

弧齿锥齿轮弯曲强度 ISO 计算标准与有限元分析

冯少坤¹ 魏冰阳¹ 信稳^{2,3} 程波^{2,3}

(1. 河南科技大学 机电工程学院, 洛阳 471000)

(2. 中信重工机械股份有限公司, 洛阳 471039)

(3. 智能矿山重型装备全国重点实验室, 洛阳 471000)

摘要: 弧齿锥齿轮弯曲强度计算复杂, 准确评价难度极大。针对 ISO 10300 标准 B1 和 B2 这 2 种不同计算方法, 从 2 种方法的计算原理出发, 对比了 2 种方法关于齿根弯曲应力及许用弯曲应力计算涉及各参数的选取方法以及数值的选用原则, 分析了 2 种计算方法中各参数取值对齿根弯曲应力计算的影响规律。通过若干组设计样本计算, 对比了 2 种方法计算出的齿根弯曲应力数值。利用有限元分析对计算结果进行了验证。结果表明, 由于所用修正系数种类及取值不同, 2 种方法计算得到的弯曲强度评价结果存在一定的差异, B1 方法对齿根弯曲强度评价更保守, 齿根弯曲应力比 B2 方法约小 5%; ISO 计算标准尽管考虑了多齿载荷分担, 但忽略了其综合作用对齿根弯曲应力的影响, 导致与有限元计算结果有差异, B1 方法与有限元计算结果更接近, 误差约为 6%。

关键词: 弧齿锥齿轮; ISO 计算标准; 齿根弯曲应力; 有限元分析

中图分类号: TH132.4 **DOI:** 10.16579/j.issn.1001.9669.2025.07.015

0 引言

弧齿锥齿轮因其承载能力强、传动平稳等优点, 广泛应用于航空航天、车辆和各种工业传动系统中。轮齿折断是其最主要的失效形式之一。为提高齿轮强度设计的可靠性, 针对齿轮齿根弯曲疲劳强度评估, 多个国家都制定了相关评价标准, 如我国当前使用的 GB/T 10062 系列标准锥齿轮承载能力计算方法^[1-3], 国际上普遍采用的 ISO 10300 系列标准^[4-6]和 ANSI/AGMA 2003-D19 标准^[7]等。GB/T 10062 系列标准是在 ISO 10300 系列标准基础上修订而成的。由于在推行标准上投入不足且缺少基础数据的支持, 当前的标准已很难适用于日益复杂多样的齿轮产品开发要求。因此, 对 ISO 现行标准进行研究, 实时对接国际标准化工作, 修订 GB/T 标准, 对我国齿轮行业健康发展至关重要。

一直以来, 国内学者与相关企业都十分关注 ISO 齿轮标准及计算结果的适应性, 并投入了相应的研究工作。徐跃进^[8]将 Ansys 软件计算结果与 Hertz 公式计算结果进行比较, 验证了有限元分析法的精确性、有效性和可靠性; 陶振荣等^[9]提出一种新的齿轮强度计算判据, 并列出了相应的判据计算式, 得出了一种更加合理精确的齿轮强度计算方法; 魏冰阳等^[10-11]利用

Monte Carlo 法数值模拟了弧齿锥齿轮的接触强度及弯曲强度几何系数的分布规律, 探讨了锥齿轮疲劳强度的可靠性分析和计算方法; 吴昌林等^[12]采用分类比较和实例对比的方法对比了 ISO 标准与 AGMA 标准关于渐开线圆柱齿轮强度计算方法的差异, 认为产生差异的主要原因是参数和修正系数的取值差异, 并且 AGMA 标准对齿轮参数的改变更敏感; 邓效忠等^[13]采用加载齿面接触分析与有限元应力影响矩阵法计算出齿根弯曲应力, 并通过试验验证了结论的正确性。滕文爽等^[14]比较了行业标准(HB)与 ISO 标准的差异, 认为两者引入系数不同, 导致 ISO 标准计算齿根弯曲应力基本值更小; 但不同修正系数的选用, 导致计算齿根弯曲应力和许用齿根弯曲应力更大。周长江等^[15]设置多组样本, 通过有限元接触分析对 ISO 和 AGMA 这 2 种标准计算结果进行了对比验证, 认为结合接触和弯曲强度的安全系数来评估锥齿轮承载能力更加合理; 黎向宇等^[16]通过对 HB 和 AGMA 这 2 种标准的原理、修正系数等方面进行比较, 得出前者强度评估更为保守的结论。上述研究对锥齿轮几何设计及承载能力计算具有重要的指导意义。目前, 国内对 ISO 齿轮标准的研究工作投入不足, 导致行业标准化工作明显滞后, 尚未涉及对锥齿轮 ISO 标准 2 种评

收稿日期: 2023-11-15 修回日期: 2023-12-04

基金项目: 国家自然科学基金项目(51875174); 河南省研究生教育改革与质量提升工程项目(YJS2022JD12)

作者简介: 冯少坤, 男, 1998 年生, 河南洛阳人, 在读硕士研究生; 主要研究方向为弧齿锥齿轮强度评价; E-mail: shaokun_feng@163.com。

魏冰阳, 男, 1966 年生, 河南嵩县人, 博士, 教授, 博士研究生导师; 主要研究方向为齿轮啮合理论与锥齿轮设计制造技术; E-mail: bywei29@163.com。

引用格式: 冯少坤, 魏冰阳, 信稳, 等. 弧齿锥齿轮弯曲强度 ISO 计算标准与有限元分析[J]. 机械强度, 2025, 47(7): 117-123.

FENG Shaokun, WEI Bingyang, XIN Wen, et al. Finite element analysis and ISO calculation standard of tooth root bending strength of spiral bevel gears[J]. Journal of Mechanical Strength, 2025, 47(7): 117-123.

价方法计算结果的比较与适用性研究。鉴于此,本文拟从ISO标准2种计算方法的原理出发,对比分析2种方法关于齿根弯曲应力及许用弯曲应力计算涉及的各项参数选取方法以及数值的选用原则,总结2种计算方法中各参数取值对齿根弯曲应力计算的影响规律;设计计算样本,对2种计算方法得到的结果进行比较;最后,通过有限元分析对计算结果进行验证,探讨2种计算方法的数值裕量与适用性。

1 锥齿轮弯曲强度计算原理与公式

1.1 弯曲强度计算原理

B1方法以弧齿锥齿轮齿宽中点处对应的当量圆柱齿轮参数作为基准参数,B2方法则以弧齿锥齿轮大端对应的当量圆柱齿轮相关参数作为基准参数。在进行弯曲应力计算时,B1方法以当量圆柱齿轮齿根危险截面(与齿根圆角相切 30°)受到的弯曲应力作为齿根弯曲应力基本值,引入相应修正系数后计算得到齿根弯曲应力;而B2方法则在当量齿轮上应用Lewis公式,假设齿轮为板型梁,利用悬臂梁模型以及“ 30° 切线法”确定的齿根危险截面来推导出无误差齿轮齿根受到的最大拉伸应力,并引入相关修正系数计算得到齿根的弯曲应力。

由于2种计算方法在进行强度分析时定义的基准不同,计算式中相关修正系数取值也存在差异,即使针对相同的齿轮产品设计,2种计算方法得到的强度计算结果也会存在一定的差异。

1.2 弯曲应力计算公式对比

锥齿轮齿根弯曲应力的计算,B1方法的计算式为

$$\sigma_{F-B1} = \frac{F_{vmt}}{b_v m_{mn}} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_e Y_{BS} Y_{LS} K_A K_V K_{FB} K_{F\alpha} \quad (1)$$

$$F_{vmt} = F_{mt} \frac{\cos \beta_v}{\cos \beta_{m1}} \quad (2)$$

$$F_{mt} = \frac{2000T}{d_m} \quad (3)$$

由式(1)~式(3)可知

$$\sigma_{F-B1} = \frac{2000T \cos \beta_v}{b_v d_m m_{mn} \cos \beta_{m1}} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_e Y_{BS} Y_{LS} K_A K_V K_{FB} K_{F\alpha} \quad (4)$$

B2方法的计算式为

$$\sigma_{F-B2} = \frac{F_{mt}}{b m_{mn}} \frac{Y_A}{Y_J} \frac{m_{mt} m_{mn}}{m_{et2}^2} K_A K_V K_{FB} K_{F\alpha} \quad (5)$$

由式(4)、式(5)可得

$$\sigma_{F-B2} = \frac{2000T}{b d_m m_{mn}} \frac{Y_A}{Y_J} \frac{m_{mt} m_{mn}}{m_{et2}^2} K_A K_V K_{FB} K_{F\alpha} \quad (6)$$

式中, F_{vmt} 为当量圆柱齿轮名义切向力; b_v 为当量圆柱齿轮齿宽; m_{mn} 为中点法向模数; F_{mt} 为齿宽中点分锥上的名义切向力; β_v 为当量螺旋角; β_{m1} 为锥齿轮1中点螺旋角; T 为锥齿轮名义转矩; d_m 为中点节圆直径; m_{mt} 为中点端面模数; m_{et} 为锥齿轮大端端面模数; b 为锥齿轮齿宽。

齿根弯曲应力计算中的参数含义及取值如表1所

示,其中数值为一般工况参考数据。

表1 ISO标准弯曲强度修正系数比较

Tab. 1 Comparison of correction factors of ISO standard bending strength

影响因素 Influencing factor	B1方法 Method B1	B2方法 Method B2
载荷系数 Load factor	使用系数 $K_A = 1.0$ Application factor $K_A = 1.0$ 动载系数 $K_V = 1.0975$ Dynamic factor $K_V = 1.0975$	齿面载荷分配系数 $K_{FB} = 1.50$ Face load factor $K_{FB} = 1.50$ 端面载荷分配系数 $K_{F\alpha} = 1.10$ Transverse load factor $K_{F\alpha} = 1.10$
几何参数 Geometry parameter	齿形系数 Y_{Fa} Tooth form factor Y_{Fa} 应力修正系数 Y_{Sa} Stress correction factor Y_{Sa} 重合度系数 Y_e Contact ratio factor Y_e 斜面螺旋角系数 Y_{BS} Bevel spiral angle factor Y_{BS} 载荷分配系数 Y_{LS} Load sharing factor Y_{LS}	几何系数 Y_J Geometry factor Y_J 齿根弯曲应力调整系数 Y_A Root stress adjustment factor Y_A
寿命系数 Life factor	寿命系数 Y_{NT} Life factor Y_{NT}	标准试验齿轮的应力修正系数 Y_{ST} Stress correction factor for the dimensions of the standard test gear Y_{ST} 齿根强度尺寸系数 Y_X Size factor for tooth root strength Y_X
材料参数特性 Material parameter characteristics	相对圆角敏感系数 $Y_{\delta,relt}$ Relative notch sensitivity factor $Y_{\delta,relt}$ 相对表面状况系数 $Y_{R,relt}$ Relative surface condition factor $Y_{R,relt}$	安全系数 S_F Safety factor S_F 锥齿轮最小安全系数 $S_{F,min}$ Minimum safety factor for bevel gears $S_{F,min}$

2种计算式相同点:①均采用使用系数 K_A 、动载系数 K_V 来描述具体使用环境对齿根弯曲应力的影响;②采用齿向载荷分配系数 K_{FB} 和端面载荷分配系数 $K_{F\alpha}$ 来评价载荷在齿向和齿间分配不均的问题。

其不同点是采用的计算基准参数不同:B1方法弯曲应力计算式[式(4)]中,使用的 b_v 、 m_{mn} 、 d_m 等参数均为锥齿轮齿宽中点对应的当量圆柱齿轮参数;而在B2方法弯曲应力计算式[式(6)]中 b 、 m_{et} 等为弧齿锥齿轮大端相关参数。

1.3 许用弯曲应力计算方法比较

B1方法许用应力的计算式为

$$\sigma_{FP-B1} = \sigma_{F,lim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta,relt-B1} Y_{R,relt-B1} Y_X \quad (7)$$

安全系数为

$$S_{F-B1} = \frac{\sigma_{FP-B1}}{\sigma_{F-B1}} > S_{F,min} \quad (8)$$

B2方法的计算式为

$$\sigma_{FP-B2} = \sigma_{F,lim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta,rel} - B2 Y_{R,rel} - B2 Y_X \quad (9)$$

安全系数为

$$S_{F-B2} = \frac{\sigma_{FP-B2}}{\sigma_{F-B2}} > S_{F,min} \quad (10)$$

式中, σ_{FP-B1} 为 B1 法锥齿轮许用弯曲应力值; $\sigma_{F,lim}$ 为测试齿轮的名义弯曲应力值; σ_{F-B1} 为 B1 法锥齿轮计算弯曲应力值; $S_{F,min}$ 为锥齿轮最小安全系数; σ_{FP-B2} 为 B2 法锥齿轮许用弯曲应力值; σ_{F-B2} 为 B2 法锥齿轮计算弯曲应力值。

B1 方法、B2 方法许用弯曲应力计算虽然采用了相同类型的修正系数,如相对圆角敏感系数 $Y_{\delta,rel}$; 标准试验齿轮应力修正系数 Y_{ST} ; 相对表面状况系数 $Y_{R,rel}$ 等,但其中相对表面状况系数 $Y_{R,rel}$ 、相对圆角敏感系数 $Y_{\delta,rel}$ 的取值不同,具体如表 2 所示。显然,B1 方法取值更全面地考虑了材料的类型。

表 2 B1 方法和 B2 方法修正系数公式对比
Tab. 2 Comparison of correction coefficient formulas for method B1 and method B2

	B1 方法 Method B1	B2 方法 Method B2
相对表面状况系数 $Y_{R,rel}$ Relative surface condition factor $Y_{R,rel}$	当齿根粗糙度 $R_z < 1 \mu\text{m}$ 时, 对调质钢和渗碳钢, $Y_{R,rel}=1.12$; 对结构钢, $Y_{R,rel}=1.07$; 对灰铸铁、渗氮钢、碳氮共渗钢, $Y_{R,rel}=1.025$ 。 When the roughness of the root of the gear $R_z < 1 \mu\text{m}$, for quenched and tempered steel and carburized steel, $Y_{R,rel}=1.12$; for structural steel, $Y_{R,rel}=1.07$; for gray cast iron, nitriding steel, carbonitriding steel, $Y_{R,rel}=1.025$.	若齿根粗糙度 $R_z \leq 16 \mu\text{m}$, $Y_{R,rel}=1.025$ 。
	当 $1 \mu\text{m} \leq R_z \leq 40 \mu\text{m}$ 时, 对调质钢和渗碳钢, $Y_{R,rel} = 1.674 - 0.529(R_z + 1)^{1/10}$; 对结构钢, $Y_{R,rel} = 5.306 - 4.203(R_z + 1)^{1/100}$; 对灰铸铁、渗氮钢、碳氮共渗钢, $Y_{R,rel} = 4.299 - 3.259(R_z + 1)^{1/200}$ 。 When $1 \mu\text{m} \leq R_z \leq 40 \mu\text{m}$, for quenched and tempered steel and carburized steel, $Y_{R,rel} = 1.674 - 0.529(R_z + 1)^{1/10}$; for structural steel, $Y_{R,rel} = 5.306 - 4.203(R_z + 1)^{1/100}$; for gray cast iron, nitriding steel, carbonitriding steel, $Y_{R,rel} = 4.299 - 3.259(R_z + 1)^{1/200}$.	若齿根粗糙度 $R_z \leq 16 \mu\text{m}$, $Y_{R,rel}=1.025$ 。 If the roughness of the root of the gear $R_z \leq 16 \mu\text{m}$, $Y_{R,rel}=1.025$.
相对圆角敏感系数 $Y_{\delta,rel}$ Relative notch sensitivity factor $Y_{\delta,rel}$	$Y_{\delta,rel} = \frac{1 + \sqrt{\rho' x_T^X}}{1 + \sqrt{\rho' x_T^X}}$ 式中, ρ' 为滑移层厚度,是与材料有关的函数; x_T^X 与齿轮尺寸系数 Y_X 有关。 Therein, ρ' is the slip layer thickness, which is a material dependent function; x_T^X is related to the size factor of gears Y_X .	当齿根圆角系数 $q_s \geq 1.5$ 时, $Y_{\delta,rel}=1.0$; 当齿根圆角系数 $q_s < 1.5$ 时, $Y_{\delta,rel} = 1.5$ 。 When the root fillet coefficient $q_s \geq 1.5$, $Y_{\delta,rel}=1.0$; when the root fillet coefficient $q_s < 1.5$, $Y_{\delta,rel} = 1.5$.

B1 和 B2 方法对齿轮强度评价上,两者均通过比较计算安全系数与最小安全系数来评价锥齿轮的弯曲强度。计算安全系数由计算许用应力值和计算弯曲应力值的比值确定。ISO 标准关于弯曲强度的最小安全系数,对于弧齿锥齿轮包括准双曲面齿轮, $S_{F,min} \geq 1.3$; 对于直锥齿轮或螺旋角 $\beta_m \leq 5^\circ$ 的弧齿锥齿轮, $S_{F,min} \geq 1.5$ 。

2 修正系数比较

2.1 载荷系数对比

在 B1 和 B2 方法中,关于载荷系数,均采用相同的修正系数,如使用系数 K_A 、动载系数 K_V 、弯曲应力的齿面载荷分配系数 $K_{F\beta}$ 、弯曲应力的端面载荷分配系数 $K_{F\alpha}$ 。

2.2 几何参数对比

通过对比 2 种方法使用的几何参数可知,B1 方法在几何系数方面考虑得更加全面,采用了更多的几何系数来计算齿轮的几何形状对齿根弯曲应力的影响,如载荷分配系数 Y_{LS} 、齿形系数 Y_{Fa} 、重合度系数 Y_ϵ 、斜面螺旋角系数 Y_{BS} 、应力修正系数 Y_{Sca} 等,且均为齿根弯曲应力线性因子;而 B2 方法仅采用了几何系数 Y_f 作为除数因子,同时利用齿根弯曲应力调整系数 Y_A 来计算齿轮几何形状对齿根弯曲应力的影响。

几何系数 Y_f 综合考虑了齿形、最大破坏载荷作用的位置、在齿长方向修形之后的有效齿宽以及相邻齿之间的载荷分配等因素对齿根弯曲应力的影响。

3 弯曲强度计算结果对比

以表 3 所示的弧齿锥齿轮为例,选取 200、300、400 N·m 3 种负载进行计算。

表 3 试验齿轮参数

Tab. 3 Test gear parameters

	小轮 Pinion	大轮 Wheel
格里森制圆弧收缩齿 Gleason circular shrink tooth		
齿数 Number of teeth	16	27
大端端面模数 Outer transverse module		4.25
齿宽中点螺旋角 Mean spiral angle $\beta_m / (^\circ)$		35
法向压力角 Generated pressure angle $\alpha_n / (^\circ)$		20
切向变位系数 Thickness modification coefficient	0.005	-0.005
径向变位系数 Profile shift coefficient	0.252	-0.252
齿宽 Tooth width/mm		17
材料 Material		20CrNiMo
齿轮精度 Gear accuracy		7 级 7 class

各组齿轮在3种负载下的齿根弯曲应力计算值如表4所示,对应负载下的安全系数如表5所示(以试验齿轮材料为例)。计算结果统一保留两位小数。

表4 各组齿轮齿根弯曲应力计算值

Tab. 4 Calculated values of bending stress of gear tooth roots in each group

负载 Load/(N·m)	B1方法 Method B1/MPa		B2方法 Method B2/MPa	
	大轮 Wheel	小轮 Pinion	大轮 Wheel	小轮 Pinion
	200	280.46	289.13	292.61
300	420.69	433.70	438.92	453.92
400	560.92	578.26	585.22	605.23

表5 各组齿轮安全系数

Tab. 5 Safety factors of each group of gears

负载 Load/(N·m)	B1方法 Method B1		B2方法 Method B2	
	大轮 Wheel	小轮 Pinion	大轮 Wheel	小轮 Pinion
200	4.47	4.34	4.01	3.88
300	2.98	2.89	2.67	2.58
400	2.24	2.17	2.00	1.93

由表4、表5可知:

1) B1方法中使用了齿形系数 Y_{Fa} 、应力修正系数 Y_{Sa} 等系数,而B2方法计算结果仅受齿形系数 Y_f 影响较大,且二者成负相关;导致由B1方法计算得到的齿根弯曲应力略小于B2方法,约为B2方法计算结果的95.5%。

2) ISO标准齿根弯曲应力忽略了载荷作用的非线性因素,导致计算结果与转矩成线性关系,因此对非额定工况评价合理性存在疑问。

3) 小轮齿根弯曲应力大于大轮。一方面是由于弧齿锥齿轮副大轮和小轮工作面不同,大轮工作面为轮齿凸面,而小轮工作面为轮齿凹面,小轮工作面齿根圆角相对于大轮要小一些,小轮齿根更易出现应力集中;另一方面随着齿数减少,齿根危险截面厚度减小,齿根弯曲应力趋于增大。这在强度平衡设计中必须注意。

4) 在相同工况下,由B1方法计算得到的安全系数大于B2方法;2种方法计算得到的小轮安全系数均小于对应的大轮安全系数。

4 有限元齿根弯曲应力分析

4.1 静力学仿真计算流程

4.1.1 生成三维模型

由样本弧齿锥齿轮副的几何与加工参数计算得到的齿面数据生成全齿三维模型^[17],并进行装配,如图1所示。通过模拟滚检,观察齿面瞬时接触区是否规范。

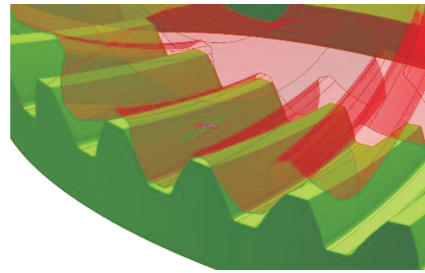


图1 弧齿锥齿轮副模拟滚检结果

Fig. 1 Simulated roll test results of the spiral bevel gear pair

4.1.2 设置齿轮材料并建立接触

将三维模型导入Ansys WorkBench软件中,并按照实际齿轮材料20CrNiMo相关属性^[18]为齿轮副定义材料;将两齿轮间的接触设置为有摩擦,将小轮全部齿面设置为接触面,大轮全部齿面设置为目标面,摩擦因数设置为0.03;并为两齿轮分别添加旋转副。

4.1.3 网格划分

为更好地划分网格,将齿轮模型进行切齿,网格类型设置为以六面体网格为主,整体网格尺寸设置为1mm;并在相应齿根处进行加密,加密处网格尺寸设置为0.1mm,切齿及网格划分结果如图2所示^[19-20]。

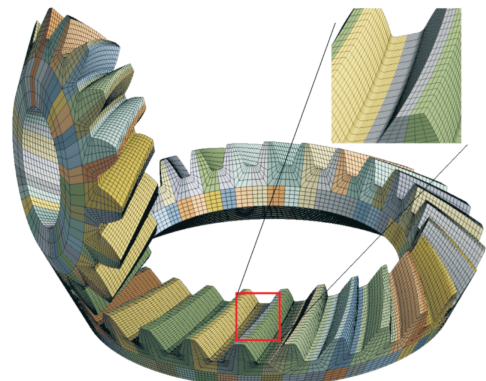


图2 切齿及网格划分结果

Fig. 2 Cutting and meshing results

4.1.4 工况设置

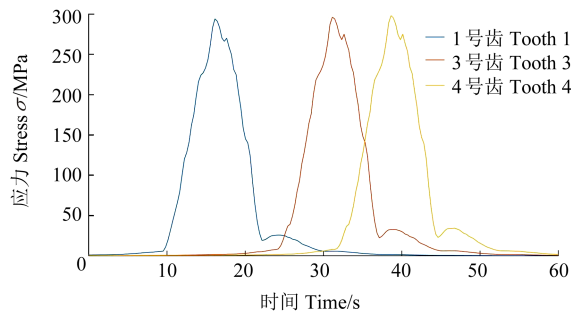
工况按照表4中的参数设置,分别在主动轮和从动轮上建立旋转副,将小轮旋转副位移情况设置为转角180°;在大轮上分别施加负载200、300、400 N·m。

4.1.5 静力学仿真

在“分析设置”中分别打开弱弹簧和大变形开关,并将“分析步”的定义依据设置为子步,初始子步数设置为1000步,最大子步数设置为2000步;分析时间为60s。设置完成后进行静力学仿真。

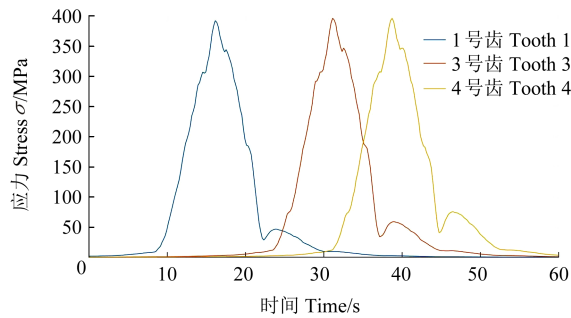
4.2 静力学仿真结果

将齿轮副有限元应力分析结果导出,并将应力数据导入Matlab软件中进行处理,分别得到大轮和小轮在3种工况下1、3、4号齿的齿根弯曲应力变化历程,如图3、图4所示。3个齿的应力曲线呈现出类似的变化过程,但峰值略有差异。



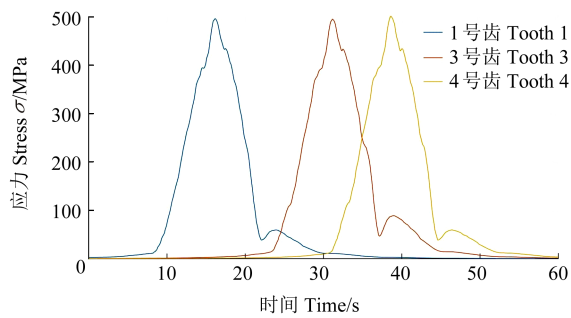
(a) 200 N·m 负载大轮齿根弯曲应力

(a) Root bending stress of the wheel under 200 N·m load



(b) 300 N·m 负载大轮齿根弯曲应力

(b) Root bending stress of the wheel under 300 N·m load



(c) 400 N·m 负载大轮齿根弯曲应力

(c) Root bending stress of the wheel under 400 N·m load

图 3 3 种负载下大轮齿根弯曲应力曲线

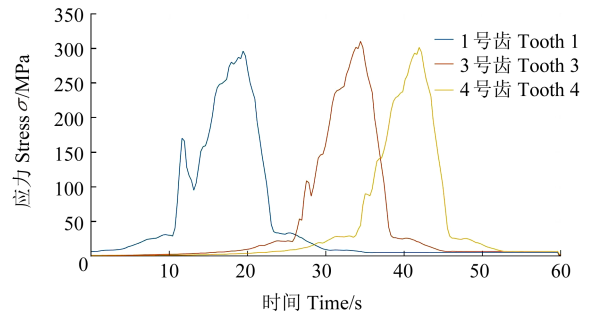
Fig. 3 Stress bending curves of tooth root of wheel under three loads

4.2.1 大轮计算结果

提取大轮齿根弯曲应力,利用 Matlab 软件对数据进行处理,并绘制如图 3 所示 3 种负载下大轮齿根弯曲应力图。

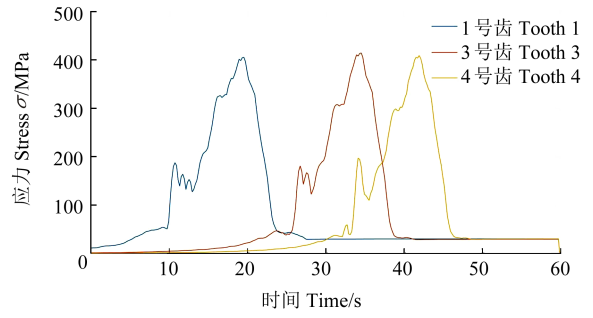
由图 3 可知,1、3、4 号齿齿根弯曲应力呈现出双峰特征,主峰在前、小峰在后。其中,第 1 个峰值是轮齿进入啮合时齿根受到拉应力的作用,第 2 个峰值是由于后齿逐渐进入啮合,前齿齿根受到压应力所致,这两个应力峰值是“拉-压”应力综合作用的结果。由于 Ansys WorkBench 软件中导出的等效应力只考虑大小,不考虑方向,所以图像呈现双正应力峰值。由于大轮承载面为凸面,所以提取第 1 个峰值应力数值。

大轮的齿根弯曲应力具体数据如表 6 所示。大轮齿根弯曲应力随负载增大而增大,但两者之间不存在固定的数量关系。



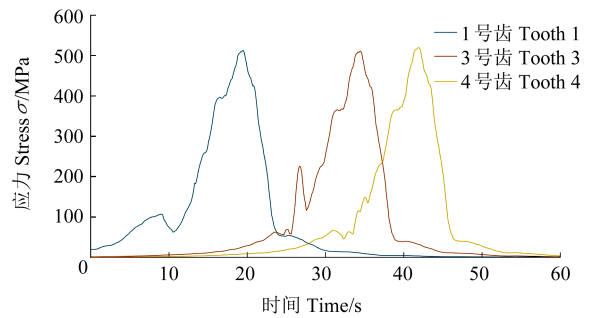
(a) 200 N·m 负载小轮齿根弯曲应力

(a) Root bending stress of the pinion under 200 N·m load



(b) 300 N·m 负载小轮齿根弯曲应力

(b) Root bending stress of the pinion under 300 N·m load



(c) 400 N·m 负载小轮齿根弯曲应力

(c) Root bending stress of the pinion under 400 N·m load

图 4 3 种负载下小轮齿根弯曲应力曲线

Fig. 4 Curves of roots bending bending stress of pinions under three types of loads

表 6 大轮齿根弯曲应力对比

Tab. 6 Comparison of root bending stress of the wheel

编号 Number	齿根弯曲应力 Root bending stress/MPa		
	200 N·m	300 N·m	400 N·m
1	293.55	392.57	496.14
3	296.43	396.45	495.25
4	298.43	396.75	499.43

4.2.2 小轮计算结果

对小轮所受应力进行提取,在 Matlab 软件中处理后得到 3 种负载下小轮齿根弯曲应力曲线,如图 4 所示。

由图 4 可知,小轮齿根弯曲应力小峰在前、主峰在后,双峰特征与大轮相比更加明显。小轮应提取第 2 个峰值应力数值。

结合图 4 可得小轮齿根弯曲应力如表 7 所示。与

大轮齿根弯曲应力的变化趋势类似,小轮的齿根弯曲应力随负载增大而增大,但与负载无明显的对应关系。且在相同负载情况下,小轮的齿根弯曲应力大于大轮的齿根弯曲应力。

表7 小轮齿根弯曲应力对比

Tab. 7 Comparison of the root bending stress of the pinion

编号 Number	齿根弯曲应力 Root bending stress/MPa		
	200 N·m	300 N·m	400 N·m
1	296.52	409.00	512.16
3	310.08	413.85	505.12
4	301.32	408.59	509.31

5 结论

解析了ISO弧齿锥齿轮弯曲强度评价标准,利用有限元分析进行了验证,得到主要结论如下:

1) B1方法和B2方法引入了不同的修正系数,各修正系数取值原则与数值不同,导致计算结果存在一些差异。B1方法相对表面状况系数,更全面地考虑了齿轮材料性能的影响。

2) B1方法计算得到的齿根工作弯曲应力数值略小于B2方法的计算结果,平均为B2方法的95.56%。B1方法计算结果与有限元计算结果更接近,几种负载情况下差值均在6%以内。

3) 在计算原理上,有限元分析充分考虑了前后齿对当前齿载荷分担的综合作用,齿根弯曲应力计算结果与工作载荷成非线性关系;而ISO标准忽略前后齿对当前齿应力的综合作用,仅考虑了满载时的载荷分担,齿根弯曲应力与工作载荷成线性关系。因此,ISO标准仅适用于额定的满载工况。

参考文献(References)

- [1] 全国齿轮标准化技术委员会. 锥齿轮承载能力计算方法:第1部分:概述和通用影响系数:GB/T 10062.1—2003[S]. 北京:中国标准出版社,2003:1-66.
National Technical Committee on Gears of Standardization Administration of China. Calculation method of bevel gear carrying capacity: part 1: overview and general influence factor: GB/T 10062.1—2003[S]. Beijing: Standards Press of China, 2003: 1-66. (In Chinese)
- [2] 全国齿轮标准化技术委员会. 锥齿轮承载能力计算方法:第2部分:齿面接触疲劳(点蚀)强度计算:GB/T 10062.2—2003[S]. 北京:中国标准出版社,2003:1-38.
National Technical Committee on Gears of Standardization Administration of China. Calculation of load capacity for bevel gear: part 2: calculation of surface durability (pitting): GB/T 10062.2—2003[S]. Beijing: Standards Press of China, 2003: 1-38. (In Chinese)
- [3] 全国齿轮标准化技术委员会. 锥齿轮承载能力计算方法:第3部分:齿根弯曲强度计算:GB/T 10062.3—2003[S]. 北京:中国标准出版社,2003:1-48.
National Technical Committee on Gears of Standardization Administration of China. Calculation of load capacity of bevel gear: part 3: calculation of tooth root strength: GB/T 10062.3—2003[S]. Beijing: Standards Press of China, 2003: 1-48. (In Chinese)
- [4] ISO/TC 60. Calculation of load capacity of bevel gears: part 1: introduction and general influence factors: ISO 10300-1:2023[S]. Geneva: ISO, 2023: 1-58.
- [5] ISO/TC 60. Calculation of load capacity of bevel gears: part 2: calculation of surface durability (macropitting): ISO 10300-2:2023[S]. Geneva: ISO, 2023: 1-30.
- [6] ISO/TC 60. Calculation of load capacity of bevel gears: part 3: calculation of tooth root strength: ISO 10300-3:2023[S]. Geneva: ISO, 2023: 1-41.
- [7] AGMA. Rating the pitting resistance and bending strength of generated straight bevel, zero bevel and spiral bevel gear teeth: ANSI/AGMA 2003-B97-1997[S]. American Gear Manufacturers Association, 1997: 1-75.
- [8] 徐跃进. 基于ANSYS的锥齿齿轮强度分析[J]. 机械设计, 2007(7): 51-53.
XU Yuejin. Strength analysis on the bevel gears based on ANSYS [J]. Journal of Machine Design, 2007(7): 51-53. (In Chinese)
- [9] 陶振荣, 杨杏华. 齿轮强度计算判据方法的研究[J]. 机械, 2009, 36(增刊1): 9-12.
TAO Zhenrong, YANG Xinghua. The research of criterion method of strength calculation for gears[J]. Machinery, 2009, 36(Suppl. 1): 9-12. (In Chinese)
- [10] 魏冰阳, 石佩斐. 基于蒙特卡罗法的弧齿锥齿轮强度几何系数的分析[J]. 机械传动, 2013, 37(12): 139-142.
WEI Bingyang, SHI Peifei. Analysis of strength geometric factor of spiral bevel gear based on Monte Carlo method[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2013, 37(12): 139-142. (In Chinese)
- [11] 魏冰阳, 石佩斐, 邱明. 基于蒙特卡罗法的弧齿锥齿轮弯曲强度可靠性分析[J]. 矿山机械, 2014, 42(4): 101-103.
WEI Bingyang, SHI Peifei, QIU Ming. Reliability analysis of bending strength of spiral bevel gear based on Monte Carlo method[J]. Mining Machinery, 2014, 42(4): 101-103. (In Chinese)
- [12] 吴昌林, 吕云霏. ISO与AGMA渐开线圆柱齿轮强度计算标准的比较[J]. 中国机械工程, 2011, 22(12): 1418-1423.
WU Changlin, LÜ Yunfei. Comparison between ISO and AGMA gear strength rating methods for involute cylindrical gears [J]. China Mechanical Engineering, 2011, 22(12): 1418-1423. (In Chinese)
- [13] 邓效忠, 方宗德, 魏冰阳. 高重合度弧齿锥齿轮的接触应力与弯曲应力分析[C]//中国工程机械学会. 中国工程机械学会2003年年会论文集. 北京: 中国机械工程学会, 2003: 118-122.
DENG Xiaozhong, FANG Zongde, WEI Bingyang. Analysis of contact stress and bending stress of high coincidence spiral bevel gear [C]//China Construction Machinery Society. Proceedings of

- the 2003 Annual Conference of China Construction Machinery Society. Beijing: China Construction Machinery Society, 2003: 118-122. (In Chinese)
- [14] 滕文爽,郭梅,宋振海,等. HB 与 ISO 标准中锥齿轮轮齿弯曲疲劳强度计算标准比较[J]. 航空发动机,2022,48(3):65-69. TENG Wenshuang, GUO Mei, SONG Zhenhai, et al. Comparison of calculation standards for bending fatigue strength of bevel gear teeth in HB and ISO standards[J]. Aeroengine, 2022, 48(3):65-69. (In Chinese)
- [15] 周长江,龙继国,王昊辰,等. 弧齿锥齿轮接触与弯曲强度 ISO 与 AGMA 标准比较及有限元验证[J]. 湖南大学学报(自然科学版),2018,45(4):1-9. ZHOU Changjiang, LONG Jiguo, WANG Haochen, et al. Comparative analysis of contact and bending strength using ISO and AGMA standards in spiral bevel gears with numerical verification [J]. Journal of Hunan University(Natural Science Edition), 2018, 45(4):1-9. (In Chinese)
- [16] 黎向宇,刘少军. HB 与 AGMA 锥齿轮强度计算标准比较[J]. 机械强度,2015,37(5):917-923. LI Xiangyu, LIU Shaojun. Comparison between HB and AGMA bevel gear strength calculation standard[J]. Journal of Mechanical Strength, 2015, 37(5):917-923. (In Chinese)
- [17] 李智海. 弧齿锥齿轮弯曲疲劳强度分析与试验研究[D]. 洛阳:河南科技大学,2019:25-32. LI Zhihai. Analysis and experimental study of bending fatigue strength of arc bevel gear[D]. Luoyang: Henan University of Science and Technology, 2019:25-32. (In Chinese)
- [18] 魏冰阳,郭玉梁,古德万,等. 弧齿锥齿轮弯曲疲劳寿命仿真与加速试验评价[J]. 兵工学报,2022,43(11):2945-2952. WEI Bingyang, GUO Yuliang, GU Dewan, et al. Evaluation of bending fatigue life of spiral bevel gears by simulation and accelerated test[J]. Acta Armamentarii, 2022, 43(11):2945-2952. (In Chinese)
- [19] 郭玉梁,魏冰阳,李智海,等. 一种弧齿锥齿轮弯曲疲劳寿命仿真与加速试验[J]. 河南科技大学学报(自然科学版),2020,41(5):13-17. GUO Yuliang, WEI Bingyang, LI Zhihai, et al. Bending fatigue life simulation and accelerated test of spiral bevel gears[J]. Journal of Henan University of Science and Technology (Natural Science), 2020, 41(5):13-17. (In Chinese)
- [20] 魏冰阳,李智海,刘思雨,等. 弧齿锥齿轮接触区位置对工作应力的影响[J]. 矿山机械,2019,47(11):65-69. WEI Bingyang, LI Zhihai, LIU Siyu, et al. Influence of contact area location of spiral bevel gear on working stress [J]. Mining Machinery, 2019, 47(11):65-69. (In Chinese)

Finite element ansysis and ISO calculation standard of tooth root bending strengthern of spiral beval gears

FENG Shaokun¹ WEI Bingyang¹ XIN Wen^{2,3} CHENG Bo^{2,3}

(1. School of Mechatronics Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471000, China)

(2. Citic Heavy Industries Co., Ltd., Luoyang 471039, China)

(3. State Key Laboratory of Intelligent Mining Heavy Equipment, Luoyang 471000, China)

Abstract: The calculation of bending strength for spiral bevel gears is complex, making accurate evaluation extremely challenging. Focusing on the two distinct calculation methods, B1 and B2, as outlined in the ISO 10300 standard, this study begins with the computational principles of both approaches. It compares the selection methods and numerical application principles for parameters involved in calculating root bending stress and allowable bending stress under both methods. The influence of parameter values on root bending stress calculations is analyzed for each method. Through computations on multiple design samples, the root bending stress values derived from both methods are compared. Finite element analysis is employed to validate the computational results. The findings indicate that due to differences in the types and values of correction coefficients used, there are certain discrepancies in the bending strength evaluation results obtained by the two methods. Method B1 yields a more conservative evaluation of root bending strength, with root bending stress approximately 5% lower than that calculated by Method B2. Although the ISO calculation standard accounts for load sharing among multiple teeth, it overlooks the combined effects on root bending stress, leading to deviations from finite element analysis results. Method B1 shows closer agreement with finite element results, with an error margin of about 6%.

Key words: Spiral bevel gear; ISO calculation standard; Root bending stress; Finite element analysis

Corresponding author: FENG Shaokun, E-mail: shaokun_feng@163.com

Fund: National Natural Science Foundation of China (51875174); Henan Provincial Graduate Education Reform and Quality Improvement Project (YJS2022JD12)

Received: 2023-11-15 Revised: 2023-12-04