



中华人民共和国国家标准化指导性技术文件

GB/Z 18620.2—2008/ISO/TR 10064-2:1996
代替 GB/Z 18620.2—2002

圆柱齿轮 检验实施规范 第2部分：径向综合偏差、径向跳动、 齿厚和侧隙的检验

Cylindrical gears—Code of inspection practice—
Part 2: Inspection related to radial composite deviations,
runout, tooth thickness and backlash

(ISO/TR 10064-2:1996, IDT)

2008-03-31 发布



中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局 发布
中国国家标准化管理委员会

目 次

前言	III
ISO 前言	IV
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 符号、相关项目和定义	1
4 径向综合偏差的测量	5
5 径向跳动的测量、偏心量的确定	7
6 齿厚、公法线长度和跨球(圆柱)尺寸的测量	13
7 齿轮的公差和配合	20
附录 A(资料性附录) 侧隙和齿厚公差	22
参考文献	25

前 言

GB/Z 18620《圆柱齿轮 检验实施规范》包括下列四部分:

- 第1部分:轮齿同侧齿面的检验;
- 第2部分:径向综合偏差、径向跳动、齿厚和侧隙的检验;
- 第3部分:齿轮坯、轴中心距和轴线平行度的检验;
- 第4部分:表面结构和轮齿接触斑点的检验。

本部分是 GB/Z 18620 的第2部分。

本部分等同采用 ISO/TR 10064-2:1996《圆柱齿轮 检验实施规范 第2部分:径向综合偏差、径向跳动、齿厚和侧隙的检验》(英文版)。

本部分等同翻译 ISO/TR 10064-2:1996。为便于使用,本部分作了下列编辑性修改:

- 按照汉语习惯对一些编排格式进行了修改;
- 用小数点“.”代替作为小数点的“,”。
- 对 ISO/TR 10064-2:1996 引用的其他国际标准中,有被等同采用为我国标准的,用我国标准代替对应的国际标准,未被等同采用为我国标准的直接引用国际标准。

本部分是对 GB/Z 18620.2—2002《圆柱齿轮 检验实施规范 第2部分:径向综合偏差、径向跳动、齿厚和侧隙的检验》的修订。与 GB/Z 18620.2—2002 相比,主要内容修改如下:

- 对部分术语作了修改,如“跨距”改为“公法线长度”,“公称齿厚 s_n ”改为“法向齿厚 s_n ”。

本部分的附录 A 是资料性附录。

本部分由中国机械工业联合会提出。

本部分由全国齿轮标准化技术委员会归口。

本部分起草单位:郑州机械研究所、机械科学研究总院。

本部分主要起草人:张元国、明翠新、张民安、历始忠、王长路、王琦、杨星原、陈爱闽、林太军、许洪基。

本部分所代替标准的历次版本发布情况为:

- GB/Z 18620.2—2002。

ISO 前言

ISO(国际标准化组织)是由各国标准化团体(ISO 成员团体)组成的世界性的联合会,制定国际标准的工作通常由 ISO 的技术委员会完成,各成员团体若对某技术委员会已确立的标准项目感兴趣,均有权参加该委员会的工作,与 ISO 保持联系的各国国际组织(官方的或非官方的)也可参加有关工作。在电工技术标准化方面,ISO 与国际电工委员会(IEC)保持密切合作关系。

技术委员会的主要任务是制定国际标准,但是在特殊情况下,技术委员会可以建议发布下列类型之一的技术报告(TR):

- 第 1 种类型 当经过反复努力仍未获得为发布一个国际标准所需要的支持;
- 第 2 种类型 当该项目尚处于技术发展中,或者由于种种原因,只有在将来而不是目前有可能同意成为国际标准;
- 第 3 种类型 当一个技术委员会收集到不同于正常发布的国际标准的资料(例如,适应当前的工艺水平)。

第 1 种类型和第 2 种类型的技术报告,在发布后的三年内应进行复审,以确定它们能否转成国际标准。第 3 种类型的技术报告,不一定要复审,一直用到所提供的资料,不再认为有用或有效时为止。

ISO/TR 10064-2 是属于第 3 种类型的技术报告,它是由 ISO/TC 60 齿轮技术委员会制定的。

ISO 1328:1975 除了包括定义和轮齿要素的偏差和允许值外,还提供了相关的检验方法方面的意见。

在修订 ISO 1328:1975 的过程中,一致同意把齿轮检验方法方面的描述和意见,应该提高到现代的技术水平。由于内容的增加以及其他考虑,技术委员会决定将相关的段落作为第 3 种类型的技术报告,分册发布。同时还决定,除了本技术报告外,在第 2 章中所列的引用标准以及附录 B 中所列的文献等一系列文件,应该作为指导性资料。

ISO/TR 10064,在总标题“圆柱齿轮 检验实施规范”下,包括下列部分:

- 第 1 部分:轮齿同侧齿面的检验;
- 第 2 部分:径向综合偏差、径向跳动、齿厚和侧隙的检验;
- 第 3 部分:齿轮坯、轴中心距和轴线平行度的检验;
- 第 4 部分:表面结构和轮齿接触斑点的检验。

圆柱齿轮 检验实施规范

第2部分:径向综合偏差、径向跳动、齿厚和侧隙的检验

1 范围

本部分是渐开线圆柱齿轮的径向综合偏差、径向跳动、齿厚和侧隙的检验实施规范,即涉及双面接触的测量。

本部分提供了齿轮检验方法和测量结果的分析,补充了 GB/T 10095.2,其大部分所用的名词,已在 GB/T 10095.2 中给出了定义。

附录 A 提供了齿轮啮合时选择齿厚公差和最小侧隙的方法,包括最小侧隙的建议数值。

2 规范性引用文件

下列文件中的条款通过 GB/Z 18620 的本部分的引用而成为本部分的条款。凡是注日期的引用文件,其随后所有的修改单(不包括勘误的内容)或修订版均不适用于本部分,然而,鼓励根据本部分达成协议的各方研究是否可使用这些文件的最新版本。凡是不注日期的引用文件,其最新版本适用于本部分。

GB/T 1356—2001 通用机械和重型机械用圆柱齿轮 标准基本齿条齿廓(idt ISO 53:1998)

GB/T 1357—1987 渐开线圆柱齿轮模数(neq ISO 54:1977)

GB/T 10095.1—2008 圆柱齿轮 精度制 第1部分:轮齿同侧齿面偏差的定义和允许值(ISO 1328-1:1995,IDT)

GB/T 10095.2—2008 圆柱齿轮 精度制 第2部分:径向综合偏差与径向跳动的定义和允许值(ISO 1328-2:1997,IDT)

GB/Z 18620.1—2008 圆柱齿轮 检验实施规范 第1部分:轮齿同侧齿面的检验(ISO/TR 10064-1:1992,IDT)

GB/Z 18620.3—2008 圆柱齿轮 检验实施规范 第3部分:齿轮坯、轴中心距和轴线平行度的检验(ISO/TR 10064-3:1996,IDT)

3 符号、相关项目和定义

3.1 小写字母符号

a	中心距	mm
b	齿宽	mm
d	分度圆直径	mm
d_b	基圆直径	mm
d_a	顶圆直径	mm
d_w	节圆直径	mm
f_e	偏心量	mm
f'_i	一齿径向综合偏差	μm
h_a	齿顶高	mm
h_e	分度圆弦齿高	mm

m_n	法向模数	mm
s_n	法向齿厚	mm
s_{nc}	法向弦齿厚	mm
x	齿廓变位系数	—
z	齿数	—

3.2 大写字母符号

D_M	测量用的球(圆柱)的直径	mm
D_{Mthe}	测量用的球(圆柱)的理论直径	mm
E_{smi}	齿厚允许的下偏差	mm
E_{smo}	齿厚允许的上偏差	mm
F_i''	径向综合总偏差	μm
F_r	径向跳动	μm
F_r''	综合测试得到的径向跳动	μm
M_d	跨球或圆柱(销)尺寸	mm
W_k	公法线长度	mm

3.3 希腊字母符号

α_{Mt}	端面压力角
α_n	法向压力角
β	螺旋角
δ	棱柱(贴)半角
ε_β	纵向重合度
γ	齿槽半角
ψ	齿厚半角

3.4 下角标志符号

0	工具
1	小齿轮
2	大齿轮
3	测量齿轮
b	基础
t	端面
w	工作
y	任意(给定)直径

3.5 定义

3.5.1 关于综合偏差的定义

一个部件的“基准轴线”是借助于基准面来定义的,在多数情况下,内孔的轴线可用相匹配的工作芯轴的轴线来代表(见 GB/T 18620.3)。

在径向综合偏差中“轮齿的几何轴线”是指该轴线当用于测量时,在齿轮旋转一整圈后将获得最小的均方根综合总偏差。

3.5.2 关于齿厚的定义

在分度圆柱上法向平面的“法向齿厚 s_n ”是指齿厚理论值,该齿厚与具有理论齿厚的相配齿轮在理论中心距之下的啮合是无侧隙的。公称齿厚可用式(1)、式(2)计算:

对外齿轮:

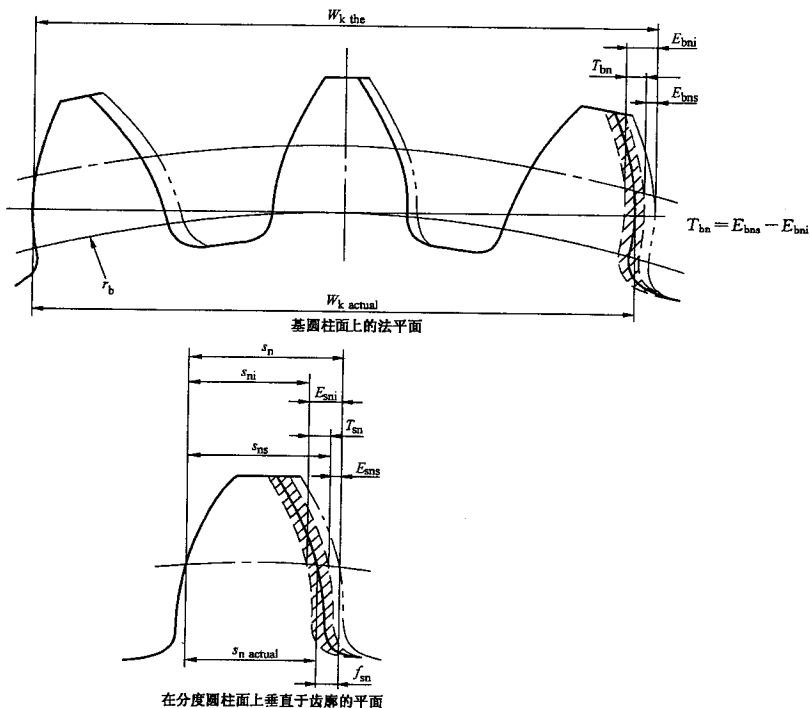
$$s_n = m_n \left(\frac{\pi}{2} + 2 \tan \alpha_n x \right) \quad \dots\dots\dots (1)$$

对内齿轮:

$$s_n = m_n \left(\frac{\pi}{2} - 2 \tan \alpha_n x \right) \quad \dots\dots\dots (2)$$

对斜齿轮, s_n 值应在法向平面内测量。

齿厚的“最大和最小极限” s_{ns} 和 s_{ni} 是指齿厚的两个极端的允许尺寸, 齿厚的实际尺寸应该位于这两个极端尺寸之间(含极端尺寸), 见图 1。



- 理论的;
- 实际的;
- 极限。
- s_n —— 法向齿厚;
- s_{ni} —— 齿厚的最小极限;
- s_{ns} —— 齿厚的最大极限;
- s_n^{actual} —— 实际齿厚;
- E_{sni} —— 齿厚允许的下偏差;
- E_{sns} —— 齿厚允许的上偏差;
- f_{sn} —— 齿厚偏差;
- T_{sn} —— 齿厚公差;
- $T_{sn} = E_{sns} - E_{sni}$ 。

图 1 公法线长度和齿厚的允许偏差

齿厚上偏差和下偏差(E_{sns} 和 E_{sni})统称齿厚的极限偏差。见式(3)、式(4)和图1。

$$E_{sns} = s_{ns} - s_n \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$E_{sni} = s_{ni} - s_n \quad \dots\dots\dots (4)$$

“齿厚公差” T_{sn} 是指齿厚上偏差与下偏差之差:

$$T_{sn} = E_{sns} - E_{sni} \quad \dots\dots\dots (5)$$

齿厚的设计值的确定,要考虑齿轮的几何形状、轮齿的强度、安装和侧隙等工程因素,在给定的应用条件下,如何确定设计齿厚的方法,不属于本指导性技术文件的范围之内。

“实际齿厚” s_{actual} 是指通过测量确定的齿厚。

“功能齿厚” s_{func} 是指用经标定的测量齿轮在径向综合(双面)啮合测试所得到的最大齿厚值。

这种测量包含了齿廓、螺旋线、齿距等要素偏差的综合影响,类似于最大实体状态的概念,见 6.5,它绝不可超过设计齿厚。

齿轮的“实效齿厚”是指测量所得的齿厚加上轮齿各要素偏差及安装所产生的综合影响的量,类似于“功能齿厚”的含义。

这是最终包容条件,它包含了所有的影响因素,这些影响因素确定最大实体状态时,必须予以考虑。

相配齿轮的要素偏差,在啮合的不同角度位置时,可能产生叠加的影响,也可能产生相互抵消的影响,想把个别的轮齿要素偏差从“实效齿厚”中区分出来,是不可能做到的。

3.5.3 关于侧隙的定义

“侧隙”是两个相配齿轮的工作齿面相接触时,在两个非工作齿面之间所形成的间隙,如图2所示。

注:图2是按最紧中心距位置绘制的,如中心距有所增加,则侧隙也将增大,最大实效齿厚(最小侧隙)由于轮齿各要素偏差的综合影响以及安装的影响,与测量齿厚的量是不相同的,类似于功能齿厚,这是最终包容条件,它包含了所有影响因素,这些影响因素在确定最大实体状态时,必须予以考虑。

通常,在稳定的工作状态下的侧隙(工作侧隙)与齿轮在静态条件下安装于箱体内所测得的侧隙(装配侧隙)是不相同的(小于装配侧隙)。

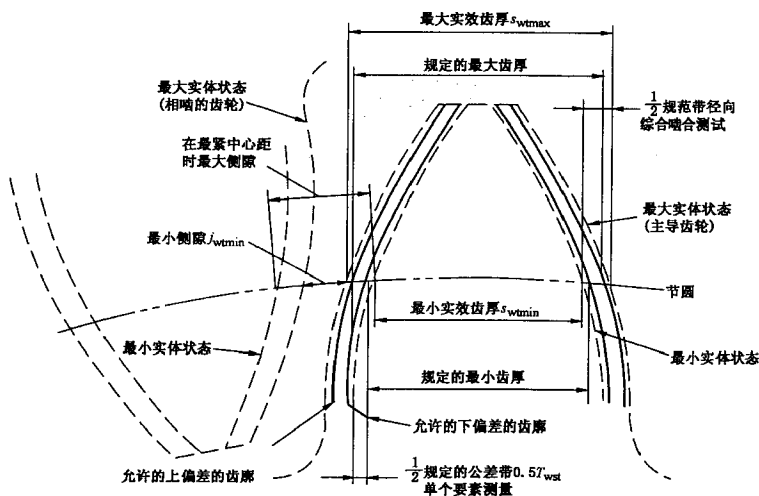


图2 端平面上齿厚

“圆周侧隙” j_{wt} (图 3)是当固定两相啮合齿轮中的一个,另一个齿轮所能转过的节圆弧长的最大值。

“法向侧隙” j_{bn} (图 3)是当两个齿轮的工作齿面互相接触时,其非工作齿面之间的最短距离。它与圆周侧隙 j_{wt} 的关系,按式(6)表示:

$$j_{bn} = j_{wt} \cos \alpha_{wt} \cos \beta_b \quad \dots\dots\dots (6)$$

“径向侧隙” j_r (图 3)将两个相配齿轮的中心距缩小,直到左侧和右侧齿面都接触时,这个缩小的量为径向侧隙:

$$j_r = \frac{j_{wt}}{2 \tan \alpha_{wt}} \quad \dots\dots\dots (7)$$

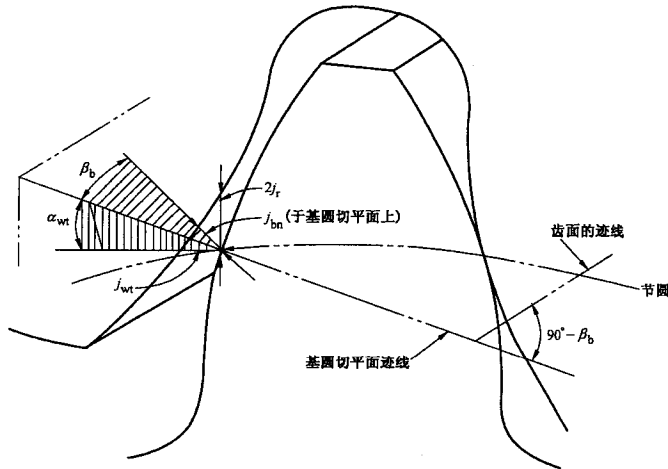


图 3 圆周侧隙 j_{wt} 、法向侧隙 j_{bn} 与径向侧隙 j_r 之间的关系

“最小侧隙” j_{wtmin} 是节圆上的最小圆周侧隙,即当具有最大允许实效齿厚的轮齿与也具有最大允许实效齿厚相配轮齿相啮合时,在静态条件下在最紧允许中心距时的圆周侧隙(图 2)。

所谓最紧中心距,对外齿轮来说是指最小的工作中心距,而对内齿轮来说是指最大的工作中心距。

“最大侧隙” j_{wtmax} 是节圆上的最大圆周侧隙,即当具有最小允许实效齿厚的轮齿与也具有最小允许实效齿厚相配轮齿相啮合时,在静态条件下在最松允许中心距时的圆周侧隙(图 2)。

4 径向综合偏差的测量

4.1 测量原理

径向综合偏差检测时,所用的装置上能安放一对齿轮,其中一个齿轮装在固定的轴上,另一个齿轮则装在带有滑道的轴上,该滑道带一弹簧装置,从而使两个齿轮在径向能紧密地啮合(见图 4)。在旋转过程中测量出中心距的变动量,如果需要的话,可将中心距变动曲线图展现出来。

对于大多数检测目的,要用一个测量齿轮对产品齿轮作此项检测。测量齿轮需要做得很精确,以达到其对径向综合偏差的影响可忽略不计,在此情况下,当一个产品齿轮旋转一整周后,就能展现出一个可接受的记录来。

被检测齿轮径向综合总偏差 F_r'' 等于齿轮旋转一整周中最大的中心距变动量,它可以从记录下来的线图上确定。一齿径向综合偏差 f_r'' 等于齿轮转过一个齿距角时其中心距的变动量(见图 5)。

GB/T 10095.2 中所给出的公差值,适用于与一个测量齿轮所进行的此项测量。

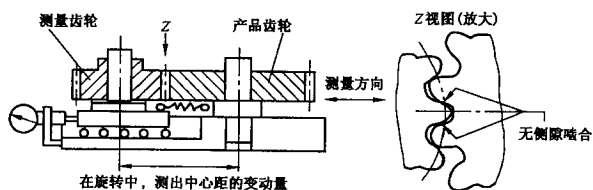


图4 测量径向综合偏差的原理

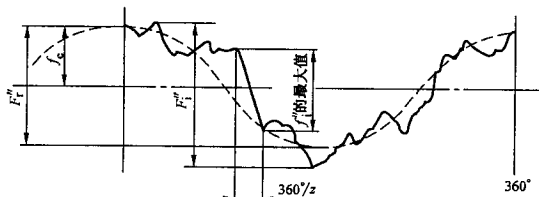


图5 径向综合偏差曲线图

必须十分重视测量齿轮的精度和设计，特别是它与产品齿轮啮合的压力角，会影响测量的结果，测量齿轮应该有足够的啮合深度，使其能与产品齿轮的整个有效齿廓相接触，但不应与非有效部分或根部相接触，避免产生这种接触的办法是将测量齿轮的齿厚增厚到足以补偿产品齿轮的侧隙允差。

当用此方法对精密齿轮作质量评级时，对所用的测量齿轮的精度和测量步骤，应由供需双方协商一致。

对直齿圆柱齿轮，所规定的公差值可以用来确定精度等级，但当用于斜齿轮时，其测量齿轮的齿宽应该设计得使其与产品齿轮的 $e_{p\text{test}}$ 等于或小于0.5。测量齿轮的设计应由供需双方协商一致，纵向重合度 $e_{p\text{test}}$ 可影响斜齿轮的径向综合测量的结果。齿廓偏差的影响，对直齿轮而言，将是很明显的，但对斜齿轮而言，由于多个齿和对角接触线的存在，将会被隐蔽起来。

齿轮旋转一整周记录下的曲线图，接近于正弦形状（幅值为 f_e ），表示齿轮的偏心量 f_e 。图5中显示出如何在此曲线图上绘制出正弦曲线来。齿轮的偏心量是指轮齿的几何轴线与基准轴线（即孔或轴）间的偏移。

4.2 径向综合偏差数据的应用

径向综合偏差包含了右侧和左侧齿面综合偏差的成分，故而，想确定同侧齿面的单项偏差是不可能的。径向综合偏差的测量可迅速提供关于生产用的机床、工具或产品齿轮装夹而导致的质量缺陷方面的信息，此法主要用于大批量生产的齿轮以及小模数齿轮的检测。

每转过一个齿距所发生的一齿综合偏差，有助于揭示齿廓偏差（常为齿廓倾斜偏差）。一个很大的个别的一齿综合偏差，表示有一个大的齿距偏差或受损伤的轮齿（见图6）。

对产品齿轮的装夹和检测方法作适当的校准后，此测量过程还可用来确定产品齿轮最小侧隙啮合的中心距，见GB/Z 18620.3关于轴中心距和轴线平行度的推荐意见，另外，这个步骤对检测需要以最小侧隙运行的齿轮也是有用的，因为功能齿厚的范围可以很容易地从径向综合偏差上得到。

为了确定精度等级：

- 对直齿轮，产品齿轮要用一个测量齿轮进行检测，该测量齿轮能够与有效齿廓100%的接触。参见GB/T 10095.2—2008中5.5，在GB/T 10095.2中给出的径向综合总偏差及一齿径向综合偏差的公差值用以确定直齿轮精度等级。必须强调，因为两侧齿面的同时起作用，双面啮合检测得到的精度等级不能直接与用单项要素检测所得到的精度等级相关联。
- 对斜齿轮，虽然GB/T 10095.2中的公差是对直齿轮而言的，但如果采购方和供方都同意，也可用于评定斜齿轮，此时与齿轮相啮合时的重合度 $e_{p\text{test}}$ 应符合4.1要求。

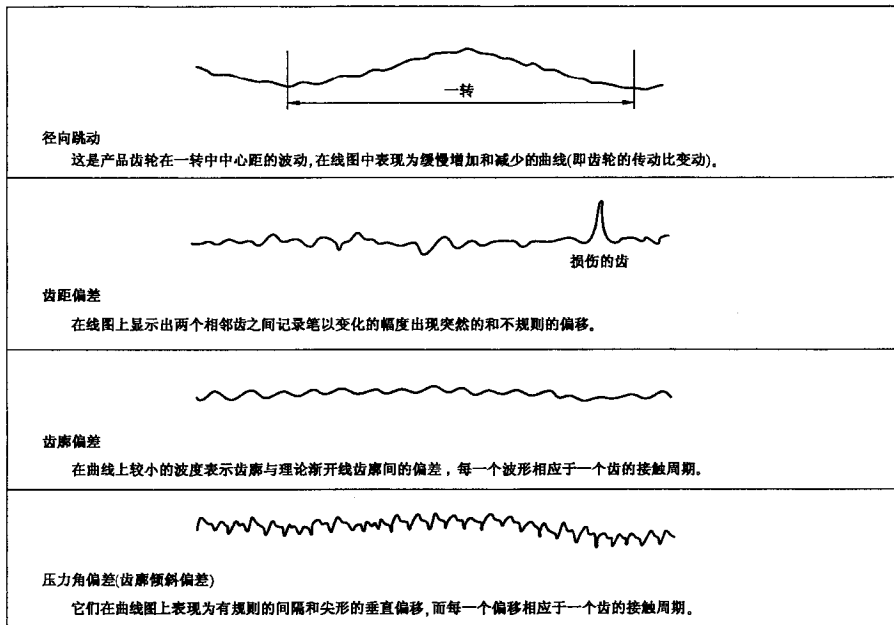


图 6 径向综合偏差的解释

5 径向跳动的测量、偏心量的确定

5.1 测量原理

轮齿的径向跳动 F_r 是指一个适当的测头(球、砧、圆柱或棱柱体)在齿轮旋转时逐齿地放置于每个齿槽中, 相对于齿轮的基准轴线的最大和最小径向位置之差(见图 7)。

如果用球、圆柱或砧在齿槽中与齿的两侧都接触, 则可应用 GB/T 10095.2—2008 中附录 B 所列的公差表。在有些情况下, 要用一个骑架来与齿的两侧接触, 公差表不是想要用于这种情况。

球的直径应选择得使其能接触到齿槽的中间部位, 并应置于齿宽的中央(见 6.3 球直径的计算)。

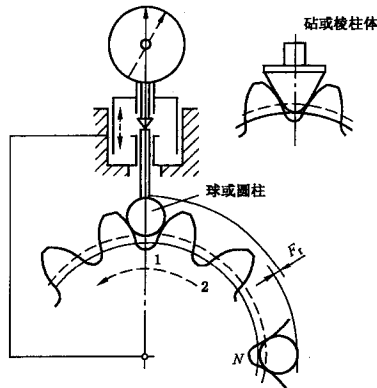


图 7 测量径向跳动的原理

5.2 测量径向跳动用砧的尺寸

砧的尺寸应选择得使其在齿槽中大致在分度圆的位置接触齿面,棱柱的半角 δ_{yt} 可以用下面的近似方法来确定,此处 δ_{yt} 、 α_{yt} 和 η_{yt} 为在测量圆上接触的各角(见图 8)。

砧应在直径为 d_y 的测量圆处于齿宽的中央与齿面接触。

$$\delta_{yt} = \alpha_{yt} + \eta_{yt} \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$\cos \alpha_{yt} = \frac{d \cos \alpha_t}{d_y} \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$d_y = d + 2m_n x \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$\eta_{yt} = \frac{180}{\pi} \left(\frac{\pi}{z} - \frac{s_{yt}}{d_y} \right) \quad \dots\dots\dots (12)$$

对外齿轮:

$$s_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \left(\frac{\pi}{2} + 2 \tan \alpha_n x \right) \quad \dots\dots\dots (13)$$

对内齿轮:

$$s_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \left(\frac{\pi}{2} - 2 \tan \alpha_n x \right) \quad \dots\dots\dots (13)$$

$$s_{yt} = d_y \left(\frac{s_t}{d} + \text{inv} \alpha_t - \text{inv} \alpha_{yt} \right) \quad \dots\dots\dots (14)$$

$$s_{yt} = d_y \left(\frac{s_t}{d} - \text{inv} \alpha_t + \text{inv} \alpha_{yt} \right) \quad \dots\dots\dots (14)$$

$$\tan \beta_y = \frac{d_t}{d} \tan \beta \quad \dots\dots\dots (15)$$

$$\tan \delta_{yn} = \tan \delta_{yt} \cos \beta_y \quad \dots\dots\dots (16)$$



图 8 测量径向跳动用砧的尺寸

5.3 测量径向跳动

此测量方法简单易行,允许有很宽广的范围去选择测量设备和自动化程度,下面就使用的几种方法作简要的描述。

5.3.1 测量时产品齿轮间歇地转动定位。一种简单的方法即用手工对齿轮作间歇性地转动,此法常用

于小型齿轮。被置于逐个齿槽中的测头,须调整得与测量的直线相一致,然后记录下逐个齿槽相对于一基准零位的径向位置偏差。当转动定位和对中受转位装置的影响时,测量仪器必须有足够的侧向移动以抵消由于齿距和螺旋线偏差造成的对中影响。侧向移动的自由度是为保证测量头和齿两侧相接触所必须的。

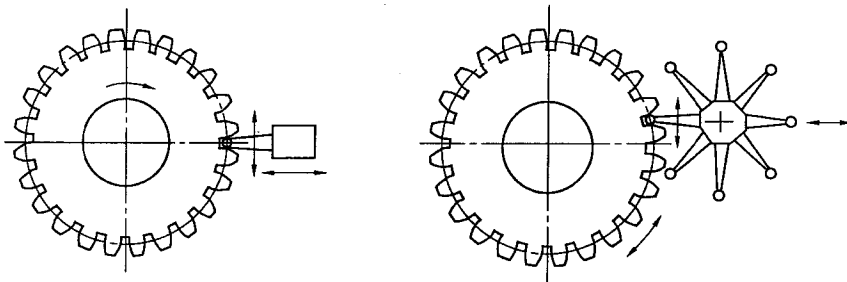
多坐标数字控制(CNC)测量机也可用于这种测量方法,CNC的测量结果将受到测头接触点处螺旋角的影响。

5.3.2 测量时产品齿轮作连续旋转。砧形测头与齿槽两侧相接触,在齿轮旋转时也跟着一起移动,经历一个预先设定的弧长,径向偏差可以在弧长的最高点测量,也可以在沿弧长移动过程中在其他设定的点上测量。这是测量大型齿轮径向跳动的一种实用的方法。这种测量可以在测量机或展成切齿机床上进行,不过应注意在测量时,必须保证齿轮的基准轴线与机器的旋转轴线为同心,而且其弧长应足够以显示其最大偏差。

5.3.3 从径向综合偏差得到径向跳动的近似值。从径向综合检测中可以近似地得出径向跳动为 $2f_r$ 。(见4.1),此检测过程是把产品齿轮在齿轮滚动夹具上与一个测量齿轮相啮合,在旋转一周后观察其中心距变动量(见图4和图5)。两个齿轮在紧密相啮情况下一起滚动,其中一个齿轮具有可移动的中心并由弹簧或重锤加载,读数即包括基准(测量)齿轮的变化,也包括被测齿轮的偏差。这些都应在判断被测齿轮是否合格时予以考虑的。为了区别以径向综合偏差所确定的径向跳动与用一个球或圆柱所测得的 F_r 的不同,前者采用符号 F_r' 来表示之。

5.3.4 用坐标测量机测量。当应用坐标测量机时,径向跳动与齿距可同时进行测量,下面介绍两个方法。

- a) 两个齿面接触的测量法。将具有适当直径的球体测头在齿槽间移动,直到实现两个齿面接触时为止,按照所用装置的不同及齿轮参数,测量可以用一旋转工作台进行,也可以不用旋转工作台,可借助于一个平行轴测头,也可以用星形测头。当采用星形测头时,由于接触条件的需要,必须用8星形测头,见图9。



a) 用旋转工作台(4轴)与平行轴测头作径向跳动测试 b) 不用旋转工作台(3轴)与8星形测头作径向跳动测试

图9 用坐标测量机测量径向跳动

注:如果应用一个标准直径的测头,每个齿槽的径向跳动偏差需根据图纸给出的直径重新计算。考虑齿槽中相同的齿距偏差,记录下来的径向跳动偏差却与所用的球体直径有关。由于在接触点处齿廓角的变动,一个较小的测头比一个大的测头具有更高的灵敏度,并得到较大的偏差。

- b) 一个齿面接触的测量法。将一个具有较小直径的测头在齿槽内移动,左侧和右侧齿面均在测量圆处测量。用此种测量法,计算出球体的位置,其直径如6.3中所给定的。按所用装置及齿轮的参数,此测量可以在旋转工作台或不用旋转工作台进行,也可用一个平行轴测头或一个8星形测头来进行。

5.4 测量结果的评价

5.4.1 径向跳动 F_r

径向跳动 F_r 是以齿轮轴线为基准, 其值等于径向偏差的最大和最小值的代数差, 这里径向偏差是按 5.3 测得的。它大体上是由两倍偏心量 f_e 组成, 另外再添加上齿轮的齿距和齿廓偏差的影响 (见图 10)。

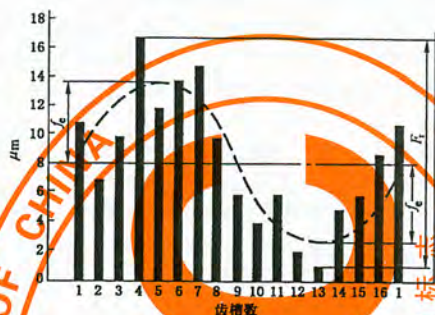


图 10 一个 16 齿的齿轮的径向跳动曲线图

5.4.2 偏心量 f_e

图 10 表示测量径向跳动的曲线图。曲线的正弦成分可用手工粗略地画出来或可用最小二乘法计算出来, 它表示(在测量的平面上)轮齿相对于基准轴线的偏心量为 f_e (见图 10)。

5.5 测量径向跳动的用处

对于需要在极小侧隙下运行的齿轮及用于测量径向综合偏差的测量齿轮来说, 控制齿轮的径向跳动是十分重要的。

当齿轮的径向综合偏差被测量时, 并不需要上面所述的那样测量径向跳动。很明显, 单侧齿面偏差, 例如齿距或齿廓偏差是不可能用测量径向跳动的值来获得的。例如, 有两个精度等级非常不同的齿轮 (按 GB/T 10095.1 衡量), 可能有相同的径向跳动值, 这是因为一个齿轮与相配对齿轮, 只是在右侧或左侧齿面上接触, 而径向跳动值则受右侧和左侧两齿面同时接触的影响, 两侧齿面的偏差对于径向跳动值可能有相互抵消的影响, 测量径向跳动所能获得的信息的程度, 主要取决于切削过程中的知识和加工机床的特性。

然而, 用某一种方法生产出来的第一批齿轮, 为了掌握它是否符合所规定的精度等级需进行详细检测, 以后, 按此法接下去生产出来的齿轮有什么变化, 就可用测量径向综合偏差来发现, 而不必再重复进行详细检测。

5.6 径向跳动和齿距偏差之间的关系

当一个别处都很精确的齿轮却具有一个偏心的轴孔, 其偏心量为 f_e , 如图 11 所示。它如围绕其孔的轴线旋转, 则产生的径向跳动 F_r 大约等于 $2f_e$, 偏心量导致沿齿轮圆周单个齿距偏差的最大值为 $f_{ptmax} = 2f_e [\sin(180^\circ/z)] / \cos\alpha_{Mt}$, 其累积的齿距偏差也具有正弦的形状, 其最大值为 $F_{pmax} = 2f_e / \cos\alpha_{Mt}$, 如图 11 所示。最大齿距累积偏差和“径向跳动”之间的角度约为 90° , 在左侧齿面, 此角度的近似值 $90^\circ + \alpha_t$, 而在右侧齿面则为 $90^\circ - \alpha_t$, 由偏心造成的径向跳动, 产生侧隙变化, 由于齿距偏差而产生加速度和减速度。

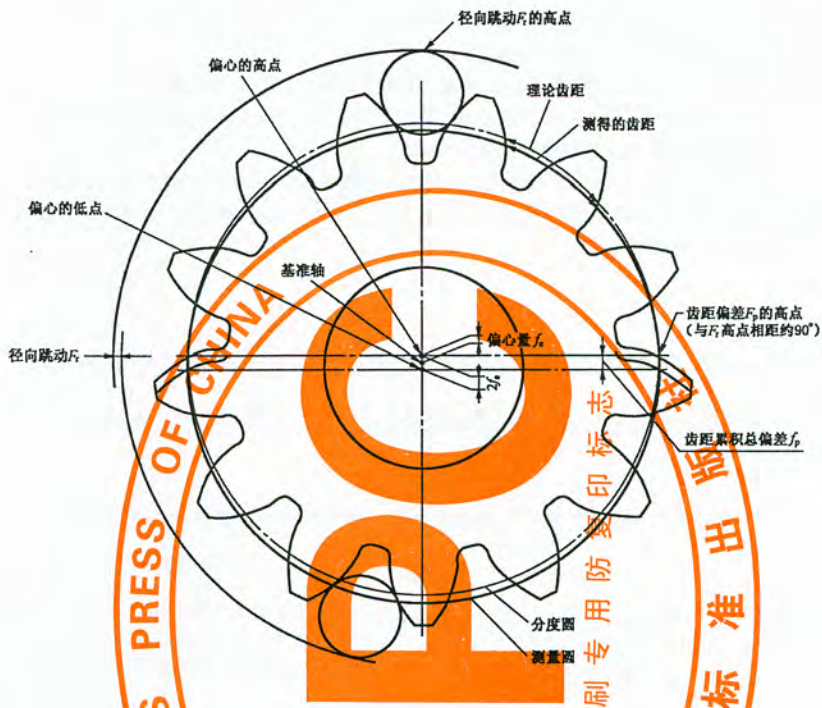


图 11 一个偏心齿轮的径向跳动和齿距偏差

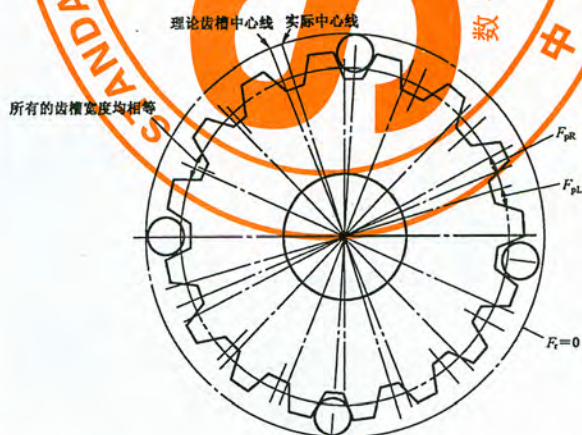


图 12 齿轮无径向跳动,但有明显的齿距和齿距累积偏差(所有的齿槽宽度相等)

不过,当测量出的径向跳动很小或没有径向跳动时,这种情况不能说明不存在齿距偏差。切齿加工时,如果采用单齿分度,很可能切出如图 12 所示的齿轮,此齿轮的所有齿槽均相等,从而没有径向跳动,但却存在着很明显的齿距和齿距累积偏差。图 13 用曲线图表示此情况,图 14 表示一个实际齿轮,它只有很小的径向跳动而却有相当大的齿距累积偏差。

这种情况发生于双面加工法,例如成形磨削或展成磨削(这两种方法都在磨削齿槽时采用单齿分度),磨削时齿轮的轴孔与机床工作台的轴是同心的,而分度机构产生一个正弦形齿距累积偏差,这个齿距累积偏差的根源可能是由于机床分度蜗轮的偏心造成的。

为了揭示齿轮的这种情况,可采用一种改进的径向跳动检测法,如图 15 中所示应用一个“骑架”作为测头,这种检测法能发现齿距偏差的理由,是因为在这里齿距偏差导致齿厚偏差。故当“骑架”接触两侧齿面检测时指示出径向位置的变化。

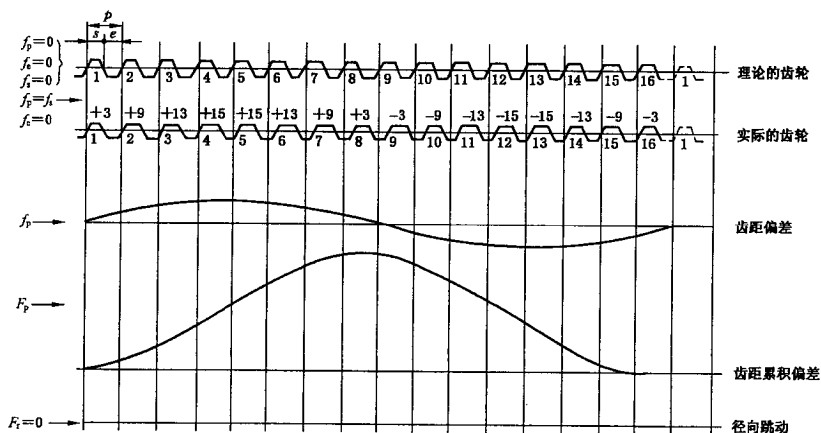


图 13 齿轮具有齿距和齿距累积偏差但无径向跳动

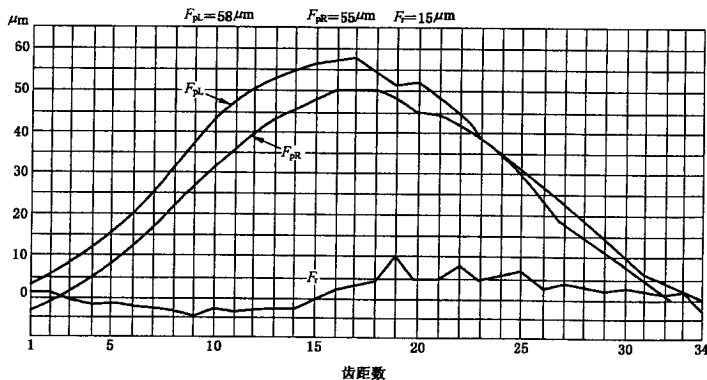


图 14 实际齿轮只有很小的径向跳动,但有明显的齿距累积偏差

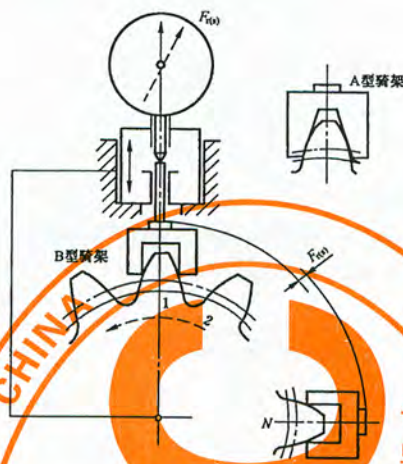


图 15 当所有齿槽宽度相等,而存在齿距偏差时,用骑架进行径向跳动测量

6 齿厚、公法线长度和跨球(圆柱)尺寸的测量

测得的齿厚常被用来评价整个齿的尺寸或一个给定齿轮的全部齿的尺寸。它可根据测头接触点间或两条很短的接触线间距离的少数几次测量来计值,这些接触点的状态和位置是由测量法的类型(公法线、球、圆柱或轮齿卡尺)以及单个要素偏差的影响来确定的。习惯上常假设整个齿轮依靠一次或两次测量来表明其特性。

控制相配齿轮的齿厚是十分重要的,以保证它们在规定的侧隙下运行。在有些情况下,由于齿顶高的变位,要在分度圆直径 d 处测量齿厚不太容易,故而用一个计算式给出在任何直径 d_y 处的齿厚 s ,见图 16,推荐选取 $d_y = d + 2m_x x$ 。



图 16 齿顶高和弦齿厚

6.1 齿厚的测量

用齿厚游标卡尺测齿厚。

$$s_{yn} = s_{yt} \cos \beta_y \quad \dots\dots\dots (17)$$

$$s_{ync} = d_{yn} \sin \left(\frac{s_{yn}}{d_{yn}} \frac{180}{\pi} \right) \quad \dots\dots\dots (18)$$

β_y 见 5.2。

$$d_{yn} = d_y - d + \frac{d}{\cos^2 \beta_b} \quad \dots\dots\dots (19)$$

$$\sin \beta_b = \sin \beta \cos \alpha_n \quad \dots\dots\dots (20)$$

对外齿轮, s_{yc} 按式(14)求得。

$$h_{yc} = h_y + \frac{d_{yn}}{2} \left[1 - \cos \left(\frac{s_{yn}}{d_{yn}} \cdot \frac{180}{\pi} \right) \right] \quad \dots\dots\dots (21)$$

$$h_y = \frac{d_a - d_y}{2} \quad \dots\dots\dots (22)$$

式中:

齿厚游标卡尺不能用于测量内齿轮。

侧隙的允许偏差没有包括在 s_{ync} 齿厚的公称值内, 应从公称值减去上偏差 E_{syns} 和下偏差 E_{syni} 。

$$E_{syn}(\text{?}) = E_{sn}(\text{?}) \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_{yn}} \quad \dots\dots\dots (23)$$

式中 E_{sns} 和 E_{sni} 见 7.2。

$$\tan \alpha_{yn} = \tan \alpha_{yt} \cos \beta_y \quad \dots\dots\dots (24)$$

式中 α_{yt} 见 5.2, 实际的齿厚应该是:

$$(S_{ync} + E_{syni}) \leq S_{yncactul} \leq (S_{ync} + E_{syns}) \quad \dots\dots\dots (25)$$

E_{syni} 和 E_{syns} 应有正负号。

用齿厚游标卡尺测量弦齿厚的优点, 是可以用一个手持的量具进行测量。携带方便和使用简便是其主要优点, 见图 17。

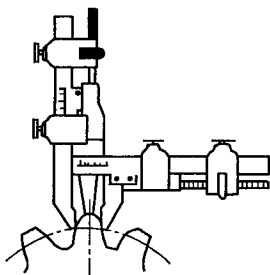


图 17 用齿厚游标卡尺测量弦齿厚

测量弦齿厚也有其局限性, 由于齿厚卡尺的两个测量腿与齿面只是在其顶尖角处接触而不是在其平面接触, 故测量必须要由有经验的操作者进行。另一点是, 由于齿顶圆柱面的精确度和同心度的不确定性, 以及测量标尺分辨率很差, 使测量不甚可靠。如果可能的话, 应采用更可靠的公轮齿跨距、圆柱销或球测量法来代替此法。

6.2 公法线长度的测量

W_k 的长度是在基圆柱切平面上跨 k 个齿(对外齿轮)或 k 个齿槽(对内齿轮)在接触到一个齿的右齿面和另一个齿的左齿面的两个平行平面之间测得的距离。这个距离在两个齿廓间沿所有法线都是常数(见图 18 和图 19)。

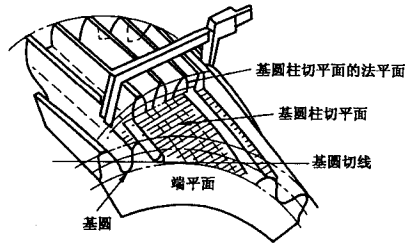


图 18 斜齿轮轮齿公法线长度测量

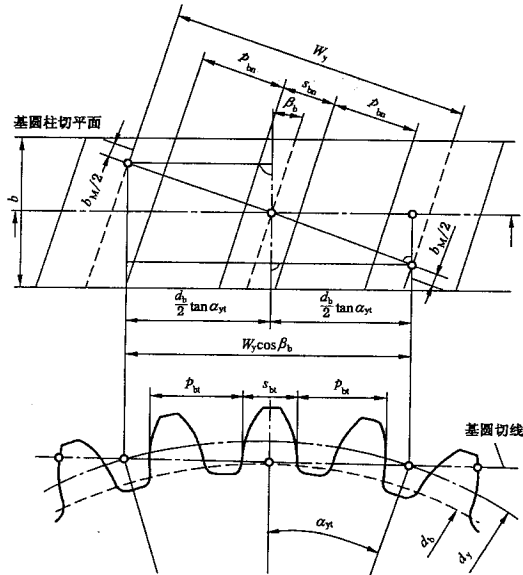


图 19 在基圆柱切平面上的轮齿公法线长度测量的极限尺寸

在外齿轮的实际测量时,按规定作出的两内侧平行平面就是度量表面,以测量它们之间的距离。

度量表面间所跨的齿数 k 应这样来选择,即其接触线大体上位于齿高的中间,可按下面的方法来计算(圆整到最近的整数):

$$k = \frac{W_y - s_{bn}}{\pi m_n \cos \alpha_n} + 1 = \frac{W_y - s_{bn}}{p_{bn}} + 1 \quad \dots\dots\dots (26)$$

式中:

$$W_y = \frac{d_b \tan \alpha_{yt}}{\cos \beta_b} \quad \dots\dots\dots (27)$$

式中 β_b 见式(20)。

$$s_{bn} = m_n \cos \alpha_n \left(\frac{\pi}{2} + x \sin \alpha_t + 2 \tan \alpha_n x \right) \quad \dots\dots\dots (28)$$

式中 α_{yt} 和 α_t 见式(9)和式(10)。

公法线长度尺寸由下列公式给出:

$$W_k = m_n \cos \alpha_n [(k - 0.5)\pi + z \sin \alpha_t + 2 \tan \alpha_n x] \quad \dots\dots\dots (29)$$

或

$$W_k = (k - 1)P_{bn} + s_{bn} \quad \dots\dots\dots (30)$$

侧隙的允许偏差没有包括在 W_k 的公称值内,应从公称值减去公法线长度的上偏差 E_{bns} 和下偏差 E_{bni} 的值(见图1),而对内齿轮则应增大。

$$E_{bn}(i) = E_{sn}(i) \cos \alpha_n \quad \dots\dots\dots (31)$$

a) 对外齿轮:

$$W_k + E_{bni} \leq W_{kactual} \leq W_k + E_{bns} \quad \dots\dots\dots (32)$$

b) 对内齿轮:

$$W_k - E_{bni} \leq W_{kactual} \leq W_k - E_{bns} \quad \dots\dots\dots (33)$$

E_{bni} 和 E_{bns} 应有适当的正负号。

轮齿跨距测量对内斜齿轮是不适当的。另外对斜齿轮而言,轮齿跨距测量受齿轮齿宽的限制,只有满足下式条件时才可能:

$$b > W_k \sin \beta_b + b_M \cos \beta_b, \text{ 这里 } b_M = 5 \text{ 或 } b_M = \frac{m_n}{4} \quad \dots\dots\dots (34)$$

或使

$$b > 1.015 W_k \sin \beta_b \quad \dots\dots\dots (35)$$

如果有齿廓或螺旋线修形,轮齿跨距测量应该在未经修形的齿面部分进行。对斜齿鼓形齿,斜齿公法线中的法向齿厚应予以修正。对直齿鼓形齿,应在鼓形的顶点测量。

6.3 用测定跨球(圆柱)尺寸来控制齿厚

当斜齿轮的齿宽太窄,不允许作轮齿跨距测量时,可以用间接地检测齿厚的方法,即把两个球或圆柱(销子)置于尽可能在直径上相对的齿槽内(图20),然后测量跨球(圆柱)尺寸。

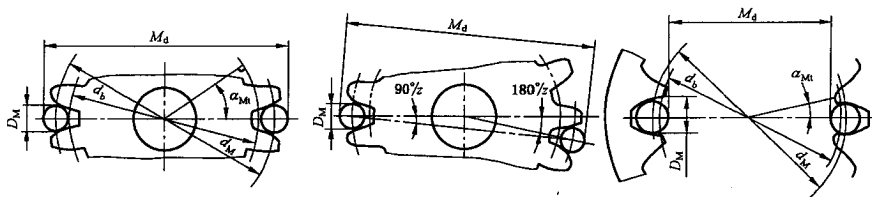


图20 直齿轮的跨球(圆柱)尺寸 M_d

6.3.1 球或圆柱的尺寸 D_M

a) 对外齿轮:

$$D_{Mthe} = \frac{d_y \sin \eta_{yt}}{\cos(\alpha_{yt} + \eta_{yt})} \cos \beta_b \quad \dots\dots\dots (36)$$

b) 对内齿轮:

$$D_{Mthe} = \frac{d_y \sin \eta_{yt}}{\cos(\alpha_{yt} - \eta_{yt})} \cos \beta_b \quad \dots\dots\dots (37)$$

关于 α_{yt} 、 d_y 、 η_{yt} 和 β_b 见式(9)、式(11)、式(12)和式(20)。

D_M 应根据优先数系 R40 选择较计算值大一点的直径,或选自可提供给齿轮制造者的标准圆柱销尺寸表,例如表1。参见图21。

表 1 标准圆柱销的直径

单位为毫米

2	2.25	2.5	2.75	3	3.25	3.5	3.75	4	4.25	4.5	5	5.25
5.5	6	6.5	7	7.5	8	9	10	10.5	11	12	14	15
16	18	20	22	25	28	30	35	40	45	50	—	—

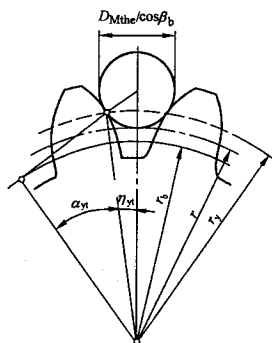


图 21 球的尺寸

6.3.2 跨球(圆柱)尺寸 M_d

a) 偶数齿的外齿轮:

$$M_d = \frac{m_n z \cos \alpha_t}{\cos \beta \cos \alpha_{Mt}} + D_M \quad \dots\dots\dots (38)$$

b) 奇数齿的外齿轮:

$$M_d = \frac{m_n z \cos \alpha_t}{\cos \beta \cos \alpha_{Mt}} \cos\left(\frac{90}{z}\right) + D_M \quad \dots\dots\dots (39)$$

式中:

$$\text{inv} \alpha_{Mt} = \text{inv} \alpha_t + \frac{D_M}{m_n z \cos \alpha_n} + \frac{2 \tan \alpha_n x}{z} - \frac{\pi}{2z} \quad \dots\dots\dots (40)$$

c) 偶数齿的内齿轮:

$$M_d = \frac{m_n z \cos \alpha_t}{\cos \beta \cos \alpha_{Mt}} - D_M \quad \dots\dots\dots (41)$$

d) 奇数齿的内齿轮:

$$M_d = \frac{m_n z \cos \alpha_t}{\cos \beta \cos \alpha_{Mt}} \cos\left(\frac{90}{z}\right) - D_M \quad \dots\dots\dots (42)$$

式中:

$$\text{inv} \alpha_{Mt} = \text{inv} \alpha_t - \frac{D_M}{m_n z \cos \alpha_n} - \frac{2 \tan \alpha_n x}{z} + \frac{\pi}{2z} \quad \dots\dots\dots (43)$$

6.3.3 计入侧隙允许偏差的跨球(圆柱)尺寸测量

M_d 的公称值中不包括侧隙的允许偏差,应从公称值减去上偏差 E_{yns} 和下偏差 E_{yni} , E_{yns} 和 E_{yni} 由下列方程式转换(7.2)。

偶数齿时:

$$E_{yn(i)} \approx E_{sn(i)} \frac{\cos \alpha_t}{\sin \alpha_{Mt} \cos \beta_b} \quad \dots\dots\dots (44)$$

奇数齿时:

$$E_{yn(i)} \approx E_{sn(i)} \frac{\cos \alpha_t}{\sin \alpha_{Mt} \cos \beta_b} \cos\left(\frac{90}{z}\right) \quad \dots\dots\dots (45)$$

因而,跨球(圆柱)尺寸应为:

a) 对外齿轮:

$$M_d + E_{yni} \leq M_{dactual} \leq M_d + E_{yns} \quad \dots\dots\dots (46)$$

b) 对内齿轮:

$$M_d - E_{yns} \leq M_{dactual} \leq M_d - E_{yni} \quad \dots\dots\dots (47)$$

E_{yni} 和 E_{yns} 应有正负号。

对于内斜齿轮,只能用球测量。常用球形测头内径千分表来测量,测得端平面上两个置于直径两端的齿槽中球之间的最小尺寸,这是真实的尺寸,当测量奇数齿的斜齿轮时,需要考虑用适当的方法使球定位于端平面上。

6.4 用径向综合检测作齿厚测量

用径向综合检测测量齿厚有其优点,测得的是功能齿厚,包括齿的所有偏差的影响。如果工件的尺寸允许,所需工装也适用,则径向综合检测,即半径方向的测量,是检测齿厚的最好的方法。径向综合检测在一次操作中对产品齿轮的每一个齿都进行了检测,比用其他方法进行多次测量要快得多。

然而,这个方法仅适用于中型和小型齿轮,因为中心距大于 500 mm 的测试仪器是很稀少的,在特定情况下,可以在切削机床上进行测试。

应特别注意被测齿轮的安装面,以保证所进行的测试,能代表齿轮实际运行时的安装情况。对内齿轮需要用专用的仪器或附件。

测量仪器必须经过仔细标定,特别是对小模数和高精度的齿轮。

6.5 径向综合啮合测试的计算

下面的方法适用于外齿轮。

必须校验测量齿轮的尺寸,以使其与产品齿轮作正确的啮合,并保证其接触能达到齿顶附近及真实的渐开线的直径处而不产生干涉。

测量齿轮通常在其上标记着检测半径,所谓检测半径,是指在此半径处测量齿轮与标准齿轮相啮合,该标准齿轮在分度圆直径 d_2 处的齿厚为:

$$s_{t2} = \frac{\pi d_2}{2z_2} \quad \dots\dots\dots (48)$$

对非标准尺寸的直齿轮,常常需要特殊的测量齿轮。斜齿轮通常也需要特殊的测量齿轮。

测量齿轮应该做得非常精确,因为测量齿轮的任何偏差,将在检测结果中添加到产品齿轮的偏差上去。

6.5.1 最大检测半径

最大检测半径是以最大实效齿厚为基础计算的。计算方法中假设测量齿轮的误差是极小的,不会影响检测的结果。这就需要有一个十分精确的测量齿轮,特别是在测量精密齿轮时。

如果两个齿轮是紧密相啮合,它们在工作节圆上齿厚之和等于在此圆上的齿距(圆弧上度量的),另外,两个齿轮的工作节圆直径与其齿数成正比。这些关系加上齿厚基本方程式就得联立方程式,从它们可得到工作的端面压力角。

$$\operatorname{inv} \alpha_{wt3} = \frac{s_{bt2} + s_{bt3} - p_{bt}}{d_{b2} + d_{b3}} \quad \dots\dots\dots (49)$$

式中:

s_{bt2} ——产品齿轮的最大端面基圆齿厚,单位为毫米(mm);

s_{bt3} ——测量齿轮的端面基圆齿厚,单位为毫米(mm);

d_{b2} ——产品齿轮的基圆直径,单位为毫米(mm);

d_{b3} ——测量齿轮的基圆直径,单位为毫米(mm);

α_{wt3} ——紧密啮合时端面工作压力角,单位为度(°);

p_{bt} ——端面基圆齿距,单位为毫米(mm)。

α_{wt3} 也可用下式计算:

$$\text{inv}\alpha_{wt3} = \left[\frac{s_{n2} + s_{n3} - \pi}{z_2 + z_3} \right] + \text{inv}\alpha_t \quad \dots\dots\dots (50)$$

式中:

s_{n2} ——产品齿轮在分度圆直径处的法向齿厚,单位为毫米(mm);

s_{n3} ——测量齿轮在分度圆直径处的法向齿厚,单位为毫米(mm);

z_2 ——产品齿轮的齿数;

z_3 ——测量齿轮的齿数。

产品齿轮在分度圆上的最大齿厚的尺寸,等于公称齿厚减去齿厚上偏差。

所有的测量均在端平面上进行。

最大中心距值 $a_{\max}$ (mm)可由下式计算:

$$a_{\max} = \frac{m_t \cos \alpha_n}{2 \cos \beta_b \cos \alpha_{wt3}} (z_2 + z_3) \quad \dots\dots\dots (51)$$

最大检测半径 $r_{2\max}$ 是:

$$r_{2\max} = a_{\max} - r_3 \quad \dots\dots\dots (52)$$

式中:

r_3 ——测量齿轮检测半径,单位为毫米(mm)。

6.5.2 最小检测半径

图 22 表明一个典型的径向综合啮合检测的图,“最大齿轮迹线”表示一个齿轮,它有一个最大实效齿厚 $s_{wt\max}$ 的齿,对于径向综合啮合测试或检测中心距的公差带,必须包括由径向综合总公差加上齿厚公差的全部偏差。两个组成部分都随产品齿轮的尺寸和精度不同而变化。

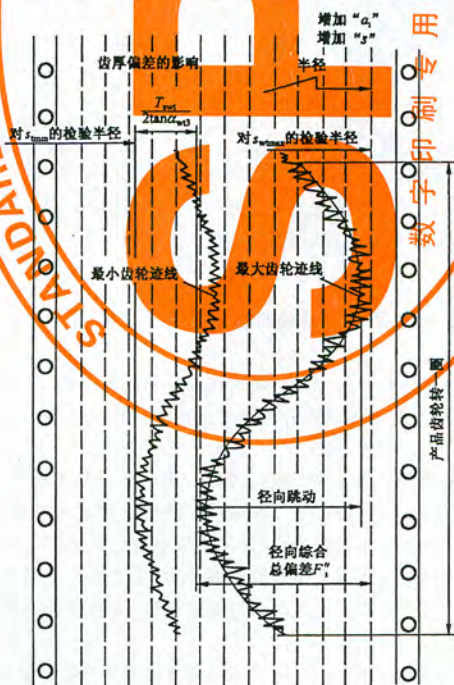


图 22 径向综合啮合检测测量齿厚

在下面求 $a_{\min}$ 的公式中,用 α_{wt3} 作为最小压力角是一个近似的方法,如果需要更为精确的结果,可用式(49)或式(50)和 $a_{\min}$ 重新计算,取得最后的数值。

$$a_{\min} = a_{\max} - F_i'' - \frac{T_{\text{swt}}}{2 \tan \alpha_{wt3}} \quad \dots\dots\dots (53)$$

式中:

$a_{\min}$ ——最小中心距;

T_{swt} ——与测量齿轮啮合的工作节圆直径处的端面齿厚公差。

$$r_{2\min} = a_{\min} r_3 \quad \dots\dots\dots (54)$$

$$T_{\text{swt}} = \frac{T_{\text{sn}} d_w}{\cos \beta d} \quad \dots\dots\dots (55)$$

7 齿轮的公差和配合

7.1 概述

装配好的齿轮是相匹配的产品,为了保证它们无障碍地运转,需要适当的侧隙配合。决定配合的齿轮副要素有(图 23):

s_1 ——小齿轮的齿厚;

s_2 ——大齿轮的齿厚;

a ——箱体的轴中心距。

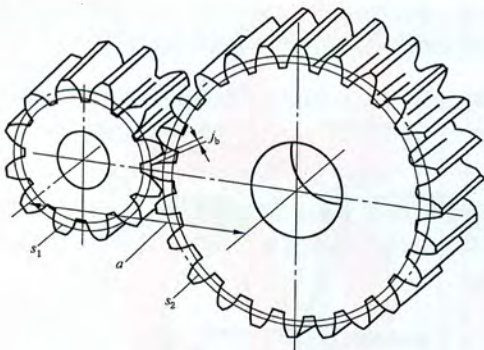


图 23 齿轮轮齿的配合

除了上述这些要素的尺寸外,齿轮的配合也受到齿轮的开头和位置偏差以及轴线平行度的影响。

小齿轮和大齿轮的齿厚(实际)尺寸和轴的中心距尺寸加上相应齿轮要素的偏差,确定了齿轮轮齿的侧隙 j ,即在工作直径处非工作齿面间的间隙。

通常,最大侧隙并不影响传递运动的性能和平稳性,同时,实效齿厚偏差也不是在选择齿轮的精度等级时的主要考虑因素。在这些情况下,选择齿厚及其测量方法并非关键,可以用最方便的方法。在很多应用场合,允许用较宽的齿厚公差或工作侧隙,这样做不会影响齿轮的性能和承载能力,却可以获得较经济的制造成本。除非十分必要,不应该采用很紧的齿厚公差,因为这对于制造成本有很大的影响。当最大侧隙必须严格控制的情况下,对各影响因素必须仔细地研究,有关齿轮的精度等级、中心距公差和测量方法,必须仔细地予以规定。

很可能需要规定一个更为精密的精度等级,以便保持最大侧隙在要求的极限范围之内。

最小工作侧隙不应当成为零或负值。由于工作侧隙是由装配侧隙和工作状态确定的,它们包括挠

度、安装误差、轴承的径向跳动、温度以及其他未知因素的影响,因而必须区别开:

- 装配侧隙,和
- 工作侧隙。

侧隙不是一个固定值,由于制造公差和工作状态等原因,它在不同的轮齿位置上是变动的。

本指导性技术文件只限于有关装配侧隙和齿厚。有关轴中心距和轴线平行度的测量,包含在 GB/Z 18620.3 中。

齿轮诸要素的形状和位置偏差,包含在 GB/T 10095.1 和 GB/T 10095.2 中。

关于适当的检测方法方面的意见,已在第 6 章中提出,关于计算工作侧隙的导则,在附录 A 中给出。

7.2 齿厚公差

轮齿的给定尺寸公差的影响,取决于装配。另外,尺寸的测量取决于所用的方法及轮齿的几何偏差,如在 GB/T 10095.1 和 GB/Z 18620.1 中所论述的。为了确定这些影响,计算应在端平面上进行,因为最终的齿轮传动运动和侧隙,常常是在圆周上测得的值。

齿厚与侧隙的给定值,是由设计人员按其使用情况选定的,在分度圆上垂直于齿线方向来规定和测量其值,可能是方便的。

7.2.1 齿厚上偏差 E_{sns}

齿厚上偏差取决于分度圆直径和允许差,其选择大体上与轮齿精度无关。

7.2.2 齿厚下偏差 E_{snl}

齿厚下偏差是综合了齿厚上偏差及齿厚公差后获得的,由于上、下偏差都使齿厚减薄,从齿厚上偏差中应减去公差值。

$$E_{snl} = E_{sns} - T_{sn} \quad \dots\dots\dots (56)$$

E_{sni} 和 E_{sns} 应有正负号。

注意:

$$T_{sn} = T_{st} \cos \beta \quad \dots\dots\dots (57)$$

7.2.3 法向齿厚公差 T_{sn}

法向齿厚公差的选择,基本上与轮齿的精度无关,它主要应由制造设备来控制。如果出于工作运行的原因必须控制最大侧隙时,就必须用附录 A 中所提供的方法进行计算。必须注意太小的齿厚公差对制造成本和保持轮齿的精度方面是不利的,因为它们在制造过程不必要地限制了校正的可能性。

附录 A

(资料性附录)

侧隙和齿厚公差

A.1 目的

本附录对选择齿轮的齿厚公差和最小侧隙提供一个合理的方法。一对相啮齿轮,利用最小侧隙、齿厚公差、中心距公差及轮齿的精度公差,还提供一个计算其最大期望侧隙的方法。本附录还包括推荐的最小侧隙值。

A.2 侧隙

在一对装配好的齿轮副中,侧隙 j 是相啮齿轮齿间的间隙,它是在节圆上齿槽宽度超过相啮合的轮齿齿厚的量。侧隙可以在法向平面上或沿啮合线(见图 A.1)测量,但是它是在端平面上或啮合平面(基圆切平面)上计算和规定的。

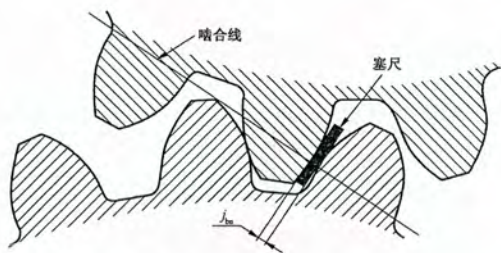


图 A.1 用塞尺测量侧隙(法向平面)

单个齿轮并没有侧隙,它只有齿厚,相啮齿的侧隙是由一对齿轮运行时的中心距以及每个齿轮的实效齿厚所控制。

所有相啮的齿轮必定要有些侧隙。必须要保证非工作面不会相互接触,在一个已定的啮合中,侧隙在运行中由于受速度、温度、负载等的变动而变化。在静态可测量的条件下,必须有足够的侧隙,以保证在带负载运行于最不利的工作条件下仍有足够的侧隙。

侧隙需要的量与齿轮的大小、精度、安装和应用情况有关。

A.3 最大齿厚

齿轮的最大齿厚是这样确定的。即假定齿轮在最小中心距时与一个理想的相配齿轮啮合,能存在所需的最小侧隙。齿厚偏差使最大齿厚或从其最大值减小,从而增加了侧隙。

对于 $x=0$ 的齿轮,理论齿厚或公称齿厚通常等于分度圆上的齿距的一半。除非有专门的规定,一个未装配的齿轮其实际最大齿厚常常比理论值要小,因为制造者常常以减小齿厚来实现侧隙。

A.4 最小侧隙

最小侧隙 j_{bmin} 是当一个齿轮的齿以最大允许实效齿厚与一个也具有最大允许实效齿厚的相配齿在最紧的允许中心距相啮合时,在静态条件下存在的最小允许侧隙。这是设计者所提供的传统“允许侧隙”,以防备下列所述情况:

- a) 箱体、轴和轴承的偏斜;

- b) 由于箱体的偏差和轴承的间隙导致齿轮轴线的不对准;
- c) 由于箱体的偏差和轴承的间隙导致齿轮轴线的歪斜;
- d) 安装误差,例如轴的偏心;
- e) 轴承径向跳动;
- f) 温度影响(箱体与齿轮零件的温度差、中心距和材料差异所致);
- g) 旋转零件的离心胀大;
- h) 其他因素,例如由于润滑剂的允许污染以及非金属齿轮材料的溶胀。

如果上述因素均能很好地控制,则最小侧隙值可以很小,每一个因素均可用分析其公差来进行估计,然后可计算出最小的要求量,在估计最小期望要求值时,也需要判断和经验,因为在最坏情况时的公差,不大可能都叠加起来。

表 A.1 列出了对工业传动装置推荐的最小侧隙,这传动装置是用黑色金属齿轮和黑色金属的箱体制造的,工作时节圆线速度小于 15 m/s,其箱体、轴和轴承都采用常用的商业制造公差。

表 A.1 对于中、大模数齿轮最小侧隙 j_{bmin} 的推荐数据

单位为毫米

m_n	最小中心距 a_i					
	50	100	200	400	800	1 600
1.5	0.09	0.11	—	—	—	—
2	0.10	0.12	0.15	—	—	—
3	0.12	0.14	0.17	0.24	—	—
5	—	0.18	0.21	0.28	—	—
8	—	0.24	0.27	0.34	0.47	—
12	—	—	0.35	0.42	0.55	—
18	—	—	—	0.54	0.67	0.94

表 A.1 中的数值,也可用公式 A.1 进行计算:

$$j_{bmin} = \frac{2}{3} (0.06 + 0.0005a_i + 0.03m_n) \quad \dots\dots\dots (A.1)$$

注意: a_i 必须是一个绝对值。

$$j_{bn} = |(E_{sns1} + E_{sns2})| \cos\alpha_n \quad \dots\dots\dots (A.2)$$

如果 E_{sns1} 和 E_{sns2} 相等,则 $j_{bn} = 2E_{sns} \cos\alpha_n$,小齿轮和大齿轮的切削深度和根部间隙相等,且重合度为最大。

A.5 齿厚测量中的规定

对于任何检测方法所规定的最大齿厚必须减小,以便确保径向跳动及其他切齿时变化对检测结果的影响,不致增加最大实效齿厚,规定的最小齿厚也必须减小,以便使所选择的齿厚公差能实现经济的齿轮制造,且不会被来源于精度等级的其他公差所耗尽。

A.6 最大侧隙

一对齿轮副中的最大侧隙 j_{bmax} ,是齿厚公差、中心距变动和轮齿几何形状变异的影响之和。理论的最大侧隙发生于两个理想的齿轮按最小齿厚的规定制成,且在最松的允许中心距条件下啮合。最大侧隙中心距对外齿轮是指最大的,对内齿轮是指最小的。

最大理论侧隙也可发生于当两个齿轮都按最小实效齿厚 s_{wmin} 制成,且运行于最大侧隙中心距条件下碰在一起时。在实践中,那种情况不大可能发生。

s_{wtmin} 值的计算方法如下:

$$s_{wtmin} = s_{wt} - E_{ani} \frac{\cos \alpha_n}{\cos \beta_b} \frac{1}{\cos \alpha_{wt}} - 2F_i'' \tan \alpha_{wt} \quad \dots\dots\dots (A.3)$$

$$j_{wtmax} = p_{wt} - s_{wtmin1} - s_{wtmin2} - (a_{max} - a_{min}) 2 \tan \alpha_{wt} \quad \dots\dots\dots (A.4)$$

式中:

s_{wt} ——在工作直径处的理论端面齿厚;

p_{wt} ——工作节圆的齿距。

在工作直径处侧隙的值,可以按下面方法转换成塞尺测得的侧隙 j_{bn} :

$$p_{wt} = \frac{2\pi a_{min}}{z_1 + z_2} \quad \dots\dots\dots (A.5)$$

$$j_{bn} = j_{wt} \cos \alpha_{wt} \cos \beta_b \quad \dots\dots\dots (A.6)$$

$$j_{bn} = j_{wn} \cos \alpha_n \quad \dots\dots\dots (A.7)$$

最大期望侧隙是 j_{bnmax} 及轮齿的单个要素和中心距变动的统计分布的函数。由于制造上的原因而造成轮齿的任何偏差将减少最大期望侧隙,需要用经验和判断来估计一个合理的数值。

如果必须控制最大侧隙的话,应该对最大侧隙的每个要素作仔细的分析,然后选择一个精度等级,以求按需要去限制轮齿的偏差。

对于一个装配好的齿轮传动装置,特别是多级传动,如果用最大侧隙作为验收合格准则时,其最大合格值必须很小心地选择,以求总成的每个部分都能有合理的制造公差。

参 考 文 献

- [1] ISO 701:1998 International gear notation—Symbols for geometrical data.
 - [2] ISO 1122:1998 Glossary of gears—Geometrical definitions.
 - [3] ISO/TR 10063 Cylindrical gears—Function groups, test groups, tolerance families (in the state of preparation).
 - [4] ISO/TR 10064-4:1998 Cylindrical gears—Recommendations relative to surface roughness and tooth contact pattern checking (in the state of preparation).
-

中 华 人 民 共 和 国
 国家标准化指导性技术文件
 圆柱齿轮 检验实施规范
 第2部分:径向综合偏差、径向跳动、
 齿厚和侧隙的检验
 GB/Z 18620.2—2008/ISO/TR 10064-2:1996

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

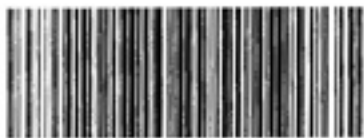
网址 www.spc.net.cn
 电话:68523946 68517548

中国标准出版社秦皇岛印刷厂印刷
 各地新华书店经销

开本 889×1230 1/16 印张 2 字数 51 千字
 2008年7月第一版 2008年7月第一次印刷

书号: 155046·1-31944 定价 24.00 元

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



GB/Z 18620.2-2008