

渐开线齿轮齿形修形设计方法研究

卫仁杰

中国航发成都发动机有限公司 四川 成都 610500

[摘要] 本文论述了渐开线齿轮齿形修形的重要性、基本原理和方法, 对比了目前国际上对于齿轮修形的不同计算方式, 同时给出了渐开线齿轮齿形修形设计时的建议。

[关键词] 渐开线; 齿形; 修形

【DOI】 10.12252/j.issn.2096-6288.2021.12.1387

1 概述

渐开线圆柱齿轮传动因其传动平稳、结构紧凑、便于制造, 易于维护, 承载能力大, 使用寿命长, 所以广泛应用。但随着齿轮转速升高或负载加大, 轮齿的热变形或机械变形将明显增大, 再加上安装和制造误差, 不可避免地会出现啮入、啮出冲击, 从而降低传动精度和承载能力, 缩短使用寿命, 增大振动和噪声。为了拓宽渐开线圆柱齿轮的使用范围, 开发在高速、重载条件下品质优良的齿轮传动, 各研究机构进行了轮齿修形技术的研究。

负载齿轮的传动试验研究表明, 随着齿轮进入啮合和脱离啮合时, 由于角速度脉动的变化而增加了啮合冲击。啮合冲击, 即使是制造很精确的齿轮也是难以避免的, 因为这种冲击部分是由齿轮负载时的弹性变形引起的。啮合冲击的强度决定于负载量以及齿的精确度和壳体内传动齿轮与从动齿轮的相互位置, 其他影响因素还有如: 节线速度, 齿轮惯性矩, 齿面质量和润滑情况等。

齿轮间的波动引起齿轮自身和齿轮轴及壳体的振动从而产生噪音。只有当更高的速度和负载需求及传动噪音要求更高的情况时, 才考虑采用通过齿形修形(齿顶, 齿根修缘)减小啮合冲击。一旦实施了热处理后磨齿, 就能承载更高的传动负载, 在这种情况下就要考虑进行齿形修形。

利用ANSYS软件对修形齿轮接触进行有限元分析。可以发现修形前啮入时齿顶位置有明显的应力集中, 修形后应力集中明显减小。在齿形方向上的接触应力曲线如图1所示, 修形前(曲线1)在啮入啮出位置有较大的冲击载荷, 修形后(曲线2)在齿顶和齿根位置的冲击载荷明显减小。

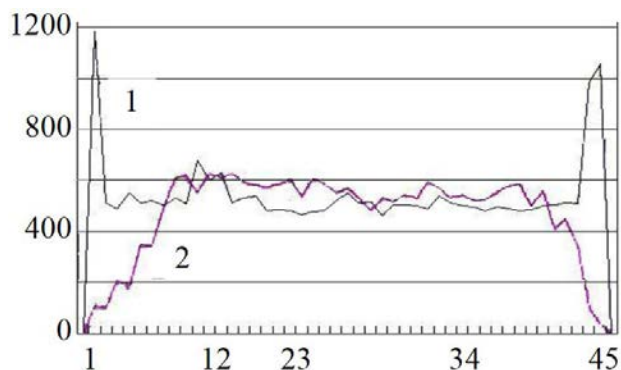


图1 接触应力曲线

2 齿形修形介绍

在齿顶或齿根圆角部分附近将轮齿减薄, 使其齿形偏离渐开线的修整, 称为齿形修整, 齿形修整是修缘和修根的总称。进行齿形修整的目的不仅是为了避免因载荷而产生的挠度和因节距误差而产生的齿顶干涉, 而且是为了达到平稳运转。因此一般采用大于轮齿因载荷而产生的变形量的修形量, 齿顶修形示意图见图2

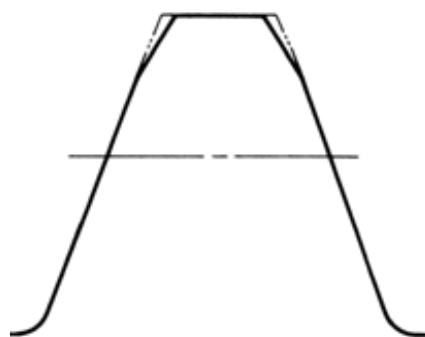


图2 齿顶修整

齿形修整有以下优点: 一对轮齿进行啮合时, 可以防止因轮齿变形而产生的冲击, 从而降低一对轮齿在开始啮合时的附加动载荷, 使运转平稳, 油膜容易形成并保持, 从而大大提高齿轮的胶合强度。

一般来说, 修形的方法使用比较普遍, 修形是指将齿顶的齿形切削成比正确的渐开曲线略呈凸形。由此, 当齿轮齿面受外力产生变形时, 可以避免对与之啮合的齿轮产生干涉, 并且可以降低噪音, 延长齿轮寿命。但是, 要注意不能修整过量。过量修整等于增加了齿形误差, 将对啮合产生不良影响。

齿形修形有两种方案: 一是只修整齿轮副中的一个齿轮; 二是将修整量分别分配给两个齿轮。瓦尔克

表1 单位: μm

参数 \ 等级	精磨齿轮	精密机械切齿齿轮	机械切齿齿轮
齿形修整量	0.003	0.003	0.006
齿形修整齿高	0.157	0.157	0.200
齿根高	0.4583	0.3979	0.3979
齿根圆半径	0.0938	0.124	0.124
齿形修整曲率半径	5.013	5.013	4.098

(H. Walker) 和卡拉斯 (F. Karas) 曾对两对齿轮同时啮合的载荷分配率进行理论探讨, 瓦尔克采用了第二种方法。英国标准BS436 (1940) 采用瓦尔克提出的齿形修整方案, 给出了相应的修整量, 具体见表1。

3 渐开线直齿轮的负载特性

只要轮齿出现任何误差, 其负载特性就会发生变化, 尤其是刚性较好的轮齿, 即使是轻微的误差也会产生巨大的影响。当前研究的发现, 当齿轮啮合时, 由于轮齿会发生弹性变形, 所以其中一个齿轮相对于另一个齿轮会旋转。将这一旋转表述为沿着啮合线的位移 δ_s 。直齿轮的位移值用以下公式表示:

$$\delta_s = 0.5 \times 10^{-3} W_g, \text{ 单位: } 2.54U$$

W_g = 啮合线上的负载力 (lbs/in)

在齿轮进行啮合的时刻, 从动齿轮的齿廓将会沿着啮合线上下移动, 其移动量为 δ_s 。这是由已啮合的齿轮副发生弹性变形引起的。缺少这种相关性将会引起啮合冲击。正如前面提及的, 由于齿形误差也导致了接触点的位移, 齿形误差也会产生类似后果。

若要制造质量较好的高速齿轮, 通常采用以下方式:

- a) 减小误差范围, 特别是齿形齿向和邻近节距的误差
- b) 将端面啮合比增至最大 (方法之一: 在15度压力角的基础上进行齿顶修形-1998年之后称为MAAG-toothing)
- c) 与从动齿的节距相比, 少许增加主动齿轮的基圆节距。

如果主动齿轮与从动齿轮的基圆节距差大于所有误差和变形量的总和, 那么此齿轮进入啮合时, 两齿轮将不会接触。随后啮合的负载将逐渐由此齿轮承担。两齿轮的基圆节距差不能太大, 否则, 两基圆直径比将不再与传动比相吻合, 且根据齿轮的连续啮合频率, 速度不断的上下波动。

使用足够重合度的斜齿轮, 可以减小齿形误差的影响, 尤其是齿廓误差的影响。同时还可以减少由基圆节距差引起的速度波动的产生。

4 对直齿轮和斜齿轮进行齿廓修形的建议

第一步, 在对齿形设计之前, 首先应计算出齿轮的端面重合度。苏联ГОСТ 3058~54标准推荐: 对于直齿轮当 $\epsilon < 1.089$, 斜齿轮 $\epsilon_s < 1$ 时, 不进行修正, 高速齿轮修正, 低速齿轮不修正。我国齿轮手册也论述道: 对于直齿轮, 沿啮合线有一段长度等于一个基节的部分应留下来不作修正, 以保证啮合时重合度大于1。另外在“齿轮振动与噪声”一书中还明确阐述了有关齿形修形问题。在仅有一对轮齿啮合时 (即重合度为1), 不应进行修缘, 这是因为在单齿啮合状态, 对渐开线的偏离只会助长振动的发生。当重合度接近2时, 修缘末端可在齿面1/3处。由此看出计算出齿轮的端面重合度, 并根据重合度大小来确定自己的设计齿形是首要任务。

第二步, 根据实际需要, 生产成本大小来选择设计齿形。齿轮可以是一对齿轮的齿顶修缘, 与之相配的齿轮不修形。

第三步, 确定齿轮的修形量和修形长度。这个可根据有关理论并结合世界各有关厂家成熟经验, 采用类比法来确定。通常齿轮齿顶齿根的修形量大约在0.005~0.025mm之间。太小的修正量由于制造误差的限制, 实际意义不大。

第四步, 对主动齿轮, 从动齿轮的设计齿形应分别对待。由齿轮的传动原理我们可知, 在齿轮啮合过程中, 主动齿轮的啮合一定是从齿根到齿顶, 从动齿轮的啮合一定是从齿顶到齿根, 而且主动齿轮的基节应略大于被动齿轮的基节, 以防止啮合时出现脱啮现象, 引起的冲击和振动。

第五步, 应进行必要的试验, 通过各项指标测试, 进一步对设计齿形, 设计齿向进行修改完善, 以求达到最佳效果。因为齿轮正确啮合因素很多, 如制造误差, 材料在力的作用下的弹性变形, 温度影响下的畸变等原因, 要想仅靠纯理论计算得到设计齿形, 设计齿向来对这些因素的影响给予完全补偿是不可能的, 因此应不断在实践中探索、总结, 仍是完善设计齿形, 设计齿向的一个重要手段。

5 结论

通过本文的论述, 可以看出渐开线齿轮在设计过程中, 齿形修形的重要性。但就目前阶段, 关于修形量的计算方法尚未统一, 最终齿轮设计的优劣还需通过试验来验证。国外各大齿轮公司已将齿轮的修形数据和图形较为详细标注在图纸中, 供设计、工艺和检验使用。与此同时, 可以总结出在进行齿轮修形设计时还需考虑以下影响因素:

- a) 每个小齿轮在负载情况下都会有一定的弹性变形。圆柱型小齿轮在负载情况下, 其形状会弯曲变形, 同时也存在剪切挠度, 但是剪切挠度量非常小, 可以忽略不计。
- b) 对于高速齿轮, 由于存在离心力, 所以须考虑其是否存在弯曲变形。同时也要考虑热量影响。由于啮合时齿轮受热不均, 啮合时产生的热量越高其变形越明显。若不考虑轴承产生的热量, 直齿轮轮齿中部的温度最高, 之后温度向齿两端不断降低。

c) 对于螺旋角为6°~15°的斜齿轮, 单边负载可以降低小齿轮由于轮齿负载不均导致的扭曲变形。

d) 对于任一齿轮的负载情况, 均需考虑其他影响负载分布的因素, 如壳体刚性, 轴承间隙等。在设计齿向修形时, 通常需留有一定余量。

参考文献

- [1] 《齿轮的设计和制造——第一卷》中国农业机械出版社1976年
- [2] 《齿轮手册》机械工业出版社1976年
- [3] 《机械设计》哈尔滨工业大学出版社2002年
- [4] 《机械原理》高等教育出版社2000年