

# T/CMEEEA

团 体 标 准

T/CMEEEA XXX—2026

## 重载齿轮齿廓与齿向修形技术规范

Technical specifications for profile and helical modification  
of heavy-duty gears

(征求意见稿)

2026 - XX - XX 发布

2026 - XX - XX 实施

中国机电设备工程协会 发布

## 目 次

前言 .....	II
1 范围 .....	1
2 规范性引用文件 .....	1
3 术语和定义 .....	1
4 修形设计计算与确定 .....	2
4.1 设计输入条件 .....	2
4.2 修形载荷确定 .....	2
4.3 修形原则 .....	2
4.4 齿廓修形设计 .....	2
4.5 齿向修形设计 .....	5
4.6 修形的优化分析 .....	8
5 修形技术要求 .....	9
5.1 修形公差 .....	9
5.2 表面质量 .....	9
6 修形加工与工艺 .....	9
6.1 加工方法 .....	9
6.2 工艺控制 .....	9
7 检验与验证 .....	9
7.1 检验仪器 .....	9
7.2 检验报告 .....	9
7.3 接触斑点检验 .....	10
7.4 性能验证 .....	10
8 技术文件与标识 .....	10

## 前 言

本文件按照 GB/T 1.1—2020《标准化工作导则 第1部分：标准化文件的结构和起草规则》的规定起草。

请注意本文件的某些内容可能涉及专利。本文件的发布机构不承担识别专利的责任。

本文件由天津旗领机电科技有限公司提出。

本文件由中国机电设备工程协会归口。

本文件起草单位：天津旗领机电科技有限公司

本文件主要起草人：

# 重载齿轮齿廓与齿向修形技术规范

## 1 范围

本文件规定了重载齿轮齿廓与齿向修形的修行设计计算与确定、修行技术要求、修行加工与工艺、检验与验证、技术文件与标识。

本文件适用于冶金、矿山、风电、重型机械等领域，精度等级不低于GB/T 10095 6级的外啮合直齿、斜齿及人字齿圆柱齿轮的齿廓与齿向修形设计、制造与验收。内啮合齿轮及其他类型齿轮可参照使用。

本文件适用的齿轮副，其齿面接触应力 $\geq 1200$  MPa或齿根弯曲应力 $\geq 350$  MPa。

## 2 规范性引用文件

下列文件中的内容通过文中的规范性引用而构成本文件必不可少的条款。其中，注日期的引用文件，仅该日期对应的版本适用于本文件；不注日期的引用文件，其最新版本（包括所有的修改单）适用于本文件。

GB/T 3374.1 齿轮 术语和定义 第1部分：几何学定义

GB/T 3480.1 直齿轮和斜齿轮承载能力计算 第1部分：基本原理、引言和通用影响系数

GB/T 10095.1 圆柱齿轮 ISO齿面公差分级制 第1部分：齿面偏差的定义和允许值

ISO 21771-1 渐开线圆柱齿轮和齿轮副 第1部分：概念和几何参数

## 3 术语和定义

GB/T 3374.1界定的及以下术语和定义适用于本文件。

### 3.1

**修形** modification

实际齿面相对于理论渐开线齿面的有意偏离。

### 3.2

**齿廓修形** profile modification

有意识的微量修整齿廓，使其偏离理论齿廓的工艺措施。

### 3.3

**齿向修形** lead modification

沿齿线方向微量修整齿面，使其偏离理论齿面，优化载荷分布的工艺措施。

### 3.4

**修形曲线** Modified curve

修形区域的轮廓形状，如直线、圆弧、抛物线等。

### 3.5

**齿顶修缘** Tooth top trimming

齿轮轮齿齿廓在齿顶附近去除材料的修削。

### 3.6

**螺旋角修形** Helix angle modification

沿齿线方向对螺旋角进行的线性微量调整。

### 3.7

**齿向鼓形修形 Tooth flank barrel modification**

齿轮的齿宽在两端面方向上齿厚的逐渐减薄。

### 3.8

**齿端修薄 Thinning of tooth end**

在齿轮的一小部分齿宽上向两端面方向的齿厚线性减薄或逐渐减薄。

## 4 修形设计计算与确定

### 4.1 设计输入条件

在计算修形时,为充分考虑制造误差和受载零件变形对齿轮啮合载荷分布的影响,需考虑以下因素:

- a) 模数、齿数、螺旋角、齿宽等齿轮基本参数;
- b) 轮缘厚度、幅板厚度等齿轮轮体设计;
- c) 轴设计、轴毂连接、轴承刚度和游隙以及箱体变形;
- d) 弹性模量、泊松比等材料属性;
- e) 额定扭矩、最大扭矩、载荷循环特性等载荷条件;
- f) 加工精度与装配偏差等;
- g) 环境温度与运行温度的变化影响。

### 4.2 修形载荷确定

齿轮载荷在工作期间经常发生变化,而修形量只能根据一个载荷工作点计算,因此确定的修形设计载荷是最易导致表面疲劳的载荷或最大连续扭矩载荷,并校核设计载荷下的修形在最大工作载荷和极限偏差组合时的接触应力和接触斑点,避免接触区域在极端条件下发生应力集中。

### 4.3 修形原则

重载齿轮通常采用齿廓修形和齿向修形组合来提高载荷均布性能和降低振动噪音。

齿廓修形有齿顶修缘、齿根修缘、齿廓鼓形和压力角修形。为避免磨削加工对齿根造成损伤,啮合齿轮副主从动齿轮通常同时采用齿顶修缘的齿廓修形方式,而不采用小齿轮同时齿顶修缘和齿根修缘的齿廓修形方式。直齿轮的修形长度较短,斜齿轮的修形长度较长,参见本文件4.4.1。

齿向修形有螺旋角修形、齿向鼓形修形和齿端修薄。对齿轮进行齿向修形设计时,需考虑本文件4.1节所提及的影响因素。

对于齿向修形,通常大齿轮只采用齿端修薄;小齿轮则采用螺旋角修形、齿向鼓形修形和齿端修薄的组合。因齿轮支撑轴系刚性较好而不进行螺旋角修形时或齿轮承受的载荷波动较大时,必须对齿轮进行齿向鼓形修形或齿向鼓形修形和齿端修薄的组合修形。

对行星传动,行星轮通常进行齿向鼓形修形或齿向鼓形修形和齿端修薄的组合修形。太阳轮和内齿圈进行螺旋角修形或螺旋角修形和齿端修薄的组合修形。

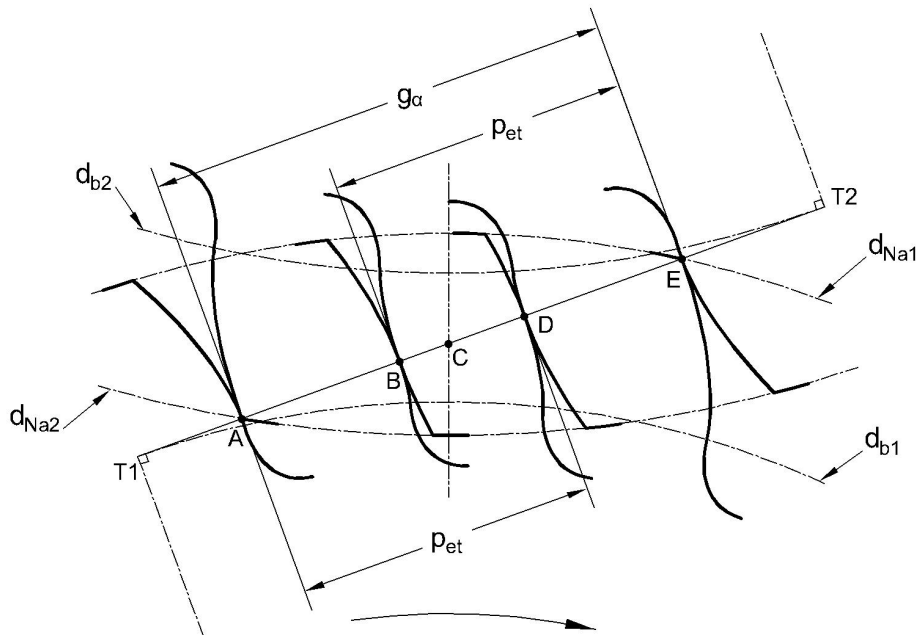
对承受正反载荷的齿轮,两个工作齿面的螺旋角修形应分别计算。

修形曲线推荐采用二次抛物线。所有修形的起始点处应圆滑过渡。

### 4.4 齿廓修形设计

#### 4.4.1 齿顶修缘

轮齿从进入啮合开始,经历双齿(AB段)-单齿(BD段)-双齿(DE段)三个阶段,轮齿承受的载荷也随之交替变化,外齿轮副啮合路径见图1。



标引序号说明:

T1——啮合线与小齿轮基圆的切点;

A ——啮合线与大齿轮有效啮合齿顶圆的交点;

B ——小齿轮上的单齿啮合最低点,同时也是大齿轮上的单齿啮合最高点;

C ——工作节点,啮合线与两轮中心连线的交点;

D ——小齿轮上的单齿啮合最高点,同时也是大齿轮上的单齿啮合最低点;

E ——啮合线与小齿轮有效啮合齿顶圆的交点;

T2——啮合线与大齿轮基圆的切点;

$d_{Na1}$ ——主动轮有效啮合齿顶圆直径,单位为毫米(mm);

$d_{Na2}$ ——从动轮有效啮合齿顶圆直径,单位为毫米(mm)

$d_{b1}$ ——主动轮基圆直径,单位为毫米(mm);

$d_{b2}$ ——从动轮基圆直径,单位为毫米(mm);

$g_a$ ——啮合线长度,单位为毫米(mm);

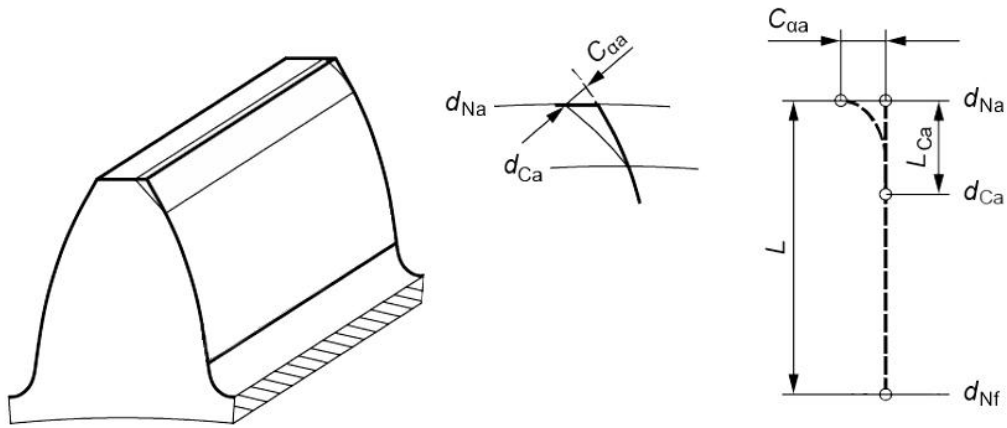
$P_{et}$ ——啮合线上的端面基圆齿距,单位为毫米(mm)。

图1 外齿轮副啮合路径图

齿顶修缘是对齿顶齿廓处进行微量修整,能有效缓解单双齿啮合交替时的载荷突变。在斜齿传动中,齿顶修缘的起始点通常从单双齿啮合过渡点D开始,延伸至齿顶圆E处。修缘量则与单齿啮合区的轮齿变形量匹配,通过平滑的修形曲线,避免轮齿的刚性干涉。

对于直齿啮合,保持齿轮副未修形区域的实际端面重合度 $\geq 1$ 时,即啮合线上未修形部分长度大于或等于端面基圆齿距 $P_{et}$ ,对齿轮获得更低的噪音和平稳性更为有利。

齿顶修缘见图2,包括齿顶修缘量( $C_{\alpha a}$ )、齿顶修缘长度( $L_{C\alpha}$ )及修形曲线形状。



标引序号说明：

- $d_{Na}$ ——有效啮合齿顶圆直径，单位为毫米（mm）；
- $d_{Ca}$ ——齿顶修缘起始直径，单位为毫米（mm）；
- $d_{Nf}$ ——有效啮合齿根圆直径，单位为毫米（mm）；
- $L$ ——啮合线长度，单位为毫米（mm）；
- $L_{Ca}$ ——修形区域在啮合线上的长度，单位为毫米（mm）；
- $C_{\alpha a}$ ——在端面截面处，实际齿廓相对于理论齿廓在齿廓法向方向的偏移量，单位为微米（ $\mu\text{m}$ ）。

图2 齿顶修缘定义图例

#### 4.4.2 齿顶修缘量

齿顶修缘量需考虑啮合变形、制造误差和热变形的影响，直齿齿顶修缘量按公式（1）计算：

$$C_{\alpha a} = \frac{F_t}{c' \cdot b} + \frac{3f_p}{2} + \frac{\Delta T \cdot m_n}{80} \dots\dots\dots (1)$$

式中：

- $C_{\alpha a}$  ——齿顶修缘量，单位为毫米（mm）；
- $F_t$  ——每对啮合分度圆上名义端面切向载荷，单位为牛（N）；
- $c'$  ——一对轮齿单位齿宽的最大刚度，单位为牛每毫米微米（N/mm· $\mu\text{m}$ ）；
- $b$  ——齿宽，单位为毫米（mm）；
- $f_p$  ——单个齿距偏差，单位为微米（ $\mu\text{m}$ ）；
- $\Delta T$  ——齿轮温升，单位为摄氏度（ $^{\circ}\text{C}$ ），重载齿轮传动30 $^{\circ}\text{C}$ ~80 $^{\circ}\text{C}$ ；
- $m_n$  ——模数，单位为毫米（mm）。

注1： $c'$  计算方法参考GB/T 3480.1；

注2： $f_p$  计算方法参考GB/T 10095.1。

斜齿齿顶修缘量按公式（2）计算：

$$C_{\alpha a} = \frac{F_t}{c_{\gamma a} \cdot b} + \frac{3f_p}{2} + \frac{\Delta T \cdot m_n}{80} \dots\dots\dots (2)$$

式中：

- $C_{\alpha a}$  ——齿顶修缘量，单位为毫米（mm）；
- $F_t$  ——每对啮合分度圆上名义端面切向载荷，单位为牛（N）；
- $c_{\gamma a}$  ——单位齿宽啮合刚度平均值，单位为牛每毫米微米（N/mm· $\mu\text{m}$ ）；
- $b$  ——齿宽，单位为毫米（mm）；
- $f_p$  ——单个齿距偏差，单位为微米（ $\mu\text{m}$ ）；
- $\Delta T$  ——齿轮温升，单位为摄氏度（ $^{\circ}\text{C}$ ），重载齿轮传动30 $^{\circ}\text{C}$ ~80 $^{\circ}\text{C}$ ；
- $m_n$  ——模数，单位为毫米（mm）。

注1:  $c_{\gamma\alpha}$  计算方法参考GB/T 3480.1;

注2:  $f_p$  计算方法参考GB/T 10095.1。

按公式 (1) 或 (2) 修形后的齿顶厚 $\geq 0.2m_n$ 。

#### 4.4.3 齿顶修缘长度

直齿齿顶修缘长度按公式 (3) 计算:

$$L_{Ca} = \frac{1}{2}(g_{\alpha} - p_{et}) \dots \dots \dots (3)$$

式中:

$L_{Ca}$  ——齿顶修缘长度, 单位为毫米 (mm);

$g_{\alpha}$  ——啮合线长度, 单位为毫米 (mm);

$p_{et}$  ——啮合线上的端面基圆齿距, 单位为毫米 (mm);

注:  $g_{\alpha}$ 、 $p_{et}$  参考ISO 21771.1。

斜齿齿顶修缘长度按公式 (4) 计算:

$$L_{Ca} = g_{\alpha} - p_{et} \dots \dots \dots (4)$$

式中:

$L_{Ca}$  ——齿顶修缘长度, 单位为毫米 (mm);

$g_{\alpha}$  ——啮合线长度, 单位为毫米 (mm);

$p_{et}$  ——啮合线上的端面基圆齿距, 单位为毫米 (mm);

注:  $g_{\alpha}$ 、 $p_{et}$  参考ISO 21771.1。

以直径表示直齿齿顶修缘起始点时根据公式 (5) 计算转换:

$$d_{Ca} = 2 \sqrt{\left(\frac{1}{2}d_b\right)^2 + \left(\frac{1}{2}\sqrt{d_{Na}^2 - d_b^2} - \frac{g_{\alpha}}{2} + \frac{p_{et}}{2}\right)^2} \dots \dots \dots (5)$$

式中:

$d_{Ca}$  ——齿顶修缘起始圆直径, 单位为毫米 (mm);

$g_{\alpha}$  ——啮合线长度, 单位为毫米 (mm);

$p_{et}$  ——啮合线上的端面基圆齿距, 单位为毫米 (mm);

$d_b$  ——基圆直径, 单位为毫米 (mm);

$d_{Na}$  ——有效啮合齿顶圆直径, 单位为mm。

注:  $g_{\alpha}$ 、 $p_{et}$ 、 $d_b$ 、 $d_{Na}$  参考ISO 21771.1。

以直径表示斜齿齿顶修缘起始点时根据公式 (6) 计算转换:

$$d_{Ca} = 2 \sqrt{\left(\frac{1}{2}d_b\right)^2 + \left(\frac{1}{2}\sqrt{d_{Na}^2 - d_b^2} - g_{\alpha} + p_{et}\right)^2} \dots \dots \dots (6)$$

式中:

$d_{Ca}$  ——齿顶修缘起始圆直径, 单位为毫米 (mm);

$g_{\alpha}$  ——啮合线长度, 单位为毫米 (mm);

$p_{et}$  ——啮合线上的端面基圆齿距, 单位为毫米 (mm);

$d_b$  ——基圆直径, 单位为毫米 (mm);

$d_{Na}$  ——有效啮合齿顶圆直径, 单位为mm。

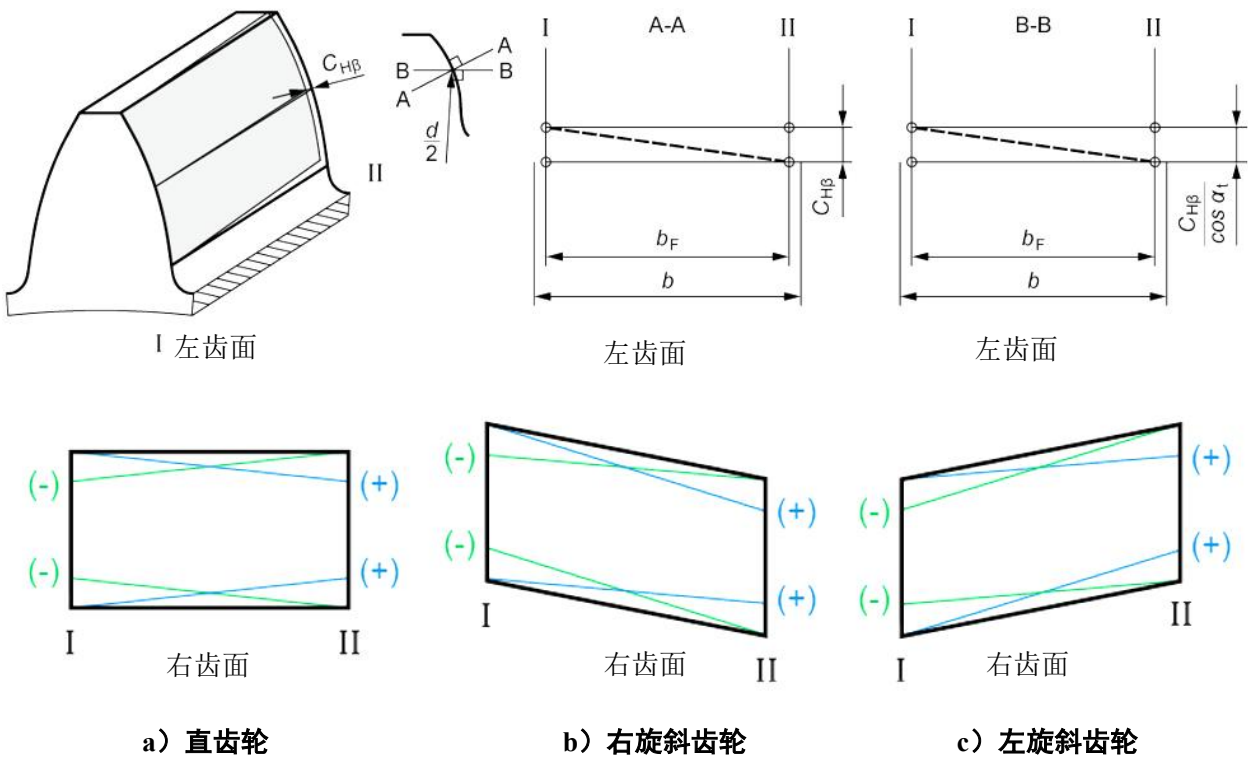
注:  $g_{\alpha}$ 、 $p_{et}$ 、 $d_b$ 、 $d_{Na}$  参考ISO 21771.1。

#### 4.5 齿向修形设计

##### 4.5.1 螺旋角修形

螺旋角修形以名义螺旋线为零修形基准, 修形量沿齿宽线性分布。螺旋角修形量 $C_{H\beta}$ 为齿向法向方向的线性偏移量, 它的正负号取决于齿面定义和螺旋方向。螺旋角修形见图3, 以右齿面定义基准面,

齿宽II端相对于I端向左倾斜时，螺旋角修形量 $C_{H\beta}$ 为正；齿宽I端相对于II端向右倾斜时，螺旋角修形量 $C_{H\beta}$ 为负。



标引序号说明：

$C_{H\beta}$ ——螺旋角修形量，单位为微米（ $\mu\text{m}$ ）；

$b_F$ ——有效齿宽，单位为毫米（mm）；

$b$ ——齿宽，单位为毫米（mm）。

图3 螺旋角修形定义图例

螺旋角修形量 $C_{H\beta}$ 和制造偏差、轴系弹性变形有关。在重载齿轮传动中，轴系弹性变形占绝对主导，修形量本质是补偿轴系变形，因此螺旋角修形量 $C_{H\beta}$ 可以认为等于轴系弹性变形，按公式（7）计算：

$$C_{H\beta} = f_{sh} \dots \dots \dots (7)$$

式中：

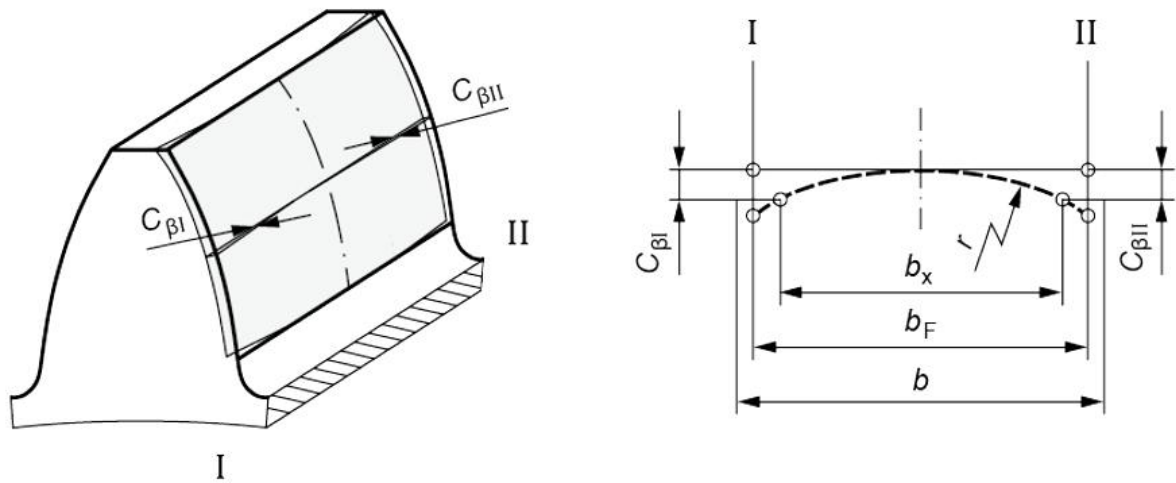
$C_{H\beta}$  ——螺旋角修形量，单位为微米（ $\mu\text{m}$ ）；

$f_{sh}$  ——由小齿轮和大齿轮的轴变形引起的当量螺旋线偏啮分量，单位为微米（ $\mu\text{m}$ ）。

注： $f_{sh}$ 计算方法参考 GB/T3480.1，推荐使用有限元分析或啮合分析软件计算。

#### 4.5.2 齿向鼓形修形

在载荷经常发生波动变化时，齿轮通常采用齿向鼓形修形以避免齿面出现局部应力过高的情况。对称齿向鼓形修形见图4，齿宽中部与基准齿面相切，齿I、II端相对于齿宽中部向内倾斜，齿向鼓形修形后的齿面呈外凸鼓形。



标引序号说明:

- $C_{\beta}$ ——齿向鼓形修形量, 单位为微米 ( $\mu\text{m}$ );
- $b_F$ ——齿向鼓形当量圆半径, 单位为毫米 (mm);
- $b_x$ ——齿向鼓形计值齿宽, 单位为毫米 (mm);
- $b_F$ ——有效齿宽, 单位为毫米 (mm);
- $b$ ——齿宽, 单位为毫米 (mm)。

图 4 鼓形修形定义图例

齿向鼓形修形量按公式 (8) 计算:

$$C_{\beta} = (0.3 \sim 0.35)(f_{\text{sh}} + 1.5f_{\text{H}\beta}), \quad 10\mu\text{m} < C_{\beta} < 50\mu\text{m} \dots \dots \dots (8)$$

式中:

- $C_{\beta}$  ——齿向鼓形修形量, 单位为微米 ( $\mu\text{m}$ );
- $f_{\text{sh}}$  ——由小齿轮和大齿轮的轴变形引起的当量螺旋线偏啮分量, 单位为微米 ( $\mu\text{m}$ );
- $f_{\text{H}\beta}$ ——螺旋线倾斜偏差, 单位为微米 ( $\mu\text{m}$ )。

注1:  $f_{\text{sh}}$  计算方法参考GB/T 3480.1, 推荐使用有限元分析或啮合分析软件计算;

注2:  $f_{\text{H}\beta}$  参考GB/T 10095.1。

若齿轮结构刚性足够, 使得 $f_{\text{sh}}$ 可以忽略不计或已采用螺旋角修形补偿变形时, 齿向鼓形修形量按公式 (9) 计算:

$$C_{\beta} = 0.7f_{\text{H}\beta}, \quad 10\mu\text{m} < C_{\beta} < 30\mu\text{m} \dots \dots \dots (9)$$

式中:

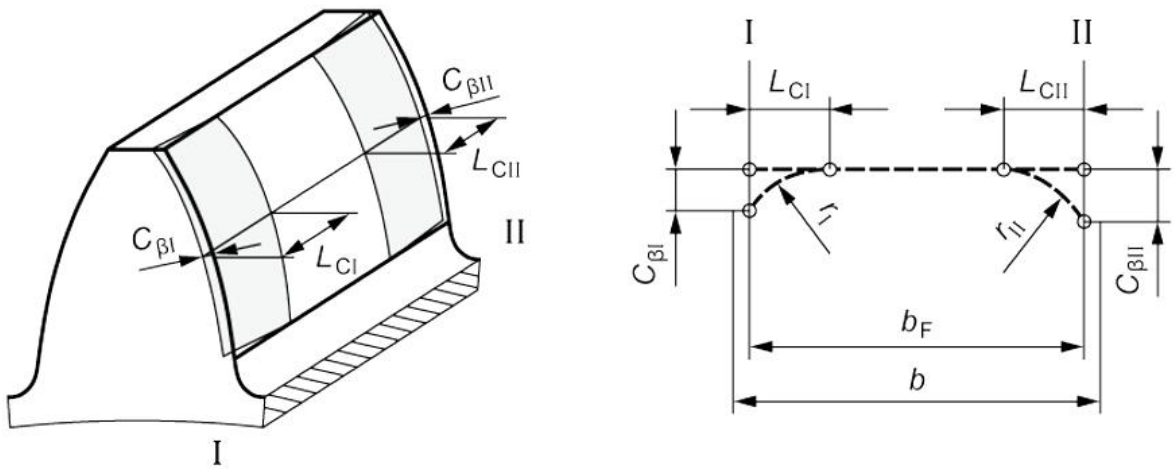
- $C_{\beta}$  ——齿向鼓形修形量, 单位为微米 ( $\mu\text{m}$ );
- $f_{\text{H}\beta}$ ——螺旋线倾斜偏差, 单位为微米 ( $\mu\text{m}$ )。

注:  $f_{\text{H}\beta}$  参考GB/T 10095.1。

鼓形曲线可采用圆弧曲线或二次抛物线, 不得采用直线拟合。

#### 4.5.3 齿端修薄

齿端修薄可以有效降低两侧齿端的边缘应力, 与齿向鼓形修形不同的是, 齿端修薄在齿宽中部区域不做修形修整, 此区域宽度大于50%齿宽。齿端修薄见图5。



标引序号说明:

- $C_I$ 、 $C_{II}$ ——齿端修薄量，单位为微米 ( $\mu\text{m}$ )；
- $L_{CI}$ 、 $L_{CII}$ ——齿端修薄长度，单位为毫米 (mm)；
- $r$ ——当量圆半径，单位为毫米 (mm)；
- $b_F$ ——有效齿宽，单位为毫米 (mm)；
- $b$ ——齿宽，单位为毫米 (mm)。

图 5 齿端修薄

齿端修薄量 $C_I$ 、 $C_{II}$ 按公式 (10) 计算:

$$C_I=C_{II}=(0.3\sim 0.35)(f_{sh}+1.5f_{H\beta}) \dots\dots\dots (10)$$

式中:

- $C_I$  ——齿端修薄量，单位为微米 ( $\mu\text{m}$ )， $C_{II}=C_I$ ；
- $f_{sh}$  ——由小齿轮和大齿轮的轴变形引起的当量螺旋线偏啮分量，单位为微米 ( $\mu\text{m}$ )；
- $f_{H\beta}$  ——螺旋线倾斜偏差，单位为微米 ( $\mu\text{m}$ )。

注1:  $f_{sh}$  计算方法参考GB/T 3480.1，推荐使用有限元分析或啮合分析软件计算；  
 注2:  $f_{H\beta}$  计算方法参考GB/T 10095.1。

齿端修形的长度 $L_c$ 按公式 (11) 计算:

$$L_C=(0.1\sim 0.2)b_F \dots\dots\dots (11)$$

式中:

- $L_C$  ——齿端修薄宽度，单位为毫米 (mm)；
- $b_F$  ——有效齿宽，单位为毫米 (mm)。

#### 4.6 修形的优化分析

基于4.2-4.5的公式和方法得到的修形设计满足重载场景的一般使用要求，但该方法无法考虑多级啮合影响、轴承非线性刚度、动态载荷影响、误差方向等影响因素，推荐采用具有实时评价修形效果和自动参数迭代优化功能的齿轮系统仿真分析软件作为修形设计的重要工具和方法。

使用齿轮系统仿真分析是作为修形设计的重要工具和方法。需遵循下列原则和步骤:

- a) 详细准确的参数建模，包括各部件的材料参数、齿轮宏观参数、齿轮精度公差、加工刀具信息、轴系结构、轴承内部几何尺寸、箱体和异形传扭件的网格模型以及合适的齿轮箱约束形式；
- b) 完整的工况定义，包括齿轮箱的工作载荷和附加外部载荷、环境温度、润滑方式等；

- c) 确定齿轮箱对修形的具体需求是提升承载能力还是降低噪音或者是二者兼备。通过调整修形方式和修形参数，使接触斑点、传递误差等符合齿轮箱的使用要求；
- d) 检查修形曲线在公差极限值、不同工况时对性能的影响。输出定义了允许的公差上限和下限的修形图表，包括空载、修形设计载荷、工作载荷和极限载荷下的接触云图。

## 5 修形技术要求

### 5.1 修形公差

实际加工出的修形曲线与理论设计曲线的偏差应在允许范围内，修行偏差要求见表1。

**表1 重载齿轮齿廓修形推荐参数**

偏差类型	偏差要求	说明
齿廓修形量公差 $\Delta C_{aa}$	$\pm 0.25f_{fa} \mu\text{m}$	最小允许公差为 $\pm 2 \mu\text{m}$
齿廓修形长度公差 $\Delta L_{Ca}$	$\pm 0.2 \text{ mm}, L_{Ca} \leq 5 \text{ mm}$ $\pm 0.5 \text{ mm}, L_{Ca} > 5 \text{ mm}$	推荐控制起始点的直径公差
螺旋角修形量公差 $\Delta C_{H\beta}$	$\pm 0.25f_{f\beta} \mu\text{m}$	最小允许公差为 $\pm 2 \mu\text{m}$
齿向鼓形量公差 $\Delta C_{\beta}$	$\pm 0.25f_{f\beta} \mu\text{m}$	最小允许公差为 $\pm 2 \mu\text{m}$
齿端修薄量公差 $\Delta C_{\beta}$	$\pm 0.25f_{f\beta} \mu\text{m}$	最小允许公差为 $\pm 2 \mu\text{m}$
齿端修薄长度公差 $\Delta L_C$	$\pm 0.2 \text{ mm}, L_C \leq 5 \text{ mm}$ $\pm 0.5 \text{ mm}, L_C > 5 \text{ mm}$	

注： $f_{fa}$ 、 $f_{f\beta}$ 分别为 GB/T 10095.1 规定的齿廓形状偏差和螺旋线形状偏差。

### 5.2 表面质量

修形区域与未修形区域的过渡应平滑，无尖点、台阶、棱边和加工痕迹。

齿面粗糙度 $Ra \leq 0.8 \mu\text{m}$ 。

## 6 修形加工与工艺

### 6.1 加工方法

重载齿轮多采用硬齿面高精度齿轮，常用展成磨齿和成形磨齿方法加工。其中展成法磨齿依靠砂轮与齿轮展成运动，附加修形运动实现齿廓和齿向修形，因展成原理的限制，其修形量较小。成形磨齿法则将砂轮截面修成目标修形齿廓，利用轴向走刀和径向切入复合实现齿轮修形，相对展成磨齿其效率较高但精度略低。成形磨齿修形量相对较大，适用大模数批量加工。珩齿修磨属于精密光整加工，可实现齿廓和齿向的微量修正，通常作为终精加工工序。

### 6.2 工艺控制

在磨齿准备之前，严格按照设计要求结合设备实际数控轴误差修订，在齿廓齿向模块上输入数据，确保无误。

在磨齿过程中，严格按照设计评估点及要求，自我评估自检报告，并加以修正，直至满足设计要求。

在磨齿后严格评估离线检测报告，修正机床磨削数据轴误差，确保后续加工齿形齿向修形满足要求。

## 7 检验与验证

### 7.1 检验仪器

齿轮测量中心采用展成原理检测齿轮，测量精度高。

三坐标测量仪，按绝对坐标法来测量齿轮，测量相对依靠基础运动与控制精度。

### 7.2 检验报告

检验报告采用K形图测量报告。报告图形清晰，比例适当，能清晰识别齿廓修形、螺旋角修形、齿端修薄、齿向鼓形修形等修形方法的修形量、修形长度、修形曲线及其轮廓。

### 7.3 接触斑点检验

装配过程中按设计输出的空载接触斑点要求验收或调整修形设计方案。

在齿轮滚动试验台上进行轻载或额定载荷下的接触斑点检验，作为修形效果的辅助验证。接触斑点的形状、大小和位置应符合设计输出的相应要求。

### 7.4 性能验证

通过振动噪声测试和台架疲劳试验，最终验证修形对齿轮性能的提升效果。

## 8 技术文件与标识

在齿轮图纸上使用图形方式明确标注齿轮的设计修形要求，修形参数包括修形量、修形长度、修形公差要求、修形曲线及其轮廓等应清晰表达。有多种修形方式时，各修形方式分别单独图示表达。标注示例可以参考图6~图9。需要特别注意的是，螺旋角修形的修形方向必须清晰表达，推荐在齿轮参数表中重点标注出修形后的螺旋角。

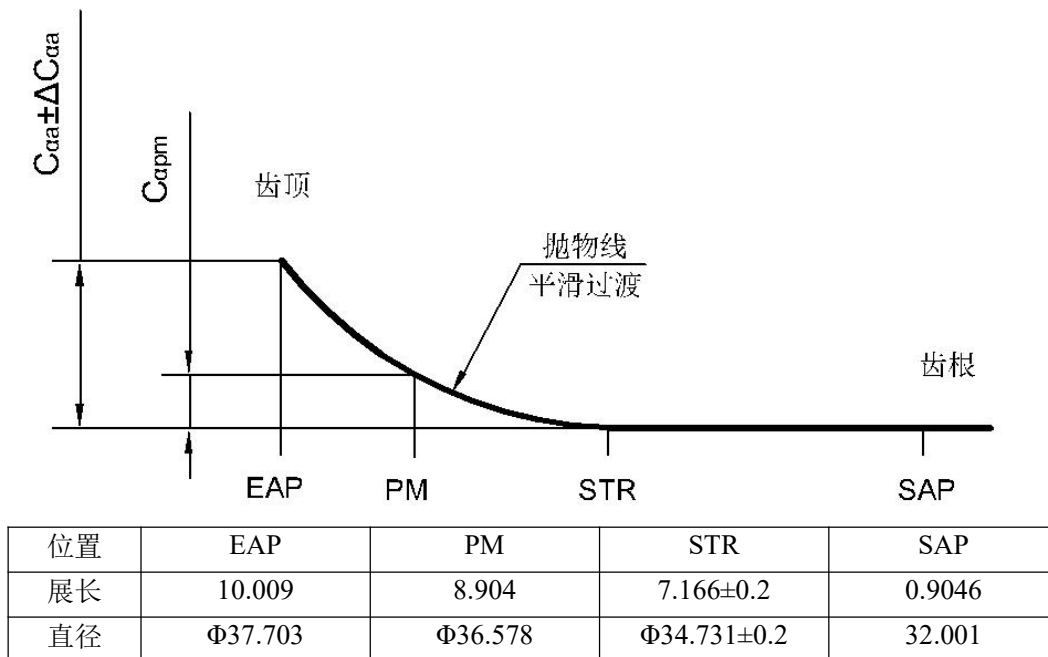
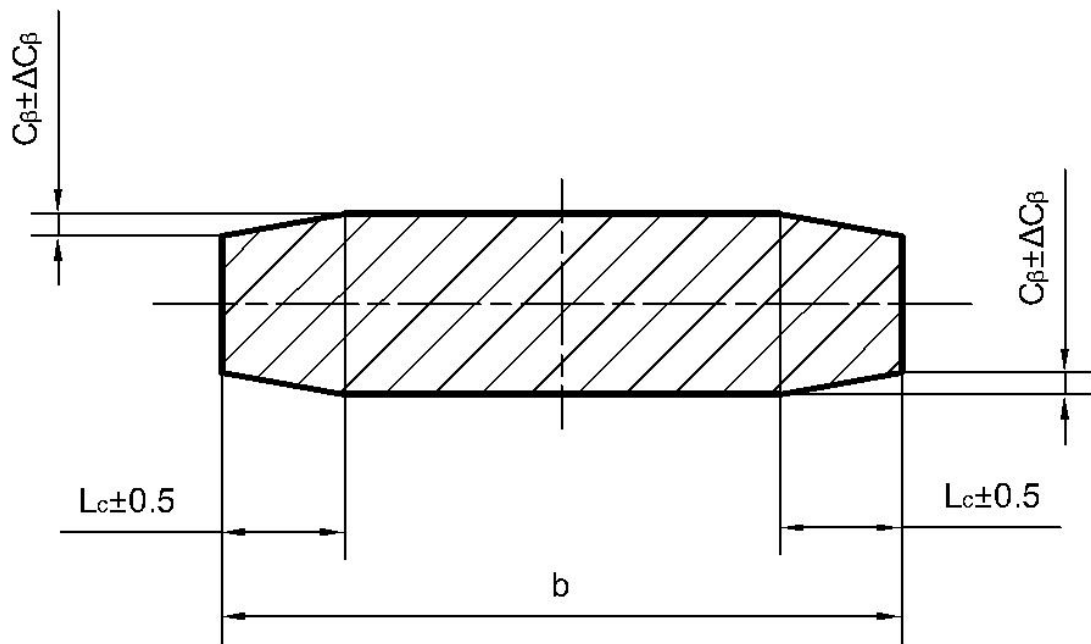


图 6 齿顶修缘标注示例



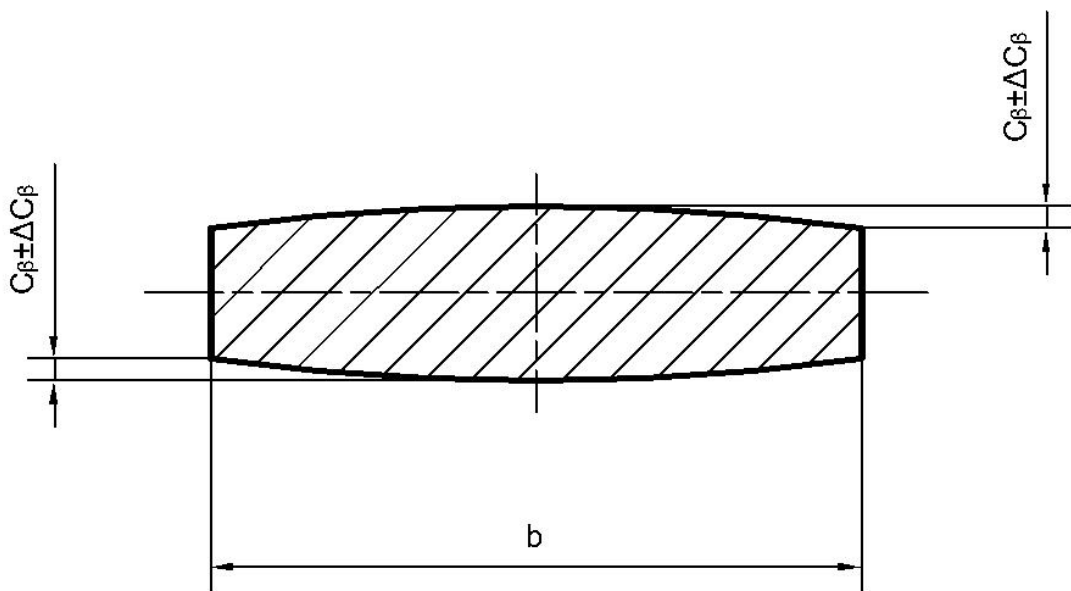
标引序号说明：

$C_\beta$  ——齿向鼓形修形量，单位为微米（ $\mu\text{m}$ ）；

$L_C$  ——齿端修薄宽度，单位为毫米（ $\text{mm}$ ）；

$b$  ——齿宽，单位为毫米（ $\text{mm}$ ）。

图7 齿向修薄标注示例

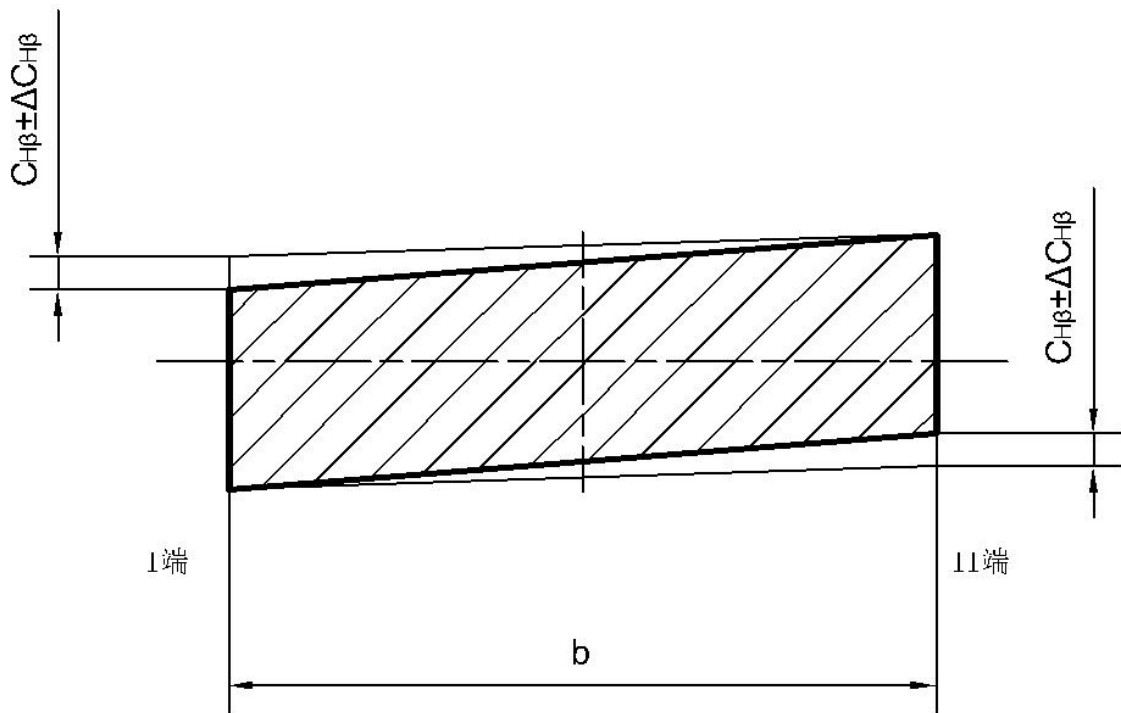


标引序号说明：

$C_\beta$  ——齿向鼓形修形量，单位为微米（ $\mu\text{m}$ ）；

$b$  ——齿宽，单位为毫米（ $\text{mm}$ ）。

图8 齿向鼓形修形标注示例



标引序号说明：

$C_{H\beta}$ ——螺旋角修形量，单位为微米（ $\mu\text{m}$ ）；

$b$ ——齿宽，单位为毫米（ $\text{mm}$ ）。

图 9 螺旋角修形标注示例