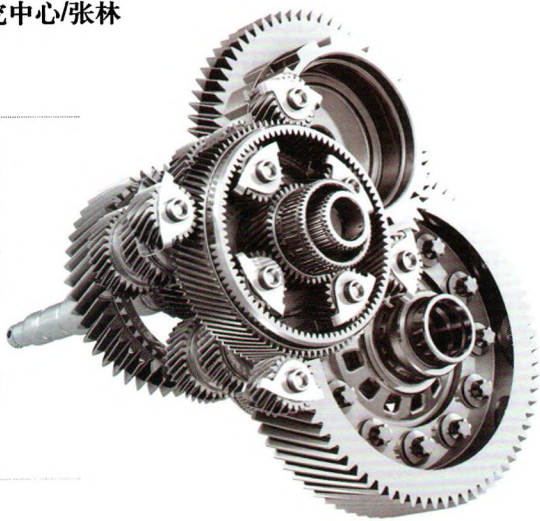


汽车变速器细高齿齿轮 优化设计方法

□ 北京工业大学北京市精密测控技术与仪器工程技术研究中心/张林

相比于标准齿轮，细高齿齿轮可通过减小模数、减小压力角和增大齿顶高系数来增加轮齿重合度。本文分析了细高齿的啮合特性，包括重合度对强度的影响和4类轮齿基本参数的选择。在优化设计中，选择了6个参数作为设计变量，列举了7类约束条件和2个目标函数，对参数求出最优解并进行圆整处理，完成细高齿齿轮的优化设计。



作为应用最广泛的机械传动方式，齿轮传动具有传动精度高、传动功率大及使用寿命长等优点。通过进行齿轮齿廓的改进与优化，可以提高齿轮承载能力和延长使用寿命，从而降低成本。目前，齿轮传动已广泛应用于机械、汽车、航空航天工程等行业。但随着齿轮的广泛应用与现代工业的发展，如何解决齿轮传动中带来的振动和噪声问题也逐渐成为现代科研中的重点。

近年来，国内外的汽车变速器制造商正在研究一种可以减少噪声和提高强度的细高齿齿轮，也被称为高重合度齿轮（HCR齿轮）。相对于标准齿轮，细高齿齿轮具有较小的模数和压力角，以及较大的齿顶高系数。现在汽车变速器中采用细高齿齿轮几乎都是国外的技术，目前国内外公开发表的文献不多，

还缺少较为系统的理论研究和实验资料。

细高齿的特点

标准齿轮和细高齿齿轮的主要区别表现为重合度大小的不同：标准齿轮重合度 <2 ，而细高齿齿轮重合度 >2 。其特点是通过提高齿轮啮合的重合度来减少齿轮传动噪声。这意味着在细高齿齿轮传动过程中至少两对轮齿同时啮合，齿轮的载荷分配被改善，避免了标准齿轮传动中的单对齿轮啮合接触情况，提高了齿轮的承载能力和传动的稳定性。

（1）细高齿能够减少齿轮的传动噪声。在齿轮啮合过程中，轮齿承受载荷变形后将产生传动误差。当齿轮重合度 <2 时，一对轮齿啮合与两对轮齿啮合互相交替，其

变形量也不同，承受的载荷前者为后者的2倍。当齿轮重合度 >2 时，为两对轮齿啮合与三对轮齿啮合交替，此时承受的载荷前者为后者的1.5倍，传动误差将随着齿轮承受负载的增加而增加。因此，细高齿齿轮因啮合交替时承受载荷差异相对较小而可以降低齿轮传动噪声。Niemann、Unterberger关于细高齿齿轮噪声的研究实验结果表明：细高齿齿轮比标准齿轮的噪声低。

（2）细高齿能够提高齿轮的承载能力。在齿轮传动过程中，由于重合度从 <2 增加到 >2 ，则原来由1~2对齿轮承载的载荷现在由2~3对齿轮来承担。在相同载荷的条件下，齿轮重合度增加将导致齿轮啮合中每个轮齿承担的载荷减少。由于细高齿齿高的增大，使齿面接触应力下降。同时，细高齿的啮合点

将更靠近齿根,即减小了齿轮传动的力矩,增大了齿根的弯曲强度。Niemann、Richter对标准齿轮和细高齿齿轮齿面强度的实验结果表明:对于增大了齿顶高系数的细高齿齿轮,其齿面接触疲劳强度极限值为标准齿的148%。

细高齿齿轮啮合特性

1.重合度分析

齿轮重合度直接影响了齿面接触强度、齿根弯曲强度、胶合磨损和噪声等方面。在齿轮设计中,齿根弯曲强度通常会随着重合度大小的增加而增加。其原因是当重合度增大时,外侧最大载荷点将远离齿顶。在一般情况下,如果齿轮重合度 <2 ,齿轮啮合中的最大齿面接触应力出现在小齿轮的最大负载处。当重合度增大时,小齿轮的齿面最大应力值会减小,因此齿面接触强度将随着重合度的增大而增大。关于细高齿重合度对齿面强度的影响,Retting的研究结果表明:与标准齿轮相比,重合度为2的细高齿齿轮在节点附近齿面接触应力减小了41%。

2.轮齿参数的分析

齿轮重合度表示同时啮合的轮齿对数,其值用 ε 表示:

$$\varepsilon = \frac{1}{2\pi} [z_1 (tg\alpha_{a1} - tg\alpha) \pm z_2 (tg\alpha_{a2} - tg\alpha)]$$

式中

α_{a1} 、 α_{a2} ——齿轮1、2的齿顶圆压力角;

α ——齿轮啮合角;

z_1 、 z_2 ——齿轮1、2的齿数;

“+”号用于外啮合,“-”号用于内啮合。

于内啮合。

公式表明,齿轮重合度的主要影响因素有齿数、压力角、齿顶圆压力角(其主要由齿顶高系数和变位系数决定)。

(1) 压力角的选择。在标准齿轮中,一般采用压力角 $\alpha = 20^\circ$ 。如果根据具体情况合理选择压力角的大小,将得到比标准齿轮更优的性能。实验结果表明:如果汽车变速器齿轮的压力角从标准齿轮的 20° 减小到 14.5° 时,传动噪声将减小2~3个级数。国内外的汽车变速器中均有采用较小压力角的细高齿的例子。如国内引进的日本夏利变速器中,二挡、三挡和四挡齿轮的压力角分别为: 17° 、 14.5° 和 16° ;法士特引进的美国RT-11609A变速器采用的压力角 $<20^\circ$ 。汽车变速器齿轮通常压力角取值范围是 $14.5^\circ \sim 20^\circ$ 。

(2) 齿顶高系数的选择。在标准齿轮中,齿顶高系数一般取值为1,如果根据具体情况合理选择齿顶高系数的大小,能够得到比标准齿轮更优的性能。如天津汽车工业公司引进日本夏利变速器各挡齿轮的齿顶高系数为1.4~1.6;陕西法士特生产的12JS160T双中间轴系列变速器,四挡齿轮的齿顶高系数1.4左右;北京齿轮总厂和美国Borg-warner公司合资引进的T5变速器除一挡齿轮外,其余各挡齿轮的齿顶高系数均达1.3。汽车变速器中采用的齿轮普遍齿顶高系数大于1.3。

(3) 模数的选择。如果采用减小齿轮的模数,在齿数不变的情况下,齿轮的尺寸将随之减小。模数的减小不仅会提高齿轮重合度,

同时将使齿根变薄而提高轮齿的柔韧性,减少了传动中的振动。美国EATON公司通过大量理论分析和实验,开发出了较小模数的细高齿变速器。

(4) 变位系数的选择。齿轮变位系数的改变将改变轮齿齿顶高的尺寸,从而改变齿轮重合度。当采用正变位的方式来增大变位系数时,将增大齿顶高和齿顶圆的尺寸,减小齿根高和齿根圆的大小,从而提高重合度,齿形相对于标准齿轮将变细变高。正变位也将提高齿面的接触强度。

细高齿优化设计方法

如果通过参数改变将标准齿轮设计为细高齿,需要仔细研究细高齿的参数约束条件,从而在多方面找到最佳的平衡,增大齿轮整体的承载能力和降低齿轮的传动噪声,采用优化设计方法是比较合理的选择。

1.设计变量

由于细高齿齿轮需要选取相对标准齿轮较大的齿顶高系数和较小的压力角,因此压力角 α 齿顶高系数 h_a^* 要作为设计变量。另外齿轮的基本参数模数 m ,齿数 z_1 ,变位系数 x_1 、 x_2 等也要通过优化计算求得,齿轮2的齿数 z_2 可以通过转速比公式计算得出,因此优化设计计算中设计变量选取为:

$$x = [x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6]^T \\ = [m, z_1, \alpha, h_a^*, x_1, x_2]^T$$

2.目标函数

(1) 将齿轮体积最小作为设计中的第一目标:

$$f_1(x) = V_1 + V_2,$$

式中、 v_1 、 v_2 分别为齿轮1和齿轮2的体积。

(2) 将齿轮的重合度最大作为第二目标： $f_2(x) = \varepsilon$ 。

如果求解多目标优化问题时，将两目标优化问题转化为单目标函数优化问题，将极大地简化优化计算过程。建议采用多目标函数优化方法中的乘除法来对进行优化运算。因此总目标函数为：

$$\min f(x) = \frac{f_1(x)}{f_2(x)}$$

3. 约束条件

现有的关于细高齿的研究论文中，优化设计方法被广泛应用于细高齿参数的选择中。在这些论文中，对设计变量的选取已经比较一致，但是对于约束条件具体参数的选择，不同的作者有着不同的选择标准。

(1) 重合度大小。清华大学的方宗德1987年在论文中提出，考虑到实际齿轮有误差及轮齿变形，设计时重合度取2.05~2.10为宜。太原理工大学的赵富强2009年在论文中提出，细高齿重合度为：2~2.20，因为在这个重合度范围内，噪声级数可以控制在较好的水平，同时也避免了单齿啮合。在其他的细高齿相关论文中，更多的是设定重合度的约束条件为： $\varepsilon > 2$ 。

(2) 齿顶高系数的选择。哈尔滨第一机器制造厂的班显诚2000年在论文中提出，细高齿齿顶高系数通常选为： $h_a^* = 1.25$ ；论文中提出 $1.2 < h_a^* < 1.5$ ；其他论文中，齿顶高系数约束为： $h_a^* > 1$ 。

(3) 齿顶厚度大小。增大全齿高是细高齿齿轮提高重合度的最有效办法，但过大的齿顶部分会使

齿顶变尖。为此，南京航空航天大学渠道珍珍在论文中，把法向齿顶宽 $\geq 0.3\text{m}$ 作为选取齿轮最大外径的极限值。在其他论文中，不同的作者均选择0.4m；个别论文中选择参数为0.25m。现有的文章中主要有此三种齿顶厚选择，但多数为 $>0.3\text{m}$ 。

(4) 避免根切。齿轮根切是指在齿轮加工过程中做范成运动的齿轮刀具的齿顶切入齿轮基圆。导致齿轮根切的因素有：齿数太少和变位系数取值不当，齿轮根切将极大地削弱齿根强度，影响承载能力。因此为了避免根切，齿轮齿数和变位系数应满足一定的约束条件。

(5) 避免齿轮过渡曲线干涉。当齿轮传动时，若其中一个齿轮齿顶接触到另一个齿轮齿根的过渡曲线，一对齿轮不能按固定的传动比平稳传动。因此细高齿齿轮设计中需满足过渡曲线不干涉的条件。

(6) 接触疲劳强度约束。齿面磨损和点蚀是齿轮失效的常见因素，为了避免轮齿在啮合过程中发生失效，需对齿轮接触疲劳强度进行约束。在校核计算中，应以轮齿表面节点处的接触应力作为计算齿面接触应力来进行强度约束。

(7) 弯曲疲劳强度约束。齿轮的弯曲强度校核是为了防止轮齿在传动过程中发生疲劳折断。在齿根上的弯曲应力不大于齿轮材料的许用弯曲应力。考虑到使用条件、尺寸和材料的不同，将经相应的系数修正后的齿根危险截面最大弯曲应力作为计算齿根应力，将修正后的弯曲疲劳极限作为许用齿根应力。

由以上的约束条件和目标函数可以解出设计变量的最优解。因

为在求解过程中，设计变量都是作为连续变量进行处理，所以应对结果进行圆整处理。同时，齿数取整数，模数按标准选取。

结语

本文介绍了细高齿（高重合度）齿轮研究的两个目的：降低齿轮噪声，提高齿轮强度。细高齿为了得到高重合度，齿轮的压力角和齿顶高系数都不再选用标准齿轮的参数值。根据重合度计算公式，采用相比正常齿轮更小的模数、更小的压力角和更大的齿顶高系数，增加轮齿重合度。

本文中提出和总结归纳了近年来关于细高齿设计的优化设计方法，列举了需要考虑的设计变量：模数、压力角、齿顶高系数、变位系数及齿数，列举了参数约束条件：不根切、不干涉、弯曲强度、接触强度、胶合强度和不变尖等，以及提出两个目标函数：重合度最大和体积最小。

通过这种优化设计方法，能够对不同的设计条件求出最优解，然后进行圆整处理，完成细高齿参数选择和设计过程。 **AUTO1950**

公示

根据国家新闻出版广电总局《关于开展新闻记者证2016年度核验工作的通知》（新广出办发[2016]109号）要求，我单位《汽车工艺师》杂志根据通知要求，按照六项核验重点逐项进行严格审核，现将我单位新闻记者证人员名单：栗延文、魏莹进行公示，并接受监督，举报电话：010-83138953。