

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2015.11.015

高速透平单斜齿轮弹热变形及其修形研究

何大江, 郑飞逸, 牛春燕

(杭州汽轮机股份有限公司, 浙江 杭州 310022)

摘要:针对高速透平单斜齿轮传动在啮合过程中产生的啮入冲击大、齿向偏载明显的问题,对造成上述现象的单斜齿轮弹性变形和热变形进行了研究,提出了适合高速透平单斜齿轮的修形措施。对齿廓修形中的齿顶修形高度通过二种不同的计算方法进行了比较,确定了比较合适的齿顶修形高度计算方法;对计算齿顶修形量时要考虑的基节偏差,齿形误差等作了量化处理;从而确定了高速透平单斜齿轮的齿廓修形和齿向修形方法;应用该方法对一台高速齿轮箱产品的单斜齿轮实施了修形,并与同等线速度未修形的高速齿轮箱进行了空负荷试车数据对比。研究结果表明,修形齿轮箱的噪声下降了 3 dB(A) ~ 4 dB(A),振动降低了 $2\ \mu\text{m}$ ~ $3\ \mu\text{m}$;可见通过修形能有效地改善轮齿的啮合性能,降低振动和噪声。

关键词:高速齿轮; 齿轮修形; 齿廓修形; 齿向修形

中图分类号:TH132.413

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2015)11-1468-05

Resilience and thermal deformation for single bevel gear of high speed turbine and its modification research

HE Da-jiang, ZHENG Fei-yi, NIU Chun-yan

(Hangzhou Steam Turbine Co., Ltd., Hangzhou 310022, China)

Abstract: Aiming at the large impact for approach action caused during the mesh and obvious tooth direction eccentric load for single bevel gear transmission of high speed turbine, research was carried out for the resilience & thermal deformation of single bevel gear which caused the above phenomenon, and the modification measure applicable for the single bevel gear of high speed turbine was put forward. Two different calculation methods were adopted to compare the addendum modification height of tooth profile modification, and the relatively suitable method for calculation of addendum modification height was determined; Quantitative treatment was done for base pitch deviation and tooth shape error etc which need to be considered for the calculation of the addendum modification amount, so that the methods of profile modification and axial modification for single bevel gear of high speed turbine were ascertained. The method was applied to modify the single bevel gear for a unit of high speed gear box, and compared with the no load commissioning data of high speed gear box of the equivalent linear velocity which hadn't yet modified. The results indicate that the noise of the modified gear box has reduced 3 dB(A) ~ 4 dB(A), and the vibration has reduced $2\ \mu\text{m}$ ~ $3\ \mu\text{m}$. Through modification, the mesh performance of the gear has been effectively improved so as to reduce the vibration and noise.

Key words: high speed gear; gear modification; profile modification; axial modification

0 引言

在汽轮机用于发电、船舶、制糖等各种工业领域时,常常需要用齿轮减速箱予以减速,对于此类高速重载齿轮箱,除了要求较高的制造精度外,根据参数的高低

与重要性,尚须采用特殊的修正技术(齿廓修形和齿向修形),以应对齿轮轮齿由于不可避免的制造和安装误差、轮齿的弹性变形、热变形等因素,使齿轮在啮合过程中,产生冲击、振动和偏载。当齿轮线速度大于 100 m/s 时,技术人员还要对与齿面温度梯度相对应

的热变形作出修正。通过齿廓修形改善轮齿的啮合性能,减轻轮齿的啮合冲击,使轮齿的载荷分布避免了突变现象;通过齿向弹性变形修形使齿轮轮体弯,扭变形造成的沿齿向啮合接触不均匀造成轮齿偏一端接触的现象得以减轻甚至消失;通过齿轮的热变形修形消除啮出端温度高于啮入端温度造成的齿向载荷不均匀现象。因此通过修形将大大降低齿轮弹、热变形带来的诸多不利影响,是提高齿轮承载能力的必由之路。

本研究提出对高速透平单斜齿轮弹、热变形的修形方法和具体产品的修形数值及其修形曲线,对修形前后的齿轮强度进行对比计算,并介绍修形后的产品试车情况。

1 待修形齿轮的齿轮箱参数和齿轮几何尺寸

本公司的汽轮机和发电机之间的一台高速齿轮箱^[1-6]产品,小齿轮轴输入转速 9 364 r/mm,大齿轮轴输出转速 3 000 r/mm,高速齿轮箱传递功率 $P=7\,500\text{ kW}$,根据高速齿轮箱的设计计算,高速齿轮箱参数如表 1 所示。

表 1 高速齿轮箱参数

名称	单位	数据
齿轮传递功率	kW	7 500
小齿轮转速	r/min	9 364
大齿轮转速	r/min	3 000
中心距	mm	450
齿轮节圆线速度	m/s	107
传动比		3. 121 2

齿轮副参数如表 2 所示。

表 2 齿轮副参数

名称	单位	小齿轮	大齿轮
齿型		渐开线	
法向模数	mm	6. 5	
齿数		33	103
齿宽	mm	225	
齿轮型式		单斜齿	
齿轮材料		20CrMnMo	
齿面硬度	HRC	60 ~ 62	58 ~ 60
表面热处理		渗碳淬火	
制造工艺方法		磨齿	
制造精度		4 级	

齿轮几何尺寸如表 3 所示。

表 3 齿轮几何尺寸

名称	单位	小齿轮	大齿轮
分度圆直径	mm	$\varphi 218. 382$	$\varphi 681. 618$
螺旋角	($^{\circ}$)	10. 819 866 67	
端面重合度	/	1. 719	
轴向重合度	/	2. 068	
总重合度	/	3. 787	
公法线长度	mm	70. 323	249. 730
跨齿数	/	4	13

2 齿轮的弹性变形修形

2.1 齿廓弹性变形修形

齿轮在啮合过程中,由于力的作用,轮齿要产生应力和位移。对斜齿轮而言,端面重合度 $1 < \varepsilon_{\alpha} < 2$ 时,在两轮轮齿啮合相互交替时轮齿的弹性变形,齿对在啮合位置的几何干涉如图 1 所示。由于轮齿的弹性变形会导致一个齿轮相对另一个齿轮的转动,这种现象可用沿着啮合线上的一个位移量 δ_s 表示^[7],这就使后一个齿进入啮合时产生齿顶撞击;同样,啮出时主动轮的齿顶也会和从动轮齿根发生干涉^[8]。另外齿轮制造中的基节偏差,齿廓误差也产生类似的影响。

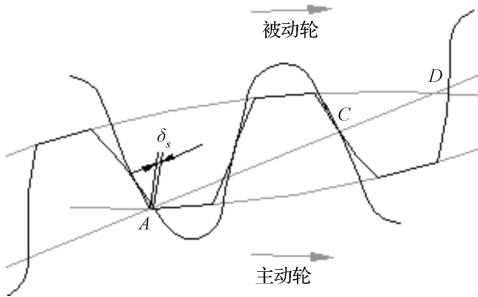


图 1 齿对在啮合位置的几何干涉

为了防止齿轮啮入啮出时的冲击,齿顶应修去 δ_s ,通常这种齿形修正亦称为齿顶修缘^[9],主、被动齿轮齿形图如图 2(c) 所示。修形后,轮齿的载荷分布由 AMNHIPD 变为 AHID(载荷分布图如图 2(b) 所示)。这样,两轮齿在进入啮合点时正好相接触,载荷在 AB 段逐渐增加到 100%,在 CD 段载荷由 100% 逐渐降到零。

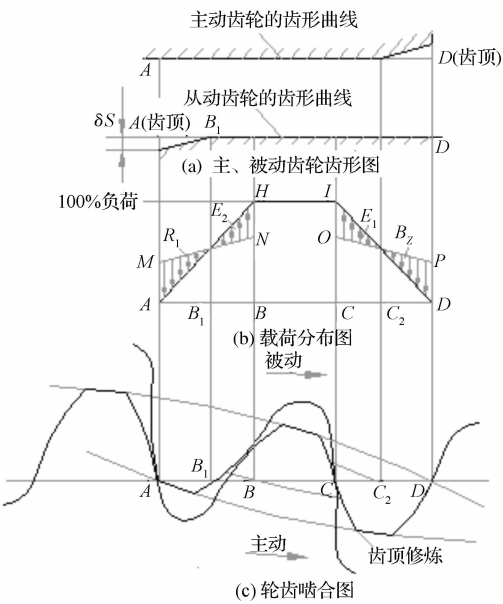


图 2 齿轮啮合过程中载荷分布和齿廓修形

齿廓修形可采用一对齿轮的齿顶修形形式,也可采用单个齿轮的齿顶修形和齿根修形的形式,目前一般采用前者较多^[10]。

齿廓弹性变形量与所载荷及轮齿啮合刚度等因素有关,按下式计算:

$$\delta s = \frac{Wt}{C\gamma}$$
$$Wt = \frac{Ft}{b}$$

(1)

式中: δs —齿廓弹性变形, μm ; Wt —单位齿宽载荷, N/mm ; Ft —齿轮圆周力, N ; b —齿轮齿宽, mm ; $C\gamma$ —齿轮啮合刚度, $\text{N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$; 经计算本台高速齿轮的 $Wt = 311.68 \text{ N}/\text{mm}$; $C\gamma = 16.35 \text{ N}/(\text{mm} \cdot \mu\text{m})$ 。

按式(1)计算可得 $\delta s = 311.68/16.35 = 19.06 \mu\text{m}$;
按式(1)计算的齿廓弹性变形量是齿廓修形量的一部分,在具体确定修形量时还要考虑基节偏差,齿廓误差的影响。

本台 4 级精度的高速齿轮副的大、小齿轮的基节偏差和齿廓误差的允许值分别是: $6.5 \mu\text{m}$, $5.5 \mu\text{m}$; $7.5 \mu\text{m}$, $6.5 \mu\text{m}$; 即大、小齿轮的基节偏差平均值及齿廓误差平均值分别为 $6 \mu\text{m}$ 和 $7 \mu\text{m}$ 。

因此按式(1)计算并考虑基节偏差,齿廓误差而确定的齿廓修形量应是 $32 \mu\text{m}$,此值圆整为 $30 \mu\text{m}$; 本台齿轮箱采用一对齿轮的齿顶修形形式,齿顶修形量即为齿廓修形量 $= 30 \mu\text{m}$ 。

对齿顶的修形高度,荷兰“希尔德”公司认为,齿轮齿顶修形高度与全齿高的比值约为 $1/4$ 较合适。

根据“希尔德”公司的推荐值及常规齿顶修缘高度 $= 0.45 \times$ 模数的计算以及考虑啮合线长度的减短量,综合分析后本研究认为按齿轮齿顶修形高度与全齿高的比值为 22% 较合适,即齿顶修形高度 $= 2.25 \times 6.5 \times 22\% = 3.2 \text{ mm}$ 。大、小齿轮均采用齿顶修形,修形数值相等。

2.2 齿向弹性变形修形

齿轮承受载荷时会发生弯曲变形和扭转弹性变形,齿轮制造中的齿向误差、轴的平行度误差、齿轮箱轴承座孔的误差、箱体在受力时的扭转变形,高速齿轮离心力引起的变形等都会引起沿齿向啮合接触的不均匀,造成轮齿偏一端接触,所以必须进行齿向修形。

从齿向来说,齿轮轴在传动力的作用下产生弯曲变形和扭转变形,两种变形之和即为综合变形如图 3 所示。为了补偿在预定载荷 Wt 下的弹性变形,齿向修形必须如曲线 d 的形状。它正好和综合变形 c 相反。

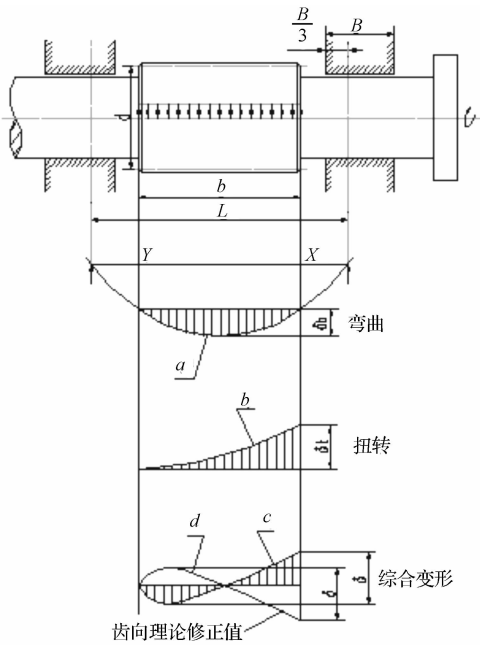


图 3 轴齿轮变形和齿向修形

a —弯曲变形; b —扭转变形; c —综合变形; d —齿向修形

确定齿向修形量就是要求出综合变形在齿宽范围内的最大相对值,即总变形量,其值可按下式计算:

$$\delta = \delta b + \delta t$$

(2)

经计算:

$$\delta_b = 0.0021 \text{ mm}, \delta_t = 0.0053 \text{ mm},$$
$$\delta = 0.0021 + 0.0053 = 0.0074 \text{ mm}.$$

因为 $\delta < 0.013 \text{ mm}$, 取 $\delta = 0.013 \text{ mm}$ 。

对于采用配磨加工的高精度齿轮副,齿轮的齿向误差在配磨加工中已得到补偿,因此齿向弹性变形修形不考虑齿向误差的影响。

一对相啮合的齿轮,小齿轮轴径比大齿轮轴径要小得多,其弹性变形相对较大,而大齿轮的弹性变形则相对较小,可以忽略;还有一个因素是小齿轮的修形齿数要少,加工量也少。因此,通常仅对小齿轮作齿向修形。

3 齿轮的热变形修形

渐开线圆柱齿轮啮合传动时,啮合齿面间和轴承中都会由于磨擦而产生热,引起齿轮的热变形。对于节圆线速度大于 $100 \text{ m}/\text{s}$ 的高速齿轮传动,特别是单斜齿轮的高速传动,润滑油由啮入端以几倍于线速度被挤向啮出端,这就使沿齿向温度场不均匀,在啮出端的一半齿宽上温度要高于前半部。

据文献[11]所述,“郑州机械研究所的高速齿轮测温实验表明,随着齿轮节圆线速度的提高,齿轮的温

度增加,齿向温度分布不均程度增加;齿轮温度与节圆线速度的关系如图 4 所示”。

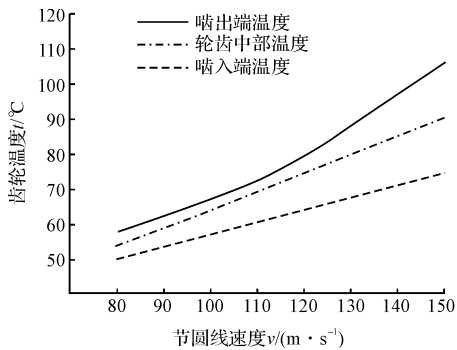


图 4 齿轮温度与节圆线速度的关系

从图 4 中可见,随着线速度的升高其差值越来越大,导致高温区的节圆要比低温区大一些。因此使理论节圆柱母线变化,这就使沿齿向载荷不均匀,如不进行适当的修形,将使齿面过早失效。

同一截面的同向齿廓温度相差很小,因此热变形对齿廓影响很小,所以热变形修形主要是对齿向修形。

对于高速透平单斜齿齿向热变形的修形可以按照有关文献推荐的高速齿轮齿向热变形修形量进行计算。

4 高速齿轮产品,齿轮弹,热变形的修形

4.1 齿廓修形

本研究采用一对齿轮的齿顶修形的形式,即小齿轮,大齿轮均作齿顶修形,修形数值相等,计算方法与修形数值在 2.1 节已述,数值为:

齿顶修形量 0.03 mm;

齿顶修形高度 3.2 mm。

4.2 齿向修形

根据本台高速齿轮箱齿轮传动载荷与线速度都较高的特点,对小齿轮作齿向弹性变形修形和热变形修形,大齿轮齿向不修形。

齿向修形计算结果为:

$\delta = 0.013$ mm,主要考虑齿轮轮体弹性变形的影响,在 2.2 已作计算;

$\delta_1 = 0.008$ mm,主要考虑热变形的影响,

其齿向修形曲线如图 5 所示。

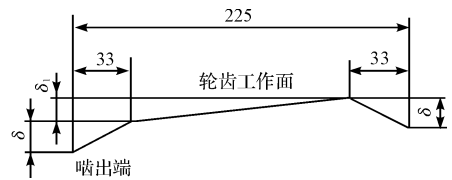


图 5 小齿轮齿向修形曲线

4.3 修形后齿轮强度的变化

本研究对齿轮强度用^[12-13]的强度校核软件进行计算,未修形的齿面接触强度安全系数为 1.618,齿根弯曲强度安全系数为 1.983;修形后齿面接触强度安全系数提高至 1.842,齿根弯曲强度安全系数提高至 2.512;分别提高了 13.8% 和 26.7%。

4.4 试车结果

该高速齿轮箱在公司试车台上作空负荷试车,笔者在额定转速(9 364 r/min)下离齿轮箱 1 m 距离测得其噪声值为 81 dB(A),而同等线速度未修形的齿轮箱噪声值是 84 dB(A)或 85 dB(A)。

同时在该齿轮箱上测得的振动值为 10 μ m,而同类产品未修形的齿轮箱振动值为 12 μ m 或 13 μ m。

4.5 修形后齿轮强度提高及试车结果分析

修形后从齿轮强度计算来说,对齿轮强度影响较大的齿向载荷分布系数下降明显,这对齿轮强度的提高是非常有利的。因此,修形后齿面接触强度和齿根弯曲强度的安全系数均得到了一定幅度的提高。

试车结果显示,修形后齿轮箱噪声比同等线速度不修形齿轮箱噪声下降了 3 dB(A) ~ 4 dB(A),说明采用了修形技术后,降低了齿轮的啮合冲击,从而降低了齿轮箱的噪声;由于减轻了啮合冲击,齿轮箱的振动值也随之下降。在齿轮箱上测得的振动值为 10 μ m,这是一个比较理想的数据,远低于公司的允许振动值 20 μ m。

5 结束语

本研究对高速透平单斜齿轮确定了齿廓修形、齿向弹性变形修形和齿向热变形修形的方法,对公司的一台高速齿轮箱产品采用该方法进行了修形。(下转第 1508 页)

本文引用格式:

何大江,郑飞逸,牛春燕. 高速透平单斜齿轮弹热变形及其修形研究[J]. 机电工程,2015,32(11):1467-1470,1508.

HE Da-jiang, ZHENG Fei-yi, NIU Chun-yan. Resilience and thermal deformation for single bevel gear of high speed turbine and its modification research[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2015,32(11):1467-1470,1508.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>