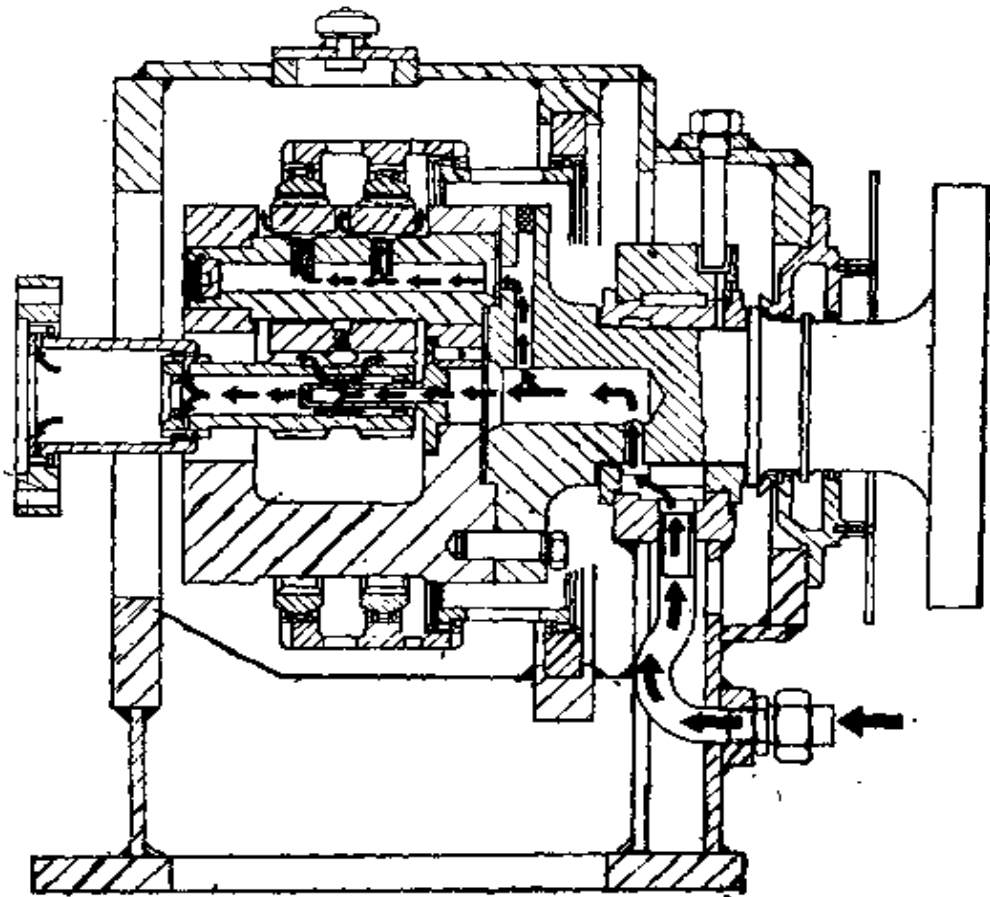


图 6-10 行星齿轮传动箱的润滑

表 6-2 汽轮机机油(透平油)质量标准(SY 1201-78)

项 目	质 量 指 标					试验方法
	20 号	30 号	40 号	45 号	55 号	
运动粘度 (50℃) (厘沱)	18~22	28~32	37~43	43~47	53~57	GB 265-75
酸值, 毫克 KOH/克 不大于	0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	GB 264-77
闪点(开口), °C 不低于	180	180	180	195	195	GB 267-77
凝点, °C 不高于	-15	-10	-10	-10	-5	GB 510-77
抗氧化安定性:						SY 2652-77
氧化后沉淀物, % 不大于	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10	
氧化后酸值, 毫克 KOH/克 不大于	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	
灰分, % 不大于	0.005	0.005	0.01	0.02	0.03	GB 508 65
抗乳化度, 分钟 不大于	8	8	8	8	8	SY 2610-66
水溶性酸或碱	无	无	无	无	无	GB 259-77
苛性钠抽出级 不大于	2	2	2	2	2	SY 2651-77
透明度	透明	透明	透明	透明	透明	
机械杂质	无	无	无	无	无	GB 511-77

4) 对于行星齿轮传动通常采用冲离冷却方式润滑,在太阳轮的轴孔中喷油,通过齿槽底的径向小孔的离心作用喷向齿间进行润滑,图 6-10 为典型行星齿轮传动的基本润滑方法。

高速齿轮采用润滑剂基本上和透平机相同,即推荐使用汽轮机油(又称透平油)。我国透平油标准为 SY1201-78^①见表 6-2,该油品中加以抗氧、防锈用的复合添加剂。

二、 润滑油系统及其主要部件简介

1. 润滑油系统的基本要求

(1) 要保证连续不断地向齿轮箱供应充足的油量,且油压及油温均应在规定范围内,为此系统应装设油冷却器及恒压作用的溢流阀(又称过压阀)。

(2) 必须保持油的清洁,不得有各种明显颗粒夹入,以损坏齿轮和轴承,为此要设置较精细的滤油器。

(3) 必须设有保险备用油泵或重力油箱,这样可预防在突然停电时,造成突然断油的危险事故。备用泵通常用蓄电池为电源,在油路系统中备有压力继电器,当压力低到某一程度时即自动开启备用泵。有些机组还备有来自另一可靠电源的备用泵作为第一道保险,而把直流电源的备用泵作为第二道保险。

(4) 油路要通畅,压力油管应注意密封,弯头不宜急转弯,回油管要有足够大的面积,并应有适当的坡度。齿箱回油口至油箱的油面要有足够距离,保持一定落差,使排油舒畅。

(5) 为保证油路系统能持续正常地工作,应有一套完整

^① SY1201-78 代替原来标准 SYB1201-60。

的控制及保护仪表装置,包括:

润滑油压指示及油压过低继电保护监视系统;

润滑油温度指示及温度控制继电保护监视系统;

冷油器的冷却水温指示及温度控制继电保护系统,通常这个系统多数用人工控制。

图 6-11 为典型压力式油路系统示意图。

2. 齿轮油泵

在汽轮发电机的减速装置和透平压缩机增速装置中,为了确保供油系统能持续可靠地供油及较好的经济性,一般都在低速轴带动主油泵,供应整个机组润滑及调节系统控制油。这类机组主油泵目前大多数采用齿轮泵,见图 6-12 所示。现将齿轮泵设计要点进行叙述。

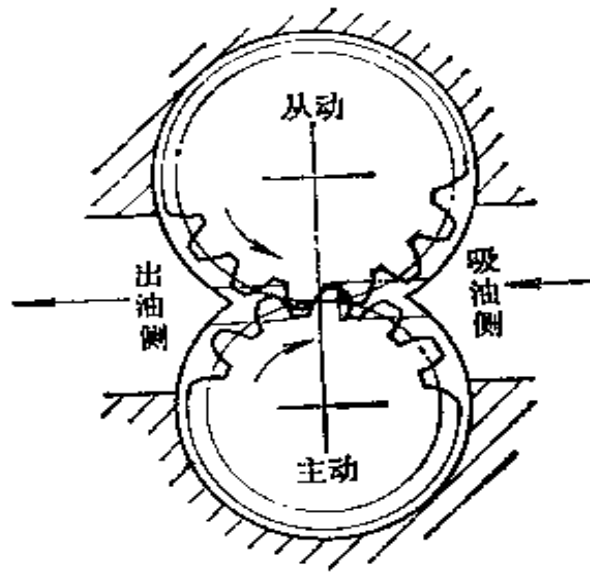


图 6-12 齿轮油泵

(1) 齿轮泵的容量确定

齿轮泵的输出油量为

$$Q_g = K_g [Q_a + Q_c] \quad \text{l/min} \quad (6-9)$$

式中 K_c ——轮齿变位影响系数,对于标准啮合时取 $K_c = 7$;
对于变位啮合时取 $K_c = 9.4$;

d' ——油泵齿轮节圆直径, mm。

齿轮泵输入功率

$$N_g = \frac{\Delta p Q_g}{612 \eta_v \eta_m} \quad \text{kW} \quad (6-13)$$

式中 Δp ——齿轮泵进出口压差, kgf/cm^2 , 通常供给轴承和齿轮的润滑油压力要求为 $0.8 \sim 1.8 \text{ kgf/cm}^2$ (表压), 考虑到油路系统压损 (包括油路、冷油器、滤油器及阀门等阻力损失), 其值约为 $1 \sim 1.5 \text{ kgf/cm}^2$, 因此齿轮泵出口压力要求为 $1.8 \sim 3.3 \text{ kgf/cm}^2$, 设计时取其高值。

η_m ——齿轮泵机械效率, 通常 $\eta_m = 0.97 \sim 0.98$ 。

(2) 齿轮油泵的齿轮参数选择

齿数 $z = 7 \sim 12$, 在相同体积条件下, 齿数少时, 使泵容量增加, 但齿数过少将会使压力脉动明显加剧。

齿宽 $b = (10 \sim 20)m_n$

变位系数 主要由于齿数较少, 可能造成干涉以及为保持重合度 ϵ_α 略大于 1 的原则, 变位系数推荐按表 6-3 选取。

齿轮外圆最高允许切线速度 $v_{g\max} \leq 12 \text{ m/s}$

齿轮模数
$$m_n = \sqrt{\frac{Q_g \times 10^3}{z b n K_m \eta_v}} \quad (6-14)$$

$z = 7 \sim 12$ 时, 取 $K_m = 7$; $z > 12$ 时, 取 $K_m = 2\pi$, 计算结果将 m_n 标准化。

若用斜齿轮泵时, 螺旋角大小的选择要满足压油侧与吸油侧几何隔离的条件, 其允许最大螺旋角为^[70]

$$\sin \beta_{\max} \leq \frac{j\pi m_n}{b} \left(\epsilon_\alpha - \frac{1}{K'} \right) \quad (6-15)$$

式中 对于轮齿间有间隙时,取 $K' = 1$; 无隙时,取 $K' = 2$;
对于斜齿轮时,取 $j = 1$; 人字齿轮时,取 $j = 2$ 。

表 6-3 变位系数选择

齿数 z	变位系数 x	齿数 z	变位系数 x	齿数 z	变位系数 x
6	0.48	10	0.40	14	0.32
7	0.46	11	0.38	15	0.30
8	0.44	12	0.36	16	0.28
9	0.42	13	0.34		

选取的螺旋角比式 (6-15) 小时,称为严密性泵,超过时称为非严密性泵,它仅适用于较低压力,效率不讲究的场合。

采用人字齿轮泵时,为减轻齿间挤压,选择螺旋线方向时,应设法使人字形交点先参与啮合,这样效率可高些(图 6-13)。

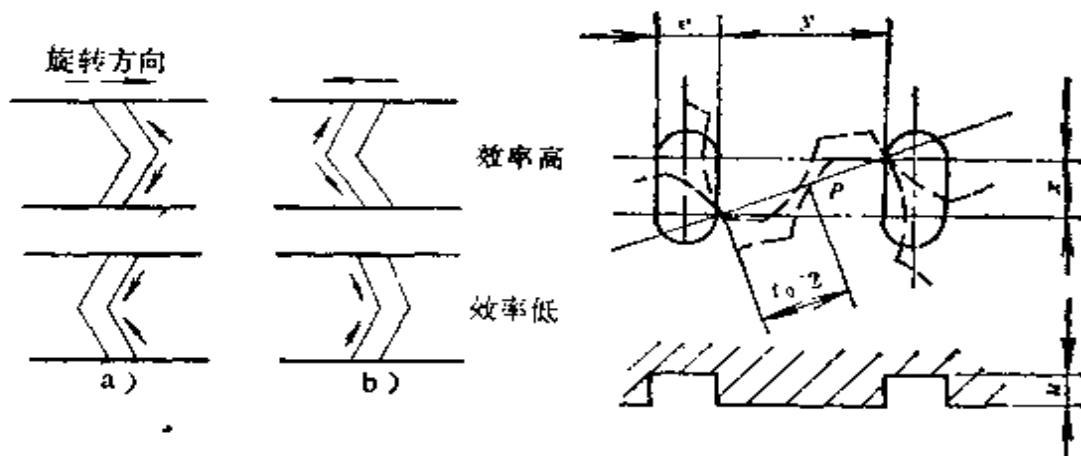


图 6-13 人字形齿轮泵轮齿
方向对效率的影响^[71]

图 6-14 对称卸荷
槽结构

卸荷槽 在齿轮泵工作中,轮齿在啮合过程中,产生油腔闭死现象,导致齿轮振动和噪声产生,并使轴承脉动载荷加剧,为避免产生这种现象,通常在齿轮泵壳端平面上设

表 6-5 高速齿轮箱自带齿轮式主油泵参数一览表

序号	项 目	符 号	单 位	480 m ³ /min 氧化氮压气机 增速箱主油泵	1500 kW 汽轮 发电机机组减 速箱主油泵	550 m ³ /min 空气 压缩机增速箱 主油泵	6000 kW 燃气轮发 电机机组减 速箱主油泵
1	齿轮中心距	a	mm	76.458	95.5	65	88
2	齿数	z		12	18/16	16	10
3	模数	m_n	mm	6	6	4	7.75
4	螺旋角	β		0°	6°	10°4'	23°51'
5	法向变位系数	x_n		+0.444	+0.358/+0.609	0	+0.2334
6	齿宽	b	mm	70	76	70	人字齿 2×62.5
7	齿轮分度圆 直径	d	mm	72	108.59/96.53	65	84.74
8	齿轮外圆直径	d_e	mm	87.726	123.24/90.20	73	103.04

9	齿轮根圆直径	d_f	mm	62.328	97.89/64.7	55	68.98
10	转速	n	rpm	2250	1136/1278	2975	1765
11	端面重合度	ϵ_a			1.164	1.5036	1.0945
12	理论油泵容量	Q_{PT}	l/min	431.67	262.26	331.45	1718.31
13	实际油泵容量	Q_s	l/min	388.4 (设 $\eta_v = 0.9$)	236 (设 $\eta_v = 0.9$)	298.30 (设 $\eta_v = 0.9$)	1505(试验值) 当出口表压 5 kg/cm^2 $t = 31^\circ\text{C}$ 时 折合效率 $\eta_v = 0.876$
14	允许最大螺旋角 [按公式(6-15)计算] 取 $K' = 2$	β_{max}			9°28'48" $\therefore \beta < \beta_{\text{max}}$, 故 该泵属严密性 泵一类	10°20'30" $\therefore \beta < \beta_{\text{max}}$, 故 该泵属严密性 泵一类	13°23'12" $\therefore \beta > \beta_{\text{max}}$, 故 该泵属非严密 泵, 容积效率低些
15	齿轮外圆切线速度	v_s	m/s	10.33	7.33	11.37	9.52

$$p_B = \frac{K_B \Delta p D_c b}{2d_B l_B \times 10^3} \leq [p_B] \quad \text{kgf/mm}^2 \quad (6-18)$$

式中 K_B ——载荷分布计算系数,对从动轮取 $K_B = 0.85$,对主动轮取 $K_B = 57$;

d_B, l_B ——轴承的孔径和宽度, mm。

许用值 $[p_B] = 0.1 \sim 0.2 \text{ kgf/mm}^2$

齿轮材料,对于一般齿轮泵采用 45 钢, 35 CrMo 等调质滚齿,制造精度取七级,对于考究的齿轮泵采用 45 钢表面淬火 HRC 45~50、20 CrMnMo 渗碳淬硬磨齿。渗碳层厚度保持 $0.2m_n$,表面硬度 HRC 58~63,齿面光洁度 $\nabla 8$ 或 25Cr2MoV 调质、精滚氮化,氮化层深度 $\geq 0.3\text{mm}$,表面硬度 HV ≥ 650 。

齿侧间隙保持 $(0.04 \sim 0.06)m_n$,齿轮外圆和泵壳之间的径

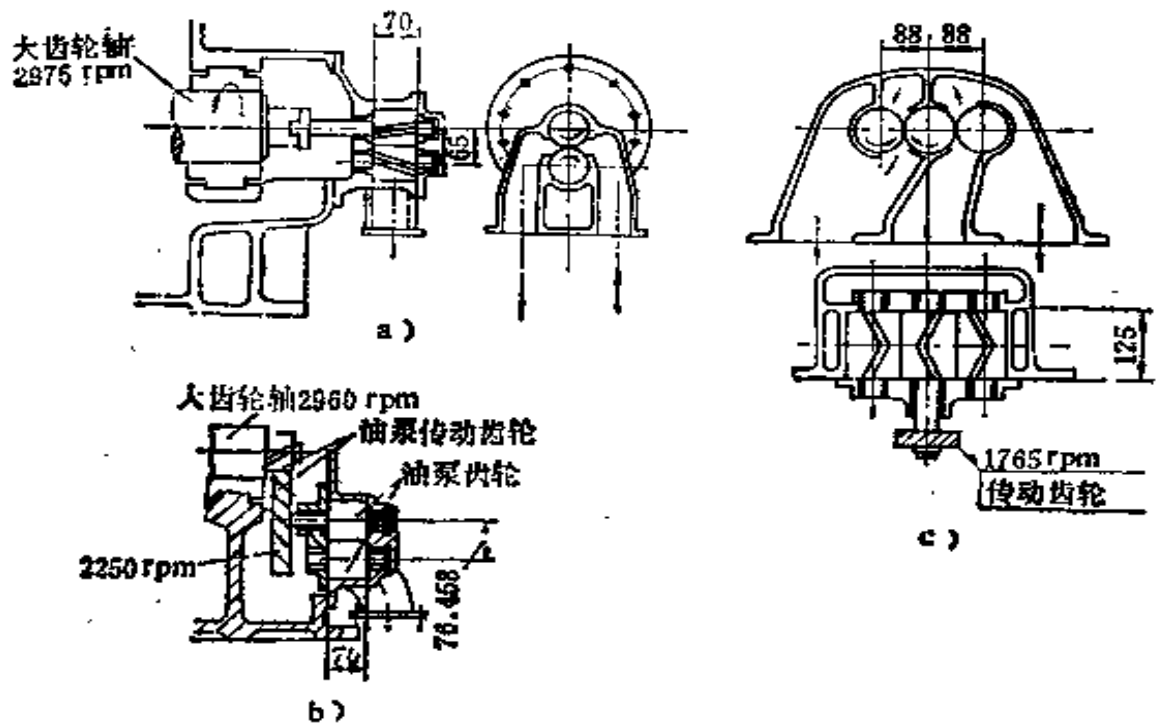


图 6-15 齿轮泵的结构形式

向间隙为 0.1~0.3 mm, 应比轴承间隙大才行, 齿轮端面和泵壳平面总间隙为 0.1~0.3 mm, 轴承间隙取为 1~2‰ 直径。

齿轮油泵一些结构形式见图 6-15。其中图 a 为一台功率为 2000 kW 的鼓风机增速箱所带的主油泵, 它由主动大齿轮轴直接拖带, 转速较高, 达 2975 rpm, 油泵齿轮采用斜齿啮合。图 b 为一台功率为 1500 kW 鼓风机增速箱所带主油泵, 它通过一对油泵传动齿轮, 使转速 2960 rpm 的主动齿轮减速至 2240 rpm, 油泵齿轮采用直齿啮合。图 c 为一台功率 6000 kW 燃气轮机减速箱所带主油泵, 由三个人字齿组成, 故油量为平常的一对齿轮的二倍, 有关参数列于表 6-5。

3. 油箱

(1) 油箱的容量

油箱的用途是贮油和冷却。确定其容量大小主要考虑因素是: 根据润滑油系统返回的热油在油箱内要求有足够的时间将热油冷却, 并使混入的空气排出; 使油泵能不断地抽吸油温较低的新油。对于动力传动的油箱贮油容积推荐为:

陆用高速传动 $V = (5 \sim 6)Q_g$

船用齿轮及移动式动力传动 $V = (4 \sim 5)Q_g$

(2) 油箱设计要点

1) 油箱的油面至箱顶要有一定距离, 使回油管的回油泻入, 添油时要考虑机器停机后回油过多不致造成油满逸出;

2) 油箱应设有带 60~80 目的粗滤网的加油口装置, 油箱底部要有斜度, 在最底处要设有放水口, 定期泄放油中水质;

3) 油箱顶部高处应有通气口, 较大油箱可设抽气泵来抽油气;

4) 应设油面指示装置。简单的可用油面指示棒, 讲究些

可用自动油面指示器,该指示器有油位高、低信号预报;

5) 回油口和油泵吸油口应尽量隔离远些,有时为了使油能增加搅拌作用,可设隔板和滤网;

6) 油泵吸油口应装有滤网,要求 60~80 目;

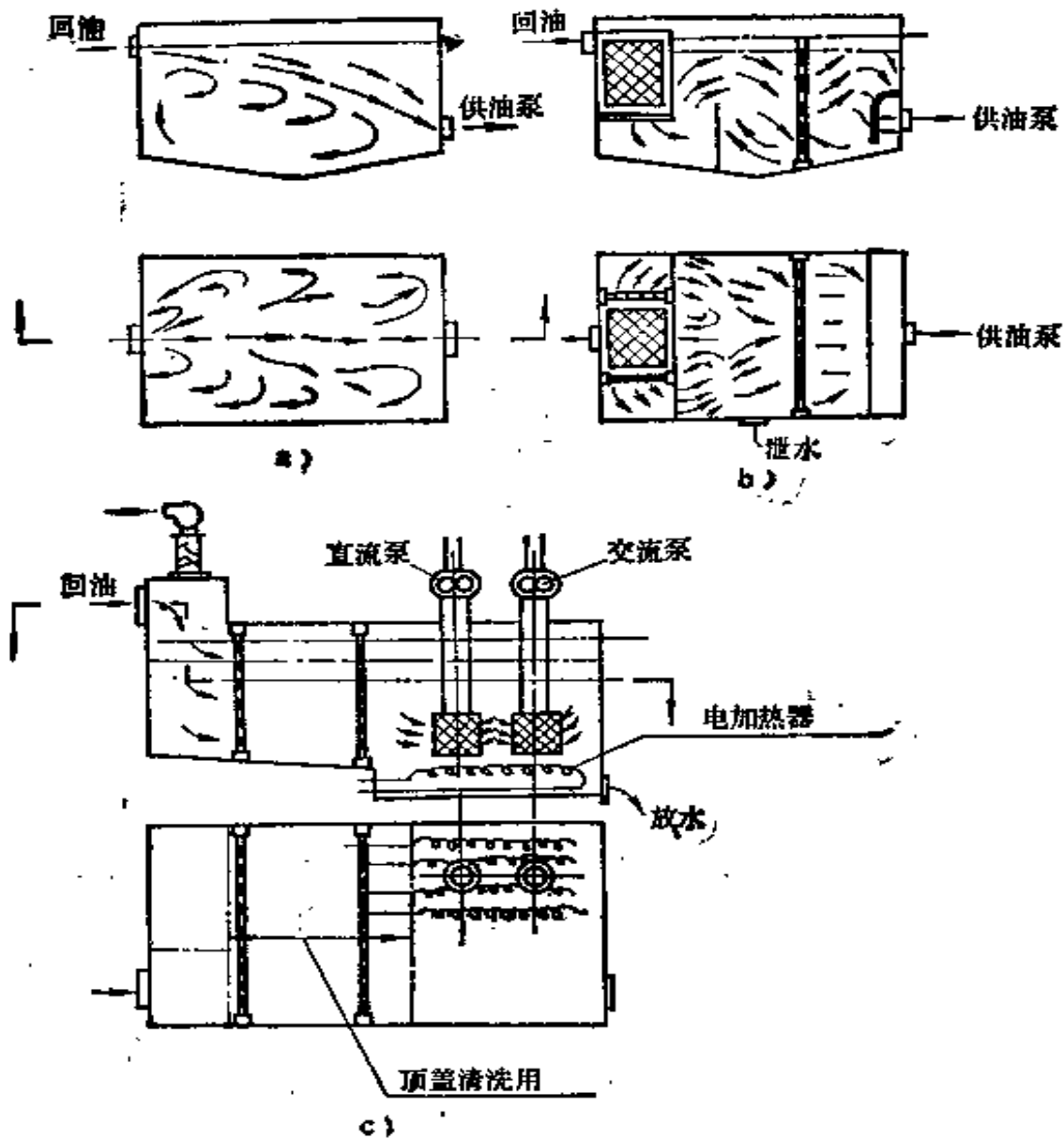


图 6-16 油箱形式

7) 对室外工作或特殊要求的,可装设电加热器。对于动力机器一般规定轴承进油温度在 25°C 左右方可启动机器。过低的油温将使机器在迅速升速过程中因油温低、油粘度较厚,造成轴承摩擦阻力激增,引起轴瓦表面巴氏合金熔化;

8) 油箱结构设计应考虑能便于清洗,较大油箱应设置人孔盖;

9) 如果油泵、滤器、冷油器及阀门都考虑放在油箱顶盖上,那么油箱设计时要考虑有足够刚度。

图 6-16 为油箱结构示例^[22],其中

图 a 为最简单型: 用于小型油箱;

图 b 为一般型: 具有增加扰动的隔板和滤网板,用于中型油箱;

图 c 为完善型: 设有多层滤网板并有电加热器和抽气泵,这是考虑较为全面的油箱,通常用于露天动力传动,如移动式电站,在严寒环境下需要频繁启动的机组。

4. 冷油器(图 6-17)

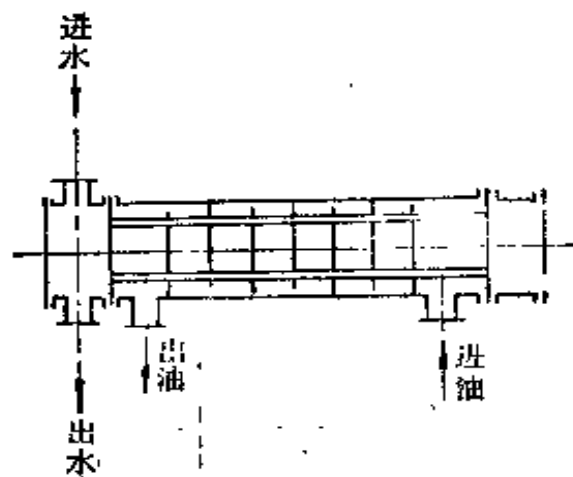


图 6-17 管式冷油器

冷油器的作用是将系统的润滑油进行冷却,确保机组获

式中 k ——从润滑油经冷油器传热到水的传热系数 kcal/m²·h·deg, 它可由图 6-18 查取。

传热系数 k 取决于冷油器的结构形式, 根据 [70] 试验资料推荐于下:

冷油器的形式	传热系数 k kcal/m ² ·h·deg
竖式U型管, 油在管外	90~160
水平式螺旋管, 油在管内	180~200
水平式直管, 油在管内	70~95
竖式直管	370~490

平均传热系数 $k = 200 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{deg}$

近似估算时, 以 1 米²冷却面积可冷油 600~800 l/h 计, 紧凑型则为 1000~1500 l/h。

Δt ——润滑油和水的对数平均温差, 对于逆流式的热交换器而言

$$\Delta t = \frac{(t_{o1} - t_{w2}) - (t_{o2} - t_{w1})}{2.3 \log \frac{t_{o1} - t_{w2}}{t_{o2} - t_{w1}}} \quad (6-21)$$

式中 t_{o1} 和 t_{o2} ——润滑油在冷油器进出口的温度, °C;

t_{w1} 和 t_{w2} ——冷油器的冷却水的进出口温度, °C。

冷却水消耗量

$$Q = \frac{W}{1000 \cdot \Delta t_w} \quad \text{m}^3/\text{h} \quad (6-22)$$

式中 $\Delta t_w = t_{w2} - t_{w1}$

5. 滤油器(图 6-19)

为了使供应轴承和齿轮的油质保持清洁, 必须设有精滤

第七章 高速齿轮箱的安装、 试验及运行

一、安装技术要求

1. 齿轮

精度选择 高速齿轮的制造精度对运转时产生的附加动载荷影响很大,图 7-1 为一台高速齿轮传动装置所进行的精度对动载荷影响的分析^[13],从该图看出:

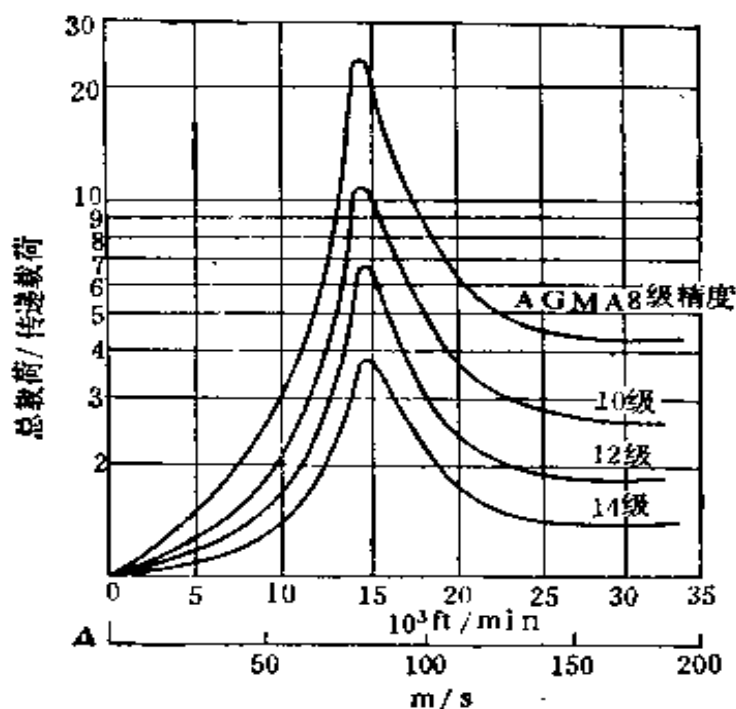
(1) 装置在系统临界速度状态下进行,将产生较大的动载荷,特别在精度较低时,总载荷的峰值更突出,如 8 级[⊖]精度时,总载荷激增为传递载荷的 24 倍,当精度逐渐提高时,峰值将明显下降,达到 14 级精度时,总载荷为传递载荷的 3.8 倍左右,说明对装置的设计一定要避开临界速度区域运行。

(2) 在小于临界速度运行时,其总载荷随转速上升而增大。在过临界速度之后,总载荷迅速减小并逐渐趋于平坦,大多数透平齿轮在此范围内工作。同时还可看出,总载荷与传递载荷的比值随精度提高而下降,说明精度高的齿轮传动装置其动载荷也相应减小。

设计时,主要是根据齿轮的圆周速度高低来选择齿轮精度。表 7-1 为推荐选用的齿轮精度。

⊖ 此为 AGMA 标准,它与我国 JB 179-83 的精度大致对照于下:

AGMA	16	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5
JB179-83		3	4	5	6	7	8	9	10			



齿轮系统临界速度 15400 ft/min (85.5 m/s)

图 7-1 精度对动载荷的影响

表 7-1 推荐选用的齿轮精度

齿轮圆周速度 m/s	推荐齿轮精度等级 JB 179-83
$v \leq 70$	6
$70 < v \leq 110$	5
$110 < v \leq 150$	4~5
$v > 150$	3~4

齿轮制造方法对齿轮精度有很大的影响。通常，对于软齿面齿轮采用精滚、精滚加剃齿及精滚加研磨；对于硬齿面齿轮大多采用渗碳淬硬磨齿，也有采用精滚后齿面氮化处理。一般地说，精滚工艺精度可达 6 级。经过剃齿或研磨，可以有效地改善齿轮的周期误差、齿形误差和提高齿面光洁度，齿轮精度有可能提高到 5 级或更高些，同时通过剃齿，还可实现齿形和齿向螺旋线修整。硬齿面采用磨齿时，精度可达 5 级

或更高些，且可通过磨齿机上修形机构实现设计所要求的齿形和齿向修整。

齿轮平衡 高速齿轮与其它旋转件一样，由于材料组织不均匀、零件外形的误差以及结构形状局部不对称(如键槽)等原因、使转轴重心与旋转轴线不相重合，这样在旋转时就产生不平衡离心力，造成机器不稳定而产生振动，为克服此缺点，在装配后应进行平衡。

大多数高速齿轮需做动平衡，唯船用透平第二级大齿轮由于工作转速甚低，一般只需做静平衡(通常齿宽 ≤ 0.2 齿轮直径时仅需做静平衡)。

动平衡(双面平衡)校正平面的许用不平衡力矩为：

$$M = \frac{5 \times 10^3 G}{n} \quad \text{gf} \cdot \text{mm}$$

式中 G ——齿轮重量，kgf；

n ——齿轮工作转速，rpm。

以上动、静平衡计算公式相当于 1973 年国际标准化组织 [ISO] 对于刚性转子平衡精度的 G1.0 等级。

齿轮侧隙 齿轮侧隙的选择主要考虑能使冷却剂有效地通过，以降低啮合区域的温度，除此还应考虑轮齿的受热膨胀及高速旋转离心力使轮齿胀大的因素。正常工作时，齿轮箱表面温度可达 $70 \sim 80^\circ\text{C}$ ，最高允许为 100°C 。近来还就保持一定侧隙对气流噪声影响的情况作过研究，在齿轮啮合时，占满齿间的空气和润滑油从一个齿轮上被迫向外逸出，这种逸出速度有时可能超出节圆线速度的 10 倍，甚至达到音速的程度，因而产生冲击波，相应带来气流噪声。为降低这方面的影响，亦需有足够大的侧隙，来降低空气逸出的速度。一般推荐齿侧隙选择为 $(0.06 \sim 0.08) m_n$ ，最大可达 $0.10 m_n$ 。

齿轮接触斑点 在安装时一般都习惯在轮齿表面涂一薄层红丹漆,然后在轻微制动下啮合检验,以观察齿面接触斑点的程度,来表明齿轮制造和安装质量。但是对于采用齿向修形的齿轮,在安装时总是只有很少一部分齿面接触,它们要在负载下才能显出其接触斑点的程度,因而对接触斑点的要求,较为合理的是在带上额定载荷运转后来检验。齿面接触斑点要求见表 7-2。

表 7-2 齿面接触斑点要求 (参照 JB 179-83)

齿轮精度等级	接 触 斑 点	
	沿齿高方向%	沿齿宽方向%
3	≥65	≥95
4	≥60	≥90
5	≥55①	≥80
6	≥50①	≥70

① 实践指出,对于滚切齿轮,表中所提出的要求较难达到,一般建议取沿齿高方向的接触斑点平均达 35%。

另外在此介绍一下英国标准 B. S. 1807-52 透平及同类的齿轮传动对齿面接触斑点的标准 (表 7-3),供参考。

表 7-3 英国标准 B.S.1807-52 齿轮接触斑点要求

精度等级	适用齿轮圆周 线速度 m/s	接 触 斑 点	
		沿齿高方向%	沿齿宽方向%
A ₁	>55.5	40	50
		20	40
A ₂		40	35
		20	35
B	≤55.5	40	25
		20	25

安装时中心距极限偏差值见表 7-4。轴颈的几何精度要

(3) 齿轮箱底部接合平面要求接触达 60~70% 以上,且要求均匀分布,压紧时间隙小于 0.05 mm。

(4) 各油挡间隙应符合设计图纸要求。通常要求径向间隙为 0.10~0.15mm,在试车后根据其碰擦程度进行适当修刮。

4. 齿轮联轴器

(1) 轮齿表面光洁度,对外齿要求 $\nabla 6 \sim \nabla 7$ 以上,内齿 $\nabla 5$ 以上。

(2) 制造精度,对于外齿为 6 级、内齿为 7 级。

(3) 齿侧间隙应符合设计图纸要求,一般要求为 $(0.05 \sim 0.08) m_{n0}$ 。

(4) 联轴器辐轮的内孔与轴的配合应有过盈,通常要求取过盈量为 1~1.5‰ 的轴径。

(5) 在辐轮热套于齿轮轴上后,应对基准面作径向和端面跳动量检查。

(6) 检查联轴器的润滑条件,喷嘴方位及喷油量是否恰当。

(7) 齿套及连同固定在一起的零件做静平衡。如果有接长浮动轴,则应连同其上零件一起做动平衡。

5. 机组安装时转轴中心借偏量的确定

图 7-2 为轴承中的转轴在静态平衡条件下所得的轴心轨迹图,它说明在已定轴承尺寸、参数和油质条件下,随着转轴的工作特性(载荷和转速)变化,其轴心将接近似半圆弧形轨迹移动。对于齿轮传动来论,由于轮齿啮合角的作用,基本上给定了传递载荷方向,说明运转时齿轮转轴将产生一定偏位情况,为使机组能较平稳运行,与相联轴器的转轴必须保持良好的动态对中,安装时应根据轴承的轴心轨迹变化,给以预先借偏。

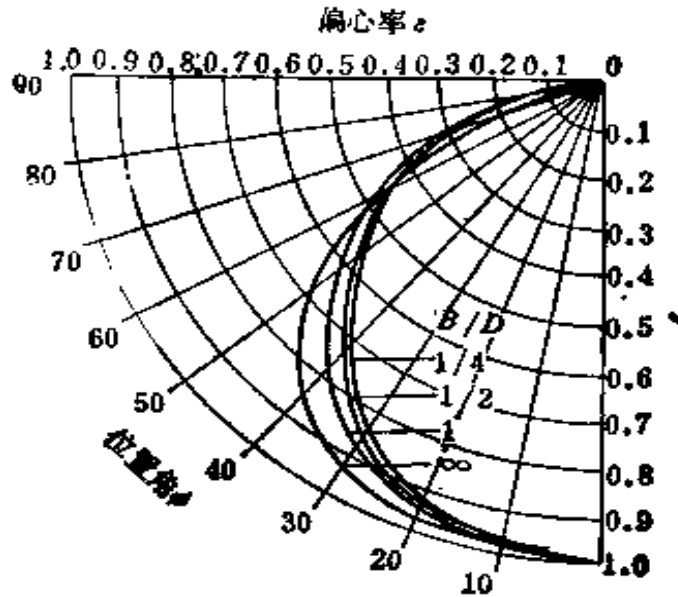


图 7-2 圆柱轴承的轴心轨迹

$$B/D = \frac{1}{4}, \frac{1}{2}, 1, \infty$$

为了确定借偏量，给出了圆柱轴承和椭圆轴承的静特性线图(图 7-3 和 7-4)。对已知轴承，根据轴承的萨摩菲尔得数 $S \left(S = \frac{1}{\pi} \frac{1}{\zeta} \right)$ ，由图中查得偏心率 e 及位置角 ϕ 。此外，在确定借偏量时，还应考虑齿轮箱、透平和发电机等诸轴承座的热胀影响。

现介绍一台较典型的汽轮发电机带减速齿轮机组(图 7-5)在安装时的借偏量计算示例。表 7-6 为诸轴承轴心偏位计算数据，表 7-7 为借偏量表达方式，其中前一种表示轴瓦中心借偏量，适用于采用假轴检查中心借偏的方法(通常假轴做成轴瓦孔径的尺寸)；后一种是实物转轴的轴心确定借偏量的方法。

主要参数于下：

额定功率 6000 kW；

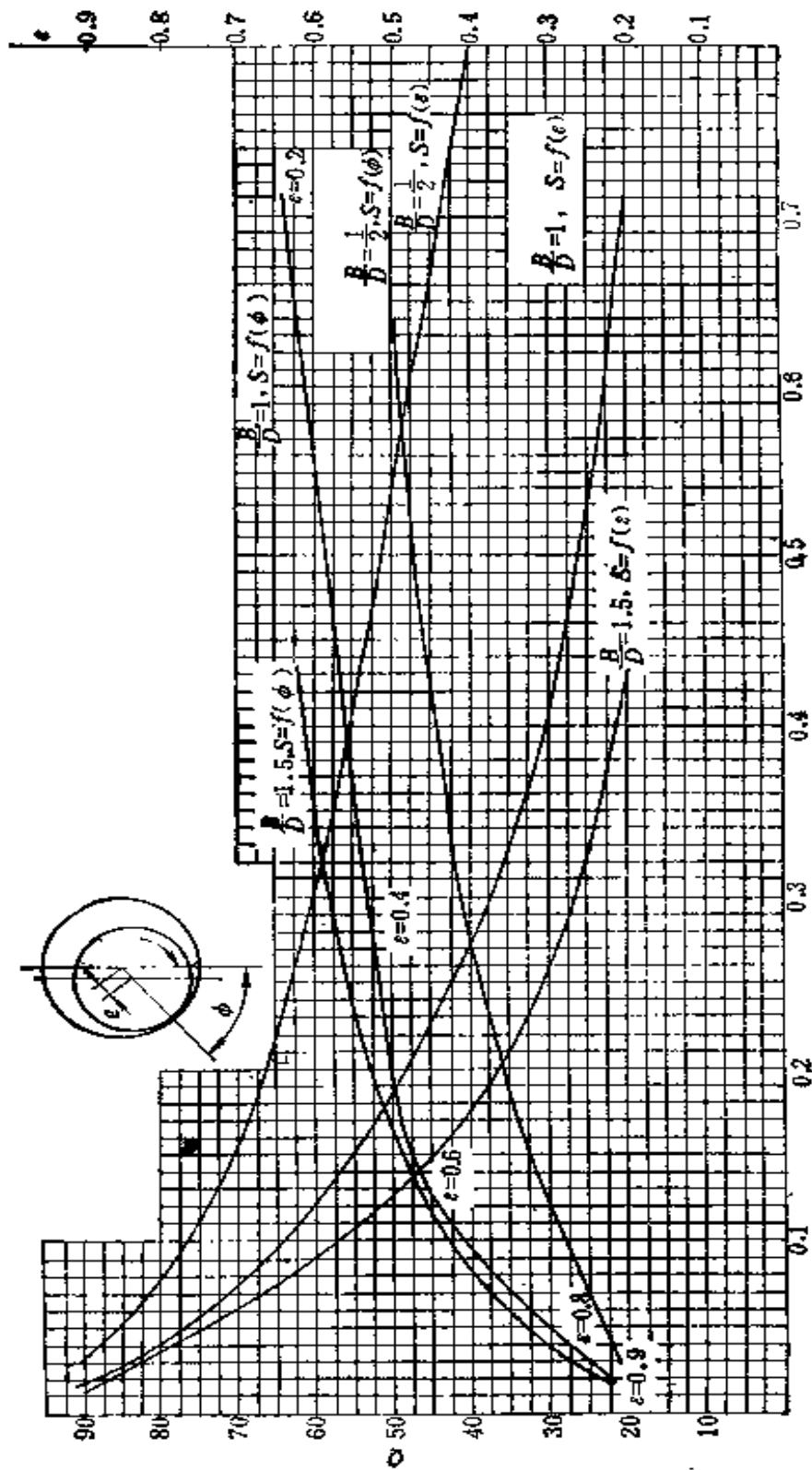


图 7-3 圆柱轴承静特性曲线(包角 150°)

萨摩菲尔得数 $S = 1.67 \times 10^{-6} \left(\frac{D}{2c}\right)^2 \frac{\eta m}{p_m}$

D —轴承直径 c —轴承径向间隙 η —润滑油运动粘度 p_m —单位面积承压 m —转速

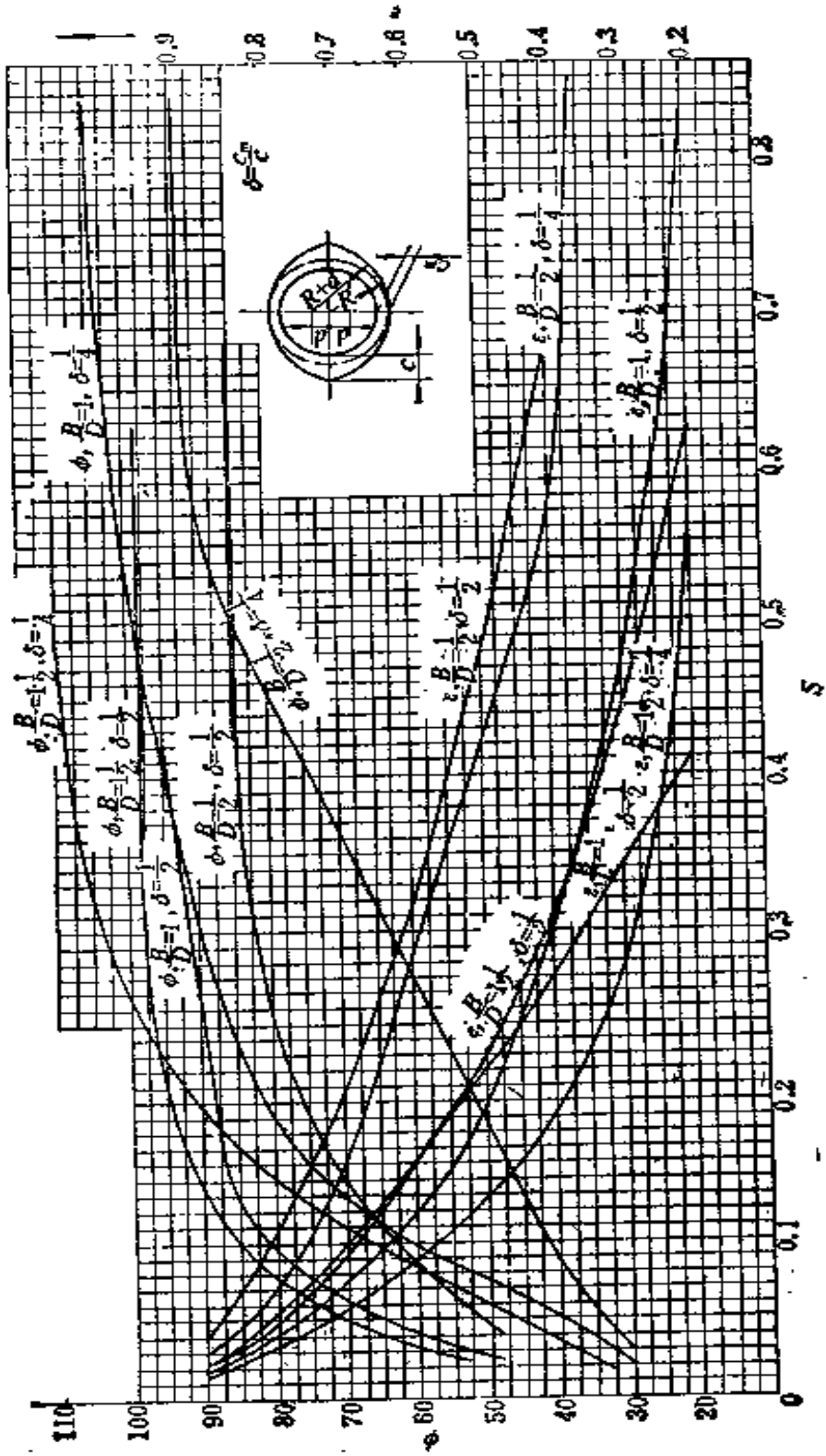


图 7-4 椭圆轴承静特性曲线

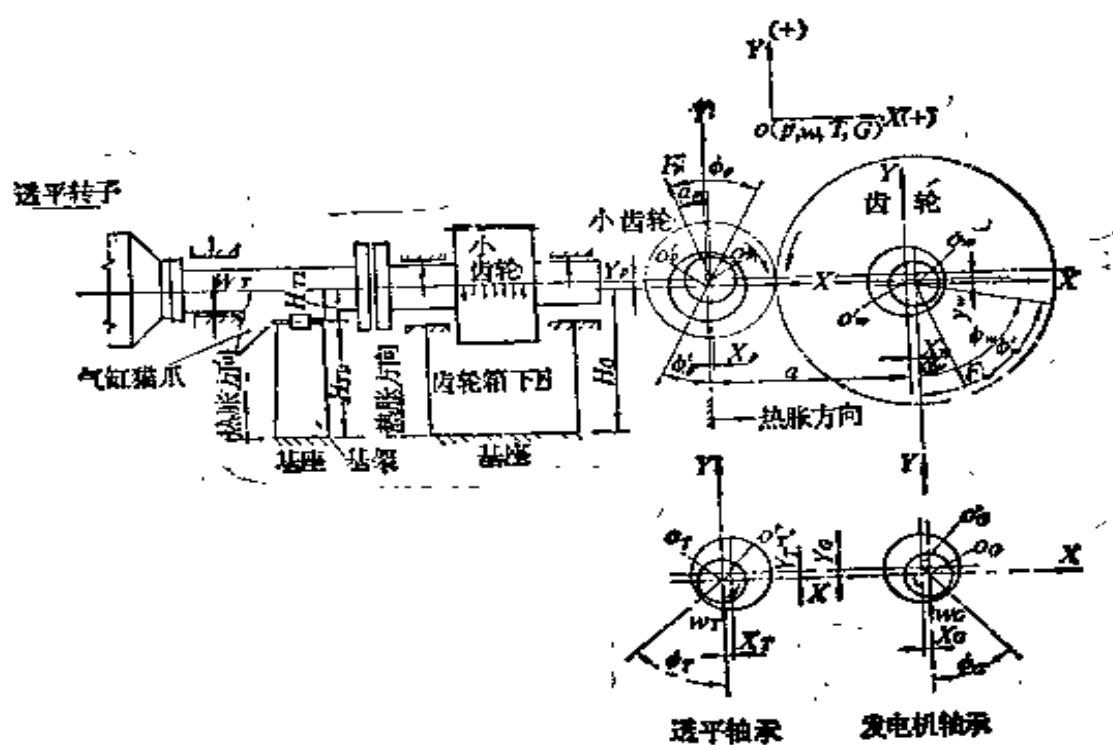


图 7-5 单级减速齿轮的透平发电机组安装时轴心借偏量的确定

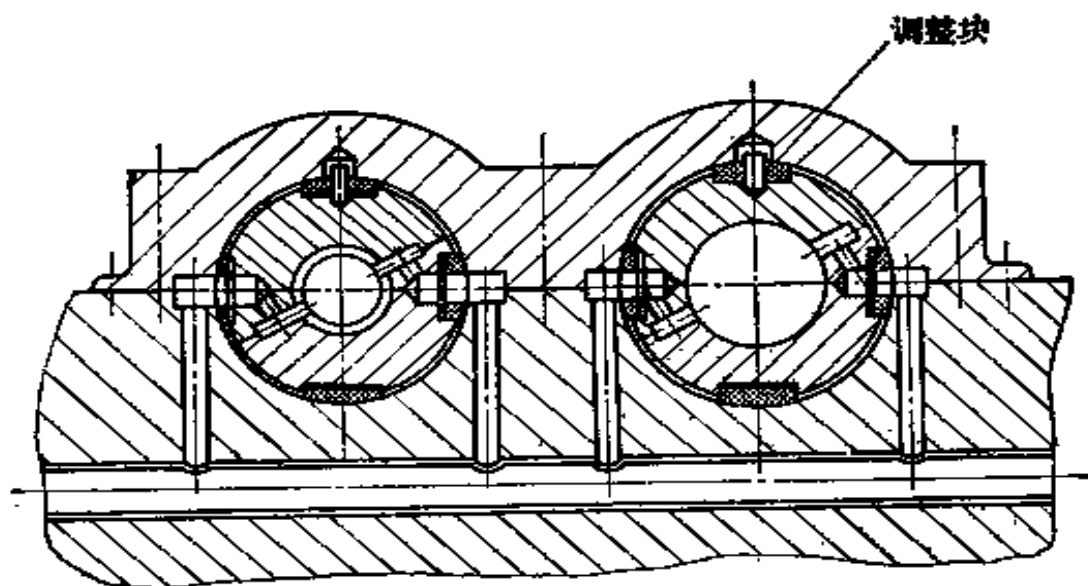


图 7-6 具有调整垫块的轴承结构

表 7-6 6000 kW 燃气轮机发电机减速齿轮组诸轴承轴心偏位计算表

序号	名称	符号	单位	公式	小齿轮 轴承	大齿轮 轴承	透平轴承	发电机 轴承	备注
1	轴承载荷	P_B	kgf		4563	5070	2380	2000	由齿轮作用力 $F_{B_1} = F_t / \cos \alpha_1$ 及齿轮重量 W 合成求得
2	转速	n	rpm		6375	3000	6375	3000	
3	轴承直径	D	mm		136	160	160	160	
4	轴承宽度	B	mm		155	154	142	130	
5	宽径比	B/D			1.14	0.9625	0.8875	0.8125	
6	压强	p_*	kgf/ cm ²	$p_* = \frac{10^2 P_B}{BD}$	21.6	20.6	10.48	9.61	
7	总顶隙	$2e_m$	mm		0.208	0.213	0.23	0.213	
8	总侧隙	$2e_r$	mm		0.508	0.563	0.63	0.563	
9	出口油温	t	°C		55	55	55	55	

表 7-7 汽轮发电机减速齿轮借偏量计算公式

借偏表达 方式 位置	轴瓦中心借偏量 mm	转轴中心借偏量 mm
小齿轮→汽轮机	水平: $X(o'_p - o'_T)_B$ $= X_p + X_T$ $= 0.11 + 0.223 = 0.333$ 垂直: $Y(o'_p - o'_T)_B$ $= Y_p + Y_T$ $= 0.177 + 0.04 = 0.217$	水平: $X(o'_p - o'_T)_S$ $= X(o'_p - o'_T)_B$ $= 0.333$ 垂直: $Y(o'_p - o'_T)_S$ $= Y(o'_p - o'_T)_B$ $+ (\Delta r_p - \Delta r_T)$ $= 0.217 + \frac{1}{2}$ $\times (0.208 - 0.23) = 0.206$
大齿轮→发电机	水平: $X(o'_w - o'_G)_B$ $= X_w - X_G$ $= 0.244 - 0.21 = 0.034$ 垂直: $Y(o'_w - o'_G)_B$ $= Y_G - Y_w$ $= 0.06 - 0.04 = 0.02$	水平: $X(o'_w - o'_G)_S$ $= X(o'_w - o'_G)_B$ $= 0.034$ 垂直: $Y(o'_w - o'_G)_S = Y(o'_w - o'_G)_B$ $+ (\Delta r_w - \Delta r_G)$ $= 0.02 + \frac{1}{2}$ $\times (0.213 - 0.213) = 0.02$

注: 1. 计算时注意图中方向和正负号。

2. $\Delta r_p, T, w, G$ 分别表示小齿轮、汽轮机、大齿轮和发电机等轴承垂直方向的径向间隙。

计算功率 6280 kW;
 齿轮中心距 375 mm;
 模数 7 mm;
 齿数 32/68;
 转速 6375/3000 rpm。

轴心线调整方法一般有两种,一种是使用“安装假轴”,根据装配技术要求,修刮轴瓦来实现,这需要较高的钳工手艺。

另一种是轴瓦体上设有各向调整垫块(图 7-6), 按需进行抽放垫片来实现。

二、产品试验方法

1. 跟随主机一起试车

动力机器制造工厂生产的高速齿轮箱, 很多情况下都是随同主机一起在临时试车台上进行试车。

试车方法有两种:

(1) **试制新产品** 一般要求满载荷试车。按照电力法规, 要进行持续 72 小时运行的额定负载试验。试验地点可以在制造厂, 若条件不许可, 可在用户处进行。

(2) **比较成熟的老产品** 这类产品试车主要目的是测定主机的热力性能, 检查机器制造和装配的质量, 同时进行齿轮跑合试验, 试车步骤采取逐级加载方法, 通常是空载、满载的 1/4、1/2、3/4 等工况下各 1 小时左右, 最后满载持续 4 小时。如果机组性能符合出厂要求即告完成。有的工厂由于认为产品比较成熟, 质量能保证, 也可采用齿轮仅空载试车后就出厂, 在使用部门带负载试车。

船用齿轮试车应按照指定的船舶建造规范执行。

通过带负载试车可以了解以下几方面:

(1) 对产品性能, 包括承载能力、材料及热处理、加工质量和装配质量等进行初步鉴定。

(2) 运转质量的考核, 包括振动和噪声测试。对临时搭建的试车台, 考虑到基础刚性较弱, 振幅值允许比正常的大 50%。

(3) 诸轴承工作情况, 温升应在规定值之内。

(4) 齿轮箱的刚性和密封性能。

(5) 润滑油系统,包括齿轮、齿轮联轴器及轴承等润滑情况,排油舒畅程度,压力及温度监视可靠程度,系统完善程度。

(6) 揭盖检查包括齿轮跑合后接触斑迹及齿面磨损程度;诸轴承瓦工作表面质量,接触情况及磨损程度;齿轮联轴器齿面工作状况,不得有明显磨损和胶合出现,以及各油挡碰擦程度。此外还要观察箱体各处表面质量,不得有裂纹等缺陷出现。经过检查,若需进行重大调整和改进时,应考虑重新组装上台试车。

工厂临时试车台要求于下:

(1) 试车台基础应坚固,通常铺以导轨,然后把铸件方箱搁上作试车基架,为增强刚性,要求安排成框架形式,彼此相互用螺钉固定。

(2) 润滑油系统应基本符合设计要求,为保证持续不断的供油,应设置备用泵及各种压力温度监视装置。排油应舒畅,齿箱排油口至油箱内油面保持 1 米落差。

2. 封闭试验(背靠背试验, back to back)

由两台参数相同的产品齿轮箱,将各自小和大齿轮通过转轴相联接,组成封闭系统(见图 7-7)。系统中的载荷由小齿轮连接轴上所装的加载器来提供。它的功能可以连接弹性轴在动态状态下扭转需要的角度,使扭矩施加于系统中,这样齿向就承担着负载。为使封闭系统旋转,依靠联接动力来拖动,通常采用透平或电动机作为原动机。

拖动动力的容量大小,主要根据克服齿轮啮合、诸轴承等摩擦以及高速旋转鼓风损失等方面耗功来确定,其功率为

$$N_M = 2N_B(1 - \eta) \text{ kW}$$

式中 N_B ——封闭功率 kW;

η ——一对相啮合齿轮传动箱的效率。

采用封闭试验方法比较经济节能，拖动它旋转的动力容量一般为 5~10% 的封闭功率。它适用于较大容量的机组，如船用齿轮箱等或成批生产抽验之用。采用这种试验方法还为进行较多测试项目提供了方便条件，如寿命试验，各种材质、热处理、精度及润滑等对比试验以及那些需要花费较多试验时间的测试项目。

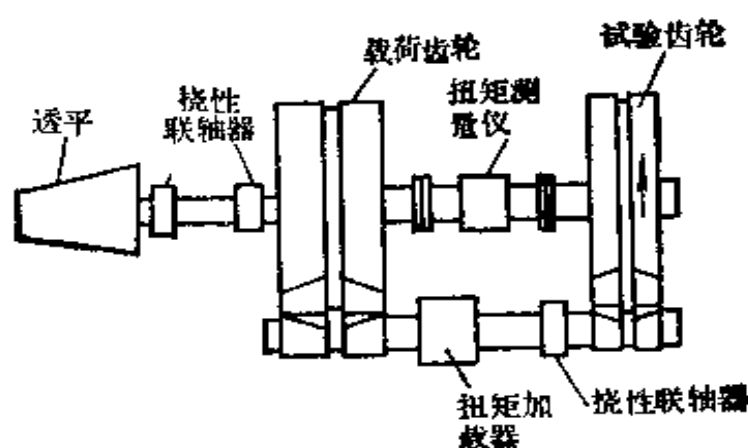


图 7-7 齿轮封闭试验台

三、高速齿轮运转质量评价

1. 齿轮噪声^[7]

齿轮噪声主要由于旋转齿轮的冲击和角速度不均匀造成振动而引起的，包括由于齿轮节距误差和齿形偏差及由于轮齿和齿轮轴受载变形等原因使得轮齿在啮入和啮出的瞬间发生撞击。其次由于偏心、齿轮不平衡及在接触表面产生滚动和滑动摩擦等因素对噪声的产生亦有影响。

齿轮噪声源有以下几方面：

- 1) 齿轮节距和齿形的误差造成撞击，其撞击次数与齿轮的啮合次数相等，是啮合基本频率故又称基频噪声

$$f_1 = \frac{n_{1,2} z_{1,2}}{60} \quad \text{Hz}$$

2) 对于宽斜齿由于周期性传动误差引起齿面波纹误差,其噪声频率与齿轮加工机床工作台传动蜗轮齿数 z_w 有关,与齿轮本身齿数无关,这是透平齿轮产生噪声主要根源之一。

$$f_2 = \frac{n z_w}{60} \quad \text{Hz}$$

3) 偏心、节距累积和节距突变等误差所产生频率为转速或其倍率的噪声,这是一种低频噪声。

$$f_3 = n_{1,2}/60; 2f_3; 3f_3$$

4) 一些无规则的齿距误差将产生随同齿轮转速和齿轮与箱体共振特性有关的变化噪声。

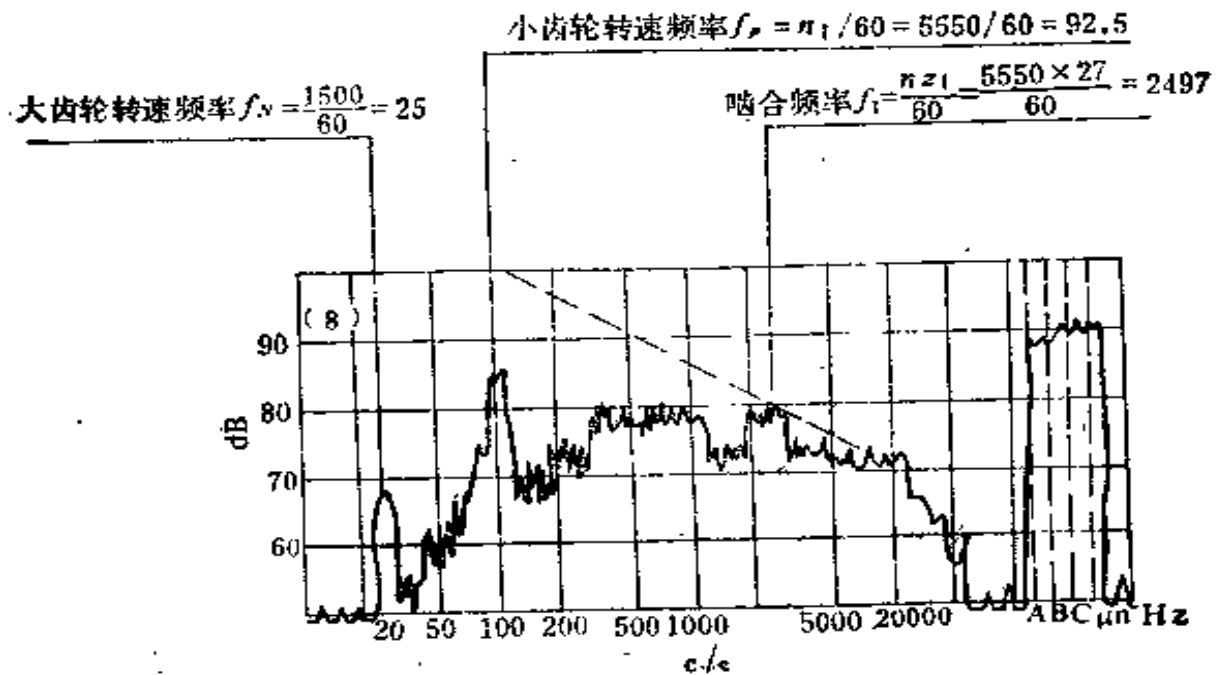


图 7-8 1500 千瓦汽轮机减速齿轮噪声频谱图

5) 齿面光洁度的误差产生一种连续性高频的频谱, 如果它与某些结构部件发生共振, 那也应予以重视。

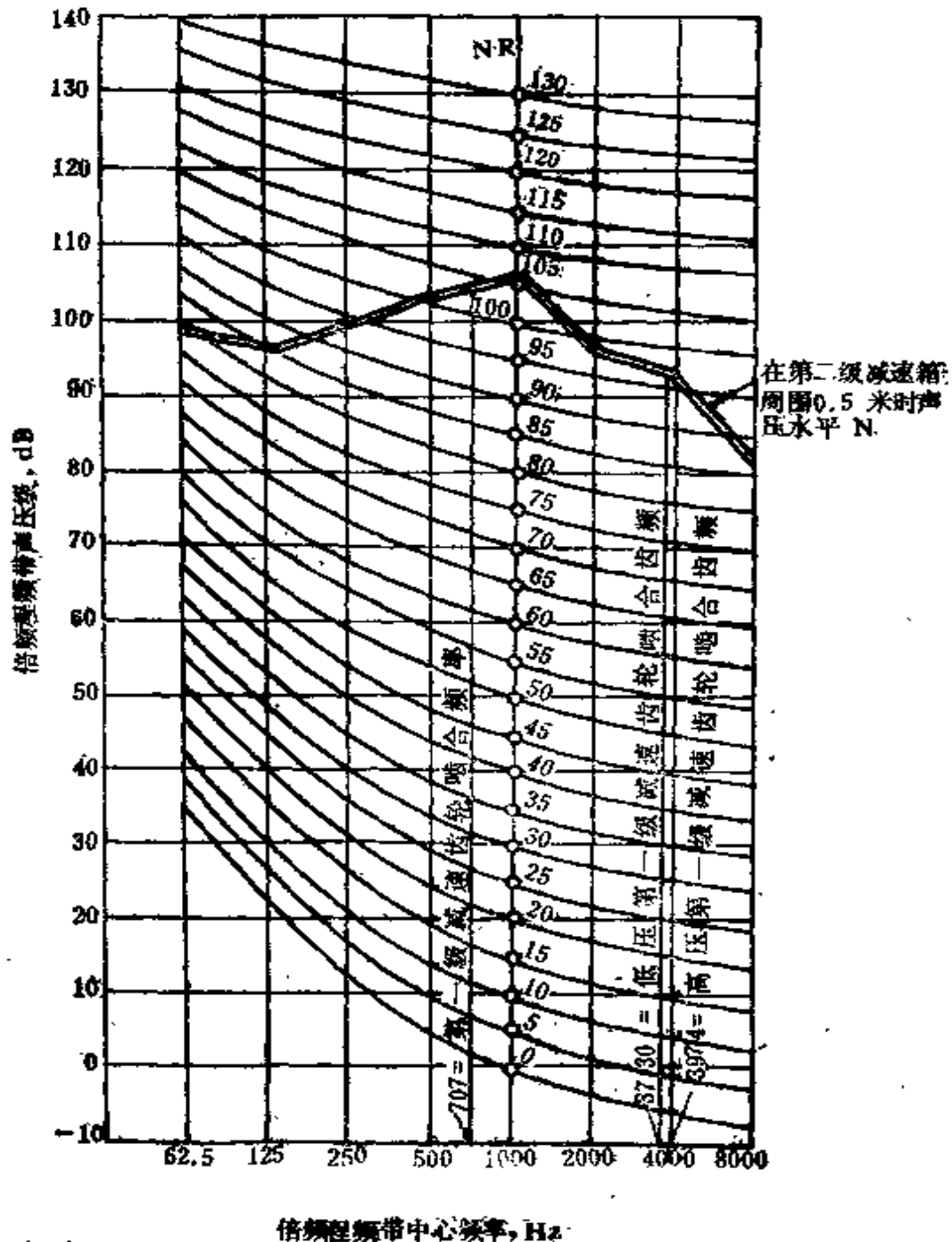


图 7-9 大功率透平齿轮噪声频谱图 (N 曲线)

613 标准规定于表 7-8。

表 7-8 API 613 高速齿轮振动规定

n 转速 rpm	全振幅 μm	
	空载时	满载时
$n \leq 8000$	50	38
$8000 < n \leq 12000$	38	25
$n > 12000$	< 38	< 25

国际电工委员会 (International Electrotechnical Commission 简称 IEC) 在 1970 年颁布蒸汽透平振动标准供参阅, 见表 7-9。

表 7-9 IEC 蒸汽透平振动标准

测量项目	透平转速 rpm	1000	1500	1800	3000	3600	≥ 6000
	轴承盖振幅(双向) μm		75	50	42	25	21
轴振幅指靠近轴承部位(双向) μm		150	100	84	50	42	25

第八章 高速圆弧齿轮的设计与实践

一、概 述

一九五八年以来，我国在高速圆弧齿轮的应用和推广方面取得了较大的技术经济效果。这些高速圆弧齿轮广泛用于发电、化工、石油及冶金等部门，并作为重要的动力传动设备承担重要任务。它们传递功率由数百千瓦直至六千千瓦，齿轮圆周速度为 $50\sim 80\text{ m/s}$ (个别最大达 110 m/s)，累计已有数百台在长期持续运行，占国内投运的高速齿轮箱总数的 90% 左右。运行实践证实，高速圆弧齿轮与同样材质的渐开线齿轮相比，具有较高的承载能力、运行平稳、寿命较长(大部份高速圆弧齿轮产品持续运行在 10 年以上)；在噪声及振动水平方面与同精度的渐开线齿轮相近。在六十年代初期，各经济建设部门迫切需要提供大批高速齿轮箱，而制造厂家又缺乏渐开线齿轮磨齿设备的形势下，高速圆弧齿轮的运用成功，给动力工业发展起了很大推动作用。经过廿余年工作实践和技术发展，我国在圆弧齿轮方面的技术水平已进入世界前列。

七十年代以来，我国在双圆弧齿轮方面积极开展了一些有关的试验研究工作，取得了一些成果。1981 年机械工业部在总结和分析基础上，制订了我国双圆弧齿轮基准齿形标准 (JB 2940-81)，为进一步推广应用起了良好开端。在高速双圆弧齿轮方面，1975 年首先由上海汽轮机厂进行了圆周速度 70 m/s 的高速圆弧齿轮运转性能及负载试验，同时，有关工厂

式中 F_{bn} ——齿面法向作用力；

E ——材料弹性模数；

L ——瞬时接触线长度；

R_y ——齿面综合曲率半径。

由式(8-1)看出，在已定材质及齿面载荷情况下

$$\sigma_{y\max} \propto \frac{1}{\sqrt{LR_y}} \quad (8-2)$$

就上式中 L , R_y 值按圆弧齿轮和渐开线齿轮进行比较分析

1) 圆弧齿轮当量曲率半径为

$$R_y = \frac{R_{n1}R_{n2}}{R_{n1} + R_{n2}} \approx \frac{Au}{(u \pm 1)^2 \sin^2 \beta \sin \alpha_H} \quad (8-3)$$

渐开线齿轮节点处的综合曲率半径为

$$R_i = \frac{Au \sin \alpha_n}{(u \pm 1)^2 \cos^2 \beta} \quad (8-4)$$

公式(8-3)和(8-4)中“+”号表示外啮合。

$$\text{比值 } \theta_p = \sqrt{\frac{R_y}{R_i}} = \frac{\text{ctg} \beta}{\sqrt{\sin \alpha_y \sin \alpha_n}} \quad (8-5)$$

假设 $\alpha_y = 26^\circ$, $\alpha_n = 20^\circ$ 比较不同螺旋角下的 θ_p 值:

β	10	20	30	40	45
θ_p	14.65	7.10	4.47	3.08	2.58

2) 圆弧齿轮的接触线长度为

$$L_y = \mu_z \lambda m_n \approx 0.85 \frac{b \lambda \sin \beta}{\pi} \quad (8-6)$$

轮比渐开线齿轮具有更高的接触强度。

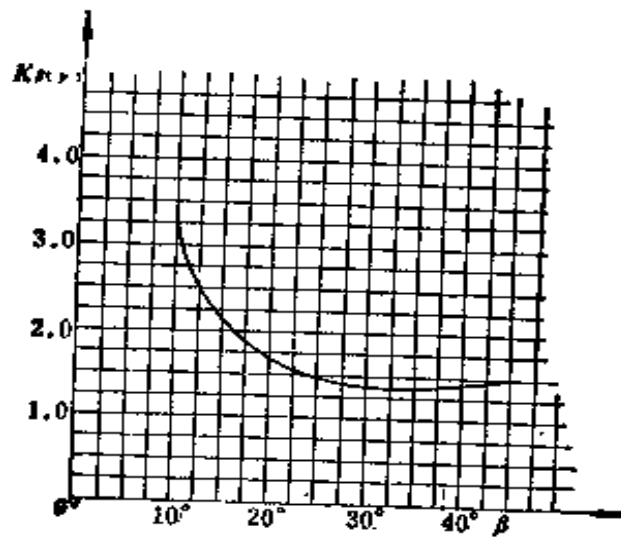


图 8-2 不同螺旋角下的 $K_{\beta(\gamma)}$ 值

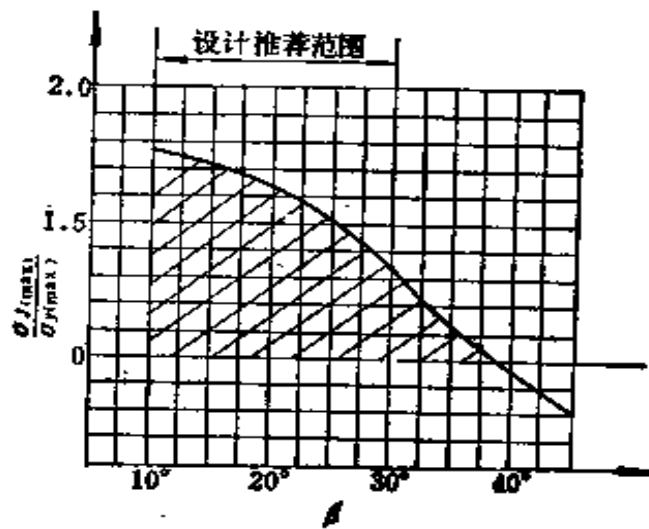


图 8-3 圆弧齿轮与渐开线齿轮接触应力比较

(2) 齿面能建立良好的动力油膜

由于齿面相对运动的特点，瞬时接触线以很高的速度沿齿长方向移动，其速度为

$$v_r = \frac{v}{\sin \beta} \quad (8-10)$$

式中 v —— 齿轮节圆上的圆周速度。

在瞬时接触线的轮齿法面上，相当于一对具有较大曲率半径相切的圆柱体，以 v_r 速度高速滚动，它十分有利于齿间建立较厚的动力油膜。

齿间最薄油膜厚度的确定可按道森 (D.Dowson) 等对圆柱滚子的弹性流体动力润滑理论得出的公式进行计算^[30]

$$H_m = 1.6 \frac{G^{0.6} U^{0.7}}{W^{0.13}} \quad (8-11)$$

式中 H_m, G, U, W —— 无量纲参数：

$$H_m = \frac{h_0}{R}, \quad G = \alpha E', \quad U = \frac{\eta_0 u}{E' R}, \quad W = \frac{w}{E' R}$$

其中 h_0 —— 滚子间最薄油膜厚度；

E' —— 当量弹性模量，

$$E' = \frac{2}{\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}$$

对于钢质材料，取泊桑比 $\nu_1 = \nu_2 = 0.3$ ；弹性模量 $E_1 = E_2 = 2.1 \times 10^4 \text{kg/mm}^2$ ，代入上式则得

$$E' = 2.3 \times 10^4 \text{kg/mm}^2$$

u —— 滚子速度，取 $u_1 = u_2 = u$ ；

R —— 滚子半径；

α —— 压力粘度指数；

w —— 单位载荷 kgf/mm 。

将以上诸项代入式 (8-11) 得到下式

$$h_0 = 0.5332 \frac{\eta^{0.7} u^{0.7} R^{0.43}}{w^{0.13}} \quad (8-12)$$

将圆弧齿轮有关参数代入上式,得到以下实用公式^[77]

$$h_0 = 0.5332 \frac{\eta^{0.7}}{w^{0.13}} \left[\frac{2v}{\sin \beta} \right]^{0.7} \left[\frac{(1 + \operatorname{ctg}^2 \beta)}{\left(\frac{1}{R_1^2} - \frac{1}{R_2^2} \right) l + \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \sin \alpha_r} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{\cos \alpha_r}{\operatorname{ctg} \beta} \right)^2} \right]^{0.43} \quad (8-13)$$

式中 w ——接触线上单位载荷 $w = \frac{F_{bn}}{L}$, kgf/mm;

L ——齿面接触线弧长,对 67 型 $L \approx 1.1m_n$;

η ——润滑油运动粘度, $\text{kg}\cdot\text{s}/\text{mm}^2$;

v ——齿轮节圆线速度 mm/s;

R_1, R_2 ——分别为小和大齿轮的节圆半径, mm;

l ——接触点的偏移距, mm, 对于 67 型 $l = 1.5m_n$, 全国通用双圆弧齿型 $l = 1.3m_n$;

α_r ——端面压力角。

公式 (8-13) 比较复杂, 为使工程使用方便, 进行简化, 并画成曲线, 见图 8-4。该图绘制的假定条件为:

采用 67 型圆弧齿轮的齿形时, 取接触点的偏移距 $l = 1.5m_n$, 齿轮压力角 $\alpha_r = 26^\circ$, 螺旋角 $\beta = 15^\circ$;

$$w = \frac{F_n}{L} = 300 \text{kgf/mm}, \quad n_1 = 5000 \text{rpm};$$

采用 30 号透平油, 取油温 50°C ;

$$\eta = 27.8 \times 10^{-10} \text{kg}\cdot\text{s}/\text{mm}^2。$$

图中曲线组为四档中心距 200; 300; 400; 500, 在传动比 1~6 范围内, 可求得 h_0 值。如果所求齿轮有关参数及数据, 不符合上述假定条件时, 可按以下三方面进行油膜厚度的修正, 这里包括:

转速、载荷及螺旋角对油膜厚度的修正

$$h = h_0 \xi_n \xi_\omega \xi_\beta \quad \text{mm} \quad (8-14)$$

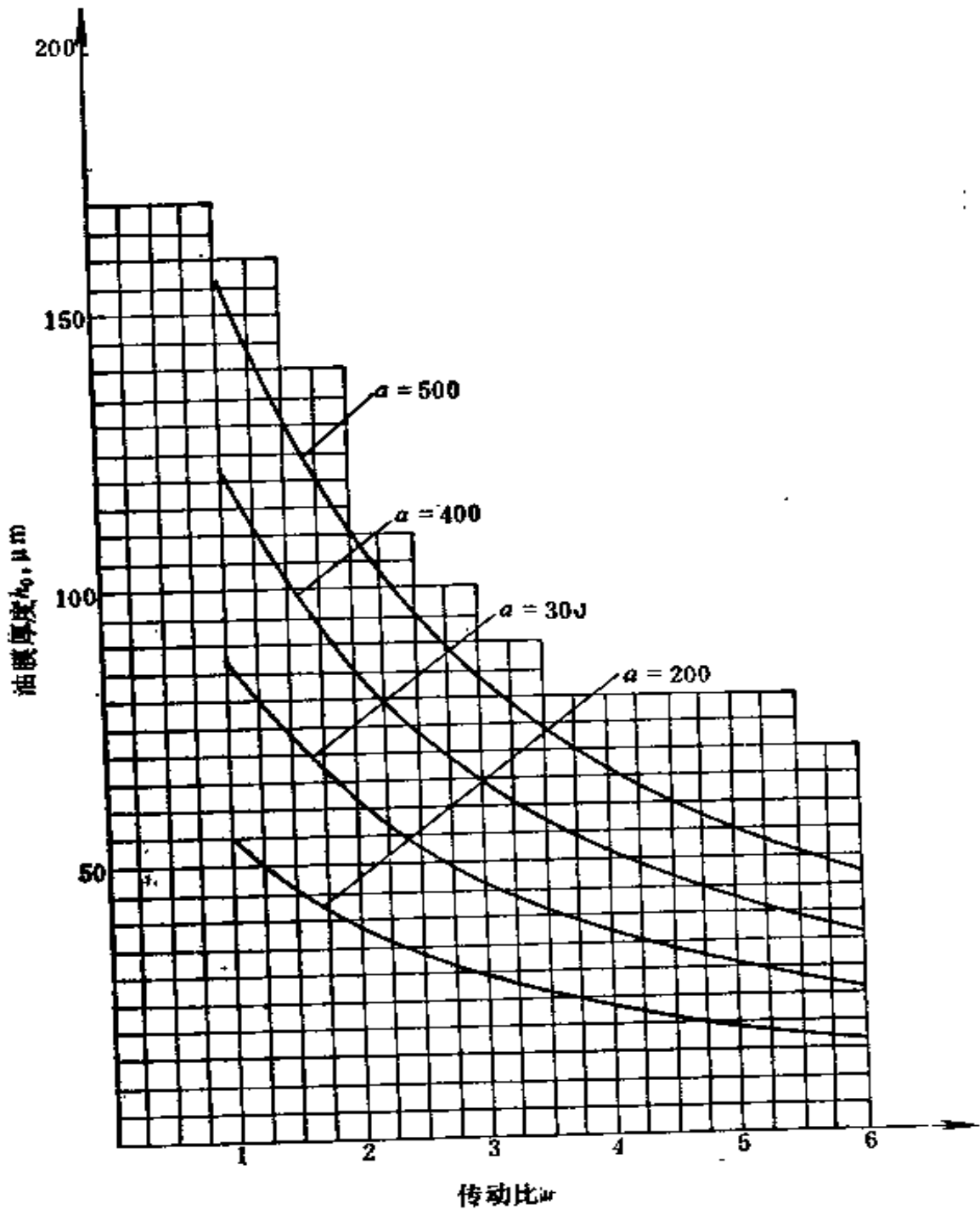


图 8-4 圆弧齿轮传动, 齿间油膜厚度理论值的确定

式中 ξ_n 、 ξ_w 、 ξ_β 分别由图 8-5、8-6 及 8-7 查得。
 根据公式 (8-13)，对圆弧齿轮和渐开线齿轮油膜厚度进

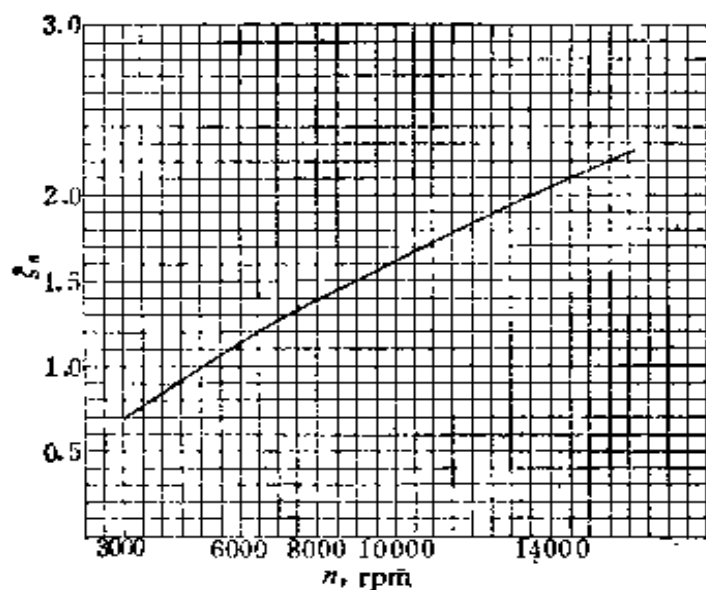


图 8-5 转速对油膜厚度的修正系数 ξ_n

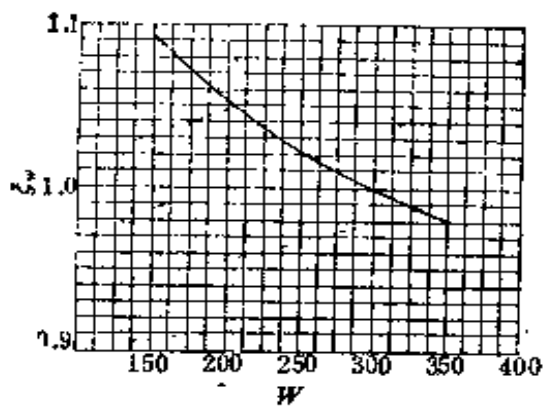


图 8-6 载荷 w 对油膜厚度的修正系数 ξ_w

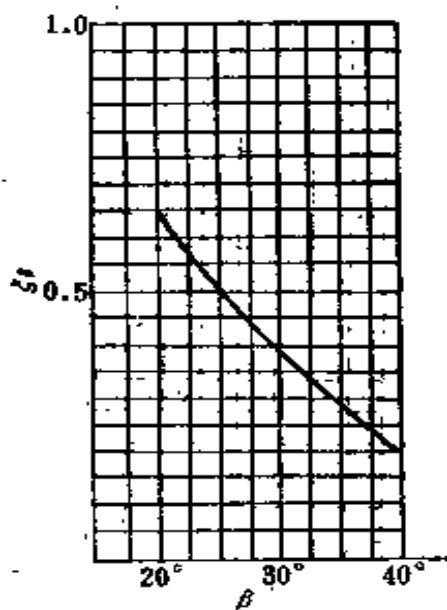


图 8-7 螺旋角对油膜厚度修正系数 ξ_β

行带有条件性的对比,见图 8-8 所示。对比的结果是在齿轮几何尺寸、啮合参数、载荷和速度等相同的条件下得到的。从图中看出,在常用螺旋角 $\beta = 25^\circ \sim 35^\circ$ 范围内,圆弧齿轮的油膜厚度为渐开线的 5~10 倍。

(3) 圆弧齿轮啮合运动学特性对高速传动装置的跑合性能及载荷特性比较有利。

圆弧齿轮的啮合初期是点啮合,由于采用的凸凹齿具有一定半径差,使得装置在运转状况下能有较好适应性。实践证明,只要经过较短期的加载跑合,很快在齿面上出现较宽的接触斑迹,见图 8-9 所示。

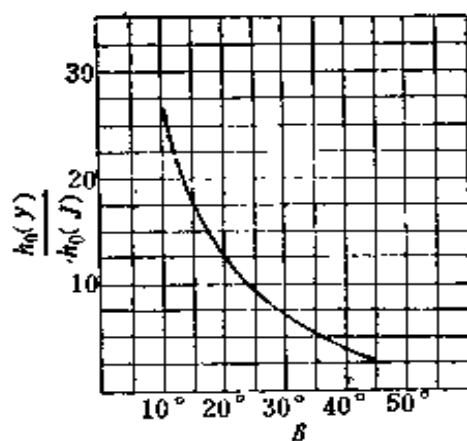


图 8-8 圆弧齿轮与渐开线齿轮油膜厚度对比

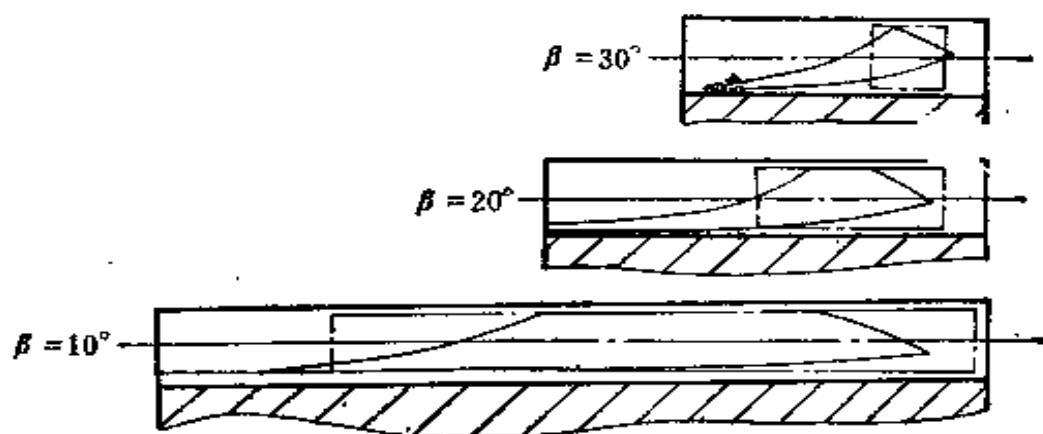


图 8-9 不同螺旋角情况下,圆弧齿轮接触斑迹情况

图中点划线为理论接触形状

实线为实际接触形状

2. 圆弧齿轮的基准齿形及几何尺寸计算

高速圆弧齿轮和其它用途圆弧齿轮一样，都是采用机械部颁布的“67”型圆弧齿轮基准齿形(JB 929-67)，见图 8-10。长期的实践证明，这种齿形具有参数合理、强度较高、跑合性能良好以及工艺性能较好等优点，应用是成功的。有关齿形参数见表 8-1。圆弧齿轮传动的几何计算见表 8-2。

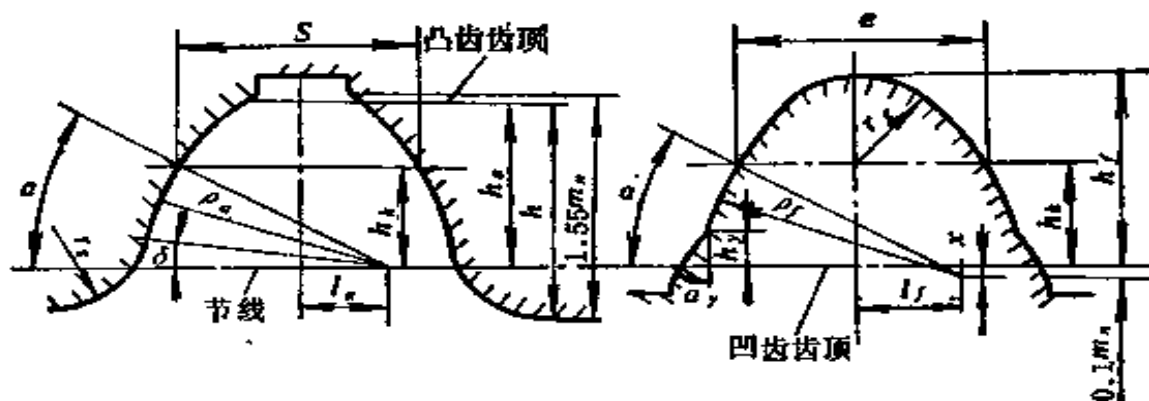


图 8-10 “67”型圆弧齿轮基准齿形 (JB929-67)

3. 高速圆弧齿轮强度计算

(1) 齿面接触强度^[81]

赫兹应力公式

$$\sigma_y = \sqrt{\frac{F_{bn}}{\pi L} \cdot \frac{\frac{1}{R_y}}{\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2}}} \quad (8-15)$$

式中 F_{bn} ——齿面法向力, $F_{bn} = \frac{F_t}{\cos \alpha} \sqrt{1 + \frac{\cos^2 \alpha}{\text{ctg}^2 \beta}}$;

L ——接触弧长度, $L = \mu_e \lambda m_n$;

R_y ——综合曲率半径

表 8-1 “67”型圆弧齿轮基准齿形 (JB929-67)

序号	参数名称	代号	凸 齿		
			$m_n = 2 \sim 32$	$m_n = 2 \sim 6$	$m_n = 7 \sim 32$
1	压力角	α	30°	30°	30°
2	全齿高(切齿深度)	h	$1.5m_n$	$1.36m_n$	$1.36m_n$
3	齿顶高	h_a	$1.2m_n$	0	0
4	齿根高	h_f	$0.3m_n$	$1.36m_n$	$1.36m_n$
5	工作齿高	h_w	$1.2m_n$	$1.2m_n$	$1.2m_n$
6	齿廓的圆弧半径	ρ_a, ρ_f	$1.5m_n$	$1.65m_n$	$1.55m_n + 0.6$
7	凹凸齿廓半径差	$\Delta\rho$	—	$0.15m_n$	$0.05m_n + 0.6$
8	齿廓圆心的偏移量	l	$0.52903m_n$	$0.6289m_n$	$0.5523m_n + 0.5196$
9	齿廓圆心移距量	x	0	$0.075m_n$	$0.025m_n + 0.3$
10	接触点处齿厚	s	$1.54m_n$	$1.5416m_n$	$1.5616m_n$
11	接触点处槽宽	e	$1.6016m_n$	$1.60m_n$	$1.58m_n$
12	接触点离节线高度	h_k	$0.75m_n$	$0.75m_n$	$0.75m_n$
13	侧向间隙	j	—	$0.06m_n$	$0.04m_n$
14	工艺角	δ	$8^\circ 47' 34''$	—	—
15	齿根圆角半径	r_g	$0.6248m_n$	$0.6227m_n$	$\frac{2.935m_n + 0.9}{2}$ $-\frac{z^3}{z^3}$ $0.165m_n + 0.3$
16	齿顶倒角高度	h_y	—	$0.25m_n$	$0.25m_n$
17	齿顶倒角	α_y	—	30°	30°

$$R_y = \frac{R_{1n} R_{2n}}{R_{1n} + R_{2n}} = \frac{d_1 u}{2(u+1) \sin^2 \beta \cdot \sin \alpha} \sqrt{1 + \frac{\cos^2 \alpha}{\operatorname{ctg}^2 \beta}}$$

上式进行简化及假设诸系数后得到下式

$$\sigma_y = 1.414 \sqrt{\frac{F_t}{\mu_n m_n d_1} \cdot \frac{u+1}{u} K_A K_v Z_E Z_i Z_\beta} \quad \text{kgf/mm}^2 \quad (8-15a)$$

式中 K_A ——使用系数 } 参照渐开线齿轮强度计算资料选取;
 K_v ——动载系数 }

d_1 ——小齿轮节圆直径, mm;

表 8-2 圆弧齿轮传动几何尺寸计算

序号	项目	代号	小齿轮(凸齿)	大齿轮(凹齿)
1	中心距	a	$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2\cos\beta}$	
2	法面模数	m_n	m_n 取 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20	
3	端面模数	m_t	$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta}$	
4	齿数比	u	$u = z_2/z_1$	
5	齿数	z	$z_1 \geq z_2 = 20$	$z_2 = uz_1$
6	螺旋角	β	$\beta = \cos^{-1} \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a}$	
7	重合度	ε_β	$\varepsilon_\beta = \frac{b \sin\beta}{\pi m_n}$	
8	节圆直径	d	$d_1 = m_n z_1 / \cos\beta$	$d_2 = m_n z_2 / \cos\beta$
9	齿顶圆直径	d_a	$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$ $= d_1 + 2.4m_n$	$d_{a2} = d_2$
10	齿根圆直径	d_f	$d_{f1} = d_{a1} - 2h_f$ $= d_1 - 0.6m_n$	$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$ $= d_2 - 2.72m_n$
11	弓 $2 \leq m_n \leq 6$ 高 $7 \leq m_n \leq 32$	h_g	$h_{g1} = \frac{1.44d_{a1}\cos^4\beta}{z_1^2}$	$h_{g2} = \frac{1.285m_n\cos^4\beta}{z_2}$ $h_{g2} = \frac{(1.25m_n + 0.08)\cos^3\beta}{z_2}$
12	全齿高	h	$h_1 = 1.5m_n$	$h_2 = 1.36m_n$
13	弦齿深	H	$H = h_1 + \frac{d_{a1实际} - d_{a1名义} - h_{g1}}{2}$	$H_2 = h_2 + \frac{d_{a2实际} - d_{a2名义} - h_{g2}}{2}$

Z_E ——弹性系数，考虑材料弹性模量和泊桑比对接触应力的影响系数，单位为 $\sqrt{\text{kgf}/\text{mm}^2}$ ，由表 3-4 查取；

Z_j ——齿廓几何系数，考虑啮合后沿齿高方向的接触弧线长度和接触斑点位置对齿面接触应力的影响系数

$$Z_i = \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\lambda}}$$

式中 α ——名义接触点 J_0 处压力角，对 67 型为 30° ，见图 8-11；

λ ——为接触弧线系数，对 67 型 $\lambda \approx 1.1$ 则 $Z_i = 0.724$ ；

Z_β ——螺旋角系数，考虑到圆弧齿轮跑合后，沿齿高的综合曲率半径明显变化而引入修正系数 K_β （它是通过整理各种钢制齿轮接触面积的形状、大小的试验数据及各种原始齿廓、不同螺旋角的疲劳试验结果而得到的），把它和公式 (8-15a) 中 $\sin^2 \beta$ 合并后即得 $Z_{\beta 0}$

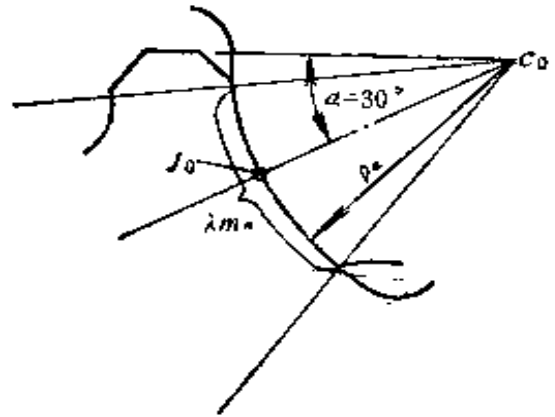


图 8-11 跑合后的接触弧长

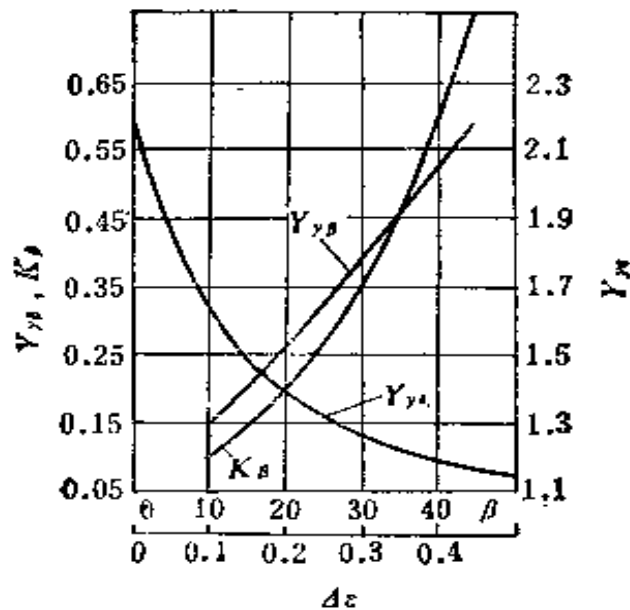


图 8-12 试验曲线 K_β , $Y_{\gamma\beta}$, $Y_{\gamma\alpha}$

$$Z_{\beta} = \sqrt{K_{\beta} \cdot \sin^2 \beta} = \sqrt{K_{\beta}}$$

式中 K_{β} 由图 8-12 中查取。

式 (8-15a) 中 F_t 单位为 kgf; m_n 、 d_1 单位为 mm。

许用接触应力为

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_0 K_N \quad (8-16)$$

式中 $[\sigma_H]_0$ ——当 $N_0 = 10^7$ 次时, 钢制齿轮的接触应力, 其值列于表 8-3;

表 8-3 当 $N_0 = 10^7$ 时许用接触应力 $[\sigma_H]_0$

热处理	材料牌号	齿面硬度	$[\sigma_H]_0$ ① kgf/mm ²
退火、正火 或调质	40, 45, 40 Cr, 40Cr Ni, 38 CrMo 等	HB ≤ 350	0.28 × HB
整体淬火或 表面淬火	40, 45, 40 Cr, 40 CrNi, 35 CrMo 等	HRC40 ~ 55	2.8 × HRC
渗碳	15, 20, 15 Mn, 20 Mn	HRC ≥ 55	2.6 × HRC
	20 CrNi, 12Cr rNi2, 20 Cr, 15 Cr, 15 CrMo, 20 CrV	HRC ≥ 58	3.3 × HRC
	12 CrNi 3 A, 20 CrNi 3 A 12 Cr 2 Ni 4 A, 20 Cr 2 Ni 4 A 18 Cr 2 Ni 4 BA, 18 CrMnTi 等	HRC ≥ 58	3.6 × HRC
氮化	38 Cr 2 MoAlA, 38 Cr 2 Al 40 Cr 2 NiMoA, 40 CrVA, 40 Cr 等	HRC ≥ 58	3.3 × HRC

① 对高速透平齿轮等重要机器应将表中数值降低 10% 作为许用值。

K_N ——寿命系数, $K_N = \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_e}} \geq 1$, $N_e > 10^7$ 时, 取

$K_N = 1$, N_e 为应力当量总循环系数, 计算公式为

$$N_e = 60ant \sum \frac{n_i}{n} \frac{t_i}{n} \left(\frac{T_i}{T} \right)^3$$

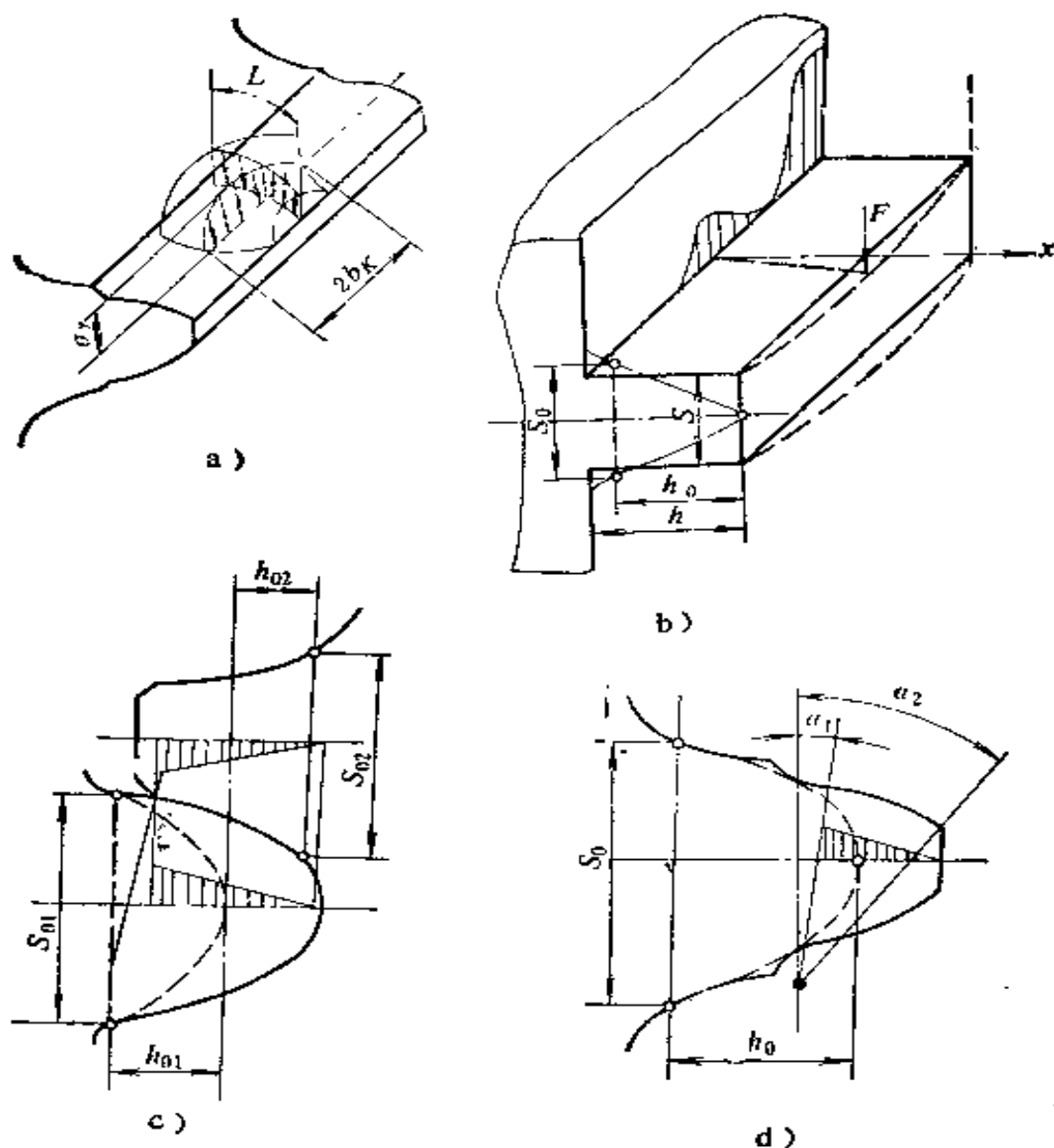


图 8-13 圆弧齿轮传动中轮齿受载时的应力分布

Y_{y_e} ——考虑由于圆弧齿轮载荷沿轴向移动,其载荷作用点对齿根最大应力的影响系数,它又称为载荷边缘影响系数。图 8-14 给出了齿根应力分布情况,试验在 $m_n = 12$ 的金属齿轮的齿根贴应变片,施加载荷后观察齿根应力分布,曲线

1 是载荷施加在齿长中部时应力分布, 可看出应力分布不均匀, 最大应力 σ_M 在载荷作用点。曲线 2 是载荷施加在齿边缘附近, 这种情况应力分布更不均匀。曲线 3 是对齿长各点上加载情况下的弯曲应力的包络图。当载荷施加于齿边角 A 点上时, 轮齿应力达最大值, 以 σ_{\max} 表示, 如果采取正确的边缘修削, 最大应力将可不超过 σ_{\lim} , 即图中 B 点。此时由于出现重合度为小数的 Δt_a 段, 使最大弯曲应力大约减少一半即图中 C 点。这说明在该段上载荷分布在两对啮合齿上。 σ_{\lim} 对 σ_M 的比称为边缘影响系数 Y_{ye} 。显然重合度的分数 Δs 越大则 Y_{ye} 越小, 见图 8-12。

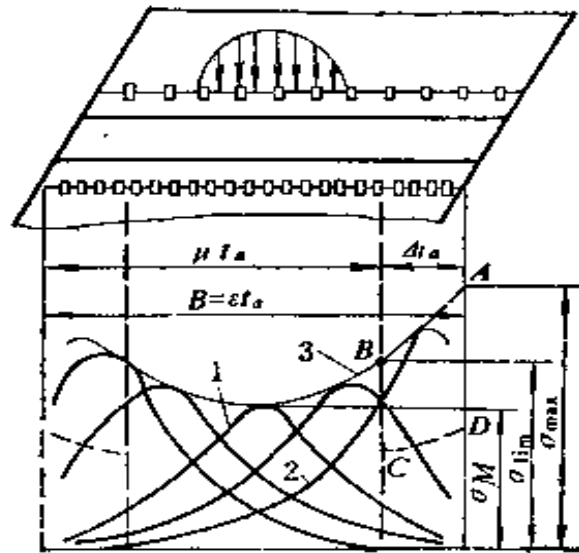


图 8-14 齿根应力分布

Y_{yF} ——齿形系数根据当量齿数 $z_n = \frac{z}{\cos^3 \beta}$ 在图 8-15

查取, 凸齿为 Y_{HF1} , 凹齿为 Y_{HF2}

根据式 (8-17), 分别进行小和大齿轮的弯曲应力计算, 得出 σ_{F1} 和 σ_{F2} 值。

许用弯曲应力为

上式中诸符号意义与前述 N_c 式中相同, m 值选取可按以下规定: 正火、调质的钢齿轮及表面硬化带磨圆角的齿轮, 取 $m = 6$, 对于淬火钢齿轮取 $m = 9$, 当 $N_{cb} > 5 \times 10^6$ 时, 取 $K_{Ncb} = 1$;

$K_{\sigma y}$ ——圆弧齿轮应力集中系数, 由表 8-4 中查取。

表 8-4 圆弧齿轮应力集中系数 $K_{\sigma y}$

啮合类型	齿 轮	$K_{\sigma y}$		
		HB > 350	HRC ≤ 58	HRC ≥ 58
双圆弧齿轮	小和大齿轮	2.7	2.4	1.85
单圆弧齿轮	小齿轮	2.7	2.4	1.85
	大齿轮	2.2	2.0	1.60

S_{Fmin} ——轮齿弯曲疲劳强度最小安全系数, 取 $S_{Fmin} = 1.6$, 对特别重要的取 1.8。

轮齿弯曲强度计算应分别对小、大齿轮进行, 并要求

$$\sigma_{F1} \leq [\sigma_F]_1$$

$$\sigma_{F2} \leq [\sigma_F]_2$$

4. 高速圆弧齿轮传动基本参数选择

(1) 法向模数 m_n

为使齿轮能较平稳地运转, 在轮齿弯曲强度许可条件下, 应尽量选取较小模数。其理由是:

1) 在齿宽和螺旋角不变条件下, 增大模数, 将使重合度降低, 影响传动稳定性, 并使噪声及振动趋向增大;

2) 增大模数, 意味着凸凹齿间曲率半径差增大, 使跑合趋向困难;

3) 增大模数, 使齿间滑动速度增大, 使磨耗增加。

对于硬度 $HB < 350$ 的高速圆弧齿轮的承载能力, 一般

地说还是受齿面接触强度限制，只有当采用高硬度齿面的高速传动中或冲击载荷较大的传动中，轮齿弯曲强度才显得相对薄弱。

高速齿轮常用模数为

2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20。

(2) 重合度

为了保证圆弧齿轮的连续传动，必须做成斜齿，使齿轮轴向重合度 >1 ，即

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \sin \beta}{\pi m_n} > 1$$

重合度 ε 的选择对圆弧齿轮的强度和抗胶合能力等却有较大的影响，为保证高速传动的平稳运转，重合度应尽量选用较大值。但在单斜齿轮中为了避免轴向推力太大，往往螺旋角取得不能太大，这种情况下，重合度的整数值应保持在 2 以上。

通常推荐的重合度为

$$\varepsilon_{\beta} = 2.15 \sim 2.35; 3.15 \sim 3.35; 4.15 \sim 4.35; \\ 5.15 \sim 5.35; \dots\dots$$

(3) 螺旋角 β

圆弧齿轮的螺旋角大小对传动的承载能力影响很大，选用较大的螺旋角，则齿面的当量曲率半径较小，使齿面接触强度和弯曲强度降低，且由于轴向力增大，使止推轴承装置设计复杂化。反之螺旋角较小，使齿面瞬间接触斑迹沿齿长方向加宽，引起对轴心线误差的敏感性增大，带来动载增大趋势，同时也相应减小重合度，影响平稳性。综合以上情况，高速圆弧齿轮的 β 角推荐为

$$\text{斜齿轮} \quad \beta = 10^{\circ} \sim 18^{\circ}$$

人字齿轮 $\beta = 20^\circ \sim 30^\circ$

(4) 齿宽系数 $\phi_b = \frac{b}{d_1}$

高速齿轮为了降低齿轮圆周速度,实现降低动载的目的,在强度许可情况下,通常将小齿轮节圆直径取得尽量小些,齿宽适当大些,但齿宽加宽会使齿轮变形增大,因此综合起来推荐为

$$\phi_b = 1 \sim 1.6 \quad (\text{个别可达 } 2)$$

(5) 齿数和传动比

为使高速齿轮平稳运转,一般介绍最小齿数为 20,传动比不希望取为整数比。

此外,为了避免轮齿边缘载荷集中和减少啮合冲击,建议在齿面两端进行倒坡,见图 8-16。

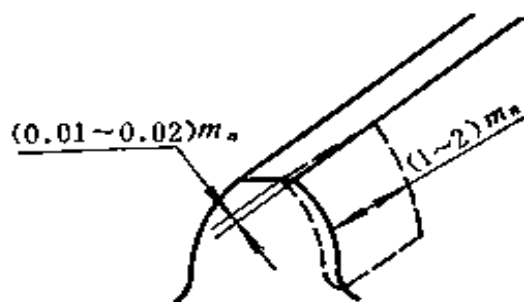


图 8-16 齿端倒坡

5. 高速圆弧齿轮的实践

上海汽轮机厂、杭州汽轮机厂和沈阳鼓风机厂等一些厂,在汽轮机、燃气轮机和鼓风机等高速产品中都广泛采用了圆弧齿轮。它们在长期实践中,积累了丰富的设计和制造方面经验。

(1) 单机功率不断增大

1963 年第一机械工业部对上海汽轮机厂 $350\text{m}^3/\text{min}$ 空压

表 8-5 圆弧齿轮传

序号	名称	符号	单位	计算公式	6000kW 燃气轮机 减速齿轮
1	齿轮型式			均为 67 型圆弧齿	人字齿
2	传递功率	P	kW		6280
3	转速	n_1/n_2	rpm		3677/3000
4	扭矩	T_1	kgf·cm	$T_1 = 97370 \frac{P}{n_1}$	166299.5
5	齿数比	u		$u = z_2/z_1$	1.266
6	中心距	a	mm		450
7	齿数	z_1/z_2			62/76
8	法向模数	m_n	mm		6
9	齿宽	b	mm		2×160
10	螺旋角	β	deg		23°4'26"
11	重合度	ε			2×3.33
12	小齿轮分度圆直径	d_1	mm	$d_1 = 2a/(u + 1)$	404.31
13	分度圆上线速度	v	m/s	$v = \pi d_1 n_1 \times 10^{-3}/60$	77.84
14	使用系数	K_A			} 取 1.5
15	动载系数	K_v			
16	弹性系数	Z_B	$\sqrt{\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}}$		60.6

动强度数据一览表

350m ³ /min 空压机 (506) 增速 齿轮	1500k W汽 轮机 (206) 减速齿轮	6000 kW 快 装式燃气轮 机减速齿轮	DA1000-52 鼓风机增 速齿轮	DA400-131 鼓风机 增速齿轮	东方红 34 号客轮 主减速齿轮	
					第一级	第二级
单斜齿	人字齿	人字齿	人字齿	单斜齿	单斜齿	
1800	1588	6280	5000	1600	1200PS	1200PS
8628/2975	5556/1500	6375/3000	5440/2985	8885/12986	520/364	364/262
20313.6	27830	95919	89494.5	11996.9	165276.9	236109.9
2.9	3.704	2.125	1.820	1.461	1.428	1.389
300	350	375	400	200	650	
30/87	27/100	24/51	50/91	52/76	105/150	90/125
5	5	7	5	3	5	6
225	2×135	2×200	2×170	140	250	325
12°50'18"	24°53'11"	21°2'20"	28°12'23"	16°15'36"	11°15'18"	7°6'40"
3.18	2×3.616	2×3.26	2×5.11	4.17	3.1079	2.135
153.84	148.81	240	283.69	162.54	535.42	544.16
69.5	43.29	80.11	80	110.5	14.57	10.37
} 取 1.5	} 取 1.5	} 取 1.5	} 取 1.5	} 取 1.5	} 取 1.2	
60.6	60.6	60.6	60.6	60.6	60.6	

续表

350m ³ /min 空压机 (506) 增速 齿轮	1500kW 汽 轮机(206) 减速齿轮	6000kW 快 装式燃气轮 机减速齿轮	DA1000-52 鼓风机增 速齿轮	DA400-131 鼓风机 增速齿轮	东方红 34 号客轮 主减速齿轮	
					第一级	第二级
30	30	30	30	30	30	
0.7598	0.7598	0.7598	0.7598	0.7598	0.7598	
0.36	0.5	0.469	0.57	0.387	0.332	0.283
1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	
2640.8	3740.34	7993.25	6309.54	1476.22	6175.18	8677.54
35.59	40.04	40.36	50.88	42.09	27.05	30.5
0.175	0.32	0.275	0.36	0.20	0.16	0.13
1.45	1.1	1.32	1.67	1.46	1.69	1.80
0.806	0.806	0.813	0.787	0.793	0.775	0.775
5.095	4.402	5.538	8.763	6.831	14.54	12.28
大小均为 35 CrMo 调质 HB 260~280	小: 35 CrMo 调质 HB 230~260 大: 45# 调 质 HB 220	小: 34Cr Ni 3Mo 调质, HB270~ 300 大: 18 CrMoMnB 调质, HB 260~280	小: 35CrMo V 调质 HB 270~300 大: 35CrMo 调质, HB 230~260	同左	大小均为 40 Cr 调质 HB 250~280	
68/68	68/58	69.3/69.3	71.82/ 61.74	71.82/ 61.74	66.78/66.78	
10.93	9.9	11.5	11.5	11.5	10.72	
10.26	11.82	12.24	10.14	10.93	7.84	8.44

机增速器的圆弧齿轮和杭州汽轮机厂 750 kW 汽轮机减速器的圆弧齿轮进行了技术鉴定,并提出今后类似上述机组,功率在 1600kW、圆周速度 70 m/s 以下汽轮机和鼓风机应优先采用圆弧齿轮,随着经济建设需要,数百台高速圆弧齿轮产品投入运转并取得基本成功。到 1973 年单机容量最大达到 6000 kW,圆周速度达 80 m/s,这是一台发电用燃气轮机减速齿轮传动。由于原用渗碳淬硬渐开线齿轮 ($m = 9$) 生产周期赶不上,采用“换肚子”方法,将相同材料的圆弧齿轮 ($m = 6$) 换上。齿宽由原来 350 mm 降为 300 mm,设计载荷系数 $K = 11.54 \text{ kgf/cm}^2$,机组投运以来,齿轮箱运转平稳,累计运行已达 1.5 万小时,并且机组承担电网尖峰负荷,启动频繁,载荷多变,使圆弧齿轮经受了考验,经检查齿面完整无损。

(2) 载荷能力不断增加

为了表征圆弧齿轮的承载能力的水平,采用高速齿轮行业惯用的载荷系数 $K(K = \frac{F_t}{bd_1} \frac{u+1}{u} \text{ kgf/cm}^2)$ 来讨论。早

期时,由于缺乏经验,一般采取原渐开线齿轮的尺寸和齿轮参数,仅将齿形改为圆弧齿轮,其载荷系数 $K = 7 \sim 8 \text{ kgf/cm}^2$ 。随着运行经验积累,设计选用载荷系数水平逐年提高,到 1970 年取为近 12 kgf/cm^2 ,实践证明,此数据作为长寿命齿轮设计是可靠的,而同样材质的渐开线齿轮其载荷系数仅取 $8 \sim 9 \text{ kgf/cm}^2$ 。这说明按目前设计和制造水平,高速圆弧齿轮的设计承载能力比渐开线齿轮提高约 40~50% 是可行的。

其次,使用场合也在扩大,在船舶动力装置减速器中开始应用了圆弧齿轮。1973 年长航东方红 34 号客轮上两台 1200 PS 主机减速器中,在更换齿轮时,将其中左机换上了圆弧齿轮,而右机也换上了新的渐开线齿轮,两种齿轮在材质、制造

精度相同情况下进行对比试验。该轮常年航行于长江上游、途经三峡天险、工况复杂,有时还遇到螺旋桨打碰岩石的恶劣情况。1979年底交通部组织了技术鉴定,当时该台圆弧齿轮经过六年中累计25000小时的载荷试验后,齿面仍光亮无损,获得好评,而同船右机渐开线齿轮却出现明显磨损及点蚀。

表8-5介绍了我国生产的(较典型)高速圆弧齿轮传动的强度数据一览表,供设计参考。

三、高速双圆弧齿轮

1. 双圆弧齿轮的齿形及几何尺寸计算

双圆弧齿轮的齿形是把两个单圆弧齿轮的凸凹齿廓组合在一个齿轮上,齿顶部份是凸齿,齿根部分是凹齿,见图8-17。

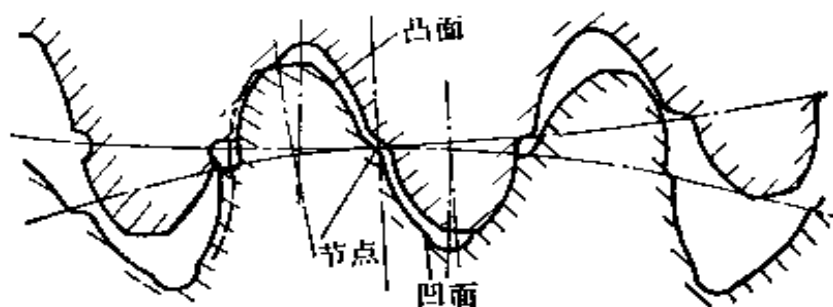


图8-17 双圆弧齿轮

双圆弧齿轮传动中,一对相啮合齿轮上存在两条啮合线,其重合度比单啮合线圆弧齿轮传动大一倍以上。

前一阶段,我国积极展开了双圆弧齿形的分析及试验工作,并取得了成果。在高速应用方面采用了以下几种齿形^①:

(1) S-74型分阶式双圆弧齿形;

^① 文中所列举几种齿形参数请查阅由太原工学院主编的《圆弧齿轮》一书。

表 8-6 双圆弧齿轮基准齿形 (JB 2940-81)

序号	参数名称	代号	法面模数 mm				
			2~3	>3~6	>6~10	>10~16	>16~32
1	压力角	α_0	24°	24°	24°	24°	24°
2	全齿高	h^*	2	2	2	2	2
3	齿顶高	h_a^*	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9
4	齿根高	h_f^*	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1
5	凸齿齿廓圆弧半径	ρ_a^*	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3
6	凹齿齿廓圆弧半径	ρ_f^*	1.42	1.41	1.395	1.38	1.36
7	凸齿齿廓圆心移距量	x_a^*	0.0163	0.0163	0.0163	0.0163	0.0163
8	凹齿齿廓圆心移距量	x_f^*	0.0325	0.0285	0.0224	0.0163	0.0081
9	凸齿齿廓圆心偏移量	l_a^*	0.6289	0.6289	0.6289	0.6289	0.6289
10	凹齿齿廓圆心偏移量	l_f^*	0.7086	0.6994	0.6957	0.6820	0.6638
11	凸齿接触点处弦齿厚	s_a^*	1.1173	1.1173	1.1173	1.1173	1.1173
12	接触到节线的距离	h_c^*	0.5450	0.5450	0.5450	0.5450	0.5450
13	连接圆弧和凸齿圆弧的切点到节线的距离	$h_{j_a}^*$	0.16	0.16	0.16	0.16	0.16
14	连接圆弧和凹齿圆弧的切点到节线的距离	$h_{j_f}^*$	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20
15	凹齿接触点槽宽	e_f^*	1.1773	1.1773	1.1573	1.1573	1.1573

续表

序号	参数名称	代号	法面模数 m_n				
			2~3	>3~6	>6~10	>10~16	>16~32
16	凹齿接触点弦齿厚	\bar{s}_a^*	1.9643	1.9643	1.9843	1.9843	1.9843
17	凸齿工艺角	δ_1	6°20'52"	6°20'52"	6°20'52"	6°20'52"	6°20'52"
18	凹齿工艺角	δ_2	9°6'7"	9°19'30"	9°10'21"	9°9'49"	9°48'11"
19	齿腰连接圆弧半径	r_f^*	0.5103	0.5078	0.4906	0.4885	0.4858
20	齿根圆弧半径	r_g^*	0.4030	0.4004	0.3710	0.3663	0.3598
21	侧向间隙	j^*	0.06	0.06	0.04	0.04	0.04

注：表中带有*号的参数，是指该尺寸与法面模数 m_n 的比值，用这些比值乘以法面模数 m_n 即得该尺寸。

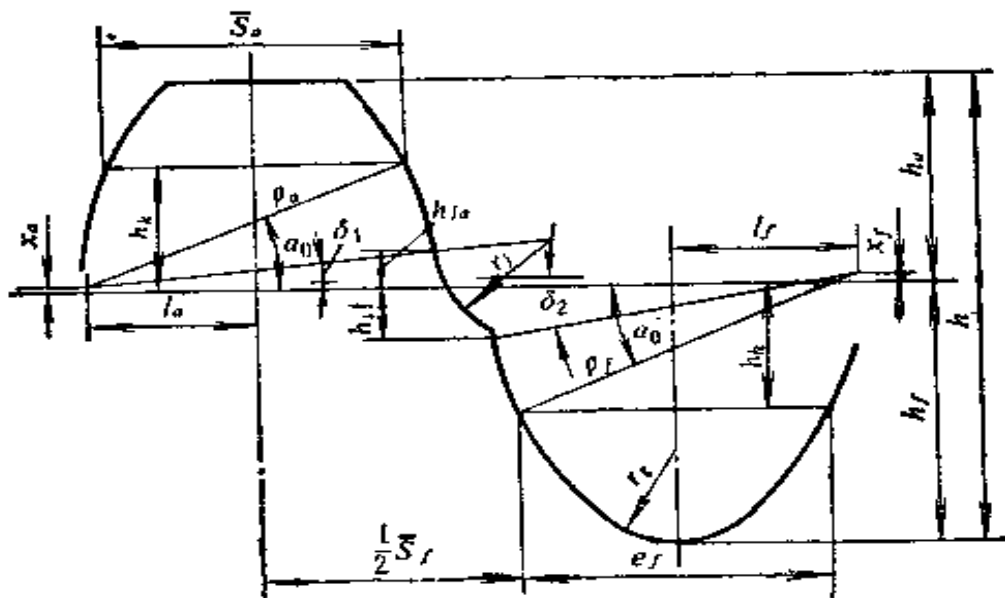


图 8-18 双圆弧齿轮基准齿形 (JB 2940-81)

表 8-7 双圆弧齿轮传动几何尺寸计算

序号	项目	代号	小 齿 轮	大 齿 轮
1	中心距	a	$a = \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2\cos\beta}$	
2	法面模数	m_n	m_n	
3	端面模数	m_t	$m_t = m_n / \cos\beta$	
4	齿数比	u	$u = z_2 / z_1$	
5	齿数	z	z_1	$z_2 = uz_1$
6	螺旋角	β	$\beta = \cos^{-1} \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a}$	
7	节圆直径	d	$d_1 = m_n z_1 / \cos\beta$	$d_2 = m_n z_2 / \cos\beta$
8	齿顶圆直径	d_a	$d_{a1} = d_1 + 2h_a m_n$	$d_{a2} = d_2 + 2h_a m_n$
9	齿根圆直径	d_f	$d_{f1} = d_1 - 2h_f m_n$	$d_{f2} = d_2 - 2h_f m_n$
10	轴向齿距	p_x	$p_x = \frac{\pi m_n}{\cos\beta}$	
11	重合度①	ϵ_β	$\epsilon_\beta = \frac{b}{p_x} = \mu_x + \frac{\Delta b}{p_x}$ μ_x 为重合度的整数部分, 余数部分 $\frac{\Delta b}{p_x} = 0.15 \sim 0.35$	
12	齿宽①	b	$b = \mu_x p_x + \Delta b$	

① 对人字齿而言,计算 ϵ_β 及 b 均用半人字宽度来算。

(2) FSPH-75 型分阶式双偏双圆弧齿形;

(3) H-II 型分阶式双偏双圆弧齿形。

以上这些齿形都做了较多的试验工作,取得了不少经验,

1981年由机械工业部在根据国内外取得的经验基础上,制订出统一部颁标准齿形,即机械工业部双圆弧基准齿形(JB 2940-81)(图 8-18),详细参数及数据见表 8-6。

双圆弧齿轮传动的几何尺寸计算见表 8-7。

2. 高速双圆弧齿轮的强度计算^[81]

双圆弧齿轮的强度计算,目前还处于研究阶段,这里为工程设计提供近似计算方法于下:

齿面接触强度仍同公式(8-15 a):

$$\sigma_y = 1.414 \sqrt{\frac{F_t}{\mu_s m_n d_1} \cdot \frac{u+1}{u} K_A K_v Z_E Z_i Z_\beta} \quad (8-15 a)$$

式中 $Z_i = \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\lambda}}$ 为齿廓几何系数,由表 8-8 按不同齿形选取。

表 8-8 齿廓几何参数 α 、 λ

项目 \ 齿形	机械工业部标准双圆弧齿轮齿形 (JB2940-81)	FSPH-75 型双偏圆弧齿轮齿形	H-II 型双偏圆弧齿轮齿形
α°	24	24	24
λ	1.6	1.82	1.6

上式其余符号意义均与公式(8-15 a)相同。

许用接触应力按式(8-16)计算。

轮齿弯曲强度计算

$$\sigma_F = \frac{F_t}{2m_n^2 \epsilon} K_A K_v Y_{y\beta} Y_{ye} Y_{yF} \quad (8-19)$$

式中 Y_{yF} ——双圆弧齿轮的齿形系数,由图8-16根据当量齿

数 $z_n = \frac{z}{\cos^3 \beta}$ 查取。

上式其余符号意义均与公式(8-17)相同,许用弯曲应

力按式(8-18)计算。

3. 高速双圆弧齿轮的试验研究

七十年起,各工业先进国家开始重视并着手进行有关双圆弧齿轮工作。上海汽轮机厂于1975年首先在一台开式齿轮试验台上进行了有关试验,为我国双圆弧齿轮进入高速领域做了探索。

试验齿轮箱里放置一对作为增速的双圆弧试验齿轮,由一台功率为250 kW、最高转速3600 rpm的电动机带动,经试验齿轮增速后,输出轴转速达16000 rpm。输出轴直接与一台高速水力测功器相连,齿轮传递功率由它消耗,根据它的性能特性,调节水量来控制耗功大小。试验台见图8-19。



图 8-19 高速双圆弧齿轮台架试验

试验分空载跑合、逐级加载跑合及满载疲劳试验三种,而满载疲劳试验分别按齿宽 $b = 38 \text{ mm}$ ($\varepsilon = 1.2$)及齿宽减至 $b = 30 \text{ mm}$ ($\varepsilon = 1.13$)两阶段进行,每个阶段都作了 10^7 应力循环次数试验(按小齿轮计),以考核其承载能力,试验

表 8-10 高速双圆弧齿轮传

序号	名称	符号	单位	计算公式
1	齿轮型式及齿形			
2	传递功率	P	kW	
3	转速	n_1/n_2	rpm	
4	扭矩	T_1	kgf·cm	$T_1 = 97370 \frac{P}{n_1}$
5	齿数比	u		$u = z_2/z_1$
6	中心距	a	mm	
7	齿数	z_1/z_2		
8	法向模数	m_n	mm	
9	齿宽	b	mm	
10	螺旋角	β		
11	重合度	ϵ		
12	小齿轮分度圆直径	d_1	mm	$d_1 = 2a/(u + 1)$
13	分度圆上线速度	v	m/s	$v = \pi d_1 n_1 \times 10^{-3}/60$
14	使用系数	K_A		
15	动载系数	K_v		
16	材料弹性系数	Z_E	$\sqrt{\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}}$	

动强度数据一览表

高速双圆弧齿轮台架试验台		6000kW 燃气 轮机减速齿轮	1500 M ³ /h 制 氧机增速齿轮	350 M ³ /min 空压机增 速齿轮	1500 kW 汽 轮机减速齿轮
$b = 38$	$b = 30$				
单斜齿, 齿形 FSPH-75		人字齿, S 74	单斜齿 S74	人字齿, H-II	人字齿, S 74
263	249	6280	1100	1810	1588
15167~15750 2600~2700	14583~15750 2500~2700	6583/3000	11534/2983	8700/2985	5559/1500
1600~1725	1550~1650	92888.29	9286.2	20257	27814.99
5.8333		2.194	3.866	2.914	3.706
280		375	300	300	350
18/105		36/79	30/116	35/102	34/126
4		6	4	4	4
38	30	2×180	110	2×95(有 效 2×75)①	2×130
28°31'46"		23°4'26"	13°15'44.3"	24°1'48"	25°53'43.4"
1.2	1.13	2×3.742	2.008	2×3.08 (2×2.43)	2×4.518
81.95		234.81	123.30	153.296	148.75
~68		80.94	74.5	~70	43.3
1.5		1.5	1.5	1.5	1.5
60.6		60.6	60.6	60.6	60.6

序号	名称	符号	单位	计算公式
17	压力角	α		
18	齿廓几何系数	Z_j		
19	螺旋角系数	Z_β		
20	接触弧线系数	λ		
21	分度圆上工作圆周力	F_t	kgf	见公式(8-15 a)
22	齿面接触应力	σ_H	kgf/mm ²	
23	齿根强度计算的螺旋角系数	$Y_{y\beta}$		
24	重合度对齿根应力的影响系数	Y_{ys}		
25	齿形系数	Y_{yF_1}		
26	小齿轮轮齿弯曲应力	σ_{F_1}	kgf/mm ²	见公式(8-19)
27	材质、热处理及硬度			
28	小和大齿轮许用接触应力	$[\sigma_y]_{1,2}$	kgf/mm ²	参见表 8-1
29	小齿轮(凸齿)许用弯曲应力	$[\sigma_F]_1$	kgf/mm ²	参见表 8-7 对应项
30	齿轮载荷系数	K	kgf/mm ²	$K = \frac{F_t}{bd_1} \frac{u+1}{u} \cdot 10^{-7}$

① 考虑在齿宽两端修削, 以避免载荷集中于边缘, 括号内为轮齿有效宽度相应减

续表

高速双圆弧齿轮台架试验台		6000kW燃气 轮机减速齿轮	1500 M ³ /h 制 氧机增速齿轮	350 M ³ /min 空压机增 速齿轮	1500 kW 汽 轮机减速齿 轮
b=38	b=30				
24°		24°	24°	24°	24°
0.495		0.5275	0.5275	0.495	0.5275
0.583		0.5	0.3535	0.51	0.514
1.82		1.6	1.6	1.82	1.6
390~420	378.3~402.7	7911.8	1506.28	2642.86	3739.8
~37	~36.4	32.29	27.11	31.84	28.4
0.375		0.3	0.18	0.31	0.32
1.18	1.58	1.1	2.1	1.1	1.1
0.98		0.909	0.943	0.909	0.909
5.9	9.59	6.6	12.5	7.90	6.19
大小均为 25 Cr2MoV 调质, HB 260~290		小: 34 CrNi3 Mo 调质 HB270~300 大: 18.CrMn MoB 调质 HB260~280	小: 35CrMoV 调质, HB270~300 大: 35 CrMo 调质 HB 230~260	大小均为 25 Cr2MoV调质 HB260~290	小: 35 CrMo 调质 HB 250~280 大: 45# HB≈220
69.3/69.3		71.82/68	71.82/61.74	69.3/69.3	66.78/56
14.7~15.8	18~19.2	13.62	13.97	12.18 (15.43)①	12.28

小后数据。

用较高的齿形 (IOT3-65, 齿全高 $2.7 m_n$), 见图 8-22, 认为这种齿形在相同材质条件下承载能力为渐开线齿轮的 2~3 倍, 噪声不比渐开线齿轮高^[88]。

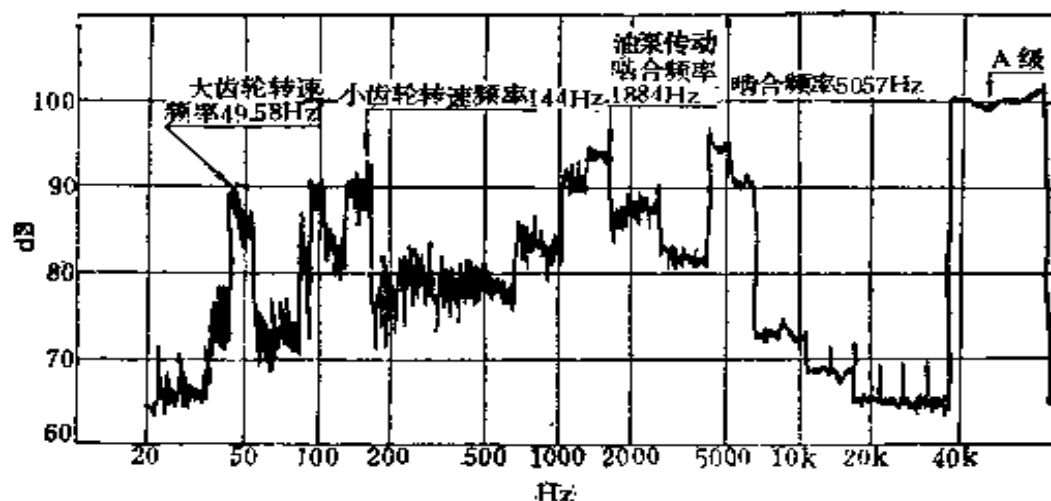


图 8-21 350 m³/min 空压机双圆弧齿轮噪声频谱图
探头放在齿轮箱中央顶上, 离箱盖 1m 处测量。

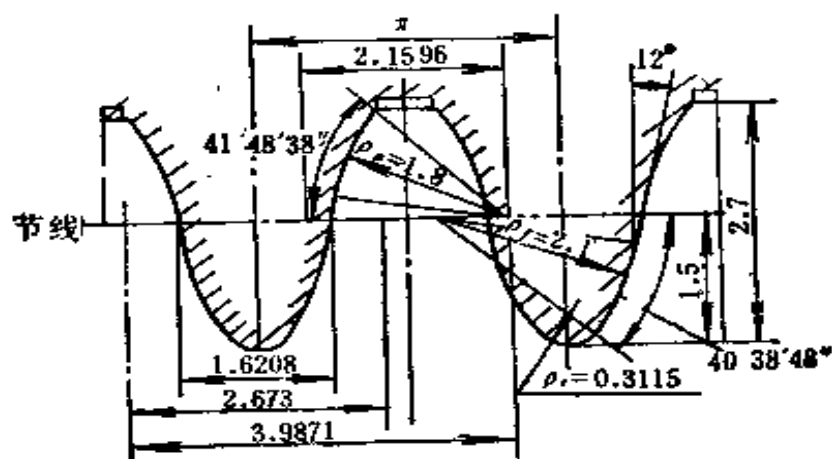


图 8-22 IOT3-65 双圆弧原始齿廓 ($m=1$)

为了适应高速重载发展, 减少动载, 降低噪声, 必须开展对双圆弧齿轮齿形修整技术的研究与试验, 并探讨适合高速的齿形。此外为提高齿轮产品质量, 对双圆弧齿轮精度考核项目及测量手段、双圆弧齿轮刀具及切齿工艺等方面也需加强试验研究。

参 考 文 献

1. Harrington, R. L. "Marine Engineering" The Society of Naval Architects and Marine Engineers 1971.
2. Häusemann, A. and Gerodetti, H. "Design and Operational Behaviour of Steam Turbosets with Reduction Gearing" Brown Boveri Review Vol. 64. No. 11. 1977.
3. Lavoie, J. "Trends in Gearing" Machine Design, August 7. 1969.
4. 西島捷二, "蒸気タービン用減速歯車装置"富士時報(日) Vol. 43 No. 8 昭和45年。
5. Gay, C.E. "High Speed Gearbox" The Engineering Journal, April 1961.
6. 朱树文主编, "船舶动力装置原理与设计"国防工业出版社 1980.9。
7. Shannon, J. F. "Marine Gearing" The Institute of Marine Engineers, 1977.
8. Gugliuzza, T. A. and Hargett, W. H. "船用燃气轮机的传动装置设计及实验室试验经验"国外造船技术资料编辑部译 1971. 10。
原文为 <ASME> Paper No. 69-GT-3 "Gear Design and Laboratory Test Experience-Marine Gas Turbine Propulsion".
9. Кудряцев В. И. "Зубчатые передачи" МАШГИЗ 1957.
10. 近畿歯車懇話会編 会田俊夫監修"丹筒歯車の設計"(日)大河出版昭和49年9月。
11. Яновский М. И. "Конструирование и расчет на прочность деталей паровых турбин". Издательство Академии Наук СССР 1947.
12. Partridge, J. R., "High Speed Gears-Design and Application" Proceedings of the 6th Turbomachinery Symposium, 1977.
13. 洛阳矿山机械研究所等编译"国际齿轮装置与传动会议论文选"机械工业出版社 1977。
14. Archer, S. "Some Teething Trouble in Post-War Reduction Gears" The Institute of Marine Engineers, Vol. 68 No. 9 September 1956.
15. ISO/TC60/WG6 工作组"直齿轮和斜齿轮承载能力计算的基本原则"包括 ISO/DP6336/(1-3)-80 郑州机械研究所译 1982. 6。
16. 北京钢铁学院主编, "机械零件", 人民教育出版社 1981. 4。
17. ISO/TC 60/WG6 (秘 96), "高速齿轮传动的承载能力计算 ISO219D" 1979. 3 西德提案, 郑州机械研究所译。
18. Henriot, G. "Traité Théorique et Pratique des Engrenages" tom I BORDAS, Paris, 1979.
19. 松永铁造, "圆柱齿轮的胶合强度设计"高速齿轮译文集 西安交通大学科技情报室编译 1977. 12, 资料编号 77--025。原文在"机械设计"(日)1976

No. 7.

20. 服部寛二、大橋健二郎，“歯車变速装置の大型化設計”機械設計(日)Vol.18, No. 5 May 1974.
21. MAAG Gear Book 1963.
22. 仙波正莊“歯車の強さ計算法”，日刊工業新聞社昭和55年2月。
23. AGMA217.01 (1965), Information Sheet—Gear Scoring Design Guide for Aerospace Spur and Helical Power Gears.
24. Dudley, D. W. “Gear Handbook”, McGRAW-Hill Book Comp 1962.
25. 仙波正莊，“歯車”(第三卷)日刊工業新聞社 1966。
26. 仙波正莊，“歯車伝動機構設計のポイント”(日)日本規格協会 1973。
27. Cornely, H. “Zahnflankenkorrektur durch Kopfzurücknahme am Erzeugniswerkzeug” Werkst. Betr., 89 (1956), 143.
28. 仙波正莊(日)任宏达等译，“高强度齿轮设计”机械工业出版社 1981,6。
29. 万代 敬次朗，“歯車装置の潤滑法”機械設計(日) Vol. 20, No. 7, (1976)
30. 池叔航“高速重載齿轮的螺旋线修整”四川机械 1981, No. 1.
31. Weaving, P. D. V. and Sampson, W. H. “Progress and Development in Naval Propulsion Gears 1946~1962” Trans. I. Mar. E., 1963, Vol. 75.
32. 植田靖夫，“大出力蒸汽主机用减速歯車について”日本船用機関学会誌 Vol. 7, No. 10 pp. 33 (1972)。
33. 林国一，“船用ターボへの使用例”機械設計(日) Vol. 7, No. 12昭和38。
34. Poritsky, H., Sutton, A. D. and Pernick, A. “Distribution of Tooth Load Along a Pinion” J. Appl. Mech., 12 (1945) A78.
35. Lewis, F. M. “Load Distribution of Reduction Gear” J. Appl. Mech., 12(1945) A78.
36. 星野，“船用减速歯車における歯車荷重の限界について”日本海事協会技報(日)第1号(昭和28)。
37. Dudley, D. W. “Practical Gear Design”, McGraw-Hill 1954.
38. 萨本信,魏先英，“大功率齿轮齿向载荷分布的分析”机械制造 1981No. 2.
39. Welch, W. P., and Boron, J. F. “Thermal Instability in High-Speed Gearing” Trans. ASME. Series A, 83(1961) 91.
40. 手島敏武,成田丰伸，“超高速歯車装置の試作試験”石川島播磨技報(日) Vol.18 No. 6 昭和53。
41. Thoma, F. A. “船用齿轮轮齿弯曲应力计算的最新方法”齿轮技术参考 1978年第4号郑州机械科学研究所出版。
42. Martinaglia, L. “高速齿轮的热变形及其修形”郑州机械科学研究所齿轮室译 1976. 5. 译自<Экспресс-информация> “Демали машин” 1974, No. 11.
43. 机械工程手册第28篇，“轴、联轴器、离合器、制动器”机械工业出版社 1980.

- 9。
44. 华中工学院主编,“汽轮机”电力工业出版社 1980. 9。
 45. 清华大学工程力学系,“机械振动”上册机械工业出版社 1980. 8。
 46. 日利茨基 Г. С. [苏]“汽轮机零件的结构与强度计算”中国工业出版社 1961. 7。
 47. 皮萨连科 Г. С. [苏], 范钦珊等译“材料力学手册”(1975年版)中国建筑工业出版社 1981. 3。
 48. 活塞式压缩机设计编写组,“活塞式压缩机设计”机械工业出版社 1974。
 49. Dowson, D. and Higginson, G. R. “Elasto-Hydrodynamic Lubrication” SI Edition 1977.
 50. Садыков В. А., “Косозубые передачи с упорными Гребнями” Вестник Машиностроение 1968 No. 1.
 51. Pinkus, O., “Analysis of Journal Bearing With Arbitrary Load Vector” Trans. ASME. Vol.79 August 1957.
 52. 机械工程手册第 29 篇“轴承”机械工业出版社 1980。
 53. Квитницкий Е. И., Киркач, Н. Ф. Полтавский Савин, А. Ф. “Расчет опорных подшипников скольжения Справочник” Москва «Машиностроение» 1979.
 54. Harrison, W. H. “High-Speed Gears: Important Features of Design and Maintenance”, Conference on Gearing in 1970 Paper 8.
 55. Коровочинский, М. В., “Теоретические основы работы подшипников скольжения” МАШГИЗ 1959.
 56. Moked, I. “Toothed Coupling—Analysis and Optimization” Journal of Engineering for Industry August 1968.
 57. 起重机设计手册编写组,“起重机设计手册”机械工业出版社 1980. 3。
 58. 少齿差减速器编写组,“渐开线少齿差行星齿轮减速器”机械工业出版社 1978。
 59. Кириченко В. И., “Расчет деталей и узлов двенадцатых газотурбинных двигателей”. ХВАИВУ 1957.
 60. Садыков В. А., “Зубчатые соединительные МУФТЫ” Судостроение 1977 No. 10.
 61. Filipp, P. E. “Lubricant as a Coolant in High Speed Gear Couplings” The annual meeting AGMA Hot Spring, Virginia, June 4, 1969.
 62. Möhle, H. “Beurteilungsmaßstäbe für Hochtourige Zahkupplungen” Konstruktion Vol. 17 Heft. 2 (1965).
 63. Conti-Borbaran, I. D. “Some Remarks on Tooth-type Flexible Coupling” The Marine Engineer and Naval Architect 1963, No. 11.
 64. 罗思富斯, N. B. 刘冀蔡译“工业一船用燃气轮机中膜极式挠性联轴器的设计与应用”舰船透平锅炉 1974 No. 3.
 65. 苏文斗 “S. S. S. 离合器的应用和发展”舰船透平锅炉 1973 No. 12.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980,11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*こブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德,西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980.10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975.6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980.2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧歯形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980, 11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著, “飞机液压传动与伺服控制”上册, 国防工业出版社 1979. 7。
70. 储龙兴, “渐开线齿轮泵设计的几个问题” *热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰, 牟田 了, “せまば歯車*コブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響” *機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和 45 年 3 月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. О. 平克斯, В. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译, “流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980. 10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975. 6
76. 西多连科, М. К., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980. 2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置” *機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编, “圆弧齿轮”机械工业出版社 1980. 3。
80. 温诗铸, “圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余, “高速圆弧齿轮的研制实践” *技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度” *机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂, “分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国, “高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧歯形歯車の特徴とその応用” *応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980,11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*こブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德,西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980.10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975.6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980.2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧齒形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980,11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*コブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德,西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980.10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975.6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980.2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧歯形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980, 11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著, “飞机液压传动与伺服控制”上册, 国防工业出版社 1979. 7。
70. 储龙兴, “渐开线齿轮泵设计的几个问题” *热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰, 牟田 了, “せまば歯車*コブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響” *機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和 45 年 3 月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译, “流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980. 10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975. 6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980. 2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置” *機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编, “圆弧齿轮”机械工业出版社 1980. 3。
80. 温诗铸, “圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснсков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余, “高速圆弧齿轮的研制实践” *技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度” *机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂, “分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国, “高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧歯形歯車の特徴とその応用” *応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980,11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*こブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. О. 平克斯, В. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980. 10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975. 6
76. 西多连科, М. К., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980. 2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲,“丹弧齒形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980, 11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著, “飞机液压传动与伺服控制”上册, 国防工业出版社 1979. 7。
70. 储龙兴, “渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰, 牟田 了, “せまば歯車*コブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译, “流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980. 10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975. 6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980. 2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编, “圆弧齿轮”机械工业出版社 1980. 3。
80. 温诗铸, “圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”*圆弧齿轮* 上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余, “高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂, “分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”*圆弧齿轮* 上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国, “高速双圆弧齿轮的工业试验”*第二届全国传动学术会议论文* 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧齒形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980,11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*こブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980. 10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975. 6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980. 2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲,“丹弧齒形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980,11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*こブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980.10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975.6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980.2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲,“丹弧齒形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980,11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*こブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德,西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980.10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975.6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980.2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧齒形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980, 11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著, “飞机液压传动与伺服控制”上册, 国防工业出版社 1979. 7。
70. 储龙兴, “渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机车* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰, 牟田 了, “せまば歯車*コブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译, “流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980. 10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975. 6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980. 2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编, “圆弧齿轮”机械工业出版社 1980. 3。
80. 温诗铸, “圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”*圆弧齿轮* 上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余, “高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂, “分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”*圆弧齿轮* 上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国, “高速双圆弧齿轮的工业试验”*第二届全国传动学术会议论文* 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧歯形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980,11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*コブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980.10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975.6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980.2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲,“丹弧齒形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980, 11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著, “飞机液压传动与伺服控制”上册, 国防工业出版社 1979. 7。
70. 储龙兴, “渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰, 牟田 了, “せまば歯車*コブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译, “流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980. 10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975. 6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980. 2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编, “圆弧齿轮”机械工业出版社 1980. 3。
80. 温诗铸, “圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”*圆弧齿轮* 上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余, “高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂, “分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”*圆弧齿轮* 上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国, “高速双圆弧齿轮的工业试验”*第二届全国传动学术会议论文* 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧齒形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980,11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*こブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980.10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975.6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980.2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲,“丹弧齒形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980, 11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著, “飞机液压传动与伺服控制”上册, 国防工业出版社 1979. 7。
70. 储龙兴, “渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机车* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰, 牟田 了, “せまば歯車*コブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译, “流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980. 10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975. 6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980. 2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编, “圆弧齿轮”机械工业出版社 1980. 3。
80. 温诗铸, “圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”*圆弧齿轮* 上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余, “高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂, “分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”*圆弧齿轮* 上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国, “高速双圆弧齿轮的工业试验”*第二届全国传动学术会议论文* 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧歯形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980,11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*コブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德,西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980.10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975.6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980.2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧歯形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980, 11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著, “飞机液压传动与伺服控制”上册, 国防工业出版社 1979. 7。
70. 储龙兴, “渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰, 牟田 了, “せまば歯車*コブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. О. 平克斯, В. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译, “流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980. 10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975. 6
76. 西多连科, М. К., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980. 2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编, “圆弧齿轮”机械工业出版社 1980. 3。
80. 温诗铸, “圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”*圆弧齿轮* 上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余, “高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂, “分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”*圆弧齿轮* 上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国, “高速双圆弧齿轮的工业试验”*第二届全国传动学术会议论文* 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧歯形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980, 11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*コブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. О. 平克斯, В. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980. 10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975. 6
76. 西多连科, М. К., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980. 2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲,“丹弧齒形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980, 11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著, “飞机液压传动与伺服控制”上册, 国防工业出版社 1979. 7。
70. 储龙兴, “渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰, 牟田 了, “せまば歯車*コブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和 45 年 3 月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. О. 平克斯, В. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译, “流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980. 10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975. 6
76. 西多连科, М. К., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980. 2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编, “圆弧齿轮”机械工业出版社 1980. 3。
80. 温诗铸, “圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”*圆弧齿轮* 上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余, “高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂, “分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”*圆弧齿轮* 上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国, “高速双圆弧齿轮的工业试验”*第二届全国传动学术会议论文* 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧歯形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980, 11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著, “飞机液压传动与伺服控制”上册, 国防工业出版社 1979. 7。
70. 储龙兴, “渐开线齿轮泵设计的几个问题” *热力机车* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰, 牟田 了, “せまば歯車*コブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響” *機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和 45 年 3 月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译, “流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980. 10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975. 6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980. 2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置” *機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编, “圆弧齿轮”机械工业出版社 1980. 3。
80. 温诗铸, “圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余, “高速圆弧齿轮的研制实践” *技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度” *机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂, “分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国, “高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧歯形歯車の特徴とその応用” *応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980, 11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著, “飞机液压传动与伺服控制”上册, 国防工业出版社 1979. 7。
70. 储龙兴, “渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰, 牟田 了, “せまば歯車*コブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和 45 年 3 月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. О. 平克斯, В. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译, “流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980. 10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975. 6
76. 西多连科, М. К., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980. 2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编, “圆弧齿轮”机械工业出版社 1980. 3。
80. 温诗铸, “圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”*圆弧齿轮* 上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余, “高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂, “分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”*圆弧齿轮* 上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国, “高速双圆弧齿轮的工业试验”*第二届全国传动学术会议论文* 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧齒形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980, 11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著, “飞机液压传动与伺服控制”上册, 国防工业出版社 1979. 7。
70. 储龙兴, “渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰, 牟田 了, “せまば歯車*コブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译, “流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980. 10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975. 6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980. 2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编, “圆弧齿轮”机械工业出版社 1980. 3。
80. 温诗铸, “圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”*圆弧齿轮* 上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余, “高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂, “分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”*圆弧齿轮* 上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国, “高速双圆弧齿轮的工业试验”*第二届全国传动学术会议论文* 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧齒形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980,11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*こブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德,西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980.10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975.6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980.2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧歯形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980, 11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著, “飞机液压传动与伺服控制”上册, 国防工业出版社 1979. 7。
70. 储龙兴, “渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰, 牟田 了, “せまば歯車*コブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和 45 年 3 月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. О. 平克斯, В. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译, “流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980. 10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975. 6
76. 西多连科, М. К., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980. 2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编, “圆弧齿轮”机械工业出版社 1980. 3。
80. 温诗铸, “圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”*圆弧齿轮* 上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余, “高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂, “分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”*圆弧齿轮* 上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国, “高速双圆弧齿轮的工业试验”*第二届全国传动学术会议论文* 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧歯形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980, 11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*こブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980. 10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975. 6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980. 2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲,“丹弧齒形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980,11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*コブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980.10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975.6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980.2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲,“丹弧歯形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980, 11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著, “飞机液压传动与伺服控制”上册, 国防工业出版社 1979. 7。
70. 储龙兴, “渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰, 牟田 了, “せまば歯車*こブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和 45 年 3 月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译, “流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980. 10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975. 6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980. 2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编, “圆弧齿轮”机械工业出版社 1980. 3。
80. 温诗铸, “圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”*圆弧齿轮* 上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余, “高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂, “分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”*圆弧齿轮* 上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国, “高速双圆弧齿轮的工业试验”*第二届全国传动学术会议论文* 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧齒形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980, 11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著, “飞机液压传动与伺服控制”上册, 国防工业出版社 1979. 7。
70. 储龙兴, “渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰, 牟田 了, “せまば歯車*コブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译, “流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980. 10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975. 6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980. 2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编, “圆弧齿轮”机械工业出版社 1980. 3。
80. 温诗铸, “圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”*圆弧齿轮* 上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余, “高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂, “分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”*圆弧齿轮* 上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国, “高速双圆弧齿轮的工业试验”*第二届全国传动学术会议论文* 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧歯形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980, 11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著, “飞机液压传动与伺服控制”上册, 国防工业出版社 1979. 7。
70. 储龙兴, “渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰, 牟田 了, “せまば歯車*こブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译, “流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980. 10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975. 6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980. 2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编, “圆弧齿轮”机械工业出版社 1980. 3。
80. 温诗铸, “圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”*圆弧齿轮* 上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余, “高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂, “分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”*圆弧齿轮* 上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国, “高速双圆弧齿轮的工业试验”*第二届全国传动学术会议论文* 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧齒形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980,11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*こブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. О. 平克斯, В. 斯德因李希德,西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980.10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975.6
76. 西多连科, М. К., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980.2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧歯形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980,11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*コブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德,西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980.10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975.6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980.2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧歯形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980, 11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著, “飞机液压传动与伺服控制”上册, 国防工业出版社 1979. 7。
70. 储龙兴, “渐开线齿轮泵设计的几个问题” *热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰, 牟田 了, “せまば歯車*コブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響” *機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和 45 年 3 月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译, “流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980. 10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975. 6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980. 2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置” *機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编, “圆弧齿轮”机械工业出版社 1980. 3。
80. 温诗铸, “圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余, “高速圆弧齿轮的研制实践” *技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度” *机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂, “分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国, “高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧齒形歯車の特徴とその応用” *応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980,11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机车* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*コブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980.10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975.6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980.2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧歯形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980,11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*こブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德,西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980.10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975.6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980.2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧歯形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980,11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*コブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. О. 平克斯, В. 斯德因李希德,西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980.10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975.6
76. 西多连科, М. К., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980.2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧歯形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980,11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*こブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. О. 平克斯, В. 斯德因李希德,西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980.10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975.6
76. 西多连科, М. К., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980.2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧齒形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980,11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*こブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. О. 平克斯, В. 斯德因李希德,西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980.10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975.6
76. 西多连科, М. К., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980.2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧齒形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980,11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*コブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德,西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980.10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975.6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980.2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧歯形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980,11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*こブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. О. 平克斯, В. 斯德因李希德,西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980.10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975.6
76. 西多连科, М. К., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980.2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧齒形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980,11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*こブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德,西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980.10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975.6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980.2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧歯形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980, 11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著, “飞机液压传动与伺服控制”上册, 国防工业出版社 1979. 7。
70. 储龙兴, “渐开线齿轮泵设计的几个问题” *热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰, 牟田 了, “せまば歯車*コブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響” *機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和 45 年 3 月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译, “流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980. 10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975. 6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980. 2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置” *機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编, “圆弧齿轮”机械工业出版社 1980. 3。
80. 温诗铸, “圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余, “高速圆弧齿轮的研制实践” *技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度” *机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂, “分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国, “高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧齒形歯車の特徴とその応用” *応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980,11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*こブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. О. 平克斯, В. 斯德因李希德,西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980.10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975.6
76. 西多连科, М. К., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980.2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧齒形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". Machine Design Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980,11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”热力机車 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*こブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”機械学会論文集(日), Vol. 36, No. 283, 昭和 45 年 3 月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. О. 平克斯, В. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980. 10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975. 6
76. 西多连科, М. К., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980. 2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”機械設計(日) Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission“Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”技术情报 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”机械译丛 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲,“丹弧齒形歯車の特徴とその応用”応用機械工学 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. Вестник Машиностроения 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980, 11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著, “飞机液压传动与伺服控制”上册, 国防工业出版社 1979. 7。
70. 储龙兴, “渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰, 牟田 了, “せまば歯車*コブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和 45 年 3 月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. О. 平克斯, В. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译, “流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980. 10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975. 6
76. 西多连科, М. К., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980. 2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编, “圆弧齿轮”机械工业出版社 1980. 3。
80. 温诗铸, “圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”*圆弧齿轮* 上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余, “高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂, “分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”*圆弧齿轮* 上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国, “高速双圆弧齿轮的工业试验”*第二届全国传动学术会议论文* 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧歯形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980, 11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著, “飞机液压传动与伺服控制”上册, 国防工业出版社 1979. 7。
70. 储龙兴, “渐开线齿轮泵设计的几个问题” *热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰, 牟田 了, “せまば歯車*コブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響” *機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和 45 年 3 月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. О. 平克斯, В. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译, “流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980. 10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975. 6
76. 西多连科, М. К., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980. 2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置” *機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编, “圆弧齿轮”机械工业出版社 1980. 3。
80. 温诗铸, “圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余, “高速圆弧齿轮的研制实践” *技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度” *机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂, “分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国, “高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧歯形歯車の特徴とその応用” *応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980,11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*こブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德,西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980.10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975.6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980.2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧歯形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980, 11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著, “飞机液压传动与伺服控制”上册, 国防工业出版社 1979. 7。
70. 储龙兴, “渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰, 牟田 了, “せまば歯車*こブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和 45 年 3 月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. О. 平克斯, В. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译, “流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980. 10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975. 6
76. 西多连科, М. К., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980. 2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编, “圆弧齿轮”机械工业出版社 1980. 3。
80. 温诗铸, “圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”*圆弧齿轮* 上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余, “高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂, “分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”*圆弧齿轮* 上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国, “高速双圆弧齿轮的工业试验”*第二届全国传动学术会议论文* 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧齒形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980,11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*こブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980.10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975.6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980.2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲,“丹弧齒形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980,11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*こブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980.10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975.6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980.2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲,“丹弧齒形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980,11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*こブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980.10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975.6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980.2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲,“丹弧歯形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980,11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*コブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德,西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980.10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975.6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980.2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧歯形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980, 11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*コブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德,西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980. 10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975. 6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980. 2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧歯形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980, 11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*こブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980. 10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975. 6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980. 2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲,“丹弧齒形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980,11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*こブの回転方向ガその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德,西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980.10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975.6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980.2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧歯形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980, 11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*コブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980. 10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975. 6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980. 2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲,“丹弧齒形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980, 11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著, “飞机液压传动与伺服控制”上册, 国防工业出版社 1979. 7。
70. 储龙兴, “渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰, 牟田 了, “せまば歯車*こブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译, “流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980. 10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975. 6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980. 2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编, “圆弧齿轮”机械工业出版社 1980. 3。
80. 温诗铸, “圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”*圆弧齿轮* 上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余, “高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂, “分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”*圆弧齿轮* 上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国, “高速双圆弧齿轮的工业试验”*第二届全国传动学术会议论文* 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧齒形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980, 11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著, “飞机液压传动与伺服控制”上册, 国防工业出版社 1979. 7。
70. 储龙兴, “渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰, 牟田 了, “せまば歯車*コブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译, “流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980. 10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975. 6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980. 2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编, “圆弧齿轮”机械工业出版社 1980. 3。
80. 温诗铸, “圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余, “高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂, “分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国, “高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧齒形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980, 11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著, “飞机液压传动与伺服控制”上册, 国防工业出版社 1979. 7。
70. 储龙兴, “渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰, 牟田 了, “せまば歯車*こブの回転方向がその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和 45 年 3 月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德, 西安交通大学轴承研究小组译, “流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980. 10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975. 6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980. 2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编, “圆弧齿轮”机械工业出版社 1980. 3。
80. 温诗铸, “圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”*圆弧齿轮* 上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余, “高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂, “分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”*圆弧齿轮* 上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国, “高速双圆弧齿轮的工业试验”*第二届全国传动学术会议论文* 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧齒形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.

66. Lorvick, R. R. "Lubricating Gears". *Machine Design* Vol. 42. No. 17 July 9, 1970.
67. 林子光等编译“齿轮传动的润滑”机械工业出版社 1980,11。
68. Akin, L. S. "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears" *Transaction of the ASME Journal of Lubrication Technology* July 1974.
66. 李培滋等编著,“飞机液压传动与伺服控制”上册,国防工业出版社 1979.7。
70. 储龙兴,“渐开线齿轮泵设计的几个问题”*热力机車* 1965 No. 1.
71. 石橋 彰,牟田 了,“せまば歯車*こブの回転方向ガその吐出レ性能に及ぼす影響”*機械学会論文集(日)*, Vol. 36, No. 283, 昭和45年3月。
72. Казанский В. Н., “Системы смазки паровых турбин” Москва 1974.
73. Моисеев А. А., “Конструктивные расчеты корабельных турбоагрегатов” Судпромгиз. 1948.
74. O. 平克斯, B. 斯德因李希德,西安交通大学轴承研究小组译,“流体动力润滑理论”机械工业出版社 1980.10。
75. 布罗彻, J. T. “机械振动与冲击测量”国防工业出版社 1975.6
76. 西多连科, M. K., “燃气轮机振动测量”国防工业出版社 1980.2.
77. 厚沢康弘, “ターボ圧縮機用増速装置”*機械設計(日)* Vol. 17, No. 10. 1973.
78. International Electrotechnical Commission “Steam Turbines” 1970.
79. 太原工学院齿轮研究室主编,《圆弧齿轮》机械工业出版社 1980.3。
80. 温诗铸,“圆弧齿轮的弹性流体动力润滑”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1978.
81. Павленко А. В., Федякин, Р. В. Чеснков, В. А. “Зубчатые передачи с зацеплением Новикова” Киев <Техника> 1978.
82. 萨本信、杨富余,“高速圆弧齿轮的研制实践”*技术情报* 1979 No. 1 上海汽轮机厂。
83. 韦劳厄, E. J. 赛赖格, A. “用悬板理论计算轮齿的弯曲强度”*机械译丛* 1964 No. 8.
84. 上海汽轮机厂,“分阶式双圆弧齿轮的高速运转性能试验小结”《圆弧齿轮》上海机电设计院编印 1977. No. 1.
85. 李福之、胡长衡、唐定国,“高速双圆弧齿轮的工业试验”第二届全国传动学术会议论文 1978。
86. 石川 昌一, 细江 哲, “丹弧歯形歯車の特徴とその応用”*応用機械工学* 1978 No. 6.
87. Турунозский В. М., “Применение передач с зацеплением Новикова в мультипликаторах центробежных компрессоров”. *Вестник Машиностроения* 1980, No. 10.