

ISO 与 AGMA 渐开线圆柱齿轮 强度计算标准的比较

吴昌林 吕云霏

华中科技大学,武汉,430074

摘要:分析和比较了国际标准化组织(ISO)标准与美国齿轮制造者协会(AGMA)标准关于渐开线圆柱齿轮强度计算方法的差异,采用分类比较和实例对比的方法分析了两种标准的修正系数在含义和取值上的差异,以及齿轮的参数和修正系数对齿轮强度计算结果的影响。研究表明,两种标准的计算结果不存在其中一种比另一种更为保守的关系;AGMA 标准的弯曲强度计算结果对齿轮的几何参数的变化更为敏感;参数和修正系数的取值不同是导致两种标准的计算结果产生差异的原因,其中疲劳极限、载荷、几何参数和寿命对接触强度计算结果的影响较大;试验齿轮的应力修正系数、载荷和几何参数对弯曲强度计算结果的影响较大。

关键词:ISO 标准;AGMA 标准;齿轮强度;比较

中图分类号:TH12

文章编号:1004—132X(2011)12—1418—06

Comparison between ISO and AGMA Gear Strength Rating Methods for Involute Cylindrical Gears

Wu Changlin Lü Yunfei

Huazhong University of Science & Technology, Wuhan, 430074

Abstract:Comparative analysis of involute cylindrical gear strength rating methods used by ISO standard and AGMA standard was conducted. Gear parameters and derating factors were classified. Differences between the meaning and selection of gear parameters and derating factors, as well as their effects on gear rating results, were analyzed through calculations. The study indicates that neither of the two standards is more conservative than the other one, and the bending strength rating results of AGMA standard are more sensitive to the change of gear geometry parameters. The study also indicates that different values of parameters and derating factors cause the differences in gear rating results of the two standards. The allowable stress number, load, geometry parameters and life have the most significant effects on pitting resistance rating results; while the stress correction factor relevant to the test gears, load and geometry parameters have the most significant effect on bending strength rating results.

Key words: international standards organization (ISO) standard; American gear manufacturers association (AGMA) standard; gear strength; comparison

0 引言

关于渐开线圆柱齿轮的强度计算方法,国际标准化组织(ISO)和各主要工业国家都颁布了相应的标准,当前使用较多的是 ISO 标准与美国齿轮制造者协会(AGMA)标准^[1]。我国现行的国家标准 GB/T 3480—1997《渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法》是等效采用的 ISO 6336—1~6336—3:1996 标准。

国内外许多学者对 ISO 标准与 AGMA 标准进行过比较与分析,日本机械学会在 1979 年对几种主要的齿轮强度计算方法进行了较为详细的比较^[2],但近年来,许多计算公式已经随着技术的发展进行了修改,其比较结果有待更新;周长江等^[1]对 ISO 标准和 AGMA 标准的设计步骤、公式和

系数含义进行了比较,并将分别采用两种标准计算的齿根应力与有限元分析的结果进行比较,认为两种标准的计算结果均偏大,即偏保守,且 ISO 标准的计算结果更为保守;Kawalec 等^[3]的研究结果则表明,按有限元方法计算得到的齿根应力大于 AGMA 标准的计算结果,小于 ISO 标准的计算结果;Cahala 等^[4]根据 6 组齿轮的许用应力计算结果,用统计学方法得出了一个简化的从 ISO 标准到 AGMA 标准的转换公式;Labath 等^[5]的研究表明,随着齿形、螺旋角、压力角等参数的变化,ISO 标准和 AGMA 标准的强度计算结果呈现不同的变化趋势。以上研究对于齿轮设计与研究有着重要的参考价值,但均未明确分析导致两种标准的计算结果之间存在较大差异的原因。

本文分析和比较 ISO 标准与 AGMA 标准关于渐开线圆柱齿轮的强度计算方法的差异,着重比较两种标准的修正系数的含义和取值的差异,并分析齿轮的参数和修正系数对齿轮强度计算结果的影响。

1 计算公式比较

1.1 接触强度计算公式比较

1.1.1 强度条件

ISO 6336-2 标准中,接触强度计算的基本公式为^[6]

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \tag{1}$$

或

$$S_H \geq S_{H\min} \tag{2}$$

ANSI/AGMA 2101-D-2004 标准中,接触强度计算的基本公式为^[7]

$$\sigma_H \leq \frac{\sigma_{HP}}{S_H} \frac{Z_N}{Y_\theta} \frac{Z_W}{Y_Z} \tag{3}$$

需要注意的是,ISO 标准中的 σ_{HP} 与 AGMA 标准中的 σ_{HP} 含义不同,前者为许用应力,后者为疲劳极限;ISO 标准中的 S_H 与 AGMA 标准中的 S_H 含义也不同,前者为计算安全系数,后者为最小安全系数。

ANSI/AGMA 2101-D-2004 标准中并未定义接触强度的计算安全系数,为了便于比较,参照 ISO 6336-1 标准^[8],定义接触强度的计算安全系数为 $S_{H\ AGMA}$,则有强度计算公式:

$$S_{H\ AGMA} = \frac{\sigma_{HP} Z_N Z_W}{\sigma_H Y_\theta Y_Z} \geq S_H \tag{4}$$

式(1)和式(3)的左右两端皆由计算得来,不易对两种标准的计算结果进行比较;式(2)和式(4)左端的计算安全系数由计算得来,右端的最小安全系数的取值由齿轮设计制造者与用户经过协商人为规定,对于同一对齿轮,最小安全系数确定后,比较分别用两种标准计算得到的计算安全系数的大小,即可对两种标准的强度计算结果进行比较,因此本文采用比较计算安全系数的方法来比较两种标准的强度计算结果。

1.1.2 计算安全系数公式比较

ISO 6336-2 标准的接触强度计算安全系数公式为^[6]

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X}{\sigma_H} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X}{Z_B (Z_D) Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{u+1}{u}} \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b}} \sqrt{K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha}}} \tag{5}$$

ANSI/AGMA 2101-D-2004 标准的接触

强度计算安全系数公式为

$$S_{H\ AGMA} = \frac{\sigma_{HP} Z_N Z_W}{\sigma_H Y_\theta Y_Z} = \frac{\sigma_{HP} Z_N Z_W}{Z_E Y_Z Y_\theta \sqrt{Z_R} \sqrt{\frac{K_S}{Z_1}} \sqrt{\frac{F_t}{d_{w1} b}} \sqrt{K_o K_v K_{H\beta}}} \tag{6}$$

分析式(5)和式(6)可知,对于接触强度计算,ISO 标准和 AGMA 标准的公式均是基于 Hertz 提出的两个弹性圆柱体接触面上的载荷分布公式,并引入若干修正系数,公式形式上具有一定的相似性,ISO 标准引入的修正系数较多,考虑的影响因素较为全面,计算较为复杂,两种标准的修正系数含义的比较见 2.1 节。

1.2 弯曲强度计算公式比较

1.2.1 强度条件

ISO 6336-3 标准中,弯曲强度计算的基本公式为^[9]

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP} \tag{7}$$

或

$$S_F \geq S_{F\min} \tag{8}$$

ANSI/AGMA 2101-D-2004 标准中,弯曲强度计算的基本公式为^[7]

$$\sigma_F \leq \frac{\sigma_{FP} Y_N}{S_F Y_\theta Y_Z} \tag{9}$$

需要注意的是,ISO 标准中的 σ_{FP} 与 AGMA 标准中的 σ_{FP} 含义不同,前者为许用应力,后者为疲劳极限;ISO 标准中的 S_F 与 AGMA 标准中的 S_F 含义也不同,前者为计算安全系数,后者为最小安全系数。

ANSI/AGMA 2101-D-2004 标准中并未定义弯曲强度的计算安全系数,为了便于比较,参照 ISO 6336-1 标准^[8],定义弯曲强度的计算安全系数为 $S_{F\ AGMA}$,则有强度计算公式:

$$S_{F\ AGMA} = \frac{\sigma_{FP} Y_N}{\sigma_F Y_\theta Y_Z} \geq S_F \tag{10}$$

对于弯曲强度计算,本文同样采用比较计算安全系数的方法来比较两种标准的强度计算结果,原因见 1.1.1 节。

1.2.2 计算安全系数公式比较

ISO 6336-3 标准的弯曲强度计算安全系数公式为^[9]

$$S_F = \frac{\sigma_{F\lim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta\rel T} Y_{R\rel T} Y_X}{\sigma_F} = \frac{\sigma_{F\lim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta\rel T} Y_{R\rel T} Y_X}{\frac{F_t}{b m_n} Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\epsilon Y_\beta K_A K_v K_{F\beta} K_{Fa}} \tag{11}$$

ANSI/AGMA 2101-D-2004 标准的弯曲强度计算安全系数公式为

$$S_{F\ AGMA} = \frac{\sigma_{FP}Y_N}{\sigma_F Y_\theta Y_Z} = \frac{\sigma_{FP}Y_N}{\frac{F_t}{bm_t} \frac{K_S K_B}{Y_J} Y_\theta Y_Z K_o K_v K_H} \tag{12}$$

分析式(11)和式(12)可知,对于弯曲强度计算,ISO 标准和 AGMA 标准的公式均是基于由抛物线梁理论推导出的 Lewis 公式,并引入若干修正系数,公式形式上具有一定的相似性,ISO 标准引入的修正系数较多,考虑的影响因素较为全面,计算较为复杂,两种标准的修正系数含义的比较见 2.2 节。

ISO 标准在计算公式中采用了法面模数 m_n ,而 AGMA 标准的公式中采用的是端面模数 m_t ,为便于比较,本文将 AGMA 公式中的 m_t 转化为 m_n ,即

$$S_{FAGMA} = \frac{\sigma_{FP}Y_N}{\frac{F_t}{bm_n} \frac{\cos\beta K_S K_B}{Y_J} Y_\theta Y_Z K_o K_v K_H} \tag{13}$$

2 修正系数含义比较

2.1 接触强度计算的修正系数含义比较

由 1.1.2 节可知,ISO 标准和 AGMA 标准的齿轮强度计算公式所引入的修正系数不完全相同。为了便于比较,本文根据修正系数所考虑的影响因素,将接触强度计算的修正系数分为六大类,将每一类的系数分别进行比较,比较结果如表 1 所示。

表 1 接触强度计算的修正系数含义比较

影响因素	ISO	AGMA
载 荷	使用系数 K_A	过载系数 K_o
	动载系数 K_v	动载系数 K_v
	齿向载荷分布系数 $K_{H\beta}$	载荷分布系数 K_H
	齿间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$	
几 何 参 数	小齿轮单对齿啮合系数 Z_B	几何系数 Z_I
	大齿轮单对齿啮合系数 Z_D	
	区域系数 Z_H	
	重合度系数 Z_ϵ	
	螺旋角系数 Z_β	
	尺寸系数 Z_X	尺寸系数 K_S
弹性	弹性系数 Z_E	弹性系数 Z_E
寿命	寿命系数 Z_{NT}	应力循环系数 Z_N
材料特性与表面状况	润滑剂系数 Z_L	
	速度系数 Z_V	表面状况系数 Z_R
	粗糙度系数 Z_R	
	工作硬化系数 Z_W	硬度比系数 Z_W
		温度系数 Y_θ
其他		可靠度系数 Y_Z

分析表 1 可知,对于接触强度计算,ISO 标准比 AGMA 标准考虑的影响因素更为全面,尤其是关于几何参数、材料特性和表面状况类影响因素,

ISO 标准引入的修正系数较多;AGMA 标准虽然比 ISO 标准多考虑了温度 and 不同可靠性对齿轮强度的影响,但在一般的设计和使用条件下, Y_θ 、 Y_Z 均取单位值,对结果没有影响。

2.2 弯曲强度计算的修正系数含义比较

由 1.2.2 节可知,ISO 标准和 AGMA 标准齿轮强度计算公式所引入的修正系数不完全相同。为了便于比较,本文根据修正系数所考虑的影响因素,将弯曲强度计算的修正系数分为五大类,将每一类的系数分别进行比较,比较结果如表 2 所示。

表 2 弯曲强度计算的修正系数含义比较

影响因素	ISO	AGMA
载 荷	使用系数 K_A	过载系数 K_o
	动载系数 K_v	动载系数 K_v
	齿向载荷分布系数 $K_{F\beta}$	载荷分布系数 K_H
	齿间载荷分配系数 $K_{F\alpha}$	
几 何 参 数	齿形系数 Y_{Fa}	几何系数 Y_J
	应力修正系数 Y_{Sa}	
	重合度系数 Y_ϵ	
	螺旋角系数 Y_β	
	尺寸系数 Y_X	
		尺寸系数 K_S
寿命		轮缘厚度系数 K_B
	寿命系数 Y_{NT}	应力循环系数 Y_N
	相对齿根圆角敏感系数 $Y_{\delta_{relT}}$	
材料特性与表面状况	相对齿根表面状况系数 $Y_{R_{relT}}$	
		温度系数 Y_θ
其 他	试验齿轮的应力修正系数 Y_{ST}	
		可靠度系数 Y_Z

分析表 2 可知,对于弯曲强度计算,ISO 标准比 AGMA 标准考虑的影响因素更为全面,尤其是关于几何参数、材料特性和表面状况类影响因素,ISO 标准引入的修正系数较多;AGMA 标准虽然比 ISO 标准多考虑了轮缘厚度、温度和不同可靠性对齿轮强度的影响,但在一般的设计和使用条件下, K_B 、 Y_θ 、 Y_Z 均取单位值,对结果没有影响。

3 齿轮实例计算与分析

3.1 实例参数与强度计算结果

为了比较 ISO 和 AGMA 两种标准的修正系数和强度计算结果,对表 3 所示的两组齿轮进行计算,其强度计算结果如表 4、表 5 所示。

由表 4 和表 5 可知,对于实例 1 中的软齿面齿轮,ISO 标准的计算安全系数比 AGMA 标准的计算安全系数小,而对于实例 2 中的硬齿面齿轮则相反,因此不能得出其中一种标准比另一种标准的计算结果更为保守的结论;另外对于实例 1,接触强度计算结果的差异较大,而对于实例 2,弯曲强度计算结果的差异较大。

表 3 实例齿轮参数

参数名称	实例 1		实例 2	
	小齿轮	大齿轮	小齿轮	大齿轮
齿数	26	55	17	55
法面模数(mm)	8		4	
压力角(°)	20		20	
螺旋角(°)	0		15	
变位系数	+0.25	−0.25	0	0
齿宽(mm)	135	125	45	45
齿轮材料	45 钢 (相当于 ISO 683－18 C45E4 钢 和 ASTM A29/A29M 1045 钢 ^[10])		20Cr (相当于 ISO 683－18 20Cr4 钢 和 ASTM A29/A29M 5120 钢 ^[10])	
热处理	调质	正火	渗碳淬火	
使用场所	运输机械		船舶发动机	
功率(kW)	30		60	
小齿轮转速(r/min)	400		1400	
日工作时间(h)	5		5	
年工作时间(d)	300		300	
使用年限(a)	7		10	

表 4 实例 1 强度计算结果及比较

	齿轮	ISO	AGMA	ISO/AGMA
接触强度的 计算安全系数	小齿轮	1.152	1.703	0.676
	大齿轮	1.082	1.561	0.693
弯曲强度的 计算安全系数	小齿轮	5.321	6.376	0.835
	大齿轮	4.704	5.043	0.933

表 5 实例 2 强度计算结果及比较

	齿轮	ISO	AGMA	ISO/AGMA
接触强度的 计算安全系数	小齿轮	1.380	1.144	1.206
	大齿轮	1.392	1.222	1.139
弯曲强度的 计算安全系数	小齿轮	4.322	1.833	2.357
	大齿轮	4.886	2.227	2.194

3.2 接触强度计算的系数比较与分析

由 1.1.2 节可知,接触强度的计算安全系数的公式可分解为齿轮材料的接触疲劳极限、工作齿宽、名义切向力等参数和各类修正系数的乘积。为了分析导致两种标准计算结果的差异的原因,本文将两种标准的修正系数按 2.1 节的方法进行分类,根据这些系数在式(5)和式(6)中所起的作用,分别比较各类修正系数对接触强度的计算安全系数的影响,同理将两种标准的计算公式中的参数进行分类比较。

ISO 标准在计算公式中采用了小齿轮分度圆直径 d_1 ,而 AGMA 标准的公式中采用的是小齿轮节圆直径 d_{w1} ,由于实例 1 和实例 2 中的齿轮分别为高度变位齿轮和标准齿轮,故 $d_1 = d_{w1}$,式(5)中的 $\sqrt{F_t/(d_1b)}$ 与式(6)中的 $\sqrt{F_t/(d_{w1}b)}$ 相等,不需进行比较;为了便于比较,将式(5)中的 $\sqrt{(u+1)/u}$ 并入几何参数类的修正系数中。具体的比较方法如表 6 所示,比较结果如表 7、表 8 所示。

表 6 各类参数和修正系数对接触强度
计算安全系数的影响(代数式)

参数 / 修正 系数类型	对计算安全系数的影响	
	ISO	AGMA
疲劳极限 (MPa)	$\sigma_{H\lim}$	σ_{HP}
载荷	$1/\sqrt{K_AK_VK_{H\beta}K_{H\alpha}}$	$1/\sqrt{K_oK_VK_H}$
几何参数	Z_X	$1/\sqrt{K_S/Z_I}$
	$Z_B(Z_D)Z_HZ_\epsilon Z_\beta\sqrt{\frac{u+1}{u}}$	
弹性系数 ($(\sqrt{\text{MPa}})^{-1}$)	$1/Z_E$	$1/Z_E$
寿命	Z_{NT}	Z_N
材料特性与 表面状况	$Z_LZ_VZ_RZ_W$	$Z_W/(Y_\theta\sqrt{Z_R})$
其他	无影响(1.0)	$1/Y_Z$

表 7 各类参数和修正系数对接触强度
计算安全系数的影响(实例 1)

参数 / 修正 系数类型	齿轮	对计算安全系数的影响		
		ISO	AGMA	ISO/AGMA
疲劳极限 (MPa)	小齿轮	573	791	0.724
	大齿轮	536	695	0.771
载荷	小齿轮	0.583	0.766	0.762
	大齿轮	0.623	0.766	0.813
几何参数	小齿轮	0.373	0.329	1.134
	大齿轮	0.374	0.329	1.138
弹性系数 ($(\sqrt{\text{MPa}})^{-1}$)	小齿轮	0.005	0.005	1.0
	大齿轮	0.005	0.005	1.0
寿命	小齿轮	1.0	0.835	1.198
	大齿轮	1.0	0.870	1.149
材料特性与 表面状况	小齿轮	0.895	1.0	0.895
	大齿轮	0.895	1.0	0.895
其他	小齿轮	1.0	1.0	1.0
	大齿轮	1.0	1.0	1.0

表 8 各类参数和系数对接触强度
计算安全系数的影响(实例 2)

参数 / 修正 系数类型	齿轮	对计算安全系数的影响		
		ISO	AGMA	ISO/AGMA
疲劳极限 (MPa)	小齿轮	1500	1550	0.968
	大齿轮	1500	1550	0.968
载荷	小齿轮	0.781	0.795	0.982
	大齿轮	0.805	0.795	1.012
几何参数	小齿轮	0.450	0.443	1.017
	大齿轮	0.454	0.443	1.026
弹性系数 ($(\sqrt{\text{MPa}})^{-1}$)	小齿轮	0.005	0.005	1.0
	大齿轮	0.005	0.005	1.0
寿命	小齿轮	1.0	0.763	1.311
	大齿轮	1.0	0.815	1.227
材料特性与 表面状况	小齿轮	0.951	1.0	0.951
	大齿轮	0.951	1.0	0.951
其他	小齿轮	1.0	1.0	1.0
	大齿轮	1.0	1.0	1.0

分析表 7 和表 8 可知,分别由 ISO 标准和 AGMA 标准计算得到的弹性系数相同,而疲劳极限以及载荷、几何参数、寿命、材料特性与表面状

况类修正系数的不同是导致两种标准的计算结果产生差异的原因;对于实例 1 的软齿面齿轮,疲劳极限和载荷、几何参数、寿命类修正系数的差异较大;对于实例 2 的硬齿面齿轮,寿命类修正系数的差异较大。

3.3 弯曲强度计算的系数比较与分析

由 1.2.2 节可知,弯曲强度的计算安全系数的公式可分解为齿轮材料的弯曲疲劳极限、工作齿宽、名义切向力等参数和修正系数的乘积。为了分析导致两种标准计算结果的差异的原因,本文将两种标准的修正系数按 2.2 节的方法进行分类,根据这些系数在式(11)和式(13)中所起的作用,分别比较各类修正系数对弯曲强度的计算安全系数的影响,同理,将两种标准的计算公式中的参数进行分类比较。

由于式(11)中的 $F_t/(bm_n)$ 与式(13)中的 $F_t/(bm_n)$ 相等,不需进行比较;为了便于比较,将 ISO 标准公式中的 $\cos\beta$ 并入几何参数类的修正系数中。

具体的比较方法如表 9 所示,比较结果如表 10 和表 11 所示。

表 9 各类参数和修正系数对弯曲强度计算安全系数的影响(代数式)

参数 / 修正系数类型	对计算安全系数的影响	
	ISO	AGMA
疲劳极限 (MPa)	$\sigma_{F\lim}$	σ_{FP}
载荷	$1/(K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha})$	$1/\sqrt{K_o K_v K_H}$
几何参数	$Y_X/(Y_{Fa} Y_{Sa} Y_e Y_{\beta})$	$Y_J/(\cos\beta K_S K_B)$
寿命	Y_{NT}	Y_N
材料特性与表面状况	$Y_{\delta\rel T} Y_{R\rel T}$	$1/Y_{\theta}$
其他	Y_{ST}	$1/Y_Z$

表 10 各类参数和修正系数对弯曲强度计算安全系数的影响(实例 1)

参数 / 修正系数类型	齿轮	对计算安全系数的影响		
		ISO	AGMA	ISO/AGMA
疲劳极限 (MPa)	小齿轮	218	275	0.793
	大齿轮	209	247	0.846
载荷	小齿轮	0.365	0.586	0.623
	大齿轮	0.411	0.586	0.701
几何参数	小齿轮	0.350	0.280	1.249
	大齿轮	0.353	0.260	1.356
寿命	小齿轮	1.0	0.901	1.110
	大齿轮	1.0	0.923	1.083
材料特性与表面状况	小齿轮	1.147	1.0	1.147
	大齿轮	1.133	1.0	1.133
其他	小齿轮	2.0	1.0	2.0
	大齿轮	2.0	1.0	2.0

表 11 各类参数和修正系数对弯曲强度计算安全系数的影响(实例 2)

参数 / 修正系数类型	齿轮	对计算安全系数的影响		
		ISO	AGMA	ISO/AGMA
疲劳极限 (MPa)	小齿轮	500	450	1.111
	大齿轮	500	450	1.111
载荷	小齿轮	0.634	0.632	1.002
	大齿轮	0.665	0.632	1.052
几何参数	小齿轮	0.361	0.487	0.742
	大齿轮	0.402	0.569	0.707
寿命	小齿轮	1.0	0.855	1.170
	大齿轮	1.0	0.888	1.126
材料特性与表面状况	小齿轮	1.194	1.0	1.194
	大齿轮	1.211	1.0	1.211
其他	小齿轮	2.0	1.0	2.0
	大齿轮	2.0	1.0	2.0

分析表 10 和表 11 可知,分别由 ISO 标准和 AGMA 标准计算得到的疲劳极限以及各类修正系数的不同,是导致两种标准的计算结果产生差异的原因。其中差异最大的是其他类修正系数,这是由于 ISO 标准引入了试验齿轮的应力修正系数 Y_{ST} ,当按 ISO 6336—5 标准选取 $\sigma_{F\lim}$ 值时, Y_{ST} 始终等于 2.0。此外,对于实例 1 的软齿面齿轮,载荷和几何参数类修正系数的差异也较大,对于实例 2 的硬齿面齿轮,几何参数类修正系数的差异也较大。

3.4 对比齿轮组计算与分析

分析表 4 和表 5 可知,ISO 标准和 AGMA 标准的计算结果中相差最大的是实例 2 的弯曲强度的计算安全系数,由 3.3 节可知,产生这一差异的主要原因是 ISO 标准引入的试验齿轮的应力修正系数 Y_{ST} 和两种标准的几何参数类修正系数的差异。为了分析齿轮的几何参数对弯曲强度计算结果的影响,本文选取 8 组齿轮进行对比分析,该 8 组齿轮的参数如表 12 所示,其中大齿轮齿数值固定为 55,其他未列在表 12 中的参数与实例 2 相同,计算结果如表 13 所示。

表 12 对比齿轮组参数

组号	小齿轮齿数	法面模数(mm)	螺旋角(°)
1	17	4	0
2	17	4	15
3	17	6	0
4	17	6	15
5	26	4	0
6	26	4	15
7	26	6	0
8	26	6	15

表 13 对比齿轮组计算结果

组号	齿轮	弯曲强度的计算安全系数		
		ISO	AGMA	ISO/AGMA
1	小齿轮	1.891	0.837	2.260
	大齿轮	2.179	1.057	2.062
2	小齿轮	4.322	1.833	2.357
	大齿轮	4.886	2.227	2.194
3	小齿轮	3.932	1.882	2.090
	大齿轮	4.520	2.377	1.902
4	小齿轮	3.915	4.112	0.952
	大齿轮	4.414	4.998	0.883
5	小齿轮	2.892	1.389	2.082
	大齿轮	3.074	1.594	1.928
6	小齿轮	3.037	3.151	0.964
	大齿轮	3.199	3.472	0.921
7	小齿轮	5.057	3.075	1.644
	大齿轮	5.366	3.529	1.520
8	小齿轮	4.924	6.971	0.706
	大齿轮	5.177	7.680	0.674

对表 13 的计算结果随小齿轮齿数、法面模数和螺旋角的变化而发生变化的情况进行分析,分析结果如表 14 所示。

表 14 对比齿轮组计算结果分析

参数		组号	齿轮	计算安全系数平均值		
				ISO	AGMA	ISO/AGMA
小齿轮齿数	17	1、2、	小齿轮	3.515	2.166	1.623
		3、4	大齿轮	4.000	2.665	1.501
	26	5、6、	小齿轮	3.978	3.647	1.091
		7、8	大齿轮	4.204	4.069	1.033
法面模数(mm)	4	1、2、	小齿轮	3.036	1.803	1.684
		5、6	大齿轮	3.335	2.087	1.597
	6	3、4、	小齿轮	4.457	4.010	1.111
		7、8	大齿轮	4.869	4.646	1.048
螺旋角(°)	0	1、3、	小齿轮	3.443	1.796	1.917
		5、7	大齿轮	3.785	2.139	1.769
	15	2、4、	小齿轮	4.050	4.017	1.008
		6、8	大齿轮	4.419	4.594	0.962

由表 14 可知,随着小齿轮齿数、法面模数和螺旋角的增大,ISO 标准和 AGMA 标准的弯曲强度的计算安全系数均增大,而 ISO/AGMA 的值减小,即 AGMA 标准的计算安全系数增长的幅度较大,对小齿轮齿数、法面模数和螺旋角的变化较为敏感。

3.5 两种标准的参数和修正系数取值不同的原因分析

由以上分析可知,ISO 标准和 AGMA 标准的参数和修正系数的取值不同是导致两种标准的强度计算结果产生差异的原因,而两种标准的参数和修正系数之所以不同,主要是由于 ISO 标准与 AGMA 标准相比,前者更侧重于理论公式推导,并加入部分实验室试验数据,而后者则在理论的基础上引入了较多的来自工业实践的经验公式^[4],两种标准的计算公式并不完全相同^[6-9],具

体表现如下:

(1)虽然两种标准的最基本的强度计算理论相同,但在一些具体的参数和修正系数的计算上,两种标准所采用的强度理论和计算方法并不完全相同,例如动载系数的计算、弯曲强度的危险截面的确定等^[6-9]。

(2)两种标准的部分参数(包括修正系数计算公式中的参数)来源于齿轮试验,而在制定两种标准时所采用的试验设备、温度和润滑条件、钢材制造工艺、热处理工艺、齿轮加工工艺、试验齿轮的参数、对失效的判定标准等并不完全相同,因此由试验结果得到的参数的取值也会存在一定的差异。

4 结论

(1)从计算安全系数的比较结果来看,不能得出其中一种标准比另一种标准更为保守的结论,这与文献[1]的结论不完全一致,因文献[1]仅通过比较计算齿根应力来判断计算结果是否保,而未考虑许用应力对强度计算结果的影响。

(2)ISO 标准比 AGMA 标准考虑的影响因素更为全面,引入的修正系数更多,计算更为复杂。参数和修正系数的取值不同是导致两种标准的计算结果产生差异的原因;对于接触强度计算,疲劳极限以及载荷、几何参数、寿命类修正系数对结果的影响较大;而对于弯曲强度计算,试验齿轮的应力修正系数 Y_{ST} 以及载荷、几何参数类修正系数对结果的影响较大。

(3)用两种标准的弯曲强度计算公式计算的安全系数均随着小齿轮齿数(大齿轮齿数不变)、法面模数和螺旋角的增大而增大,其中 AGMA 标准的计算安全系数对以上几何参数的变化更为敏感。两种标准的弯曲强度计算结果随功率、转速、齿宽、变位系数等其他参数的变化而发生变化的规律以及接触强度计算结果的变化规律则有待进一步研究。

(4)两种标准对理论推导、试验数据和经验公式的偏重有所不同,在一些具体的参数和修正系数的计算上采用了不同的强度理论和计算方法,且两种标准所依据的试验结果的试验条件也不尽相同,这些因素导致了两种标准的参数和修正系数的取值存在一定的差异。

参考文献:

[1] 周长江,唐进元,刘艳萍,等. 齿轮传动设计两种计算标准的比较研究[J]. 机械传动, 2006, 30(3):9-10,50.

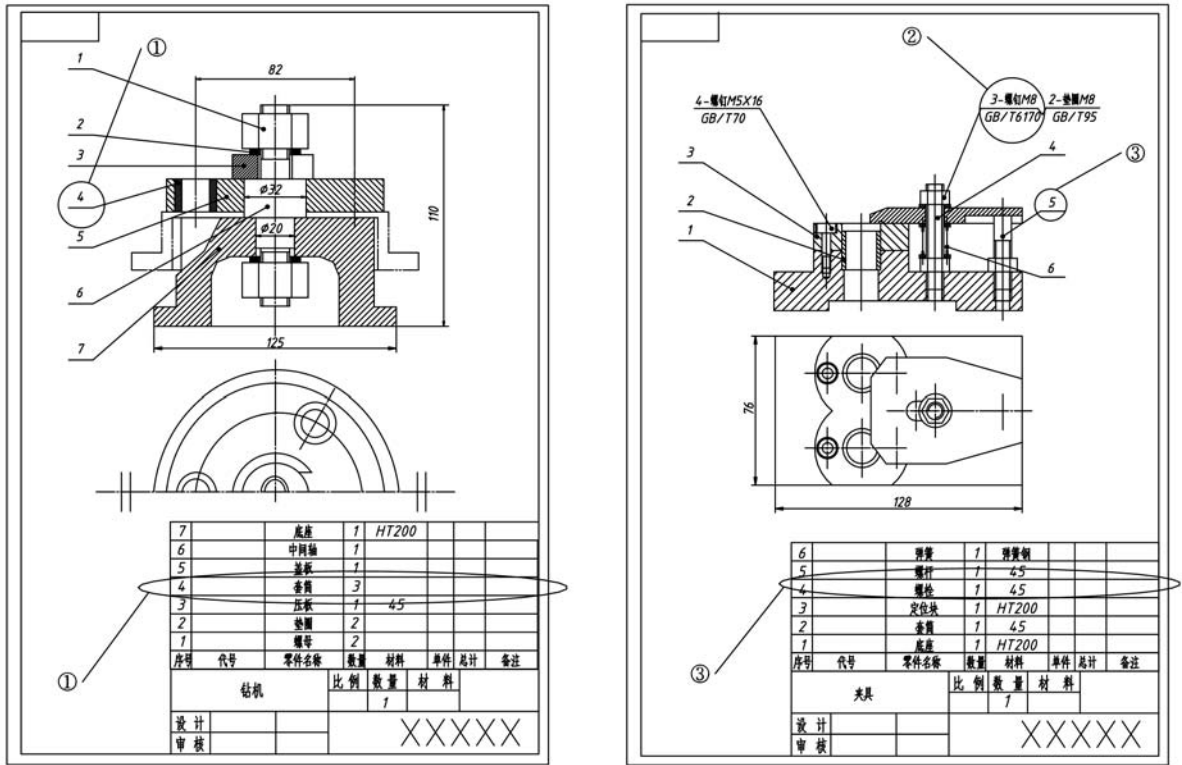


图 6 对图 4 中两张装配图进行修改后的结果

software[M].李英军,马晓星,蔡敏,等译.北京:机械工业出版社,2007.

(编辑 王艳丽)

程学院教授。主要研究方向为机械设计及理论。发表论文 20 余篇。王雅光,男,1987 年生。华中科技大学机械科学与工程学院硕士研究生。罗年猛,男,1972 年生。华中科技大学机械科学与工程学院副教授。

作者简介:张卫国,男,1957 年生。华中科技大学机械科学与工

(上接第 1423 页)

[2] 日本机械学会. 齿轮强度设计资料[M]. 李茹贞,赵清慧,译.北京:机械工业出版社,1984.

[3] Kawalec A, Wiktor J, Ceglarek D. Comparative Analysis of Tooth—Root Strength Using ISO and AGMA Standards in Spur and Helical Gears with FEM—based Verification[J]. Journal of Mechanical Design, 2006, 128: 1141-1158.

[4] Cahala G. ISO 6336 vs AGMA 2001 Gear Rating Comparison for Industrial Gear Applications[C]// IEEE Industry Application Society's Cement Industry Committee. 1999 IEEE Proceedings of IAS/PCA Cement Industry Technical Conference. Piscataway, NJ: IEEE, 1999: 19-22.

[5] Labath O A, Richter D. Comparison of Rating Trends in AGMA Versus ISO[J]. Gear Technology, 2004, 21(3): 56-63.

[6] ISO. ISO 6336—2—1996 Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears—Part 2: Calculation of Surface Durability (Pittings) [S]. Geneva: ISO, 1996.

[7] American Gear Manufacturers Association. ANSI/AGMA 2101-D-2004 Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth (Metric Edition) [S]. Alexandria, VA: AGMA, 2004.

[8] ISO. ISO 6336-1-1996 Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears—Part 1: Basic Principles, Introduction and General Influence Factors[S]. Geneva: ISO, 1996.

[9] ISO. ISO 6336—3—1996 Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears—Part 3: Calculation of Tooth Bending Strength[S]. Geneva: ISO, 1996.

[10] 李维钺,李军. 中外金属材料牌号速查手册[M]. 北京:机械工业出版社,2009.

(编辑 何成根)

作者简介:吴昌林,男,1951 年生。华中科技大学机械科学与工程学院教授、博士研究生导师。主要研究方向为机械传动装置热系统分析的热网络方法、汽车齿轮动态和热态设计及三维修形、水工模型自动控制与检测、零部件表面自动抛光以及多作用容积式机器的开发等。发表论文 100 余篇。吕云霏,女,1986 年生。华中科技大学机械科学与工程学院硕士研究生。