



中华人民共和国国家标准

GB/T 17855—1999

花键承载能力计算方法

Calculation of load capacity of spline

1999-09-03 发布

2000-03-01 实施

国家质量技术监督局 发布

中 华 人 民 共 和 国
国 家 标 准
花键承载能力计算方法

GB/T 17855—1999

*

中国标准出版社出版
北京复兴门外三里河北街16号
邮政编码:100045

电 话:68522112

中国标准出版社秦皇岛印刷厂印刷
新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售
版权专有 不得翻印

*

开本 880×1230 1/16 印张 1¼ 字数 31 千字
2000年4月第一版 2000年4月第一次印刷
印数 1—1 500

*

书号: 155066·1-16576 定价 12.00 元

*

标 目 405—34

前 言

本标准是参照德国标准 DIN 5466—1988《渐开线花键联结和矩形花键联结的承载能力计算基础》和原苏联标准 ГОСТ 21425—75《矩形花键承载能力计算方法》，并结合目前国内常用的计算方法制定的。

本标准的主要内容包括花键的受载分析、系数的确定和齿面接触强度、齿根弯曲强度、齿根剪切强度、齿面耐磨损能力的计算方法及外花键扭转与弯曲承载能力计算方法等内容。

在产品设计和时，应根据花键零件的具体结构、受力状态、材料热处理与硬度、精度等级等情况，选取上述内容的全部或部分进行花键承载能力的核算。

本标准由国家机械工业局提出。

本标准由全国机器轴与附件标准化技术委员会归口。

本标准起草单位：机械标准化研究所、哈尔滨东安发动机制造公司、北京齿轮总厂、上海航天局八〇〇所、第一汽车制造集团。

本标准主要起草人：明翠新、常宝印、郭霓虹、王金武、郭宝仁、薛恒明、黄宝全。

目 次

前言	I
1 范围	1
2 引用标准	1
3 术语与代号	1
4 受载分析与计算	3
5 系数	7
6 承载能力计算	8
7 示例	10

中华人民共和国国家标准

花键承载能力计算方法

GB/T 17855—1999

Calculation of load capacity of spline

1 范围

本标准规定了圆柱直齿渐开线花键和圆柱矩形齿花键(以下简称花键)的承载能力计算方法。本标准适用于按 GB/T 1144 和 GB/T 3478.1 制造的花键。其他类型的花键也可参照使用。

2 引用标准

下列标准所包含的条文,通过在本标准中引用而构成为本标准的条文。本标准出版时,所示版本均为有效。所有标准都会被修订,使用本标准的各方应探讨使用下列标准最新版本的可能性。

GB/T 1144—1987 矩形花键尺寸、公差和检验

GB/T 3478.1—1995 圆柱直齿渐开线花键 模数 基本齿廓 公差

3 术语与代号

术语、代号及说明见表 1。

表 1 术语、代号及说明

序号	术语	代号	单位	说 明
1	输入转矩	T	$N \cdot m$	输入给花键副的转矩
2	输入功率	P	kW	输入给花键副的功率
3	转速	n	r/min	花键副的转速
4	名义切向力	F_t	N	花键副所受的名义切向力
5	分度圆直径	D	mm	渐开线花键分度圆直径
6	平均圆直径	d_m	mm	矩形花键大径与小径之和的一半
7	单位载荷	W	N/mm	单一键齿在单位长度上所受的法向载荷〔见公式(4)和公式(5)〕
8	齿数	Z	—	花键的齿数
9	结合长度	l	mm	内花键与外花键相配合部分的长度(按名义值)
10	压轴力	F	N	花键副所受的与轴线垂直的径向作用力
11	标准压力角	α_D	$(^\circ)$	渐开线花键齿形分度圆上的压力角
12	弯矩	M_b	$N \cdot m$	作用在花键副上的弯矩
13	模数	m	mm	渐开线花键的模数
14	使用系数	K_1	—	主要考虑由于传动系统外部因素而产生的动力过载影响的系数
15	齿侧间隙系数	K_2	—	当花键副承受压轴力时,考虑花键副齿侧配合间隙(过盈)对各键齿上所受载荷影响的系数

国家质量技术监督局 1999-09-03 批准

2000-03-01 实施

表 1(完)

序号	术语	代号	单位	说 明
16	分配系数	K_3	—	考虑由于花键的齿距累积误差(分度误差)影响各键齿载荷分配不均的系数
17	轴向偏载系数	K_4	—	考虑由于花键的齿向误差和安装后花键副的同轴度误差、以及受载后花键扭转变形,影响各键齿沿轴向受载不均匀的系数
18	齿面压应力	σ_H	MPa	键齿表面计算的平均接触压应力
19	工作齿高	h_w	mm	键齿工作高度, $h_w = (D_{ee} - D_{ii})/2$
20	外花键大径	D_{ee}	mm	外花键大径的基本尺寸
21	内花键小径	D_{ii}	mm	内花键小径的基本尺寸
22	齿面接触强度的计算安全系数	S_H	—	S_H 值一般可取 1.25~1.50。 较重要的及淬火的花键取较大值,一般的未经淬火的花键取较小值
23	齿面许用压应力	$[\sigma_H]$	MPa	
24	材料的屈服强度	$\sigma_{0.2}$	MPa	花键材料的屈服强度(按表层取值)
25	齿根弯曲应力	σ_F	MPa	花键齿根的计算弯曲应力
26	全齿高	h	mm	花键的全齿高, $h = (D_{ee} - D_{ie})/2$
27	弦齿厚	S_{Fn}	mm	花键齿根危险截面(最大弯曲应力处)的弦齿厚
28	许用齿根弯曲应力	$[\sigma_F]$	MPa	
29	材料的拉伸强度	σ_b	MPa	花键材料的拉伸强度
30	弯曲强度的计算安全系数	S_F	—	对矩形花键取 1.25~2.00; 对渐开线花键取 1.00~1.50
31	齿根最大剪切应力	τ_{Fmax}	MPa	
32	剪切应力	τ_{tn}	MPa	靠近花键收尾处的剪应力
33	应力集中系数	α_{tn}	—	
34	外花键小径	D_{ie}	mm	外花键小径的基本尺寸
35	作用直径	d_h	mm	当量应力处的直径,相当于光滑扭棒的直径,见 6.5.1 的公式(19)
36	齿根圆角半径	ρ	mm	一般指外花键齿根圆弧最小曲率半径
37	许用剪切应力	$[\tau_F]$	MPa	
38	齿面磨损许用压应力	$[\sigma_{H1}]$	MPa	花键副在 10^8 次循环数以下工作时的许用压应力
39	齿面磨损许用压应力	$[\sigma_{H2}]$	MPa	花键副长期工作无磨损的许用压应力
40	当量应力	σ_v	MPa	计算花键扭转与弯曲强度时,剪切应力与弯曲应力的合成应力
41	弯曲应力	σ_{Fn}	MPa	计算花键扭转与弯曲强度时的弯曲应力
42	转换系数	K	—	确定作用直径 d_h 的转换系数(见表 6)
43	许用应力	$[\sigma_v]$	MPa	计算花键扭转与弯曲强度时的许用应力
44	作用侧隙	C_v	mm	花键副的全齿侧隙
45	位移量	e_0	mm	花键副的内外花键两轴线的径向相对位移量

4 受载分析与计算

4.1 受载分析

4.1.1 无载荷

由于花键副是相互联结的同轴偶件,所以对于无误差的花键联结,在其无载荷状态时(不计自重,下同),内花键各齿槽的中心线(或对称面)与外花键各键齿的中心线(或对称面)是重合的。此时,键齿两侧的间隙(或过盈)相等,均为侧隙之半(见图1)。

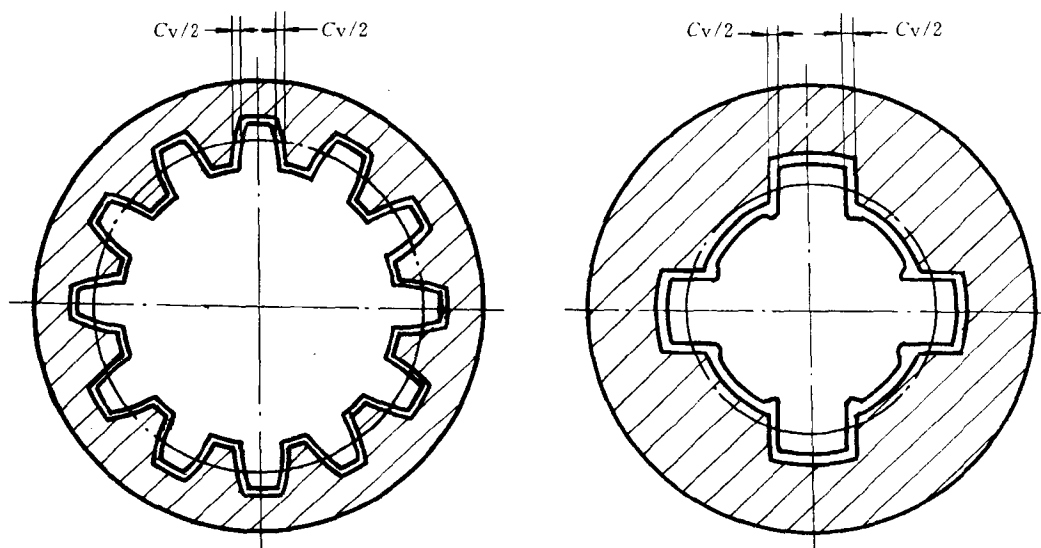


图1 无载荷、有间隙的渐开线花键联结(左边)和矩形花键联结(右边)的理论位置

4.1.2 受纯转矩载荷

对无误差的花键联结,在其只传递转矩 T 而无压轴力 F 时,一侧的各齿面在转矩的作用下,彼此接触、侧隙相等,内花键与外花键的两轴线仍是同轴的(见图2)。所有键齿传递转矩,承受同样大小的载荷(见图3)。

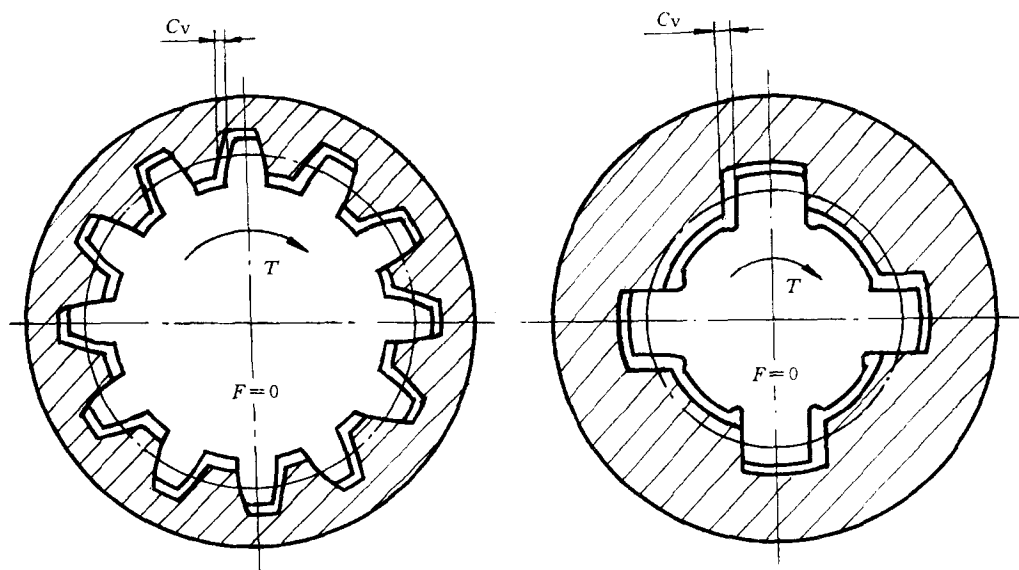
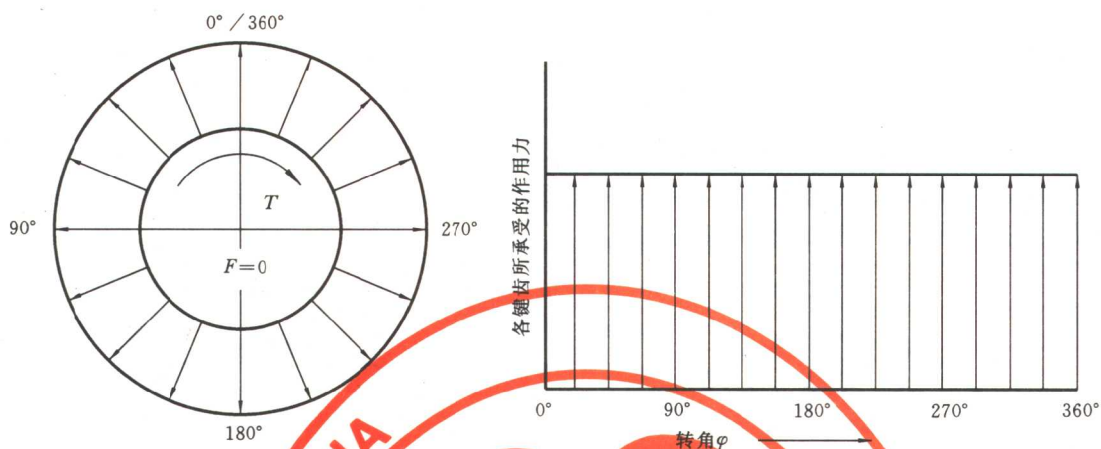


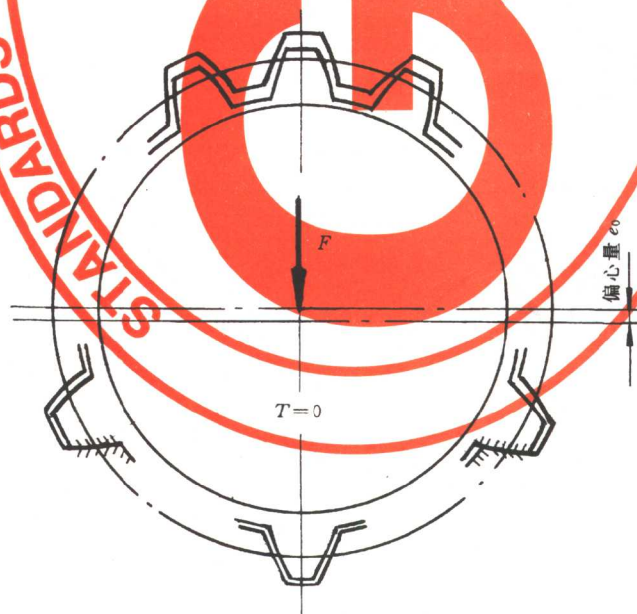
图2 有载荷、有间隙的渐开线花键联结(左)和矩形花键联结(右)的理论位置

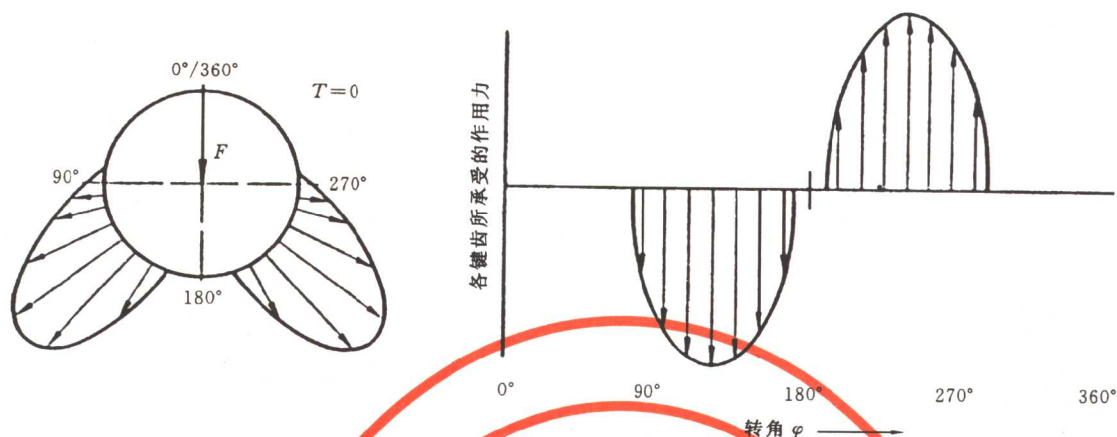
图3 只传递转矩 T 而无压轴力 F 时的载荷分配

4.1.3 受纯压轴力载荷

对无误差的花键联结,在其只承受压轴力 F 、不受转矩 T 时,内花键与外花键的两轴线不同轴,出现一个相对位移量 e (见图4)。这个相对位移量是由花键副的部分侧隙消失和部分键齿弹性变形造成的。键齿的弹性变形主要与它们的受力大小和位置、侧隙(间隙或过盈)、弹性模量和花键齿数等因素有关。

当花键副回转时,各键齿两侧面所受载荷的大小按图5周期性变化。在这种情况下,花键副容易磨损。

图4 只承受压轴力 F 、无转矩 T 时,内花键与外花键的位置

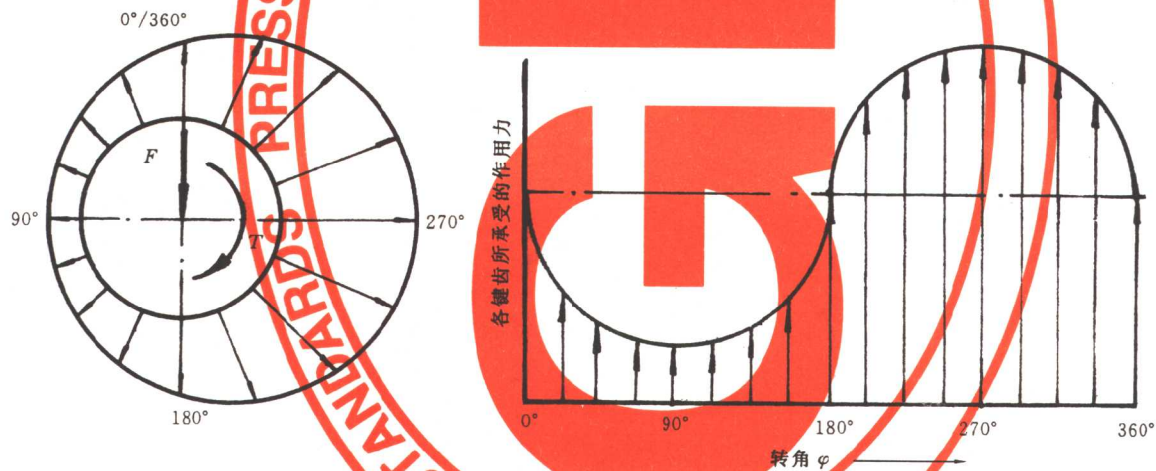
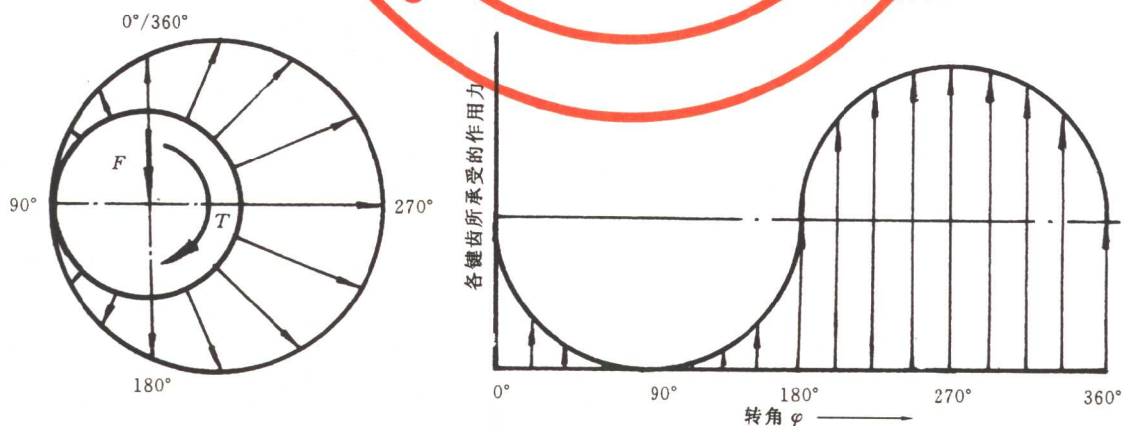
图5 只承受压轴力 F 而无转矩 T 时的载荷分配

4.1.4 受转矩和压轴力两种载荷

对无误差的花键联结,在其承受转矩 T 和压轴力 F 两种载荷时,内花键与外花键的相对位置和各键齿所受载荷的大小和方向,决定于所受转矩 T 和压轴力 F 的大小及两者的比例。

当花键副所受的载荷主要是转矩 T ,压轴力 F 是次要的或很小时,该花键副回转后,各键齿的位置近似图2,各键齿两侧面的受力状态发生周期性变化,见图6。

当花键副所受的载荷主要是压轴力 F ,转矩 T 是次要的或很小时,该花键副回转后,各键齿的位置近似图4,各键齿两侧面的受力状态发生周期性变化,见图7。在这种情况下,花键副也容易磨损。

图6 同时承受压轴力 F 和转矩 T ,而转矩占优势时的载荷分配图7 同时承受压轴力 F 和转矩 T ,而压轴力占优势时的载荷分配

对有误差的花键联结,在转矩 T 和压轴力 F 同时作用下,其载荷分配见图8,偏心状态见图9。

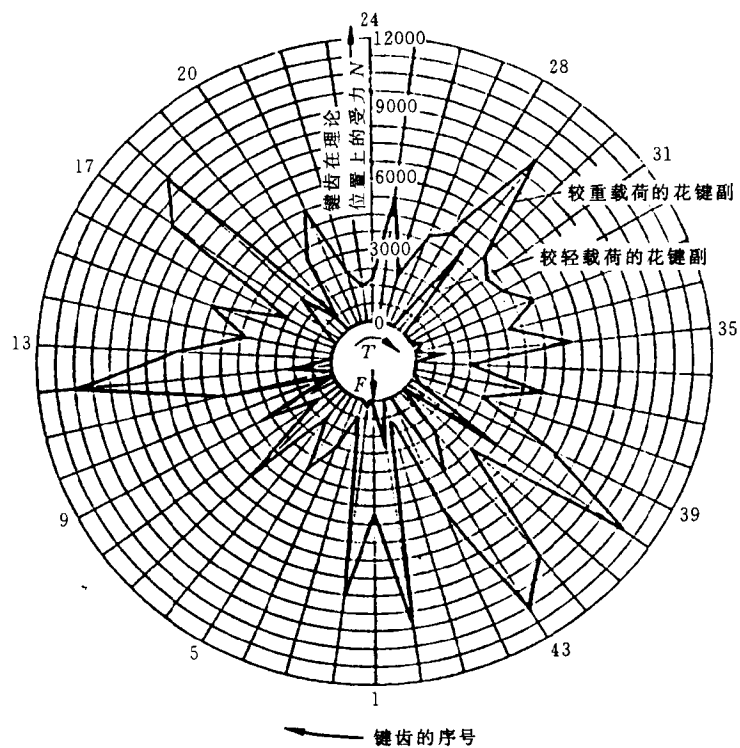


图 8 在压轴力 F 和转矩 T 的作用下, 齿数为 46 的渐开线花键副的载荷分配

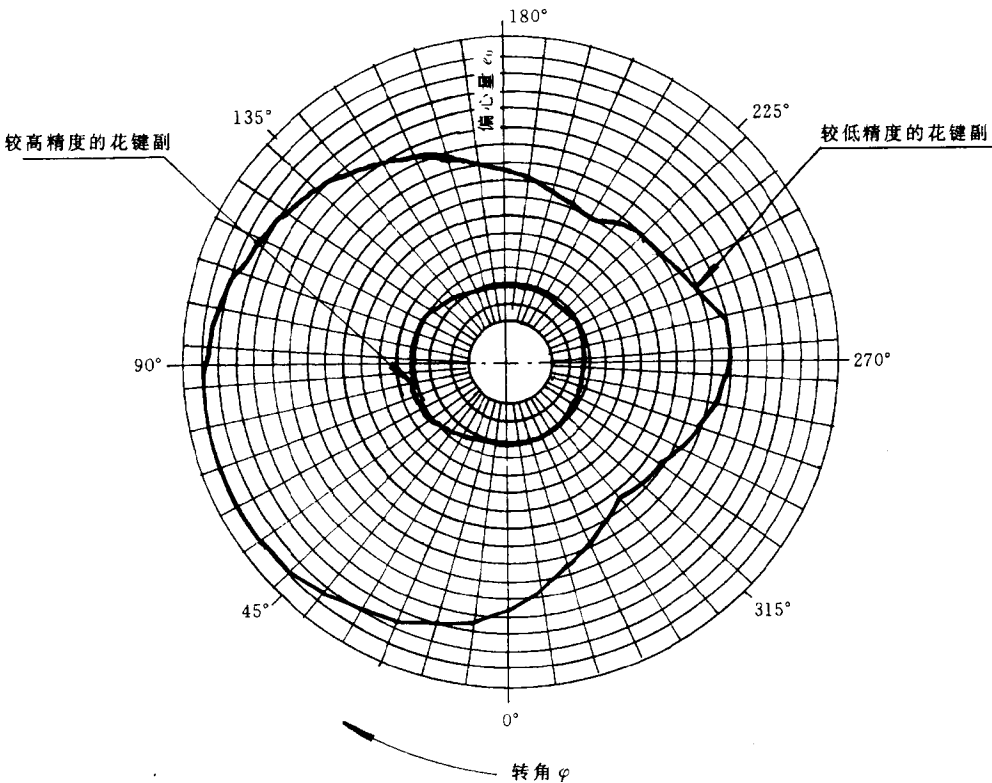


图 9 间隙配合、齿数为 46 的渐开线花键副在压轴力 F 和转矩 T 作用下的偏心状态

4.2 载荷计算

4.2.1 输入转矩 T 计算:

$$T = 9\,549 \cdot P/n \quad \dots\dots\dots(1)$$

4.2.2 名义切向力 F_t 计算:

$$\text{渐开线花键:} \quad F_t = 2\,000 \cdot T/D \quad \dots\dots\dots(2)$$

$$\text{矩形花键:} \quad F_t = 2\,000 \cdot T/d_m \quad \dots\dots\dots(3)$$

4.2.3 单位载荷 W 计算:

$$\text{渐开线花键:} \quad W = F_t/(Z \cdot l \cdot \cos\alpha_D) \quad \dots\dots\dots(4)$$

$$\text{矩形花键:} \quad W = F_t/(Z \cdot l) \quad \dots\dots\dots(5)$$

4.2.4 压轴力 F 和弯矩 M_b 计算:

花键副所受的压轴力 F 和弯矩 M_b ,应根据具体传动结构进行受力分析后计算。

5 系数

5.1 使用系数 K_1

使用系数 K_1 主要是考虑由于传动系统外部因素引起的动力过载影响的系数。这种过载影响取决于原动机(输入端)和工作机(输出端)的特性、质量比、花键副的配合性质与精度,以及运行状态等因素。

该系数可以通过精密测量获得,也可经过对全系统分析后确定。在上述方法不能实现时,可参考表 2 取值。

表 2 使用系数 K_1

原动机 (输入端)	工作机(输出端)		
	均匀、平稳	中等冲击	严重冲击
均匀、平稳	1.00	1.25	1.75 或更大
轻微冲击	1.25	1.50	2.00 或更大
中等冲击	1.50	1.75	2.25 或更大

注

- 1 均匀平稳的原动机:电动机、蒸汽轮机、燃气轮机等;
- 2 轻微冲击的原动机:多缸内燃机等;
- 3 中等冲击的原动机:单缸内燃机等;
- 4 均匀平稳的工作机:电动机、皮带输送机、通风机、透平压缩机、均匀密度材料搅拌机等;
- 5 中等冲击的工作机:机床主传动、非均匀密度材料搅拌机、多缸柱塞泵、航空或舰船螺旋桨等;
- 6 严重冲击的工作机:冲床、剪床、轧机、钻机等。

5.2 齿侧间隙系数 K_2

当花键副的受力状态如图 4 所示时,渐开线花键或矩形花键的各键齿上所受的载荷大小,除取决于键齿弹性变形大小外,还取决于花键副的侧隙大小。在压轴力的作用下,随着侧隙的变化(一半圆周间隙增大,另一半圆周间隙减小),内花键与外花键的两轴线将出现一个相对位移量 e_0 ,参见图 4 和图 9。其位移量 e_0 的大小与花键的作用侧隙(间隙)大小和制造精度高低等因素有关。产生位移后,使载荷分布在较少的键齿上(对渐开线花键失去了自动定心的作用),因而影响花键的承载能力。此影响用齿侧间隙系数 K_2 予以考虑。通常 $K_2=1.1\sim 3.0$ 。

当压轴力较小、花键副的精度较高时,可取 $K_2=1.1\sim 1.5$;当压轴力较大、花键副的精度较低时,可取 $K_2=2.0\sim 3.0$;当压轴力为零、只承受转矩时(见图 2), $K_2=1.0$ 。

5.3 分配系数 K_3

花键副的内花键和外花键的两轴线在同轴状态下,由于其齿距累积误差(分度误差)的影响,使花键

副的理论侧隙(单齿侧隙)不同,各键齿所受载荷也不同。

这种影响用分配系数 K_3 予以考虑。对于磨合前的花键副,当精度较高时(按 GB/T 1144 标准为精密级的矩形花键或精度等级按 GB/T 3478.1 标准为 5 级或高于 5 级时), $K_3=1.1\sim 1.2$;当精度较低时(按 GB/T 1144 标准为一般用的矩形花键或精度等级按 GB/T 3478.1 标准低于 5 级时), $K_3=1.3\sim 1.6$ 。对于磨合后的花键副,各键齿均参与工作,且受载荷基本相同时,取 $K_3=1.0$ 。

5.4 轴向偏载系数 K_4

由于花键副在制造时产生的齿向误差和安装后的同轴度误差,以及受载后的扭转变形,使各键齿沿轴向所受载荷不均匀。用轴向偏载系数 K_4 予以考虑。其值可从表 3 中选取。

对于磨合后的花键副,各键齿沿轴向载荷分布基本相同时,可取 $K_4=1.0$ 。

当花键的精度较高和分度圆直径 D 或平均圆直径 d_m 较小时,表 3 中的轴向偏载系数 K_4 取较小值,反之取较大值。

表 3 轴向偏载系数 K_4

系列或模数 m mm	分度圆直径 D 或平均圆直径 d_m mm	l/D 或 l/d_m		
		≤ 1.0	$> 1.0\sim 1.5$	$> 1.5\sim 2.0$
轻系列或 $m \leq 2$	≤ 30	1.1~1.3	1.2~1.6	1.3~1.7
	$> 30\sim 50$	1.2~1.5	1.4~2.0	1.5~2.3
	$> 50\sim 80$	1.3~1.7	1.6~2.4	1.7~2.9
	$> 80\sim 120$	1.4~1.9	1.8~2.8	1.9~3.5
	> 120	1.5~2.1	2.0~3.2	2.1~4.1
中系列或 $2 < m \leq 5$	≤ 30	1.2~1.6	1.3~2.1	1.4~2.4
	$> 30\sim 50$	1.3~1.8	1.5~2.5	1.6~3.0
	$> 50\sim 80$	1.4~2.0	1.7~2.9	1.8~3.6
	$> 80\sim 120$	1.5~2.2	1.9~3.3	2.0~4.2
	> 120	1.6~2.4	2.1~3.6	2.2~4.8
$5 < m \leq 10$	≤ 30	1.3~2.0	1.4~2.8	1.5~3.4
	$> 30\sim 50$	1.4~2.2	1.6~3.2	1.7~4.0
	$> 50\sim 80$	1.5~2.4	1.8~3.6	1.9~4.6
	$> 80\sim 120$	1.6~2.6	2.0~3.9	2.1~5.2
	> 120	1.7~2.8	2.2~4.2	2.3~5.6

6 承载能力计算

6.1 齿面接触强度计算

6.1.1 齿面压应力 σ_H 按下式计算:

$$\sigma_H = W/h_w \quad \dots\dots\dots (6)$$

6.1.2 齿面许用压应力 $[\sigma_H]$ 按下式计算:

$$[\sigma_H] = \sigma_{0.2}/(S_H \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4) \quad \dots\dots\dots (7)$$

6.1.3 计算结果应满足下列条件:

$$\sigma_H \leq [\sigma_H] \quad \dots\dots\dots (8)$$

6.2 齿根弯曲强度计算

6.2.1 齿根弯曲应力 σ_F 按下式计算:

渐开线花键: $\sigma_F = 6hW\cos\alpha_D/S_{Fn}^2 \quad \dots\dots\dots (9)$

矩形花键: $\sigma_F = 6hW/S_{Fn}^2 \quad \dots\dots\dots (10)$

对于渐开线花键, S_{Fn} 取渐开线起始圆上的弦齿厚, 并按下式计算:

$$S_{Fn} = D_{Fe} \times \sin \left\{ \frac{360^\circ \times \left[\frac{S}{D} + \text{inv} \alpha_D - \text{inv} \left(\arccos \frac{D \times \cos \alpha_D}{D_{Fe}} \right) \right]}{2\pi} \right\}$$

式中: S ——分度圆弧齿厚, mm;

D_{Fe} ——渐开线起始圆直径, mm。

对于矩形花键, S_{Fn} 取键最小齿厚或齿根过渡曲线上的最小齿厚(两者的小值)。

6.2.2 许用弯曲应力 $[\sigma_F]$ 按下式计算:

$$[\sigma_F] = \sigma_b / (S_F \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4) \quad (11)$$

6.2.3 计算结果应满足下列条件:

$$\sigma_F \leq [\sigma_F] \quad (12)$$

6.3 齿根剪切强度计算

6.3.1 齿根最大扭转剪切应力 τ_{Fmax} 按下式计算:

$$\tau_{Fmax} = \tau_{tn} \cdot \alpha_{tn} \quad (13)$$

式中: τ_{tn} 见 6.5;

$$\alpha_{tn} = \frac{D_{ie}}{d_h} \left\{ 1 + 0.17 \frac{\left(\frac{h}{\rho} \right)^2}{0.1 + \frac{h}{\rho}} + \frac{3.94}{0.1 + \frac{h}{\rho}} \right\} + \frac{6.38 \left(1 + 0.1 \frac{h}{\rho} \right)}{\left[2.38 + \frac{D_{ie}}{2h} \left(\frac{h}{\rho} + 0.04 \right)^{1/3} \right]^2}$$

6.3.2 许用剪切应力 $[\tau_F]$ 按下式计算:

$$[\tau_F] = [\sigma_F] / 2 \quad (14)$$

6.3.3 计算结果应满足下列条件:

$$\tau_{Fmax} \leq [\tau_F] \quad (15)$$

6.4 齿面耐磨损能力计算

6.4.1 花键副在 10^8 循环数以下工作时耐磨损能力计算

6.4.1.1 齿面压应力 σ_H 按公式(6)计算。

6.4.1.2 齿面磨损许用压应力 $[\sigma_{H1}]$ 见表 4。

6.4.1.3 计算结果应满足下列条件:

$$\sigma_H \leq [\sigma_{H1}] \quad (16)$$

表 4 $[\sigma_{H1}]$ 值

MPa

热处理及齿面平均硬度					
未经热处理 20HRC	调质处理 28HRC	淬 火			渗碳(氮)淬火 60HRC
		40HRC	45HRC	50HRC	
95	110	135	170	185	205

6.4.2 花键副长期工作无磨损时耐磨损能力计算

6.4.2.1 齿面压应力 σ_H 按公式(6)计算。

6.4.2.2 齿面磨损许用压应力 $[\sigma_{H2}]$ 见表 5。

表 5 $[\sigma_{H2}]$ 值

MPa

未经热处理	0.028 × 布氏硬度值
调质处理	0.032 × 布氏硬度值
淬火	0.3 × 洛氏硬度值
渗碳(氮)淬火	0.4 × 洛氏硬度值

6.4.2.3 计算结果应满足下列条件:

$$\sigma_H \leq [\sigma_{H2}] \quad \dots\dots\dots (17)$$

6.5 外花键的扭转与弯曲强度计算

外花键在扭转和弯曲及压轴力的作用下,将产生弯曲应力 σ_{Fn} 和剪切应力 τ_{tn} (通常靠近花键收尾处最大)。这两种应力合成为当量应力 σ_v 。

6.5.1 当量应力 σ_v 按下式计算:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_{Fn}^2 + 3\tau_{tn}^2} \quad \dots\dots\dots (18)$$

$$\text{式中: } \sigma_{Fn} = \frac{32\,000\,M_b}{\pi d_h^3}$$

$$\tau_{tn} = \frac{16\,000\,T}{\pi d_h^3}$$

上式表明,应力 σ_{Fn} 和 τ_{tn} 的大小,在载荷已确定的情况下,取决于断面系数 $W_p = \pi \cdot d_h^3/16$ 和 $W_b = \pi \cdot d_h^3/32$ 。也就是取决于作用直径 d_h (相当于光滑扭棒的直径)。

$$d_h = D_{ie} + \frac{K \cdot D_{ie} (D_{ee} - D_{ie})}{D_{ee}} \quad \dots\dots\dots (19)$$

式中: K 值见表 6。

表 6 K 值

轻系列矩形花键	0.50
中系列矩形花键	0.45
较少齿渐开线花键	0.30
较多齿渐开线花键	0.15

6.5.2 许用应力 $[\sigma_v]$ 值应根据零件的试验或模拟试验结果确定,也可取

$$[\sigma_v] = \sigma_{0.2} / (S_F \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4) \quad \dots\dots\dots (20)$$

6.5.3 计算结果应满足下列条件:

$$\sigma_v \leq [\sigma_v] \quad \dots\dots\dots (21)$$

7 示例

7.1 示例 1

渐开线花键副: INT/EXT 44Z $\times 2\text{ m} \times 30\text{R} \times 5\text{H}/5\text{h}$ GB/T 3478.1—1995

输入功率 $P=1\,500\text{ kW}$, 转速 $n=1\,250\text{ r/min}$, 输入端为燃气轮机(平稳), 输出端为螺旋桨(轻微冲击), 花键结合长度 $l=32\text{ mm}$, 工作齿高 $h_w=2\text{ mm}$, 全齿高 $h=2.8\text{ mm}$, 齿根圆角半径 $\rho=0.8\text{ mm}$, 大径 $D_{ee}=90\text{ mm}$, 小径 $D_{ie}=84.4\text{ mm}$, 渐开线起始圆直径 $D_{Fe}=85.7\text{ mm}$, 材料为优质合金钢、硬度为 293~341 HB、 $\sigma_{0.2} \geq 835\text{ MPa}$ 、 $\sigma_b \geq 980\text{ MPa}$ 。

a) 载荷计算:

输入转矩 T 计算:

$$\begin{aligned} T &= 9\,549 \cdot P/n \\ &= 9\,549 \times 1\,500/1\,250 \\ &= 11\,458.8\text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

名义切向力 F_t 计算:

$$\begin{aligned} F_t &= 2\,000 \cdot T/D \\ &= 2\,000 \times 11\,458.8/(2 \times 44) \\ &= 260\,427\text{ N} \end{aligned}$$

单位载荷 W 计算:

$$\begin{aligned} W &= F_t / (Z \cdot l \cdot \cos \alpha_D) \\ &= 260\,427 / (44 \times 32 \times \cos 30^\circ) \\ &= 213.6 \text{ N/mm} \end{aligned}$$

b) 齿面接触强度计算:

齿面压应力 σ_H 计算:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= W / h_w \\ &= 213.6 / 2 \\ &= 106.8 \text{ MPa} \end{aligned}$$

齿面许用压应力 $[\sigma_H]$ 计算:

$$\begin{aligned} [\sigma_H] &= \sigma_{0.2} / (S_H \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4) \\ &= 835 / (1.25 \times 1.25 \times 1.1 \times 1.1 \times 1.5) \\ &= 294.4 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\text{取: } S_H = 1.25, K_1 = 1.25, K_2 = 1.1, K_3 = 1.1, K_4 = 1.5$$

计算结果:

满足 $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ 条件, 安全。

c) 齿根弯曲强度计算:

齿根弯曲应力 σ_F 计算:

$$\begin{aligned} \sigma_F &= 6hW \cos \alpha_D / S_{Fn}^2 \\ &= 6 \times 2.8 \times 213.6 \times \cos 30^\circ / 4.297\,7^2 \\ &= 168.3 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} S_{Fn} &= D_{Fe} \times \sin \left\{ \frac{360^\circ \times \left[\frac{S}{D} + \text{inv} \alpha_D - \text{inv} \left(\arccos \frac{D \times \cos \alpha_D}{D_{Fe}} \right) \right]}{2\pi} \right\} \\ &= 85.7 \times \sin \left\{ \frac{360^\circ \times \left[\frac{3.142}{2 \times 44} + \text{inv} 30^\circ - \text{inv} \left(\arccos \frac{2 \times 44 \times \cos 30^\circ}{85.7} \right) \right]}{2\pi} \right\} \\ &= 4.297\,7 \text{ mm} \end{aligned}$$

d) 齿根许用弯曲应力 $[\sigma_F]$ 计算:

$$\begin{aligned} [\sigma_F] &= \sigma_b / (S_F \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4) \\ &= 980 / (1.0 \times 1.25 \times 1.1 \times 1.1 \times 1.5) \\ &= 432 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\text{取 } S_F = 1.0$$

计算结果:

满足 $\sigma_F \leq [\sigma_F]$ 条件, 安全。

e) 齿根剪切强度计算:

齿根最大剪切应力 τ_{Fmax} 计算:

$$\begin{aligned} \tau_{Fmax} &= \tau_{tn} \cdot \alpha_{tn} \\ &= 94.4 \times 2.238 \\ &= 211.3 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 d_h &= D_{ie} + \frac{K \cdot D_{ie} (D_{ee} - D_{ie})}{D_{ee}} \\
 &= 84.4 + \frac{0.15 \times 84.4 (90 - 84.4)}{90} \\
 &= 85.2 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \tau_{tn} &= \frac{16\,000T}{\pi d_h^3} \\
 &= \frac{16\,000 \times 11\,458.8}{\pi \times 85.2^3} \\
 &= 94.4 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 a_{tn} &= \frac{D_{ie}}{d_h} \left\{ 1 + 0.17 \frac{h}{\rho} \left[1 + \frac{3.94}{0.1 + \frac{h}{\rho}} \right] + \frac{6.38 \left(1 + 0.1 \frac{h}{\rho} \right)}{\left[2.38 + \frac{D_{ie}}{2h} \left(\frac{h}{\rho} + 0.04 \right) \right]^{1/3} } \right\} \\
 &= \frac{84.4}{85.2} \left\{ 1 + 0.17 \times \frac{2.8}{0.8} \left[1 + \frac{3.94}{0.1 + \frac{2.8}{0.8}} \right] + \frac{6.38 \left(1 + 0.1 \times \frac{2.8}{0.8} \right)}{\left[2.38 + \frac{84.4}{2 \times 2.8} \left(\frac{2.8}{0.8} + 0.04 \right) \right]^{1/3} } \right\} \\
 &= 2.238
 \end{aligned}$$

许用剪切应力 $[\tau_F]$ 计算:

$$\begin{aligned}
 [\tau_F] &= [\sigma_F]/2 \\
 &= 432/2 \\
 &= 216 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

计算结果:

满足 $\tau_{Fmax} \leq [\tau_F]$ 的条件,安全。

f) 齿面耐磨能力计算:

1) 花键副在 10^8 循环数以下工作时耐磨能力计算:

齿面压应力: $\sigma_H = 106.8 \text{ MPa}$

齿面磨损许用压应力: $[\sigma_{H1}] = 110 \text{ MPa}$ (查表4得)

计算结果:

满足 $\sigma_H \leq [\sigma_{H1}]$ 的条件,安全。

2) 花键副长期工作无磨损时耐磨能力计算:

齿面压应力: $\sigma_H = 106.8 \text{ MPa}$

齿面磨损许用压应力: $[\sigma_{H2}] = 0.032 \times 293 = 9.4 \text{ MPa}$ (查表5得)

计算结果:

未满足 $\sigma_H \leq [\sigma_{H2}]$ 的条件,不能长期无磨损(或很少磨损)工作。

g) 外花键的扭转与弯曲强度计算:

当量应力 σ_v 计算:

$$\begin{aligned}
 \sigma_v &= \sqrt{\sigma_{Fn}^2 + 3\tau_{tn}^2} \\
 &= \sqrt{3 \times 94.4^2} \quad (\text{因 } M_b = 0, \text{ 故 } \sigma_{Fn} = 0) \\
 &= 163.5 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

许用应力 $[\sigma_v]$ 计算:

$$\begin{aligned} [\sigma_v] &= \sigma_{0.2} / (S_F \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4) \\ &= 835 / (1.0 \times 1.25 \times 1.1 \times 1.1 \times 1.5) \\ &= 368 \text{ MPa} \end{aligned}$$

计算结果:

满足 $\sigma_v \leq [\sigma_v]$ 的条件,安全。

7.2 示例 2

矩形花键副: $6 \times 21 \frac{H7}{f7} \times 25 \frac{H11}{d11} \times 5 \frac{H11}{d10}$ GB/T 1144—1987

输入功率 $P=8.83 \text{ kW}$, 转速 $n=1\,275 \text{ r/min}$, 输入端联结离合器(平稳), 输出端联结齿轮(轻微冲击), 花键结合长度 $l=29 \text{ mm}$, 工作齿高 $h_w=2 \text{ mm}$, 全齿高 $h=2 \text{ mm}$, 齿根圆角半径 $\rho=0.2 \text{ mm}$, 大径 $D_{ee}=25 \text{ mm}$, 小径 $D_{ie}=21 \text{ mm}$, 材料为低碳合金钢、表面渗碳淬火、表面硬度为 $58 \sim 64 \text{ HRC}$ 、 $\sigma_{0.2} \geq 965 \text{ MPa}$ 、 $\sigma_b \geq 1\,080 \text{ MPa}$ 。

a) 载荷计算:

输入转矩 T 计算:

$$\begin{aligned} T &= 9\,549 \cdot P / n \\ &= 9\,549 \times 8.83 / 1\,275 \\ &= 66.13 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

名义切向力 F_t 计算:

$$\begin{aligned} F_t &= 2\,000 \cdot T / d_m \\ &= 2\,000 \times 66.13 / [(25 + 21) / 2] \\ &= 5\,750.4 \text{ N} \end{aligned}$$

单位载荷 W 计算:

$$\begin{aligned} W &= F_t / (Z \cdot l) \\ &= 5\,750.4 / (6 \times 29) \\ &= 33 \text{ N/mm} \end{aligned}$$

b) 齿面接触强度计算:

齿面压应力 σ_H 计算:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= W / h_w \\ &= 33 / 2 \\ &= 16.5 \text{ MPa} \end{aligned}$$

齿面许用压应力 $[\sigma_H]$ 计算:

$$\begin{aligned} [\sigma_H] &= \sigma_{0.2} / (S_H \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4) \\ &= 965 / (1.4 \times 1.25 \times 1.2 \times 1.3 \times 1.4) \\ &= 252.5 \text{ MPa} \end{aligned}$$

取: $S_H = 1.4$, $K_1 = 1.25$, $K_2 = 1.2$, $K_3 = 1.3$, $K_4 = 1.4$

计算结果:

满足 $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ 条件,安全。

c) 齿根弯曲强度计算:

齿根弯曲应力 σ_F 计算:

$$\begin{aligned} \sigma_F &= 6hW / S_{Fn}^2 \\ &= 6 \times 2 \times 33 / 5^2 \\ &= 15.8 \text{ MPa} \end{aligned}$$