

# 侧隙 齿厚偏差 齿厚公差原则

DIN 3967 - 1978 (最新更新 by freak 2012/6/15)

为促进本标准的应用，附录 A 中已包含了齿厚偏差的计算方法。附录 B 中增加了将偏差转化到多种测量方式的信息。

DIN 齿轮副侧隙配合系统允许齿厚极限偏差的定义考虑了发生在齿轮传动过程中的所有影响因素和整个传动装置的所有偏差。

因此，配合系统一方面包含了轮齿的偏差及公差，参考主要的齿轮安装方案，另一方面包含了其他所有齿轮传动组分的偏差及公差，这是由于它们确定了轮齿的相对位置。这些数值是定义在一个参考温度下，会随着运转过程中的温度的上下波动，受载时的弹性变形和可能的膨胀或收缩而改变。

配合系统定义为齿轮副在分度圆法向上的齿厚配合系统，即所有偏差，公差和在齿轮传动中运转引起的变动都视为齿厚变动，并且需要转化到法向。

选择法向是由于生产能力,即法向上所需的齿厚公差与螺旋角相独立。同时也由于计量上的缘故，法向弦齿厚和公法线长度均在法向上测量。

然而，由于完成后的齿轮传动的侧隙是测量圆周侧隙，偏差的计算是在端面上计算(见附录 A)。

配合系统为保证安全的最小侧隙和限制最大侧隙而提供。

配合系统的参考基准是无侧隙条件下、名义中心距、名义径向变位和无误差的组成部分。

所需的齿厚负偏差可由一个附加的在负方向上的径向变位  $\Delta x$  产生。然而这在名义径向变位时未考虑。

在计算承载量时齿厚减薄是否需要考虑，需要视具体情况而定。在  $\left| \frac{A_{\text{sn}}}{m_n} \right| > 0.05$  的任何情

况下，无论何时齿厚减薄对承载量的影响都需要予以考虑。

## 1 其他相关标准

DIN 3960 渐开线圆柱齿轮与圆柱齿轮副的定义和参数

DIN 3961 圆柱齿轮轮齿公差及原则

DIN 3962 第一部分 圆柱齿轮轮齿公差，单个参数偏离公差

DIN 3964 圆柱齿轮传动的中心距偏差及箱体轴位置公差

DIN 3999 轮齿符号

## 2 侧隙

尽管侧隙数值与轮齿精度完全无关，但另一方面来说，不同的轮齿精度要求了所给齿厚偏差，以保证必要或允许的侧隙。最小侧隙由上偏差决定。但最小侧隙并不对应上偏差之和，这是由于一整系列因素会影响侧隙。

### 2.1 理论侧隙

理论侧隙  $j_t$  来自于转化到端面上的齿厚偏差和转化的中心距偏差。

$$j_t = -\frac{A_{\text{sn}1} + A_{\text{sn}2}}{\cos \beta} + A_a \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = -\sum A_{\text{st}} + \Delta j_a$$

## 2.2 验收侧隙

验收侧隙是在参考温度下空载的齿轮传动一齿轮转动到与另一齿轮齿面接触时得到的。通常它比理论侧隙小，这是由于使侧隙减小的因素往往超过使侧隙增大的因素。减小侧隙的因素有,例如,轮齿偏差，形状和位置偏差等，见附录 A。

## 2.3 工作侧隙

工作侧隙是当传动齿轮运转时得到的侧隙。它不是常数。尤其是在齿轮传动起动阶段，与箱体相比，由于齿轮温升速度更快，导致工作侧隙更大的变动。一般来说，当箱体的线膨胀系数大于齿轮线膨胀系数时，工作侧隙往往比验收侧隙要大。齿轮轴的偏斜和移位也会影响工作侧隙。

## 3 齿厚偏差与公差

通常齿厚偏差及公差可直接从表 1 和表 2 里的经验值查询到。例如，作为规定，每个齿轮的上偏差(数值)应至少与箱体中心距的下偏差相等(未转化)。若侧隙和齿厚偏差无经验数值以供查询，则侧隙和齿厚偏差必须依靠计算得到。此类指导可见附录 A。计算数值通常圆整成表 1 和表 2 中代号。如果例外地由于传动要求，需要少量侧隙时，计算则必不可少。

表 1.齿厚上偏差  $A_{sne}$  ( $\mu m$ )

分度圆直径 mm		偏差系列										
从	至	a	ab	b	bc	c	cd	d	e	f	g	h
—	10	-100	-85	-70	-58	-48	-40	-33	-22	-10	-5	0
10	50	-135	-110	-95	-75	-65	-54	-44	-30	-14	-7	0
50	125	-180	-150	-125	-105	-85	-70	-60	-40	-19	-9	0
125	280	-250	-200	-170	-140	-115	-95	-80	-56	-26	-12	0
280	560	-330	-280	-230	-190	-155	-130	-110	-75	-35	-17	0
560	1000	-450	-370	-310	-260	-210	-175	-145	-100	-48	-22	0
1000	1600	-600	-500	-420	-340	-290	-240	-200	-135	-64	-30	0
1600	2500	-820	-680	-560	-460	-390	-320	-270	-180	-85	-41	0
2500	4000	-1100	-920	-760	-620	-520	-430	-360	-250	-115	-56	0
4000	6300	-1500	-1250	-1020	-840	-700	-580	-480	-330	-155	-75	0
6300	10000	-2000	-1650	-1350	-1150	-940	-780	-640	-450	-210	-100	0

表 2.齿厚公差  $T_{sn}$  ( $\mu m$ )

分度圆直径 mm		公差系列									
从	至	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
—	10	3	5	8	12	20	30	50	80	130	200
10	50	5	8	12	20	30	50	80	130	200	300
50	125	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400
125	280	8	12	20	30	50	80	130	200	300	500
280	560	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600
560	1000	12	20	30	50	80	130	200	300	500	800
1000	1600	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000
1600	2500	20	30	50	80	130	200	300	500	800	1300
2500	4000	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1600
4000	6300	30	50	80	130	200	300	500	800	1300	2000
6300	10000	40	60	100	160	250	400	600	1000	1600	2400

### 3.1 上偏差

上偏差可独立地根据分度圆直径和偏差系列查询表 1。它们的选择很大程度上与轮齿精度相独立。作为同种类型的传动规则，为任何情况下的大小齿轮从单一的偏差系列里选取上偏差都是可能的，然而从不同偏差系列里选取也是允许的。

### 3.2 下偏差

下偏差可通过联合上偏差和齿厚公差得到。由于上，下偏差往往为负数，公差的数值必须扣除上偏差。

### 3.3 齿厚公差

齿厚公差可查阅表 2。尽管应铭记:根据 DIN 3962 第一部分，齿厚公差值必须至少为允许齿厚变动量  $R_s$  的 2 倍，但是齿厚公差的选择很大程度上与轮齿精度相独立，并且应由生产设备控制。如传动要求需监控最大齿隙，需根据附录 A 计算。一般来说，需指出的是，小的齿厚公差会对齿轮精度的维护有不利影响，因为它们不必要的限制了制造过程中的修正的可能性(见例 VDI/VDI 2608)。

为了清晰的把它们与轮齿精度区别开，公差系列已划分为 21 至 30 系列。24 - 27 为优选系列。

### 3.4 图纸信息

极限偏差可在图纸上直接表示出来或通过代码标识，见 DIN 3966 第一部分。标识由齿厚公差系列数字和齿厚上偏差系列字母符号组成。

例:27cd，这个标识代表，例如对于  $d=100mm$ ，极限偏差  $A_{sne} = -70 \mu m$ ， $A_{sni} = -170 \mu m$ 。

## 4 转化齿厚偏差至不同检测方法

配合系统参照一个理论数值。这就是法向齿厚，然而法向齿厚无法直接测量。因此多种间接测量方法被采用，见 DIN 3960。对于无误差的齿轮，不同被测量间存在着数学关系。然而，由于单个被测量受轮齿单个偏差的影响不同，纯理论的齿厚偏差转换不一定能保证所需侧隙。当拥有充足经验时(例如在齿厚公差区域 26e 或更粗的公差区域的情况下)，齿厚偏差能直接转换成所给检测尺寸偏差(如公法线长度偏差)，并且这些用于被测齿轮的验收。然而，可能发生的是，通过不同的测量方法(如量棒测量)的验收检测，可能出现公差并不完全符合。

对于较紧公差区域，因此所推荐的是，当计算不同检测尺寸和它们的偏差时使用合适的修正，凭经验(或统计)考虑单个误差对这些检测尺寸的影响。附录 B 给出了确定修正数值的指导。对于计算偏差系数，根据 DIN 3960 1976/10 版第 4.1.3 节和第 5 节，通常应利用平均展成径向变位系数  $x_{Em}$ ，对应平均偏差。

## 5 示例

长度尺寸单位 mm

斜齿轮		外啮合	
		小齿轮	大齿轮
法向模数	$m_n$	5	
齿数	$z$	20	97
标准齿条齿廓	轮齿	DIN 867	
	刀具	DIN 3972	
螺旋角	$\beta$	9° 53' 49" DIN 3978	
旋向		左旋	右旋
分度圆	$d$	101.511	492.326
DIN3992 径向变位系数	$x$	+0.4000	+0.2389
轮齿精度		6	7
齿宽	$b$	70	
材料		小齿轮 16MnCr5	大齿轮 42CrMo4V
箱体材料		GG22	
箱体中心距	$a$	300js7	
箱体宽度		200	
轴向位置精度等级		5, $f_{\sum\beta} = f_{\sum\delta} = 0.02$	

小齿轮硬化后研磨，大齿轮热处理并球磨。假设由经验已知齿厚上偏差系列 cd 适合此类传动。

根据表 1，选取上偏差:

小齿轮:  $A_{sne1} = -70 \mu m$ ，大齿轮:  $A_{sne2} = -130 \mu m$

(这些数值代数上小于中心距下偏差  $-26 \mu m$ )

对于相关特殊应用，遵守功能性强加的最大侧隙是不必要的。为了配合硬化变形，同时也为保持研磨成本低，小齿轮的公差取值相对较大。对于系列 27，表 2 给出了  $T_{sn1}=100 \mu m$ ，于是:

$$A_{sne1} = -70 \mu m = -0.070mm$$

$$A_{sni1} = -170 \mu m = -0.17mm$$

(下偏差=上偏差 - 公差值)

由于大齿轮是球磨，表 2 系列 26 里给出的公差  $100 \mu m$  是足够的。于是：

$$A_{sne2} = -130 \mu m = -0.130mm$$

$$A_{sni2} = -230 \mu m = -0.230mm$$

采用这些符合制造需要的公差带意味着齿厚并未被不可接受的削弱。

$$\frac{|A_{sni2}|}{m_n} = \frac{0.23}{5} < 0.05$$

根据 DIN 3962 第一部分，由于所允许的小齿轮齿厚变动量为  $14 \mu m$ ，大齿轮波动为  $25 \mu m$ ，公差的选择在这方面也是正确的(见 3.3 节)。

根据 DIN 3960，由名义尺寸和偏差，可计算出最大，平均和最小齿厚或径向变位量  $x$ ：

齿数 z			20	97
齿厚	名义齿厚	$S_n$ nenn	9.3099	8.7235
	最大齿厚	$S_n$ max	9.2399	8.5935
	平均齿厚	$S_n$ mittel	9.1899	8.5435
	最小齿厚	$S_n$ min	9.1399	8.4935
径向变位	名义变位系数	$x$ nenn	+0.4000	+0.2389
	最大变位系数	$x$ max	+0.3808	+0.2032
	平均变位系数	$x$ mittel	+0.3670	+0.1894
	最小变位系数	$x$ min	+0.3533	+0.1757

以上结果导致如下测量尺寸及偏差

公法线长度	W	$39.619 \pm 0.047$	$177.485 \pm 0.047$
跨测齿数	K	3	12
偏差系数	$A_w^*$	0.940	0.940
跨球距	$M_{dK}$	$117.472 \pm 0.099$	$507.604 \pm 0.126$
跨棒距	$M_{dR}$		$507.670 \pm 0.126$
量球/量棒直径	$D_M$	$9.297 \approx 9$	$8.471 \approx 9$
偏差系数	$A_{Md}^*$	1.988	2.524
与主齿轮工作距离	a "	$129.314 \pm 0.061$	$323.962 \pm 0.066$
主齿轮齿数(DIN 3970) <sup>1)</sup>	$z_L$	30	30
偏差系数	$A_{a''}^*$	1.218	1.325

<sup>1)</sup> 计算基于径向变位系数  $x_L = +0.15$ , 主齿轮齿厚偏差为 0, 进一步信息请参考 VDI 代码 2608

计算出的被测值偏差如图 1。这些是理想的几何值。对于实际测量使用，它们可能需要修正，见第 4 节和附录 B (图 B.1 和 B.3)。

由于箱体公差和其他影响，验收侧隙可能要小于上偏差之和。然而，由于轮齿的倾斜，箱体公差和进一步影响，侧隙也可能大于下偏差之和(见附录 A)。

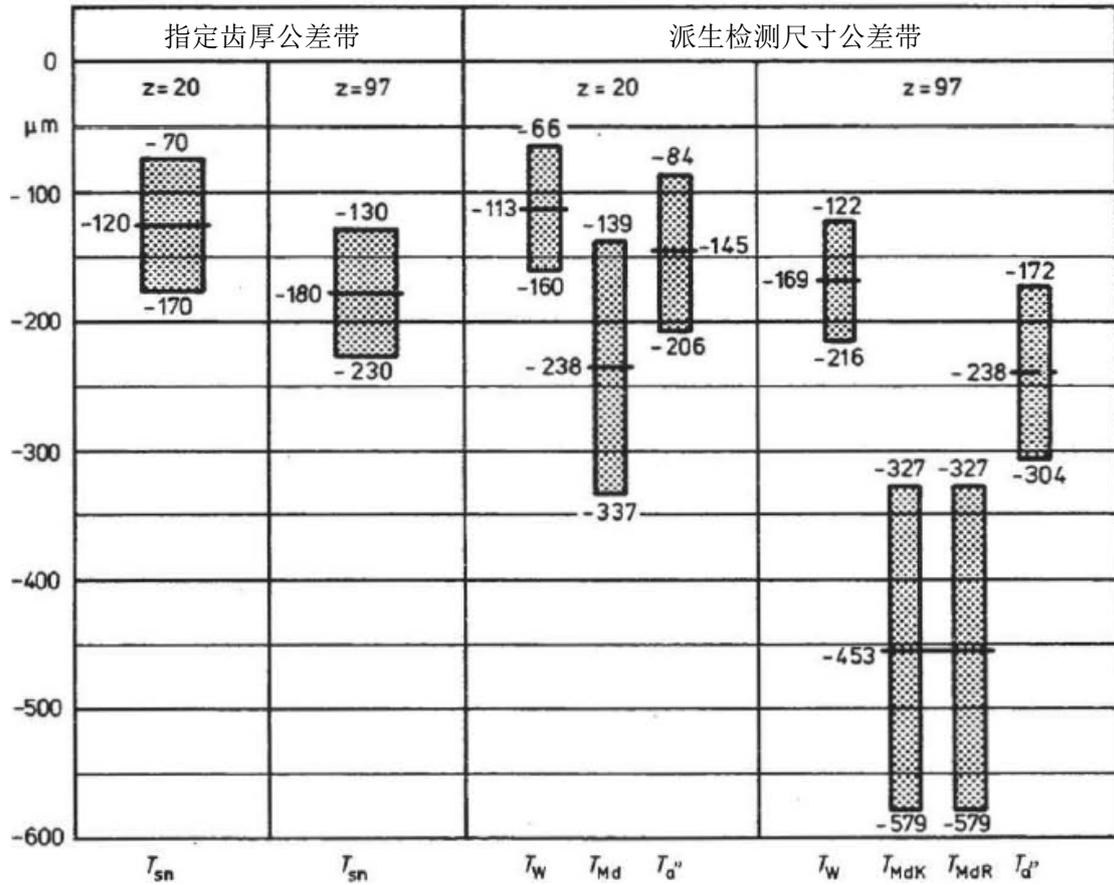


图 1.齿厚公差带理想几何转换后的检测尺寸公差带

## 附录 A

### 齿厚偏差或侧隙计算

#### 内容

#### A.1 概要

- A.1.1 符号及标识
- A.1.2 侧隙与偏差之间的关联

#### A.2 侧隙修正影响

- A.2.1 温升
- A.2.2 箱体中心距公差
- A.2.3 箱体孔轴线不平行度
- A.2.4 轮齿单个偏差
- A.2.5 膨胀或收缩
- A.2.6 组分位置，形状和尺寸偏差
- A.2.7 弹性变形

#### A.3 侧隙修正影响的作用

#### A.4 侧隙修正影响计算方法

- A.4.1 通过温升产生的侧隙修正  $\Delta j_v$
- A.4.2 通过中心距公差产生的侧隙修正  $\Delta j_a$
- A.4.3 通过箱体孔轴线不平行度产生的侧隙修正  $\Delta j_{\Sigma \beta}$
- A.4.4 通过轮齿单个偏差产生的侧隙修正  $\Delta j_F$
- A.4.5 通过膨胀或收缩产生的侧隙修正  $\Delta j_Q$
- A.4.6 通过组分位置，形状和尺寸偏差产生的侧隙修正  $\Delta j_B$
- A.4.7 通过弹性变形产生的侧隙修正  $\Delta j_E$

#### A.5 由最小侧隙 $j_{tmin}$ 及侧隙修正影响计算上偏差之和 $\Sigma A_{ste}$

- A.5.1 确定法向齿厚上偏差

#### A.6 由最大侧隙 $j_{tmax}$ 及侧隙修正影响计算下偏差之和 $\Sigma A_{sti}$

- A.6.1 定义
- A.6.2 最大侧隙  $j_{tmax}$
- A.6.3 计算方法
- A.6.4 确定法向齿厚下偏差

#### A.7 由齿厚偏差及侧隙修正效果计算侧隙

#### A.8 法向齿厚偏差图表

## **A.9 确定齿厚偏差举例**

- A.9.1 上偏差
- A.9.2 下偏差
- A.9.3 未指定最大侧隙的下偏差
- A.9.4 修形条件下的偏差
- A.9.5 验收侧隙

## **A.10 确定预期侧隙举例**

- A.10.1 确定理论侧隙
- A.10.2 验收侧隙

## **A.1 概要**

### **A.1.1 符号及标识**

- a 中心距
- b 齿宽
- d 分度圆直径
- $f_p$  单个齿距偏差
- $f_{\Sigma \beta}$   $L_G$  长度上的轴线偏斜量
- $j_t$  理论侧隙
- $j_{ta}$  验收侧隙
- $j_{tw}$  工作侧隙
- $j_{tmax}$  最大圆周侧隙
- $j_{tmin}$  最小圆周侧隙
- m 模数
- $\omega$  相对吸水率（相对体积膨胀）
- $x_{mean}$  平均齿厚偏差的径向变位系数
- $A_a$  中心距偏差
- $A_{ae}$  中心距上偏差
- $A_{ai}$  中心距下偏差
- $A_{sne}$  法向齿厚上偏差
- $A_{sni}$  法向齿厚下偏差
- $A_{ste}$  端面齿厚上偏差
- $A_{sti}$  端面齿厚下偏差
- $F_f$  齿廓总偏差 <sup>1)</sup>
- $F_{pk}$  K 个齿距累积偏差
- $F_r$  同心度偏差
- $F_\beta$  齿向总偏差 <sup>1)</sup>
- $L_G$  轴上轴承中心分离量
- $Q_G$  箱体膨胀
- $Q_R$  齿轮膨胀

<sup>1)</sup> - 测量是依据 DIN 3960 在端面上与基圆柱相切

$R_s$	齿厚变动量
$T$	公差
$T_{a'}$	两齿廓工作距离公差
$T_{R_s'}$	法向弦齿厚变动量
$T_{sn}$	法向齿厚公差
$T_{Md}$	量柱或量球跨距公差
$T_{Mr}$	径向单球或单针测量公差
$T_w$	公法线长度公差
$\alpha$	压力角
$\alpha_n$	法向压力角
$\alpha_t$	端面压力角
$\alpha_G$	箱体线膨胀系数
$\alpha_R$	齿轮或齿轮环线膨胀系数
$\beta$	螺旋角
$\Delta j_a$	通过中心距公差产生的侧隙修正
$\Delta j_B$	通过组分的形状及尺寸偏差产生的侧隙修正
$\Delta j_E$	通过弹性变形产生的侧隙修正
$\Delta j_F$	通过轮齿单个偏差产生的侧隙修正
$\Delta j_Q$	通过膨胀或收缩产生的侧隙修正
$\Delta j_v$	通过温升产生的侧隙修正
$\Delta j_{\Sigma\beta}$	通过孔轴线不平行度产生的侧隙修正
$\Delta v_G$	相对 20°C 的箱体温差
$\Delta v_R$	相对 20°C 的齿轮温差
$\Sigma A_{sne}$	法向齿厚上偏差之和
$\Sigma A_{sni}$	法向齿厚下偏差之和
$\Sigma A_{ste}$	端面齿厚上偏差之和
$\Sigma A_{sti}$	端面齿厚下偏差之和

进一步下标:

1	小齿轮上的量
2	大齿轮上的量
K	采用量球测量
R	采用量棒测量

### A.1.2 侧隙与偏差的联系

与圆柱配合相比，由于多种侧隙修正因素的影响，轮齿配合所产生的侧隙不能由偏差直接计算。相反，如果需要某个特定的最小或最大侧隙，这个数值不能简单的分配给偏差，而是应该把侧隙修正影响考虑在计算中。

## A.2 侧隙修正影响

### A.2.1 温升

温升产生的侧隙的改变不仅仅发生在齿轮和箱体由不同线膨胀系数的材料制成的情况下，而且尤其发生在齿轮传动起始阶段，这是由于齿轮与箱体的温升不同。经常正是传动起

始阶段产生的侧隙变动是最大的。温差等效于箱体中心距的变动。

### A.2.2 箱体中心距公差

根据 DIN 3964 采用±公差，通过此公差，理论中心距被增加或减小，于是侧隙增大或减小。

### A.2.3 箱体孔轴线不平行度

箱体孔轴线不平行度可能由轴线倾角和轴线偏斜组成。轴线倾角不需要考虑，因为轴线倾角是不允许超出中心距公差的，于是被中心距公差覆盖了。而往往是轴线偏斜导致侧隙减小。

### A.2.4 轮齿单个偏差

轮齿单个偏差在齿轮不同圆周上表现不同。然而，在各种情况下，由于一个或多个点的单个齿向偏差,齿廓偏差,齿距偏差及齿厚变动量，将导致侧隙减小。这些偏差在某些情况下是相互关联的，于是最大允许值之和永远不会不发生。如果齿厚是容差的，则不必考虑同轴度偏差，这是由于齿厚及相应的齿厚变动量是参考以齿轮轴线为中心的分度圆。

### A.2.5 膨胀或收缩

塑料齿轮在潮湿空气中、水中、碳氢化合物或其他化学品中的膨胀或收缩会影响侧隙。若如果材料加工前已适当处理（预膨胀），任何后续改变影响甚微，可以忽略不计。

### A.2.6 组分的位置，形状和尺寸偏差

这里主要涉及到的是轴承（内、外径）同心度偏差和固定或旋转部件安装累计同心度偏差。这些偏差可能积聚或抵消，并且在运动(转动)部件中像这样循环作用。因此，它们同时拥有增加侧隙和减少侧隙的作用。由齿组件收缩造成齿廓变动，而产生的齿厚变化需分开处理。

### A.2.7 弹性

弹性变形的影响主要包括轴承、箱体的位移和轴、箱体受载情况下的的挠度。在工作条件下，它的作用几乎总是增大侧隙。当在计算中考虑它时，会使验收侧隙变小。

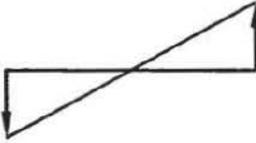
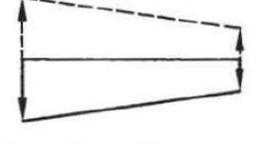
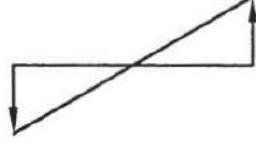
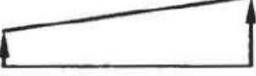
影响	符号	方向 上 下 偏差	备注
温升	$\Delta j_v$		$\alpha_G > \alpha_R$ $\alpha_G < \alpha_R$
中心距公差	$\Delta j_a$		↑ 加偏差 ↓ 减偏差
轴线不平行度	$\Delta j_{\Sigma\beta}$		
轮齿单个偏差	$\Delta j_F$		
膨胀或收缩	$\Delta j_Q$		$Q_G > Q_R$ $Q_G < Q_R$
组分形状与尺寸偏差	$\Delta j_B$		
弹性变形	$\Delta j_E$		

图 A.1 侧隙修正作用方式

↑ 侧隙增大+

↓ 侧隙减小-

### A.3 侧隙修正影响表现

侧隙修正影响在表 A.1 中图式化了。根据计算的是最小侧隙还是最大侧隙,影响会不同。在最小侧隙的情况下,每个侧隙的减小要求增大齿厚偏差值。由于偏差往往是负值,在图表中用一个向下的箭头代表。最差情况条件每次都需考虑。在计算最大侧隙时,不同的情况可能发生,并可能导致更小或相反效果。

### A.4 侧隙修正影响的计算

由于当固定齿厚偏差使侧隙从所规定的侧隙(工作侧隙)开始是必需的,故将侧隙修正效果作为侧隙修正来计算。

#### A.4.1 通过温升产生的侧隙修形 $\Delta j_v$

下式有足够的正确性::

$$\Delta j_v = a \cdot (\Delta v_G \cdot \alpha_G - \Delta v_R \cdot \alpha_R) \cdot 2 \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \quad (1)$$

若  $\Delta j_v$  是正的,会使侧隙增大,也可见 A.2.1 节。其余情况下会使侧隙减小,并且就需要单独计算。在参考温度 20°C 和更低温度时,这可能都需要计算。在这种情况下  $\Delta v_G = \Delta v_R$ 。

#### A.4.2 通过中心距公差产生的侧隙修正 $\Delta j_a$

在计算中,每次都需要将最不利的偏差作为基础,并按相应的符号带入算式。这意味着,对于外啮合齿轮副,  $A_{ai}$  对应最小侧隙,  $A_{ae}$  对应最大侧隙;而对于内啮合齿轮副,  $A_{ae}$  对应最小侧隙,  $A_{ai}$  对应最大侧隙

$$\Delta j_a \approx 2 \cdot A_a \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \quad (2)$$

#### A.4.3 通过孔轴线不平行度产生的侧隙修正 $\Delta j_{\Sigma\beta}$

轴线偏斜的影响与齿向角度偏差的影响相同。侧隙修正可由下式计算:

$$\Delta j_{\Sigma\beta} = -f_{\Sigma\beta} \cdot \frac{b}{L_G} \quad (3)$$

计算最大侧隙时,是以孔轴线完全平行的优势条件作为准则,此时  $\Delta j_{\Sigma\beta} = 0$ 。

#### A.4.4 通过轮齿单个偏差产生的侧隙修正 $\Delta j_F$

以下将被考虑在内:

- a) 齿向偏差
- b) 齿廓偏差
- c) 单个齿距偏差

以上三种偏差同时达到最大值产生影响是不太可能的。因此侧隙减小组分  $\Delta j_F$  的计算是根据误差传播定律,如下:

$$\Delta j_F = -\sqrt{\left(\frac{F_\beta}{\cos \alpha_t}\right)^2 + \left(\frac{F_f}{\cos \alpha_t}\right)^2 + f_p^2} \quad (4)$$

对于最大侧隙,若无偏差出现,则将发生最不利的情况。然而齿轮永远不会发生这种情况。至多齿轮有一个数值等于相应精度等级下许用偏差值一半的偏差。故对于最大侧隙,只

有  $\frac{1}{2}j_F$  是有效的。

分度圆上参数  $\Delta j_F$  与齿宽的依赖性微不足道。在  $\alpha = 20^\circ$  时， $\Delta j_F$  圆整后的值可参见表 A.1，只考虑对模数和轮齿精度的依赖性。

表 A.1  $\Delta j_F$  圆整值 ( $\mu\text{m}$ )

模数(mm)		轮齿精度等级											
从	至	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	2	4	6	7	10	13	17	24	34	51	82	130	210
2	3.55	5	6	8	10	14	18	24	36	54	86	136	218
3.55	6	5	7	9	12	15	19	27	40	60	94	150	236
6	10	6	8	11	14	19	25	34	51	75	120	187	300
10	16	7	9	13	17	23	31	41	59	86	138	216	362
16	25	8	11	15	20	28	38	52	75	108	171	289	434
25	40	10	14	19	26	34	48	66	94	135	214	339	536

#### A.4.5 通过膨胀或收缩产生的侧隙修正 $\Delta j_Q$

膨胀或收缩产生的侧隙影响同温升。在计算中需注意符号:膨胀以正号带入,收缩以负号带入。若配对两齿轮均为塑料材质,  $\omega$  为相对吸水率(如:  $\omega = 0.02$  即体积的 2%), 于是相对线性膨胀约为  $\frac{1}{3}\omega$ , 以下侧隙修正出现:

$$\Delta j_Q = \left(\frac{1}{3}\omega \cdot a\right) \cdot 2 \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \quad (5)$$

相对吸水率  $\omega$  的参考值可从塑料制造商发布的数据里得到。相似的考虑可应用到其他影响侧隙的组件的膨胀和收缩。

#### A.4.6 通过组分位置, 形状和尺寸偏差产生的侧隙修正 $\Delta j_B$

这些因素与中心距偏差影响相似, 于是可根据等式(2)计算。

#### A.4.7 通过弹性变形产生的侧隙修正 $\Delta j_E$

这部分取决于工作载荷, 并根据设计环境而决定。首先要计算齿轮副的移动, 它会影响中心距偏差。根据等式(2)进行侧隙修正计算。

### A.5 由最小侧隙 $j_{\min}$ 与侧隙修正的影响计算上偏差之和 $\Sigma A_{\text{ste}}$

计算基于最小侧隙  $j_{\min}$ 。这是已完成的齿轮传动处在最不利的工作条件下的最小圆周侧隙。

计算最小侧隙时, 需铭记的是, 所有导致侧隙减小的影响都需要考虑在计算中。因此最小侧隙能保持较小。最小侧隙尤其应用在较粗的精度等级, 此时齿面的最高点只是少数点, 故相对更高精度等级的齿轮磨损更快。

图 A.1 展示了不同影响的相互作用。然而, 这些组分中有些是不会同时达到最大范围。故这些得依据误差传播定律计算。上偏差之和首先在端面上计算。

$$\sum A_{ste} \leq -\left(j_{t\min} - (\Delta j_v) - (\Delta j_Q) - (\Delta j_E) + \sqrt{\Delta j_a^2 + \Delta j_{\sum\beta}^2 + \Delta j_{F1}^2 + \Delta j_{F2}^2 + \Delta j_B^2}\right) \quad (6)$$

(正向的侧隙对应负的偏差)

单个侧隙修正以相应符号带入。

正常情况下,对于通用机械工程,可采用  $\Delta j_Q = \Delta j_E = \Delta j_B = 0$ ,因而等式可简化如下:

$$\sum A_{ste} \leq -\left(j_{t\min} - (\Delta j_v) + \sqrt{\Delta j_a^2 + \Delta j_{\sum\beta}^2 + \Delta j_{F1}^2 + \Delta j_{F2}^2}\right) \quad (7)$$

### A.5.1 确定法向齿厚上偏差

由等式(6)或(7)计算出的端面上偏差之和需被转化到法向上。

$$A_{sne1} + A_{sne2} = \sum A_{ste} \cdot \cos \beta \quad (8)$$

只要满足等式(8),两齿轮间如何分配偏差之和是无关紧要的。因此,齿轮副中的一个齿轮可采用上偏差为0。此处需应用的原则是:尽可能避免齿根强度的削弱。

根据计算出的  $A_{sn1} + A_{sn2}$  或经验值,可从表1中选择与之相一致的合适值。表格中的数值为法向齿厚上偏差,并适用于所有模数及所有精度等级。应使用如下方式进行选择:所选偏差之和数值至少与等式(6)至(8)所计算的数值相等。

## A.6 由最大侧隙 $j_{t\max}$ 和侧隙修正影响来计算下偏差之和 $\sum A_{sti}$

### A.6.1 定义

齿轮副端面齿厚下偏差之和是在侧隙修正影响生效的情况下,整个齿轮传动中不得超过的最大侧隙计算得来。这些与最小侧隙一样(见A.5节)。

### A.6.2 最大侧隙 $j_{t\max}$

最大侧隙是指整个齿轮传动在最不利的工作条件下的最大圆周侧隙。

确定最大侧隙时,计算必须考虑所有侧隙修正影响。它不应选的过小。只有齿轮传动功能上要求窄侧隙时(调节传动,仪器仪表的传动,非均匀驱动或负载方向交变的齿轮传动),才允许采取窄侧隙。在其他所有情况下,唯一的决定因素是通过减薄齿厚导致的轮齿齿根强度可能出现的下降。因此,不通过计算而确定下偏差之和总是可能的。

### A.6.3 计算

影响的相互作用见图A.1。应用的规则与确定齿厚上偏差的规则一样。因此可得到如下:

$$\sum A_{sti} = -\left(j_{t\max} - (\Delta j_v) - (\Delta j_Q) - (\Delta j_E) \pm \sqrt{-(\Delta j_a)^2 + (\Delta j_{\sum\beta})^2 + \left(\frac{\Delta j_{F1}}{2}\right)^2 + \left(\frac{\Delta j_{F2}}{2}\right)^2 - (\Delta j_B)^2}\right) \quad (9)$$

在计算中,单个侧隙修正必须输入正确符号。若平方根下绝对值符号线间的数值为负,则平方根前采用减号,否则采用加号。

在通用机械工程的正常情况下,可采用:  $\Delta j_Q = \Delta j_E = \Delta j_B$ ,故简化如下:

$$\sum A_{sti} = -\left(j_{t\max} - (\Delta j_v) \pm \sqrt{-(\Delta j_a)^2 + (\Delta j_{\sum\beta})^2 + \left(\frac{\Delta j_{F1}}{2}\right)^2 + \left(\frac{\Delta j_{F2}}{2}\right)^2}\right) \quad (10)$$

#### A.6.4 确定法向齿厚下偏差

由等式(9)计算得到的端面齿厚下偏差之和可按照等式(8)转化到法向上。

根据等式(9)可能出现下偏差之和超过最大侧隙  $j_{tmax}$ 。

下偏差的分配应按如下进行:对应它们的尺寸,两齿轮给出与生产相一致的公差。

由表 2,选取齿厚公差,故两齿轮公差之和为:

$$T_1 + T_2 \leq \sum A_{sne} - \sum A_{sni} \quad (11)$$

与此同时,必须通过检查确保公差至少等于齿厚变动量公差的 2 倍。

$$T \geq 2R_s \quad (12)$$

于是由上偏差和公差得出下偏差:

$$A_{sni} = A_{sne} - T \quad (13)$$

如果上下偏差是由功能准则所决定的,可能发生齿厚公差不再与生产要求相一致。

为达到一个更大的公差,必须减少最小侧隙中导致侧隙减小的组分,同样的最大侧隙中导致侧隙增大的组分。因此,在这种情况下下一个与生产要求相一致的齿厚公差常常要求轴向位置更高的精度等级;换言之,必需衡量齿轮生产成本与箱体的生产成本。

如果进一步增加组分精度是不可能或不可取的,应通过检查确定是否或如果这样在什么样的代价下,工作温度能被影响。齿轮和配对齿轮的选配也有可能增大公差,这是由于在这种情况下公差不会全额相加,而是部分或完全重叠。

#### A.7 由齿厚偏差及侧隙修正计算侧隙

根据所规定的偏差,例如符合本标准的配合系统,预期的验收或工作侧隙是将侧隙修正影响考虑在内的计算。

$$j_{tmin} = -\sum A_{ste} - \sqrt{\Delta j_a^2 + \Delta j_{\sum\beta}^2 + \Delta j_{F1}^2 + \Delta j_{F2}^2 + \Delta j_B^2} + (\Delta j_v) + (\Delta j_Q) + (\Delta j_E) \quad (14)$$

$$j_{tmax} = -\sum A_{sti} \pm \sqrt{-(\Delta j_a)^2 + (\Delta j_{\sum\beta})^2 + \left(\frac{\Delta j_{F1}}{2}\right)^2 + \left(\frac{\Delta j_{F2}}{2}\right)^2 - (\Delta j_B)^2} + (\Delta j_v) + (\Delta j_Q) + (\Delta j_E) \quad (15)$$

须引起注意的是 A.4.2 节中对于  $\Delta j_a$  的说明。

单个侧隙修正附带所定的符号输入。若等式(15) 绝对值符号线间的数值为负,在平方根符号前需采用加号,否则采用减号。

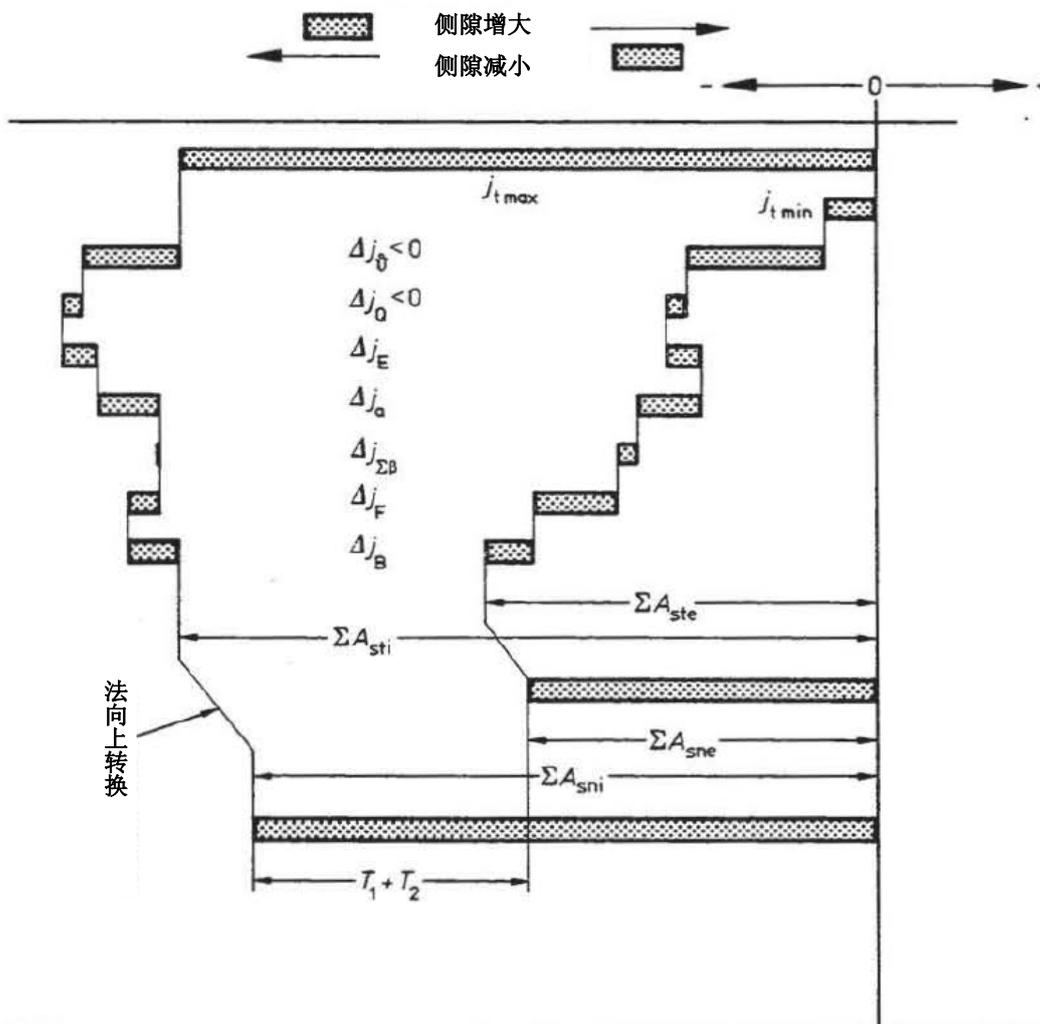
若单个影响因素是以实际值呈现,上式可化为如下:

$$j_{tmin} = -\sum A_{ste} + \Delta j_a + \Delta j_{\sum\beta} + \Delta j_B - \frac{F_{\beta 1}}{\cos \alpha_t} - \frac{F_{\beta 2}}{\cos \alpha_t} - \sqrt{\left(\frac{F_{f1}}{\cos \alpha_t}\right)^2 + f_{p1}^2} - \sqrt{\left(\frac{F_{f2}}{\cos \alpha_t}\right)^2 + f_{p2}^2} + \Delta j_v + \Delta j_Q + \Delta j_E \quad (16)$$

$$j_{tmax} = -\sum A_{sti} + \Delta j_a + \Delta j_{\sum\beta} + \Delta j_B - \frac{F_{\beta 1}}{\cos \alpha_t} - \frac{F_{\beta 2}}{\cos \alpha_t} - \sqrt{\left(\frac{F_{f1}}{2 \bullet \cos \alpha_t}\right)^2 + \left(\frac{f_{p1}}{2}\right)^2} - \sqrt{\left(\frac{F_{f2}}{2 \bullet \cos \alpha_t}\right)^2 + \left(\frac{f_{p2}}{2}\right)^2} + \Delta j_v + \Delta j_Q + \Delta j_E \quad (17)$$

## A.8 法向齿厚偏差图表

图 A.2 展示了侧隙和侧隙修正如何构成的，与两齿轮的偏差和公差之和是如何由此产生的。由于有些组分既可能使侧隙增大又可能使侧隙减小，此图仅供示例，并不能适用所有情况。起始点是零偏差。由于偏差均为负值，侧隙值(偏差之和)也作为负值输入。由不等温升产生的侧隙修正在  $\Delta j_v < 0$  时表现为减小侧隙(表下半部分)。因此上偏差必须有一个相对仅仅保证最小侧隙时更大的绝对值。因此组分  $\Delta j_v$  表示在远离零线的方向，也像其他侧隙减小，同样侧隙增大表示在朝向零线。在所有组分都已考虑在内后，端面齿厚上下偏差总和产生。法向偏差之和较小，与螺旋角相对应。两计算总和的区别是两齿轮公差之和的分配适当考虑了生产要求。偏差总和的分配是根据设计考虑确定的(齿厚)。图上半部分展示了当  $\Delta j_v$  和  $\Delta j_Q$  大于 0 时(如在钢齿轮装在塑料箱体中的情况下)，偏差是如何发展的。



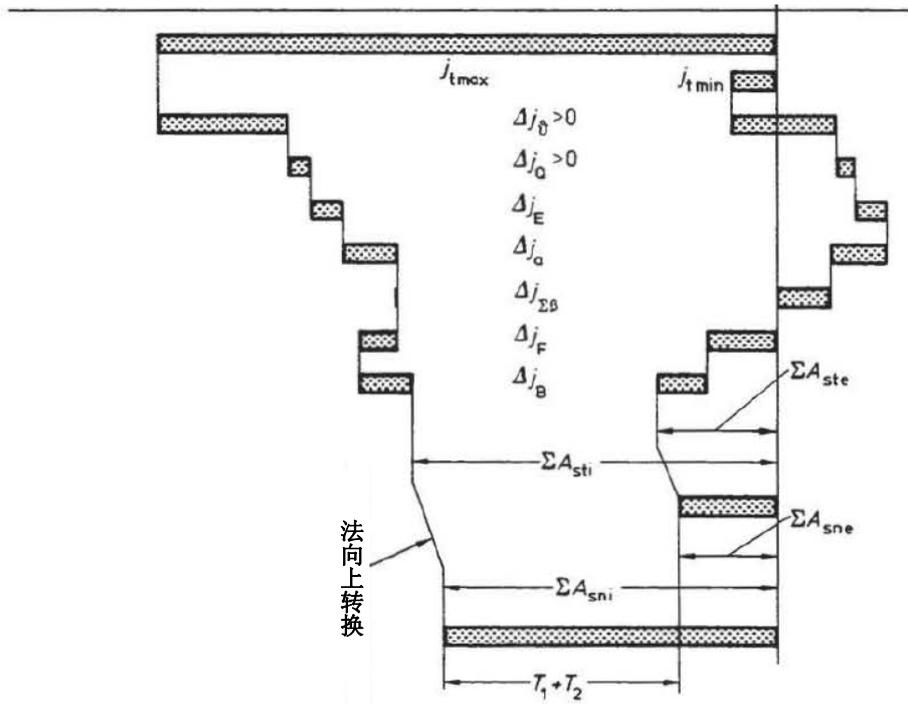


图 A.2.不同条件下侧隙修正影响与齿厚偏差

### A.9 确定齿厚偏差示例

相同的齿轮传动数据同正文第 5 节，仍为齿轮轮齿 6 级精度。在齿轮温度 70℃时箱体与齿轮达到最大温差 20℃。全负荷时传动温度:齿轮 90℃，箱体 80℃。

钢的线膨胀系数  $\alpha_R=11.5 \times 10^{-6}$ ，铸铁  $\alpha_G=10 \times 10^{-6}$ 。最大侧隙 300  $\mu\text{m}$ 。

#### A.9.1 上偏差

a) 最小侧隙  $j_{tmin}$  选为 20  $\mu\text{m}$ 。

b) 根据等式(1)，由温升产生的侧隙修正为:

$$\Delta j_v = 300 \cdot \left[ (50 - 20) \cdot 10 \cdot 10^{-6} - (70 - 20) \cdot 11.5 \cdot 10^{-6} \right] \cdot 2 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{\cos 9.8969^\circ}$$

$$= -0.061 \text{mm} \approx -60 \mu\text{m}$$

c) 根据等式(2)，由中心距公差产生的侧隙修正为:

$$\Delta j_a = 2 \cdot (-26) \cdot \frac{\tan 20^\circ}{\cos 9.8969^\circ} = -19 \mu\text{m}$$

d) 根据等式(3)，由孔轴线不平行度产生侧隙修正为:

$$\Delta j_{\Sigma\beta} = -20 \cdot \frac{70}{200} = -7 \mu\text{m}$$

e) 表 A.1 给出  $\Delta j_F=19 \mu\text{m}$

f) 由于钢和铸铁不倾向于膨胀，采用  $\Delta j_Q=0$ 。

g) 关于由于组件位置，形状和尺寸偏差而产生的侧隙修正，按如下假定:

$$\Delta j_B = -15 \mu\text{m}$$

h) 弹性变形产生的侧隙修正  $\Delta j_E$  此处不予考虑，这是因为假定在这种情况下它不是减小侧隙，即  $\Delta j_E=0$ 。

i) 根据等式(6)，端面齿厚上偏差之和为：

$$\begin{aligned}\sum A_{ste} &\leq -\left(20 - (-60) - 0 - 0 + \sqrt{(-19)^2 + (-7)^2 + 19^2 + 19^2 + (-15)^2}\right) \\ &= -117 \mu m\end{aligned}$$

j) 根据等式(8)转化到法向区域：

$$\sum A_{sne} = -117 \cdot \cos 9.8969^\circ = -115 \mu m$$

k) 根据表 1 选取上偏差，以致上偏差之和最小为  $115 \mu m$ ：

$$A_{sne1} = -40 \mu m \text{ (e 系列)} \quad A_{sne2} = -75 \mu m \text{ (e 系列)}$$

### A.9.2 下偏差

a) 最大侧隙  $j_{\max}$  选为  $300 \mu m$ 。

b) 根据等式(1)，由于温升产生的侧隙修正为：

$$\Delta j_v = 300 \cdot \left[ (80 - 20) \cdot 10 \cdot 10^{-6} - (90 - 20) \cdot 11.5 \cdot 10^{-6} \right] \cdot 2 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{\cos 9.8969} = -0.045 mm = -45 \mu m$$

c) 根据等式(2)，由于中心距公差产生的侧隙修正：

$$\Delta j_a = 2 \cdot 26 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{\cos 9.8969} = 19 \mu m$$

因此有增大侧隙的效果。

d) 根据等式(3)，由于轴线不平行度产生的侧隙修正为：

$$\Delta j_{\sum \beta} = 0$$

e) 根据 A.4.4 节和表 A.1，轮齿修形产生的侧隙修正为：

$$\Delta j_F = \frac{1}{2} \cdot 19 = 9.5 \mu m$$

f) 由于钢和铸铁不倾向于膨胀，采用  $\Delta j_Q=0$ 。

g) 由于组件位置，形状和尺寸偏差而产生的侧隙修正按如下假定：

$$\Delta j_B = -15 \mu m$$

h) 轴偏斜计算得到侧隙修正  $\Delta j_E=15 \mu m$ 。

i) 根据等式(9)，端面齿厚下偏差之和为：

$$\sum A_{sti} = -\left(300 - (-45) - 0 - 15 \pm \sqrt{-19^2 + 0^2 + 9.5^2 + 9.5^2 - 15^2}\right) = -310 \mu m$$

若要保证最大侧隙  $300 \mu m$ ，下偏差之和可能达到  $-310 \mu m$ 。

j) 根据等式(8)转化到法向区域：

$$\sum A_{sni} = -310 \cdot \cos 9.8969^\circ = -305 \mu m$$

k) 根据等式(11)两齿轮公差之和为：

$$T_1 + T_2 = \left| \sum A_{sni} - \sum A_{sne} \right| = \left| -305 - (-115) \right| = 190 \mu m$$

由表 2 公差系列 26，大小齿轮选取如下：

$$T_1 = 60\mu\text{m} \quad T_2 = 100\mu\text{m}$$

$$T_1 + T_2 = 160\mu\text{m}$$

根据 DIN 3962 第一部分，齿厚变动量允许为：

$$R_{s1} = 14\mu\text{m} \quad R_{s2} = 18\mu\text{m}$$

因此公差为至少 2 倍的齿厚变动量，也就是说，根据等式(12)的条件是符合的。

等式(13)给出下偏差  $A_{sni1} = -40 - 60 = -100 \mu\text{m}$ ， $A_{sni2} = -75 - 100 = -175 \mu\text{m}$ 。图 A.3 展示了侧隙和侧隙修正的尺寸。

### A.9.3 未指定最大侧隙的下偏差

若未指定最大侧隙，公差可根据等式(12)和表 2 自由选取。

$$T_1 > 28\mu\text{m} \quad T_2 > 36\mu\text{m}$$

在生产要求的基础上，选取公差系列 27。

$$T_1 = 100\mu\text{m} \quad T_2 = 160\mu\text{m}$$

由等式(13)可得：

$$A_{sni1} = -140\mu\text{m} \quad A_{sni2} = -235\mu\text{m}$$

### A.9.4 修形条件下的偏差

若使用的是线膨胀系数  $\alpha = 24 \times 10^{-6}$  的轻金属箱体而不是灰铁箱体，条件就发生了根本性变化。通过温升产生的侧隙修正  $\Delta j_v$  表现为增大侧隙。

因此对于最小侧隙最坏的情况发生在参考温度  $20^\circ\text{C}$ 。此时  $\Delta j_v = 0$ 。于是端面上偏差之和为：

$$\sum A_{ste} = -\left(20 + \sqrt{(-19)^2 + (-7)^2 + 19^2 + 19^2 + (-15)^2}\right) = -57\mu\text{m}$$

若齿轮传动在怠速工况是暴露在相对低的温度下，正如汽车传动，这种环境必须予以考虑，以确保侧隙在这种温度下仍然存在。在温度为  $-30^\circ\text{C}$ ，应用  $\Delta v_R = \Delta v_G = 50^\circ\text{C}$ 。

仅仅温升由  $-30^\circ\text{C}$  升至  $+20^\circ\text{C}$  时产生的侧隙修正达到  $138 \mu\text{m}$ 。因此，在这种情况下最小侧隙必须至少保证  $140 \mu\text{m}$ ，以致于  $\sum A_{ste}$  变为  $-177 \mu\text{m}$ 。

对于下偏差计算，由温升产生的侧隙修正为：

$$\Delta j_v = 300 \cdot (60 \cdot 24 \cdot 10^{-6} - 70 \cdot 11.5 \cdot 10^{-6}) \cdot 2 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{\cos 9.8969^\circ} = 0.141\text{mm} = 141\mu\text{m}$$

于是，根据等式(9)，下偏差之和为：

$$\sum A_{sti} = -\left(300 - 141 - 15 \pm \sqrt{-19^2 + 0^2 + 9.5^2 + 9.5^2 - 15^2}\right) = -124\mu\text{m}$$

然而这将使下偏差之和 ( $-124 \mu\text{m}$ ) 大于上偏差之和 ( $-174 \mu\text{m}$ )，以致于公差不存在。因此，在这种情况下，需进行最大侧隙规范检查，如果必要，需进行设计修改。

### A.9.5 验收侧隙

若需要检查验收侧隙，需铭记的是，当齿轮传动处于冷态时，最小验收侧隙必须比最小侧隙大  $\Delta j_v$ 。故在例子中为  $20+60=80 \mu m$ 。

考虑最大验收侧隙时，尽管在冷态下许用最大侧隙可超过相应的  $\Delta j_v$ ，当然， $\Delta j_E$  必须予以考虑。因此在例中最大验收侧隙为  $300+45-15=330 \mu m$ 。

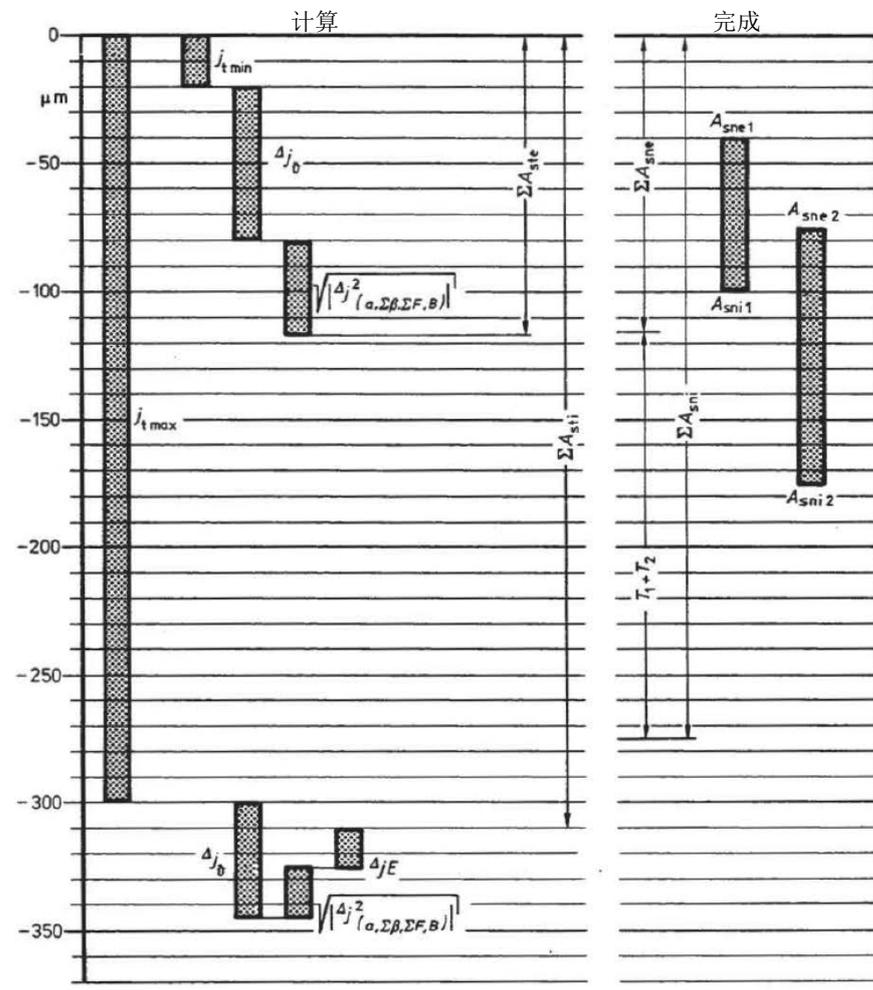


图 A.3 侧隙、侧隙修正

示例的偏差与公差(在等式(7)和(9)中根号下的组分已合并成单个数值)

## A.10 确定预期侧隙的示例

配合系统 DIN 3967:小齿轮 27cd

大齿轮 26cd

中心距偏差 DIN3964:ISO 公差带 js7

轮齿精度 DIN3962:6

更多数据见 A.9 节

### A.10.1 确定理论侧隙

1.齿厚偏差之和为:

$$\sum A_{sne} = -(70) + (-130) = -200 \mu m$$

$$\sum A_{sni} = -(170) + (-230) = -400 \mu m$$

2.根据等式(8)转化到端面上:

$$\sum A_{ste} = \frac{-200}{\cos 9.8969^\circ} = -203 \mu m$$

$$\sum A_{sti} = \frac{-400}{\cos 9.8969^\circ} = -406 \mu m$$

3.根据等式(2)由于中心距偏差  $A_{ai} = -26 \mu m$ ,  $A_{ae} = +26 \mu m$  产生的侧隙修正为:

$$\Delta j_{ai} = 2 \bullet (-26) \frac{\tan 20^\circ}{\cos 9.8969^\circ} = -19 \mu m$$

$$\Delta j_{ae} = 2 \bullet (+26) \frac{\tan 20^\circ}{\cos 9.8969^\circ} = +19 \mu m$$

4.根据 2.1 节理论侧隙为:

$$j_{tmin} = -(-203) + (-19) = 184 \mu m$$

$$j_{tmax} = -(-406) + (19) = 425 \mu m$$

### A.10.2 验收侧隙

当确定验收侧隙时,  $\Delta j_v$ 、 $\Delta j_Q$ 、 $\Delta j_E$  不予考虑。

#### A.10.2.1 最小侧隙

1.根据 A.9.1 节,应用如下:

$$\Delta j_{\sum \beta} = -7 \mu m$$

$$\Delta j_{F1} = \Delta j_{F2} = 19 \mu m$$

$$\Delta j_B = -15 \mu m$$

2.根据等式(14)最小侧隙为:

$$j_{tmin} = -(-203) - \sqrt{(-19)^2 + (-7)^2 + (19)^2 + (19)^2 + (-15)^2} + 0 = 166 \mu m$$

### A.10.2.2 最大侧隙

1.根据 A.4.3 节，孔轴线不平行度产生的侧隙修正为:

$$\Delta j_{\sum \beta} = 0$$

2.根据 A.9.2 节应用如下:

$$\Delta j_{F1} = \Delta j_{F2} = 19 \mu m$$

$$\Delta j_B = 15 \mu m$$

3.于是根据等式(15)最大验收侧隙为:

$$j_{r_{\max}} = -(-406) \pm \sqrt{-(19)^2 + 0^2 + \left(\frac{19}{2}\right)^2 + \left(\frac{19}{2}\right)^2 - (15)^2} + 0 = 426 \mu m$$

由于侧隙减小影响，理论侧隙  $j_t=184\sim 425 \mu m$  变为  $j_t=166\sim 426 \mu m$ 。

## 附录 B

### 不同测量方法的偏差转化

#### 内容

- B.1** 由齿厚角确定齿厚
- B.2** 法向弦齿厚的测量
- B.3** 主齿轮工作距离的测量
- B.4** 公法线长度测量
- B.5** 跨棒(球)距测量
- B.6** 单球测量和单针测量
- B.7** 确定修正值
  - B.7.1 公差带理论位置
  - B.7.2 实际确定的偏差位置
  - B.7.3 法向弦齿厚实际偏差
  - B.7.4 工作距离实际偏差
  - B.7.5 公法线长度测量的实际偏差
  - B.7.6 两球测量实际偏差
  - B.7.7 两针测量实际偏差
- B.8** 齿厚变动量
- B.9** 结果可靠性

#### 符号与标致同附录 A

##### 附加:

$a''$	两齿面工作距离	$R_{sMdR}$	两针测量齿厚变动量
$b$	齿宽	$R_{sW4}$	跨 4 齿公法线长度测量的齿厚变动量
$m$	模数	$T_{a''}$	两齿面工作距离公差
$s$	齿厚	$T_s$	齿厚公差
$\bar{s}_y$	任意圆法向弦齿厚	$T_{sa''}$	两齿面工作距离齿厚公差
$x$	径向变位系数	$T_{ssy}$	任意圆上弦测量齿厚公差
$z$	齿数	$T_{sMdK}$	两球测量齿厚公差
$A_{a''}^*$	两齿面工作距离下偏差系数	$T_{sMdR}$	两针测量齿厚公差
$A_{Md}^*$	径向两球或两针偏差系数	$T_{sW}$	公法线长度齿厚公差
$A_{Mr}^*$	径向单球或单针尺寸偏差系数	$T_{sy}$	任意圆法向弦齿厚公差
$F_\beta$	螺旋线总偏差	$T_{MdK}$	径向两球距公差
$M_d$	径向两球或两针距	$T_{MdR}$	径向两针距公差
$M_{dK}$	径向跨球距	$T_W$	公法线长度公差
$M_{dR}$	径向跨棒距	$W_4$	跨 4 齿公法线长度
$M_r$	径向单球或单棒距	$\alpha_t$	端面压力角
$R_s$	齿厚变动量	$\beta$	螺旋角
$R_{a''}$	两齿面工作距离的齿厚变动量	$\psi$	齿厚半角
$R_{ssy}$	任意圆弦测量齿厚变动量		
$R_{sMdK}$	两针测量的齿厚变动量		

## B.1 由齿厚角确定齿厚

齿厚能通过一个测量回升(如空指示)结合角度测量仪器,在 V 圆中机械式追踪两齿面轮齿测量。通过转化所测齿厚角  $2\psi$  成弧度从而得到齿厚,以致齿厚按照定义确定。齿轮轮齿的偏心可以被发现,这是由于测量时参考齿轮的安装轴。

由于所需精度的角度测量仪器在工业上通常是不可用的,这种方法是不适合实际应用而仅对科学调查有意义。

## B.2 法向弦齿厚的测量

在分度圆直径的基础上,能方便得到齿顶圆直径,法向弦齿厚是法向上在给定深度(通常在 V 圆上)测量。为此,对于被测轮齿,事先确定参考装配齿轮的齿顶圆半径是必要的。考虑齿顶圆同心度偏差以及根据齿轮圆周上足够数量的测量,可以得出法向弦齿厚的实际上下偏差。

齿厚偏差由弧转化到弦通常被免除。涉及大量轮齿或虚拟数字轮齿的偏差,由参考圆转化到 V 圆,根据 DIN 3960 1976/10 版第 4.1.1 节,也表明可忽略不计的差异。然而,为避免含糊,基准应总是弦测量,在这种情况下齿厚测量的表达应避免。

## B.3 与主齿轮的工作距离测量

除了轮齿的同心度偏差,这种测量还包括主齿轮齿宽的齿向偏差。然而齿向偏差在计算齿厚偏差时已经考虑在内了。因此在转换之前需要对许用偏差应用一个数值等于齿向偏差的正修正。下偏差的标准是  $F_{\beta}$ (附录 A, A.4.4 节)。根据主齿轮齿宽,取代上偏差。若主齿轮齿宽大于或等于工作齿轮齿宽,所有的齿向偏差将被含括在内。若它较小,与两齿宽成比例的偏差就足够精确了。平均测量值  $a''$  和偏差系数  $A_a^*$  按照 DIN 3960 1976 版第 5 节计算。

## B.4 公法线长度测量

这种测量方法不包括轮齿相对安装齿轮的偏心。然而,跨 K 齿的齿距偏差则进入了测量。于是尽管理论上齿厚公差能由一个公法线长度公差系数转化得到,此处还是需要增加一个修正系数。同样应用到公法线长度波动。

## B.5 跨两针(球)距测量

在这里,轮齿的偏心也不包括在内。因此为了确保齿厚在齿轮上任一点不超差,在这种情况下需要在转化系数上增加一个修正值。然而需铭记的是:当涉及到偏差比较大,且实际上达到了一个额外径向变位时,偏差系数  $A_{Md}^*$  可能改变到不能被忽视的程度。因此,适宜通过计算  $A_{Md}^*$  来计算齿厚偏差的平均值,而不是齿厚名义值(见 DIN 3930, 1976/10 版,第 5 节),量球或量棒距  $M_d$  相似。

## B.6 单球和单针测量

若这些测量是由分度圆直径或由等同于齿轮安装的中心要素径向进行的,它们也包含了偏心,因此与弦测量等同。平均测量值  $M_r$  和偏差系数  $A_{Mr}$  可按 DIN 3960 1976 版第 5 节计算。

## B.7 确定修正值

尽管使修正值必需的影响已知了,但不可能作出任何普遍性陈述。因此推荐:在多种产品区域上进行测量,以及通过不同测量方法获得的实际值而确定的修正值,来进行计算。

### B.7.1 公差带理论位置

作为示例，图 B.1 展示了一个所给齿轮的公差带。

这幅插图(右)表明了测量值的偏差及公差在位置和尺寸上是多么不同，尽管在理想几何轮廓的基础上它们表达的是相同的齿厚产品公差。

### B.7.2 实际确定偏差位置

图 B.2 比较了在 5 个齿轮(球磨，剃，表面硬化)所有轮齿上的测量结果。它既展示了同一个齿轮的单个测量值波动，又展示了不同齿轮的差异。所有测量值都转化成了齿厚值，并呈现如图。通过各种测量方法的所有测量值，可得出加权平均值，见图。

所有 5 个齿轮的测量结果都联合(插图右侧)了一种特殊类型测量的平均值相对于所涉及齿轮法向弦齿厚平均值的偏移。对于值的波动，加权平均值又已给出。由这些，每种测量方法公差中心修正值可被确定。

例:

对于齿轮 1，公法线长度测量值波动范围从+11 至 - 27  $\mu\text{m}$ 。加权平均值为 - 10  $\mu\text{m}$ 。相对法向弦齿厚加权平均值的偏移量为 - 7  $\mu\text{m}$ 。对于此值，所有 5 个齿轮偏移量的波动在 - 7~+10 微米(见图 B.2，右)。此波动的加权平均值为+1  $\mu\text{m}$ 。因此在这种情况下，相对法向弦齿厚测量的平均偏移量为+1  $\mu\text{m}$ 。

除此之外，然而单个齿轮的测量波动，根据测量方法，在幅度上产生了大幅不同。因此当只通过单个测量数值检测时(而不是在整个圆周上)，如需保证所有齿厚都在公差范围内，必须改变公差大小。

### B.7.3 法向弦齿厚实际偏差

在例中，同一个齿轮测量值的波动范围达到 55  $\mu\text{m}$ ，这指出了同心度偏差。如果最大值在公差范围内，最小侧隙就有了保证。

### B.7.4 工作距离实际偏差

齿轮测量值的波动,被转化到齿厚，确认了同心度偏差。如果工作距离最大值在理论计算公差范围内，可保证最小侧隙。与弦测量方式比较，然而，测量平均值偏移了+10  $\mu\text{m}$ 。这是由于齿廓与齿向偏差。然而这些在计算齿厚偏差时已经考虑在内了。因此工作距离测量上偏差，相对于法向弦齿厚测量，能被所确定的数值取代，而不危及所规定的最小侧隙。

然而下偏差必须被  $\frac{F_{\beta}}{2 \cdot \cos \alpha_i}$  取代。

### B.7.5 公法线长度测量的实际偏差

尽管同心度偏差不会进入此测量方法，但测量值的波动比两球和两针测量要大。这是由于齿距偏差影响此测量。这些在计算齿厚偏差时不考虑。如果要将弦齿厚偏差转化到纯理论上的公法线长度偏差(图 B.1)，而若此公差被完全利用，则既无法保证最小侧隙又无法保证最大侧隙。因此公差必须不仅减去同心度公差，而且减去齿距公差。误差传播定律当然也可以应用于此处。与弦测量相比，测量平均值未被取代。由于齿上的承载宽度大于弦测量，齿向形状偏差可能施加影响。然而这在偏差计算中已考虑。于是如果发生偏移，公差带能被相应的取代。

尽管一般来说公法线长度测量，与其他测量方法比较，是受最小测量误差影响，并且应该是优先测量方法，但为了保证同弦测量一样的侧隙，它也是涉及到大量的减小理论

侧隙的方法。然而这种符合最小与最大侧隙的安全是在减小公差代价上获得的，以致于在某些情况，关于功能性条件，齿轮在两齿面工作检测中需要可维护时，反对意见可能发生。这尤其对剃齿齿轮有影响，因为剃齿有相对大的齿距偏差，这并不总是分配到同心度偏差（见图 B.2，齿轮 3 和 5，也见图 B.3 虚线显示的限制）。

#### **B.7.6 两球测量实际偏差**

转化到齿厚的测量值的波动，显著小于上述测量值。这表明，确定的同心度偏差可归因于偏心和圆度，因为偏心不进入的结果。如果理论计算公差范围被利用，最小和最大侧隙就均无法再保证了。因此公差必须减少允许的同心病偏差。与弦测量相比，测量的平均值被略微转移。这种原因可能存在于以下两个事实，一是齿面仅仅是点接触，一个是测量圆不同，于是齿廓偏差变为有效。为了比较测量，因此对所有测量取在大约齿面相同点是权宜之计，即为公法线长度测量点，近似确定量球和量棒直径，并为此计算法向弦齿厚。

#### **B.7.7 两针测量实际偏差**

此处，相同的陈述见 B.7.6 节应用。齿向形状偏差当然是可能有影响的。这使得测量比两球测量要“厚”。与弦测量相比，公差可按偏移量转移，这是由于此引起因素在计算偏差时已经考虑在内了。然而公差必须同样的减少允许同心度偏差值。

### **B.8 齿厚变动量**

齿厚变动量常被作为公法线长度变动量测量，在某些情况下也作为两球或两针距波动测量。DIN 3962 第 1 部分陈述的公差应用至齿厚变动量。对于其他测量方法，这些值必须经过转化。这种转化应用同转化齿厚偏差自身一样。因此仅单独使用理论偏差系数会产生错误。由于目前无可靠转化数据可用，推荐当完全使用公差范围时应通过测量法向弦齿厚或与主齿轮工作距离来进行校核，以避免验收困难。

### **B.9 结果可靠性**

此处通过示例展示的不同测量方法的关联只适用于定性。不仅是因为测量数目相对于定量陈述太少，而且是因为从一种尺寸的齿轮转化到另一种尺寸的齿轮或从一种加工方法到另外一种是不被允许的。因此在统计学上的转化的修正值能被呈述前，需要进行大量针对广泛不同区域的测量系列。所给齿厚公差的公差修正，如 B.7.4 到 B.7.7 所述，应尽可能实行。一方面这使得侧隙能有效获取，这些侧隙使用所有测量方法都大致相同；另一方面，也是必需的产品精力。图 B.2(右)的评定需要的图 B.1 的修正展示在图 B.3。

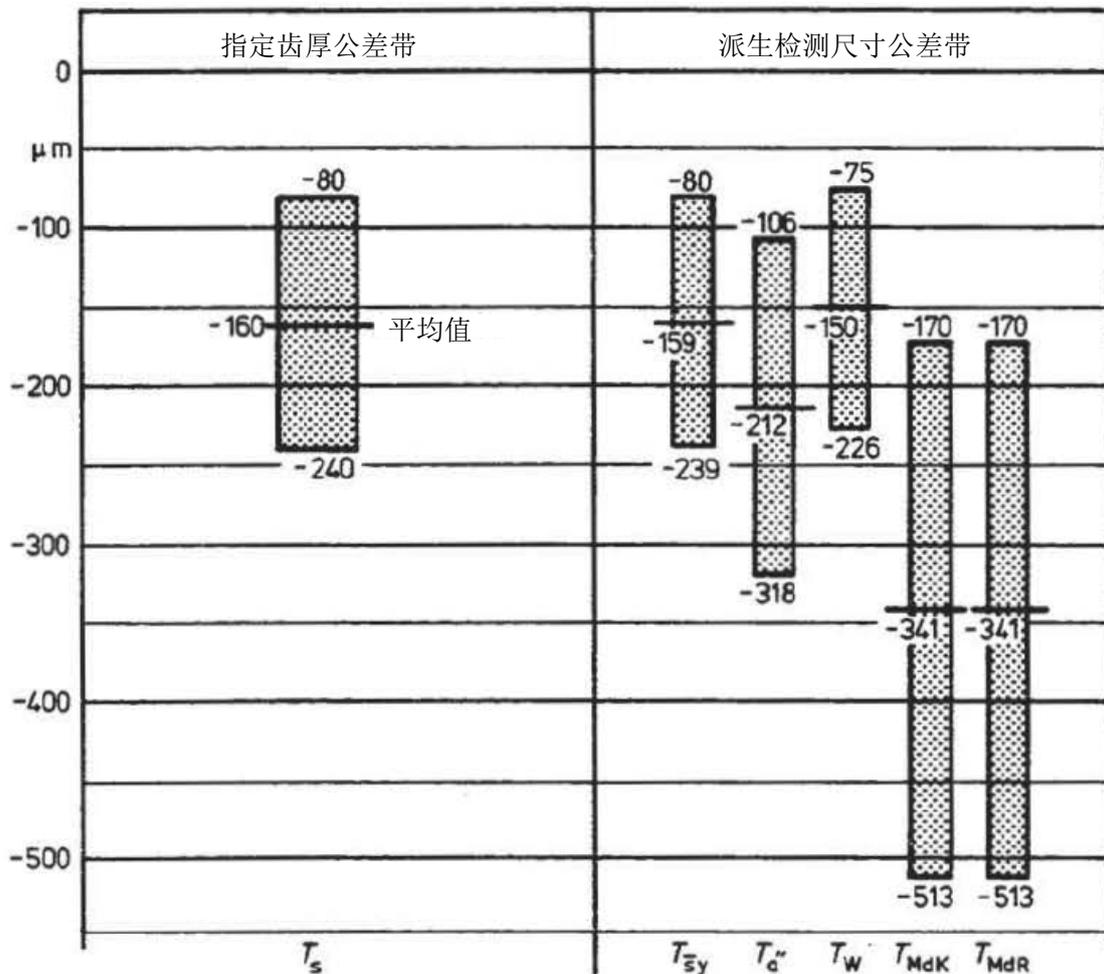


图 B.1 齿厚公差带理想几何转换后的检测尺寸的公差带

示例:

$m=4.25\text{mm}$  ,  $z=29$  ,  $\beta=0^\circ$  ,  $b=22\text{mm}$  ,  $x=0.2063$ 。

零线对应零侧隙齿轮传动设计, 此处齿厚  $s=7.314\text{mm}$ 。平均偏差  $-160\ \mu\text{m}$  , 对应  $\Delta x=-0.0517$  , 于是平均齿厚为  $s=7.154\text{mm}$  , 对应  $x=0.1546$ 。

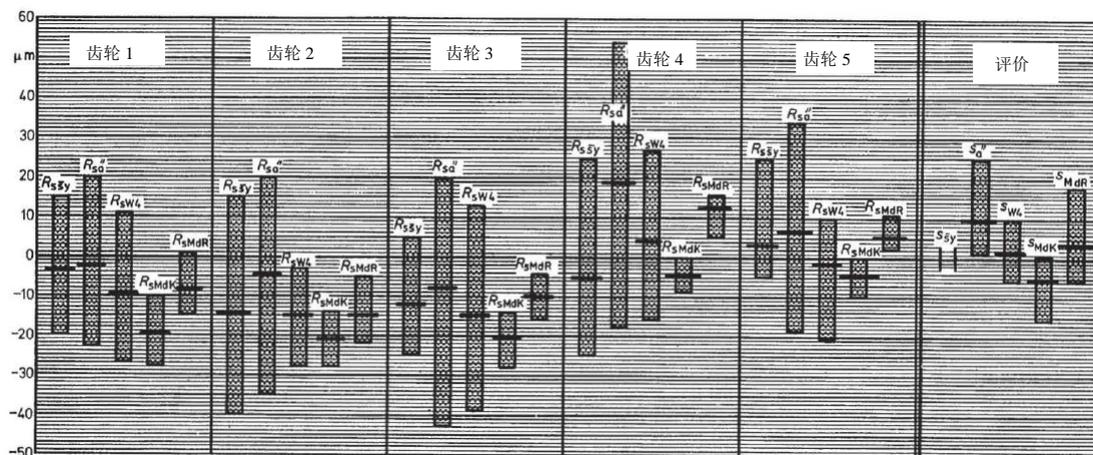


图 B.2 由 5 个同种齿轮的测量转化的齿厚变动量  $R_s$ 。

所有测量方式的接触直径近似相同, 因为量球, 量棒直径和作为所选测量数的 4 齿的弦测量方法的测量深度都尽可能与公法线长度配合。

齿厚尺度的起始点已被放置在公差带中间（ $-160\ \mu\text{m}$ ）（图 B.1）。

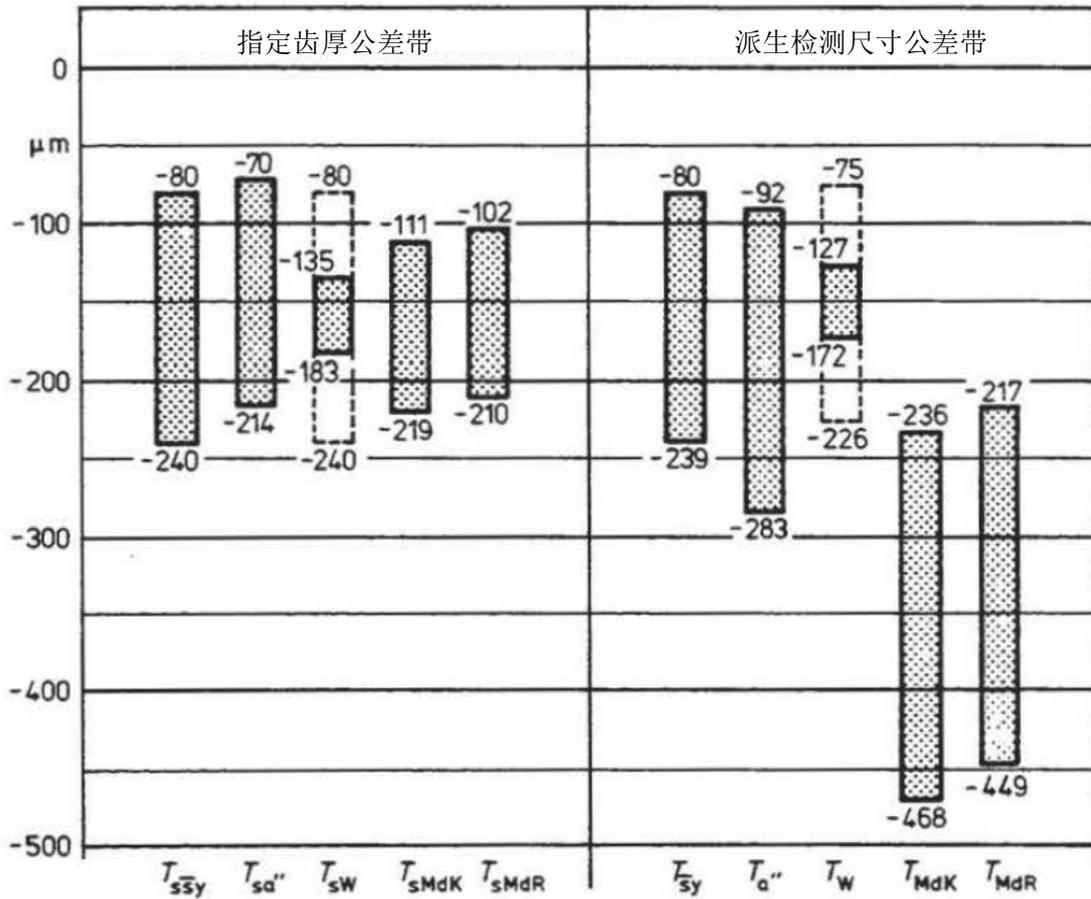


图 B.3 改变的齿厚公差带与产生的检测尺寸公差带

在图 B.1 中未修正的弦测量齿厚公差基础上，其他检测尺寸(除公法线长度测量外，参阅 B.7.5 节)的齿厚公差带的位置和尺寸是根据图 B.2(右)中的评定计算得到，见上插图(左)以及由此确定检测尺寸偏差。这些公差带产生大约相等的产品精力和同样的有效侧隙。虚线显示的公法线长度的齿厚公差( $T_{sw}$ )和公法线长度公差( $T_w$ )的限制是剃齿齿轮轮齿所必需的(见 7.5 节与说明)。

## 说明

与 DIN 3963 和 DIN 3967-1953 相比较, 本标准将保证最小侧隙和限制最大侧隙的配合系统放置在了更广泛的基础上。同时旨在促进实践经验的收集, 以在轮齿配合系统上作出进一步的一般性声明。

拟议的配合系统是作为一般基础。涉及的所给齿轮传动种类的具体配合系统的经验值, 责任委员会无法在一个统一系统里订定, 这是由于随着不同直径, 统一的最小侧隙无法被呈述。建立一个相关侧隙的选择系统或参考值的工作就留给了使用者。

为简化本标准的使用, 附录 A 中的齿厚偏差计算信息和附录 B 中的不同测量方法的偏差转换信息都遵循正文。齿厚上偏差值和齿厚公差应从表 1 和 2 选取。基于优先数系的十个公差系列 R10 已被给出, 并按参考直径分配(见表 2)。公差系列之间级数为 1.6。偏差系列(表 1)是基于级数  $\sqrt[10]{20}$ , 某些接近零线的系列被省略。在一个偏差系列中齿厚上偏差级数为  $\sqrt[10]{20}$ 。计算值根据 ISO/R 286 已进行了圆整。此前标准化的按轮齿精度分配的齿厚公差因此作废。ISO1328-1975 中采用的公差值代码是单个齿距偏差  $f_{pt}$  的倍数, 这也不被认为是合宜的。

当侧隙或齿厚偏差的经验值可用, 或当出于功能原因, 精确确定的侧隙不是必需的情况下, 齿厚偏差的精确计算是多余的。否则, 可根据附录 A 进行计算。附录 B 中关于获得的不同测量方法的数值间的关系信息, 应该被额外考虑, 因为在工业上齿厚不是按定义测量, 而是使用不同间接齿厚测量方法取代的。在附录 B 中给出的例子不能直接转移给其他齿轮。假设存在足够数量的最多样化的齿轮和制造方法的测量系列, 通过工作距离, 公法线长度或两球距的测量公差的偏移, 相对法向弦齿厚, 有可能能保持相同。也有可能的是, 公法线长度公差不必按附录 B 第 5 节中严格规定, 因为在 5 个被测齿轮的情况中, 公法线长度并不总是在计算减小的公差范围内, 而尽管如此, 齿轮仍在公差范围内(见图 B.3 中虚线展示的)。在任何情况下, 尽管轮齿单个偏差所施加在测量变量上的影响不同, 推荐通过测量方式确定修正值, 以符合期望的侧隙。

本标准的参数, 符号和标识的定义已按照 DIN 3960, DIN 3998 和 DIN 3999 重新定义。