

# 变速器行星齿轮机构等强度优化设计<sup>\*</sup>

焦万铭 杨珏 马飞 张文明  
(北京科技大学机械工程学院, 北京 100083)

**摘要:** 车辆行星齿轮变速器一般采用经验设计方法得到齿轮参数,使用中部分齿轮会因强度低而导致早期损坏,部分齿轮强度过高而使变速器结构体积增大。由此,提出一种优化方法,以变速器各行星排齿轮强度均等和体积最小为综合优化目标,利用行星齿轮装配条件为约束,求解后得到变速器的齿轮参数,利用 ROMAX 软件对优化后的齿轮进行仿真分析,得到变速器各行星排最大疲劳应力及疲劳寿命。仿真和试验结果表明:与经验设计方法相比,强化了薄弱齿轮的强度,齿轮接触应力由 1 118 MPa 降至 932 MPa;齿轮的强度更加均衡,齿轮接触应力差值由 368 MPa 降至 193 MPa;齿轮疲劳寿命差距缩小,由 15 770.2 h 降至 9 158.8 h;同时变速箱体积减小 8.38%,分析结果与优化目标相符。

**关键词:** 车辆 行星齿轮变速器 等强度优化

**中图分类号:** U463.212<sup>+</sup>.2      **文献标识码:** A      **文章编号:** 1000-1298(2015)01-0359-06

## Equal Strength Optimal Design of Planetary Gear Transmission

Jiao Wanming Yang Jue Ma Fei Zhang Wenming  
(School of Mechanical Engineering, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China)

**Abstract:** Generally, the gear parameters of planetary vehicle transmission are got by the empirical design method. Some gears are damaged early because of low strength, as well as big structure size because of high strength in use. In this paper, the equal strength and minimum volume of the gear box planetary gears were regarded as optimization objective, and the assemble conditions were thought of optimization constraint. The gear parameters were obtained after calculation. Then planetary gears were analyzed by using ROMAX and the maximum of fatigue stress and fatigue life was obtained. The simulation and experiment result shows that some weak strength gears are enhanced and the whole strength is increased. The maximum gear contact stress is reduced from 1 118 MPa to 932 MPa. The stress of all gears is more balanced and the difference of contact stress is decreased from 368 MPa to 193 MPa. The difference of gears figure life is shrunk from 15 770.2 h to 9 158.8 h compared to the conventional design gear life. The overall volume is reduced by 8.38%. The result is consistent with the optimization target.

**Key words:** Vehicle Planetary gear transmission Equal strength optimization

### 引言

行星机构常用于车辆变速器,齿轮参数一般通过经验公式得到,但各齿轮之间强度相差较大,易造成强度相对薄弱的齿轮损坏,使变速器不能正常工

作。

在行星齿轮参数优化的有关文献中,大部分是以体积最小作为目标函数,再将可靠性或者效率作为约束条件,如文献[1-3]等。这些成果均是对减速器进行优化,为固定传动比,而对多级行星排变速

收稿日期: 2014-08-15 修回日期: 2014-09-23  
<sup>\*</sup> 国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2011AA060404)  
作者简介: 焦万铭,博士生,主要从事车辆变速箱研究,E-mail: jiaowm1974@163.com  
通讯作者: 马飞,教授,博士生导师,主要从事车辆振动噪声分析与控制研究,E-mail: yeke@ustb.edu.cn

器的齿轮优化需有多个传动比,优化参数更多;另外优化分析局限于齿轮的部分最优,未能将强度和体积的因素统一。

本文采用等强度设计方法,以齿轮应力差值和行星机构体积最小为目标函数对行星齿轮机构进行优化,使齿轮承载强度趋于接近,同时缩小传动机构的体积,从而提高变速器整体使用寿命。

1 行星齿轮机构分析

图 1 所示行星机构中有 4 套行星齿轮副和 6 个离合器,通过离合器的不同接合,改变行星排之间的排列组合以及构件间的连接,实现 5 个前进挡和 1 个倒挡。

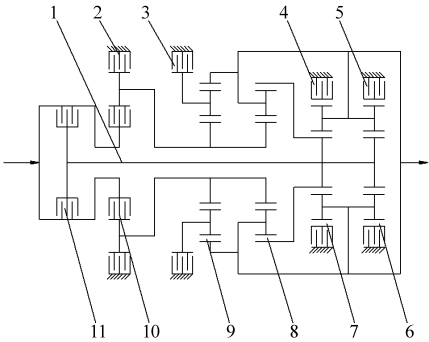


图 1 行星齿轮传动简图

Fig. 1 Transmission diagram of planetary gear

1. 中间传动轴 2. 四挡离合器 3. 三挡离合器 4. 二挡离合器
5. 一档离合器 6. 一级行星排 7. 二级行星排 8. 三级行星排
9. 四级行星排 10. 倒挡离合器 11. 前进挡离合器

挡位对应离合器及前进挡传动比如表 1 所示。  
表 1 中  $p_i$  为各行星排特征系数,等于齿圈和太阳轮齿数的比值。

表 1 挡位对应的离合器和传动比

Tab.1 Clutch and ratio of transmission gears

|        | 一档        | 二挡        | 三挡                                    | 四挡                  | 五挡 |
|--------|-----------|-----------|---------------------------------------|---------------------|----|
| 前进挡离合器 | +         | +         | +                                     | +                   | +  |
| 一档离合器  | +         | -         | -                                     | -                   | -  |
| 二挡离合器  | -         | +         | -                                     | -                   | -  |
| 三挡离合器  | -         | -         | +                                     | -                   | -  |
| 四挡离合器  | -         | -         | -                                     | +                   | -  |
| 五挡离合器  | -         | -         | -                                     | -                   | +  |
| 传动比    | $1 + p_1$ | $1 + p_2$ | $1 + \frac{1}{p_3} + \frac{p_4}{p_3}$ | $1 + \frac{1}{p_3}$ | 1  |

注:“+”表示离合器结合,“-”表示离合器分离。

2 等强度优化数学模型

齿轮主要的失效形式是轮齿折断和工作齿面磨损、点蚀等,这些失效都与齿根弯曲疲劳强度和齿面接触疲劳强度有关,所以等强度优化主要是保证各行星排的应力差最小。

2.1 优化参数的设定

优化设计以模数、齿数、齿宽为主要设计变量,此行星齿轮中有 4 级行星排,有较多的设计参数,但参数过多会对优化求解造成困难,故需简化优化参数,同时满足传动比要求。

变速箱各挡的传动比一般按等比级数分配,  $i_1$ 、 $i_2$ 、 $i_3$ 、 $i_4$ 、 $i_5$  分别为前进挡传动比,当  $i_5 = 1$  时,有

$$\begin{cases} i_2 = \sqrt[4]{i_1^3} \\ i_3 = \sqrt[4]{i_1^2} \\ i_4 = \sqrt[4]{i_1} \end{cases} \tag{1}$$

根据传动比关系和行星齿轮装配的同心条件关系可得到以下表达式:

一级行星排

$$z_{b1} = z_{a1} (i_1 - 1) \tag{2}$$

$$z_{g1} = \frac{i_1 z_{a1}}{2} - z_{a1} \tag{3}$$

二级行星排

$$z_{b2} = z_{a2} (\sqrt[4]{i_1^3} - 1) \tag{4}$$

$$z_{g2} = \frac{z_{a2} \sqrt[4]{i_1^3}}{2} - z_{a2} \tag{5}$$

三级行星排

$$z_{b3} = \frac{z_{a3}}{\sqrt[4]{i_1} - 1} \tag{6}$$

$$z_{g3} = \frac{z_{a3} (2 - \sqrt[4]{i_1})}{2 (\sqrt[4]{i_1} - 1)} \tag{7}$$

四级行星排

$$z_{b4} = z_{a4} \sqrt[4]{i_1} \tag{8}$$

$$z_{g4} = \frac{z_{a4} (\sqrt[4]{i_1} - 1)}{2} \tag{9}$$

式中  $z_a$ 、 $z_g$ 、 $z_b$ ——行星排太阳轮、行星轮及齿圈的齿数

设各行星排的太阳轮齿数、一档传动比为主要参数,行星机构其他齿轮的齿数均可用公式(2)~(9)表达;由于传动中一级和二级行星排的输入机构互连,三级和四级行星排的输入机构互连,故设一级和三级行星排的模数为主要参数,各行星排的齿宽系数相等,优化变量设置为

$$\mathbf{X} = (x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7, x_8) = (z_{a1}, z_{a2}, z_{a3}, z_{a4}, i_1, m_1, m_3, \varphi) \tag{10}$$

- 式中  $i_1$ ——一档传动比
- $m_1$ ——一级行星排的模数
- $m_3$ ——三级行星排的模数
- $\varphi$ ——行星排齿宽系数

2.2 目标函数的建立

等强度优化设计保证各行星排强度接近或相

等, 每级行星排均有一个强度最小的齿轮, 故优化中以各行星排中最小强度齿轮的齿根弯曲疲劳应力与齿面接触疲劳应力差值最小为目标函数<sup>[4-5]</sup>。

齿根弯曲疲劳应力计算公式为

$$\sigma_H = \frac{2TY_{Fa}Y_{sa}Y_{\varepsilon}}{m^3z\varphi n} \quad (11)$$

式中  $T$ ——齿轮的输入力矩

$Y_{Fa}$ ——齿形系数

$Y_{sa}$ ——应力校正系数

$Y_{\varepsilon}$ ——重合度系数

$n$ ——行星排行星轮个数

故弯曲疲劳应力等强度目标函数为

$$f_1(X) = \frac{2Y_{Fa}Y_{sa}Y_{\varepsilon}}{n\varphi} \left| \frac{T_1}{m_1^3z_{a1}} - \frac{T_2}{m_2^3z_{a2}} \right| \quad (12)$$

$$f_2(X) = \frac{2Y_{Fa}Y_{sa}Y_{\varepsilon}}{n\varphi} \left| \frac{T_2}{m_2^3z_{a2}} - \frac{T_3}{m_3^3z_{a3}} \right| \quad (13)$$

$$f_3(X) = \frac{2Y_{Fa}Y_{sa}Y_{\varepsilon}}{n\varphi} \left| \frac{T_3}{m_3^3z_{a3}} - \frac{T_4}{m_4^3z_{a4}} \right| \quad (14)$$

齿面接触疲劳应力计算公式为<sup>[6]</sup>

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_{\varepsilon} \sqrt{\frac{2T}{m^2z\varphi n} \frac{u-1}{u}} \quad (15)$$

其中  $u = \frac{z_g}{z_a}$

式中  $Z_H$ ——节点区域系数

$Z_E$ ——弹性影响系数

$Z_{\varepsilon}$ ——重合度系数  $u$ ——传动比

故接触疲劳应力等强度目标函数为

$$f_4(X) = \frac{Z_H Z_E Z_{\varepsilon}}{\sqrt{n\varphi}} \left| \sqrt{\frac{2T_1}{m_1^2z_{a1}} \frac{u_1-1}{u_1}} - \sqrt{\frac{2T_2}{m_2^2z_{a2}} \frac{u_2-1}{u_2}} \right| \quad (16)$$

$$f_5(X) = \frac{Z_H Z_E Z_{\varepsilon}}{\sqrt{n\varphi}} \left| \sqrt{\frac{2T_2}{m_2^2z_{a2}} \frac{u_2-1}{u_2}} - \sqrt{\frac{2T_3}{m_3^2z_{a3}} \frac{u_3-1}{u_3}} \right| \quad (17)$$

$$f_6(X) = \frac{Z_H Z_E Z_{\varepsilon}}{\sqrt{n\varphi}} \left| \sqrt{\frac{2T_3}{m_3^2z_{a3}} \frac{u_3-1}{u_3}} - \sqrt{\frac{2T_4}{m_4^2z_{a4}} \frac{u_4-1}{u_4}} \right| \quad (18)$$

此外应保证各级行星排体积最小<sup>[7-9]</sup>, 即

$$f_7(X) = 0.19635 \sum_{i=1}^4 m_i^2 z_i^2 \varphi [4 + (u_i - 2)^2] \quad (19)$$

对于多目标优化设计一般采用统一目标法, 构造一个新的函数即评价函数, 从而将多目标(向量)优化问题转换为单目标(标量)优化问题求解<sup>[10-11]</sup>。统一目标法可用线性加权法和法处理, 主要是为目标函数选择一组权系数  $w_1, w_2, w_3, \dots$ , 权系

数之和为 1。

等强度优化要求强度均等, 同时保证行星传动尺寸最小, 故取

$$(w_1, w_2, \dots, w_7) = \left( \frac{1}{9}, \frac{1}{9}, \frac{1}{9}, \frac{1}{9}, \frac{1}{9}, \frac{1}{9}, \frac{1}{3} \right)$$

所以最终优化目标函数为

$$f(X) = \frac{1}{9}f_1(X) + \frac{1}{9}f_2(X) + \frac{1}{9}f_3(X) + \frac{1}{9}f_4(X) + \frac{1}{9}f_5(X) + \frac{1}{9}f_6(X) + \frac{1}{3}f_7(X) \quad (20)$$

### 2.3 约束条件的建立

(1) 满足齿根弯曲强度要求, 即

$$\frac{2Y_{Fa}Y_{sa}Y_{\varepsilon}}{n\varphi} \frac{T_i}{m_i^3z_i} \leq [\sigma]_F \quad (21)$$

式中  $[\sigma]_F$ ——许用弯曲应力

(2) 满足齿面接触强度要求, 即

$$\frac{Z_H Z_E Z_{\varepsilon}}{\sqrt{n\varphi}} \sqrt{\frac{2T_i}{m_i^2z_i} \frac{u_i+1}{u_i}} \leq [\sigma]_H \quad (22)$$

式中  $[\sigma]_H$ ——许用接触应力

(3) 保证齿轮没有根切, 需要使齿轮齿数大于 17, 即

$$z_i \geq 17 \quad (23)$$

(4) 各级行星排的装配条件: 内齿圈和太阳轮齿数之和除以行星轮个数应为整数。

$$\frac{z_{bi} + z_{gi}}{n} = C \quad (24)$$

式中  $C$ ——任意整数

(5) 各级行星排的相邻条件: 为保证相邻两行星齿轮的齿顶互不相碰, 相邻两行星轮中心距应大于行星齿轮齿顶圆直径。

$$(z_{ai} + z_{gi}) \sin \frac{\pi}{n} > z_{gi} + 2m_i \quad (25)$$

(6) 限制行星传动最大传动比, 即

$$6 > i_1 > 5 \quad (26)$$

(7) 限制齿宽系数, 即

$$\varphi_{\max} > \varphi > \varphi_{\min} \quad (27)$$

### 3 优化设计的求解

该设计属于多变量、非线性约束最优化问题, 可以用 Matlab 优化工具箱中的 fmincon 函数进行求解。此函数使用的是序列二次规划算法, 数学模型为<sup>[12]</sup>

$$\begin{cases} \min f(X) \\ \text{s. t. } C(X) \leq 0 \\ C_{\text{eq}}(X) = 0 \\ A(X) \leq B \\ A_{\text{eq}}(X) = B_{\text{eq}} \\ L \leq X \leq U \end{cases} \quad (28)$$

式中  $f(\boldsymbol{X})$ ——目标函数  
 $C(\boldsymbol{X})$ ——非线性不等式约束  
 $C_{eq}(\boldsymbol{X})$ ——非线性等式约束  
 $A(\boldsymbol{X})$ ——线性不等式约束  
 $A_{eq}(\boldsymbol{X})$ ——线性等式约束  
 $\boldsymbol{X}$ ——自变量的向量  
 $\boldsymbol{B}$ 、 $\boldsymbol{B}_{eq}$ 、 $\boldsymbol{L}$ 、 $\boldsymbol{U}$ ——常数向量

重型自卸车变速箱传动形式如图 1,5 个前进挡,传动比范围 1~6,输入最大转速 2 200 r/min,最大功率 250 kW,设行星轮均为 4 个,齿宽系数  $0.8 < \varphi < 1.2$ ,齿轮材料选择 20CrMnTi,工作寿命 5 年。原参数为

$$\boldsymbol{X} = (z_{a1}, z_{a2}, z_{a3}, z_{a4}, i_1, m_1, m_3, \varphi) = (22, 40, 30, 42, 5.16, 2.54, 2.31, 0.96)$$

经优化圆整和标准化后的参数为

$$\boldsymbol{X} = (24, 42, 36, 46, 5.18, 2.5, 2, 0.85)$$

4 ROMAX 仿真分析

RomaxDesigner 被认为是权威的载荷分布计算软件,可实现机械传动产品设计与系统仿真分析<sup>[13]</sup>。根据变速器中行星齿轮参数与挡位传动的情况,建立相应的模型如图 2,通过仿真对优化的数据结果进行验证。

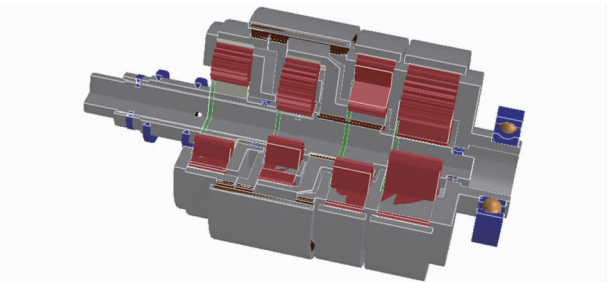


图 2 变速器行星传动模型  
Fig.2 Planetary transmission model of gearbox

4.1 疲劳应力仿真分析

三挡传动由两行星排共同完成,一挡由一级行星排完成,仿真分析后得到行星排齿轮的疲劳应力。以三挡和一挡传动为例对行星齿轮进行仿真分析,优化前后行星排齿轮的接触疲劳应力如图 3~6。

三级行星轮有最大接触应力,原为 1 118 MPa,优化后应力为 932 MPa;四级行星轮有最大接触应力,原为 1 028 MPa,优化后为 852 MPa。

一级行星轮有最大接触应力,原设计为 820 MPa,优化后应力为 1 025 MPa。

同样方法可以得到其他挡位的各行星排齿轮的应力值,接触疲劳应力的比较如图 7。

由图可看出:一、二级行星排的接触应力要比原设计有所增加,三、四级行星排应力比原设计减小,

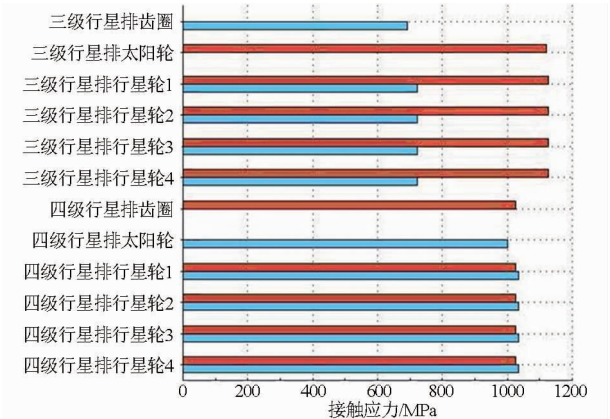


图 3 原设计三级和四级行星排齿轮接触疲劳应力  
Fig.3 All gears contact fatigue stress of the original third and fourth planetary row

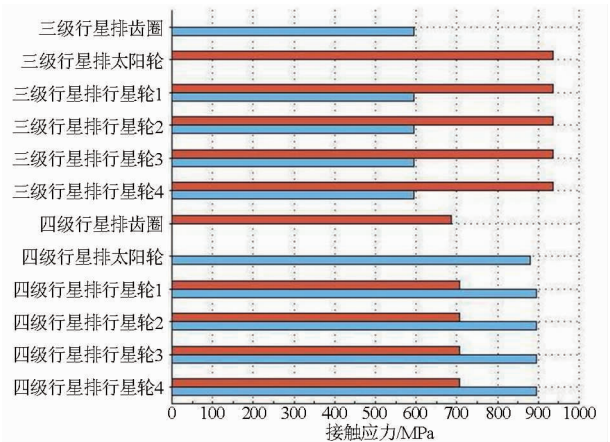


图 4 优化后三级和四级行星排齿轮接触疲劳应力  
Fig.4 All gears contact fatigue stress of the optimized third and fourth planetary row

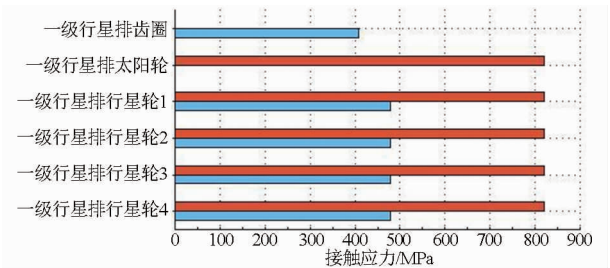


图 5 原设计一级行星排齿轮接触疲劳应力  
Fig.5 All gears contact fatigue stress of the original first planetary row

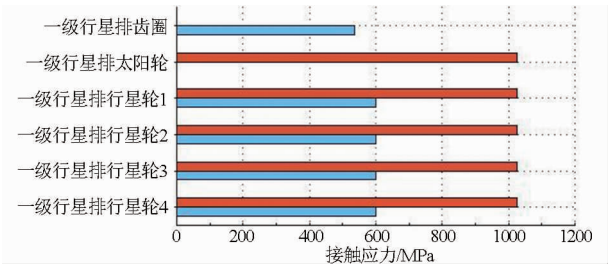


图 6 优化后一级行星排齿轮弯曲疲劳应力  
Fig.6 All gears contact fatigue stress of the optimized first planetary row

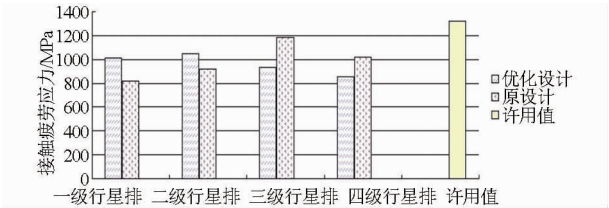


图 7 优化设计与原设计接触疲劳应力对比图

Fig. 7 Contact fatigue stress figure of optimized design compared with conventional design

最大接触疲劳应力差值由 368 MPa 降至 193 MPa,新设计的齿轮应力更加均衡,达到等强度设计的要求。

由表 2 可以看出,优化后的行星排体积比原设计体积减小 8.38%。

表 2 优化设计和原设计的体积对比

| Tab. 2 Volume comparison of optimized design and conventional design |                      |                     |         |
|----------------------------------------------------------------------|----------------------|---------------------|---------|
| 行星排                                                                  | 优化体积/mm <sup>3</sup> | 原体积/mm <sup>3</sup> | 体积降低率/% |
| 一级行星排                                                                | 793 965              | 779 595             | - 1. 84 |
| 二级行星排                                                                | 505 426              | 526 727             | 4. 04   |
| 三级行星排                                                                | 246 979              | 331 791             | 25. 56  |
| 四级行星排                                                                | 255 692              | 328 848             | 22. 25  |
| 总计                                                                   | 1 802 062            | 1 966 961           | 8. 38   |

4.2 疲劳寿命仿真分析

疲劳寿命的预测一般基于工作周期内由不同应力造成的线性疲劳累计损伤<sup>[14]</sup>,故需要根据车辆运行的工况对变速器进行分析。根据车辆变速器的载荷和工作时间,可分为 4 种工况:工况 1,868 N·m,80 h;工况 2,1 300 N·m,150 h;工况 3,1 520 N·m,200 h;工况 4,1 650 N·m,70 h。

在设定的载荷和工作时间作用下,优化前和优化后三挡行星排齿轮的损伤率如图 8、9 所示。

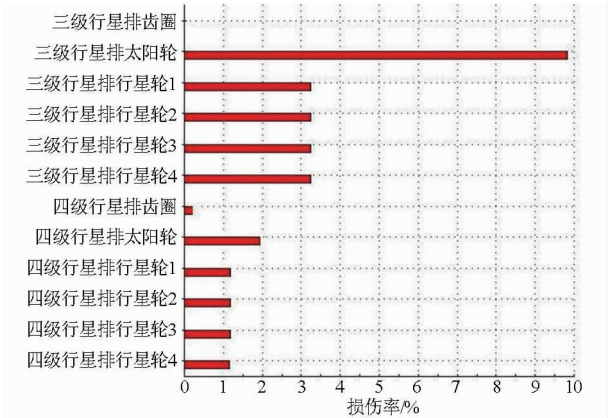


图 8 原设计齿轮损伤率

Fig. 8 Gear damage ratio of the conventional design

原设计中齿轮最大损伤率在三级行星排太阳轮,接触损伤率为 9.8%,第四行星排最大损伤率是太阳轮,损伤率为 1.95%;损伤率为 100% 时,三级

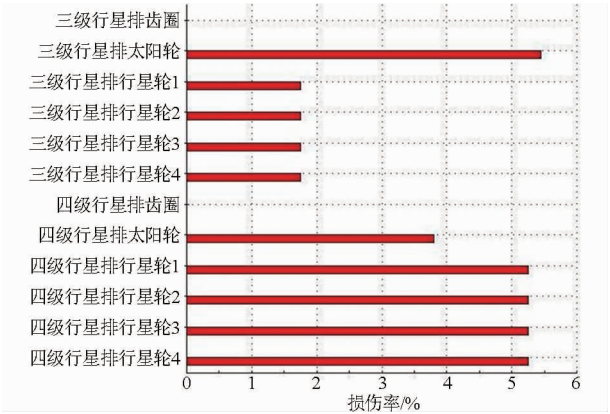


图 9 优化设计齿轮损伤率

Fig. 9 Gear damage ratio of the optimized design

太阳轮寿命为 5 612 h,四级太阳轮为 25 641 h,三、四行星排寿命相差较多。

优化后三级行星排太阳轮接触损伤率为 5.46%,比原设计明显减小;四级行星排太阳轮损伤率为 3.75%;三级太阳轮疲劳寿命为 9 157 h,四级太阳轮寿命为 13 333 h。

与原设计相比,三级太阳轮寿命提高,而三、四行星排寿命差距明显减小,整体使用寿命提高。

5 试验结果验证

对此行星齿轮传动结构在变速器中进行台架试验,试验台由一台 270 kW 的康明斯发动机作为动力,一台 8 挡变速箱为升速箱,一台 300 kW 的水力测功机作为动力检测装置。实物如图 10 所示。



图 10 变速器台架试验装置

Fig. 10 Transmission experiment device

根据 Miner 法则,载荷谱作用接触疲劳寿命计算公式为<sup>[15]</sup>

$$T_H = N_{H\infty} \sigma_{Hlim}^m / \left( 60 \sum_{i=1}^k P_i n_i \sigma_{Hi}^{6.6} \right) \quad (29)$$

式中  $T_H$ ——接触疲劳寿命,h

$N_{H\infty}$ ——基本循环次数,取  $5 \times 10^7$  次

$\sigma_{Hlim}$ ——极限疲劳工作应力,取 1 140 MPa

$P_i$ ——各转矩使用概率

$n_i$ ——齿轮转速,r/min

$\sigma_{Hi}$ ——齿轮应力,根据公式(15)计算  
三级和四级行星排太阳轮互连,转矩和转速相同,故测试结果和疲劳应力如表 3、4。

表 3 优化前三级和四级太阳轮试验数据  
Tab.3 Test data of transmission of the third and fourth conventional sun gears

| 转速<br>/( $\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ ) | 转矩<br>/( $\text{N}\cdot\text{m}$ ) | 概率 $P$ | $\sigma_{H1}$<br>/MPa | $\sigma_{H2}$<br>/MPa |
|-------------------------------------------|------------------------------------|--------|-----------------------|-----------------------|
| 1 068                                     | 935                                | 0.025  | 707.4                 | 540.3                 |
| 1 190                                     | 1 069                              | 0.048  | 761.2                 | 581.4                 |
| 1 255                                     | 1 214                              | 0.055  | 797.1                 | 608.8                 |
| 1 374                                     | 1 344                              | 0.111  | 837.9                 | 640.0                 |
| 1 422                                     | 1 399                              | 0.115  | 860.4                 | 657.1                 |
| 1 448                                     | 1 449                              | 0.117  | 872.2                 | 666.1                 |
| 1 467                                     | 1 478                              | 0.132  | 893.0                 | 682.0                 |
| 1 473                                     | 1 499                              | 0.144  | 899.1                 | 686.7                 |
| 1 486                                     | 1 525                              | 0.138  | 909.6                 | 694.7                 |
| 1 523                                     | 1 561                              | 0.067  | 920.1                 | 702.7                 |
| 1 660                                     | 1 480                              | 0.048  | 940.0                 | 718.0                 |

由公式(29)和表 3、4 中数据,经计算优化前三级太阳轮寿命为 3 204 h,四级太阳轮为 18 974.2 h,寿命差值为 15 770.2 h;优化后三级太阳轮寿命为 7 353.8 h,四级太阳轮为 16 512.6 h,寿命差值为 9 158.8 h。三、四级太阳轮寿命差距减小,与仿真结果相近。行星齿轮机构整体寿命提高,薄弱部分得到改善。

表 4 优化后三级和四级太阳轮试验数据  
Tab.4 Test data of transmission of the third and fourth optimized sun gears

| 转速/<br>( $\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ ) | 转矩/<br>( $\text{N}\cdot\text{m}$ ) | 概率 $P$ | $\sigma_{H1}$<br>/MPa | $\sigma_{H2}$<br>/MPa |
|-------------------------------------------|------------------------------------|--------|-----------------------|-----------------------|
| 1 079                                     | 940                                | 0.025  | 623.9                 | 551.9                 |
| 1 173                                     | 1 082                              | 0.048  | 671.3                 | 593.9                 |
| 1 278                                     | 1 198                              | 0.055  | 702.9                 | 621.9                 |
| 1 363                                     | 1 317                              | 0.111  | 739.0                 | 653.7                 |
| 1 454                                     | 1 396                              | 0.115  | 758.8                 | 671.2                 |
| 1 455                                     | 1 421                              | 0.117  | 769.2                 | 680.4                 |
| 1 463                                     | 1 492                              | 0.132  | 787.5                 | 696.7                 |
| 1 473                                     | 1 555                              | 0.138  | 802.2                 | 709.7                 |
| 1 501                                     | 1 596                              | 0.067  | 811.4                 | 717.8                 |
| 1 630                                     | 1 495                              | 0.048  | 829.0                 | 733.4                 |

6 结论

- (1) 根据等强度优化理论,在传动比满足变速器要求基础上,对变速箱行星齿轮机构进行优化设计,不需再校核齿轮强度。
- (2) 通过仿真和试验结果可知,各行星排的最大应力趋于一致,接触应力差值由 368 MPa 降至193 MPa,弯曲应力差值由 375 MPa 降至 76 MPa,整体强度趋于均衡,同时体积减小 8.38%;齿轮疲劳寿命差距减小,由 15 770.2 h 降至 9 158.8 h;薄弱环节寿命增加,疲劳寿命较低的三级太阳轮提高4 149.8 h,寿命较高的四级太阳轮降低 2 461.6 h。

参 考 文 献

1 陈连. 两级行星齿轮传动的离散变量优化设计[J]. 农业机械学报,2008,39(11):138-141.  
Chen Lian. Optimization design of discrete variables for two-stage epicyclic gearing[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008,39(11):138-141. (in Chinese)

2 商桂芝,陈殿华. 行星齿轮机构的多目标优化设计[J]. 机械设计与研究,2006,22(2):68-70.  
Shang Guizhi, Chen Dianhua. Optimization design of planetary gears for several objective functions[J]. Machine Design and Research, 2006,22(2):68-70. (in Chinese)

3 王安麟,蒋涛,咎鹏宇,等. 大型行星齿轮系统可靠性设计的多目标优化[J]. 中国工程机械学报,2009,7(3):253-257.  
Wang Anlin, Jiang Tao, Zan Pengyu, et al. Multi-objective optimization in reliability design for large-scale planetary gear transmission system[J]. Chinese Journal of Construction Machine, 2009,7(3):253-257. (in Chinese)

4 朱鸿祥. 两级圆锥-圆柱齿轮减速器等强度优化设计[J]. 湖南大学学报,1990,17(1):29-34.  
Zhu Hongxiang. Equal strength optimized design of two-stage straight bevel gear-helical cylindrical gear reducer[J]. Journal of Hunan University, 1990,17(1):29-34. (in Chinese)

5 王慧,袁茹,王三民. 功率分流齿轮传动的等强度优化设计[J]. 机械传动,2012,36(3):40-42.  
Wang Hui, Yuan Ru, Wang Sanmin. Optimal design on equal stress intensity of split-torque gear[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2012,36(3):40-42. (in Chinese)

6 郭耀斌,张文明,张国芬. 基于蒙特卡罗法的螺旋锥齿轮接触疲劳可靠性分析[J]. 农业机械学报,2008,39(4):157-159.  
Guo Yaobin, Zhang Wenming, Zhang Guofen. Contact fatigue reliability analysis of spiral bevel gear based on Monte-Carlo[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008,39(4):157-159. (in Chinese)

7 钱松荣. 行星齿轮传动系统的可靠性优化设计[J]. 机械设计与制造,2001,10(5):3-4.  
Qian Songrong. Reliability optimization design of driver system on planetary gear reducers[J]. Machinery Design & Manufacture, 2001,10(5):3-4. (in Chinese)

- normal direction[J]. Computer Integrated Manufacturing Systems, 2009,15(6):1187-1193. (in Chinese)
- 10 程涛,侯榆青,李明俐,等. 一种基于显著兴趣点的图像检索方法[J]. 计算机工程,2010,36(18):171-173.  
Cheng Tao, Hou Yuqing, Li Mingli, et al. Image retrieval method based on distinct interest points [J]. Computer Engineering, 2010,36(18):171-173. (in Chinese)
- 11 Harris C, Stephens M. A combined corner and edge detector[C]//Proceedings of the Fourth Alvey Vision Conference, 1988: 147-151.
- 12 司永胜,乔军,刘刚,等. 苹果采摘机器人果实识别与定位方法[J]. 农业机械学报, 2010, 41(9): 148-153.  
Si Yongsheng, Qiao Jun, Liu Gang, et al. Recognition and location of fruits for apple harvesting robot [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(9): 148-153. (in Chinese)
- 13 张旭堂,陈晓峰,蒋立军,等. 基于局部特征提取的棱柱类零件三维模型检索[J]. 计算机集成制造系统,2012,18(3):458-466.  
Zhang Xutang, Chen Xiaofeng, Jiang Lijun, et al. Prismatic parts 3-D model retrieval based on local shape features extraction [J]. Computer Integrated Manufacturing Systems, 2012,18(3):458-466. (in Chinese)
- 14 张开兴,张树生,刘贤喜. 三维 CAD 模型检索技术研究现状与发展分析[J]. 农业机械学报, 2013, 44(7): 256-264.  
Zhan Kaixing, Zhang Shusheng, Liu Xianxi. Current research and future development of 3-D CAD model retrieval [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(7):256-264. (in Chinese)
- 15 Ivan Sipiran, Benjamin Bustos. A robust 3-D interest points detector based on Harris operator [C]//Proceedings of Eurographics Workshop on 3-D Object Retrieval (3-DOR'10), 2010: 7-14.
- 16 Rubner Y, Tomasi C, Guibas L. The earth mover's distance as a metric for image retrieval [J]. International Journal of Computer Vision, 2000, 40(2): 99-121.
- ~~~~~

(上接第 364 页)

- 8 方宗德,吴序堂,乐兑谦. 汽车变速箱齿轮的高强度优化设计[J]. 西安交通大学学报,1988,22(5):93-98.  
Fang Zongde, Wu Xutang, Le Duiqian. Optimal design for high strength of the gears in gearbox of automobile[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 1988,22(5):93-98. (in Chinese)
- 9 杜海霞. 圆柱齿轮减速器的最小体积优化设计[J]. 机械工程与自动化,2011,2(1):186-189.  
Du Haixia. Optimization design for the minimum volume of cylindrical gear reducer[J]. Mechanical Engineering & Automation, 2011,2(1):186-189. (in Chinese)
- 10 Luchko I I, Livdar V A. Calculation and design of sheets with a circular hole with equal strength reinforcement and with minimum mass[J]. Soviet Materials Science, 1989, 24 (4):415-418.
- 11 霍水泉,李人厚. 多目标规划的惩罚函数法[J]. 西安交通大学学报,1993,27(3):75-80.  
Huo Shuiquan, Li Renhou. Penalty function method for multi-objective programming problems[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 1993,27(3):75-80. (in Chinese)
- 12 明勇,郭军华,吴刚,等. 多级圆柱齿轮减速器等强度优化方法研究[J]. 后勤工程学院学报,2010,26(6):55-60.  
Ming Yong, Guo Junhua, Wu Gang, et al. Optimum research on equal stress intensity of multi-split standard cylindrical reducer [J]. Journal of Logistical Engineering University, 2010,26(6):55-60. (in Chinese)
- 13 唐进元,刘继凯,雷敦财. 基于 Romax 与 Kisssoft 软件的齿形优化设计与分析[J]. 机械传动,2011,35(2):1-3.  
Tang Jinyuan, Liu Jikai, Lei Duncai. Optimization design and analysis of tooth profile based on Romax and Kisssoft software[J]. Journal of Mechanical Transmission,2011,35(2):1-3. (in Chinese)
- 14 张喜逢. 轮边减速器齿轮疲劳寿命预测和均载性研究[D]. 长春:吉林大学,2012.
- 15 张涛,王克胜. 应用 Miner 法则进行齿轮寿命的预测[J]. 矿山机械,1994(5):23-26.