

单驱动多点啮合齿轮齿条传动轮齿干涉问题研究*

RESEARCH ON GEAR TOOTH INTERFERENCE PROBLEM OF SINGLE DRIVE MULTI-POINT MESHING RACK AND PINION TRANSMISSION

王宇佳** 陈 东*** 吴佳林 武广涛 宋 华

(辽宁科技大学 机械工程与自动化学院, 鞍山 114051)

WANG YuJia CHEN Dong WU JiaLin WU GuangTao SONG Hua

(School of Mechanical Engineering & Automation, University of Science and Technology Liaoning, Anshan 114051, China)

摘要 齿轮齿条机构的承载能力受齿面接触强度制约,为提高其承载能力采用多对齿轮与单根齿条啮合,为简化传动系统结构,提出了单驱动多点啮合齿轮齿条传动机构,该机构具有承载能力强、体积小、质量轻、成本低等特点。但该机构存在轮齿干涉问题,为解决该问题进行了轮齿干涉量研究,并基于轮齿变位可改变中心距的特性,采用变位系数补偿法解决轮齿干涉问题。对变位后的齿轮齿条机构进行了轮齿受力分析,结果表明,轮齿无干涉,且受力均匀。轮齿干涉问题的解决,极大地提高了齿轮齿条传动的承载能力,使得齿轮齿条传动可以用于重载工况。

关键词 齿轮齿条传动 轮齿干涉 齿轮变位 有限元仿真

中图分类号 TH162⁺.1 TB486⁺.3

Abstract The load capacity of the rack and pinion mechanism is limited by the contact strength of the gear tooth surface. In order to improve its load capacity, multiple pairs of gears and single rack meshing were adopted. In order to simplify the structure of the transmission system, a single drive multi-point meshing gear rack and pinion transmission mechanism was proposed, which has the characteristics of strong load capacity, small size, light mass and low cost. However, the mechanism has the gear tooth interference problem, and the gear tooth interference amount was studied to solve the problem, and based on the characteristics that the center distance can be changed by gear tooth displacement, the gear tooth interference problem was solved by the modification coefficient compensation method. The rack and pinion mechanism after modification was analyzed by the gear tooth force. The results show that the gear teeth have no interference and the force is uniform. The solution of the gear tooth interference problem greatly improves the load capacity of rack and pinion transmission, so that rack and pinion transmission can be used for heavy-duty conditions.

Key words Rack and pinion transmission; Gear tooth interference; Gear shifting; Finite element simulation

Corresponding author: CHEN Dong, E-mail: chendongas@126.com, Tel: +86-412-5929783

The project supported by the National Natural Science Foundation of China (No.51374127), and the Scientific Research of Liaoning Provincial Department of Education (No.2020LNZD03).

Manuscript received 20221227, in revised form 20230227.

0 引言

我国的高铁技术处于世界领先地位,采用长钢轨(百米重轨)对提高高速列车运行的平稳性、安全性和降低噪声具有重要作用^[1]。吊运是百米重轨生产的一个重要环节,吊运过程的平稳性及精确性对于减小钢轨的变形和表面损伤、提高储运及码垛的安全性具有

重要意义^[2]。

目前百米重轨吊运采用的是多个吊点的钢丝绳滚筒吊运方式,存在Z向同步性差和横向摆动大等诸多弊端^[3],为解决该问题,本文提出单电动机通过蜗杆传动带动多个齿轮驱动单根齿条的传动方案,即单驱动多点啮合齿轮齿条传动。该方案提升了齿轮齿条传动的承载能力,提高了其适用范围。但分析表明,

*20221227收到初稿,20230227收到修改稿。国家自然科学基金项目(51374127),辽宁省教育厅科学研究项目(2020LNZD03)资助。

**王宇佳,女,1999年生,辽宁沈阳人,汉族,辽宁科技大学硕士研究生,主要研究方向为智能装备开发及可靠性。

***陈 东(通信作者),男,1972年生,辽宁鞍山人,汉族,辽宁科技大学副教授,硕士研究生导师,博士研究生,主要研究方向为机械结构强度性能分析与优化、机器人技术及其应用。

该方案存在轮齿干涉现象,不能正确啮合。为了使单驱动多点啮合齿轮齿条传动可以用于百米重轨吊运以及其他类似场合,本文研究了单驱动多点啮合齿轮齿条传动的轮齿干涉问题,并提出了相应的解决方案。

1 轮齿干涉量计算

单驱动多点啮合齿轮齿条传动机构如图1所示。在进行虚拟装配过程中,发现齿轮齿条不能正确装配,轮齿之间存在干涉,更换多组参数进行虚拟装配,均发现轮齿干涉现象。轮齿干涉会导致无法装配、轮齿冲击、轮齿折断等严重问题,因此有必要解决轮齿干涉问题^[4-7]。轮齿干涉量计算是解决轮齿干涉问题的前提。

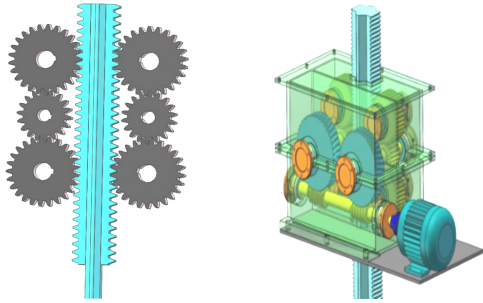


图1 单驱动多点啮合齿轮齿条传动机构

Fig. 1 Single drive multi-point meshing rack and pinion transmission mechanism

1.1 轮齿干涉现象

单驱动多点啮合齿轮齿条传动虚拟装配如图2所示。为计算干涉量,本文基于误差累积原理^[8],在装配时使齿轮1与齿条、齿轮1与齿轮2以及齿轮2与齿轮3均正确啮合,将啮合误差累积到最后一对轮齿,则模型的干涉情况如图2中I处所示。

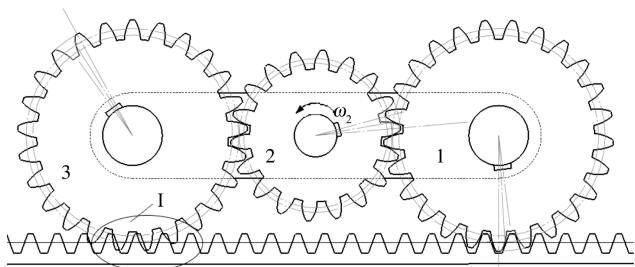


图2 轮齿干涉示意图

Fig. 2 Schematic diagram of gear tooth interference

1.2 干涉量求解

如图2所示,根据误差传递理论,进行干涉量计算模型推导。

1.2.1 0坐标系及1坐标系下1、2齿轮啮合线方程 $\overline{N_{01}N_{02}}$ 求解

如图3所示,建立以齿轮1圆心为原点,以1、2齿

轮连心线为Y轴的平面直角坐标系,将该坐标系记作0(坐标)系,画出齿轮1、齿轮2的基圆内公切线 $\overline{N_{01}N_{02}}$,并求解该方程。

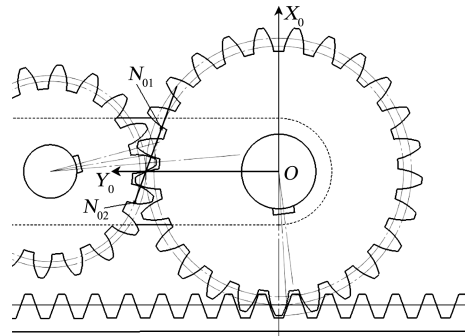


图3 啮合线求解示意图

Fig. 3 Schematic diagram of meshing line solution

设齿轮1圆心坐标为 (a_1, b_1) , 齿轮2圆心坐标为 (a_2, b_2) 。

在0系下,齿轮1基圆方程为

$$(x - a_1)^2 + (y - b_1)^2 = r_{b1}^2 \quad (1)$$

齿轮2基圆方程为

$$(x - a_2)^2 + (y - b_2)^2 = r_{b2}^2 \quad (2)$$

式中, r_{b1} 、 r_{b2} 分别为齿轮1、齿轮2的基圆半径。设两齿轮基圆内公切线方程为

$$y = kx_1 + p_1 \quad (3)$$

齿轮1和齿轮2基圆圆心到公切线 $\overline{N_{01}N_{02}}$ 的距离

分别为 r_{b1} 和 r_{b2} , 且 $\frac{r_{b1}}{r_{b2}} = \frac{z_1}{z_2}$, 联立式(1)~式(3)求得0坐标系下的啮合线方程为

$$y = \sqrt{\frac{(z_1 + z_2)^2}{(z_1 - z_2)^2 \cos^2 \alpha} - 1} x + \frac{mz_1}{2} \quad (4)$$

建立渐开线直角坐标方程时,要求坐标系的Y轴通过渐开线与其基圆交点,因此求解过1、2齿轮啮合点P的渐开线齿廓方程需要建立新的1坐标系。如图4所示,将0系旋转 δ_1 可以得到1坐标系, δ_1 可以通过齿轮1的基圆齿厚对应中心角计算求得。

则1坐标系下1、2齿轮啮合线方程变为

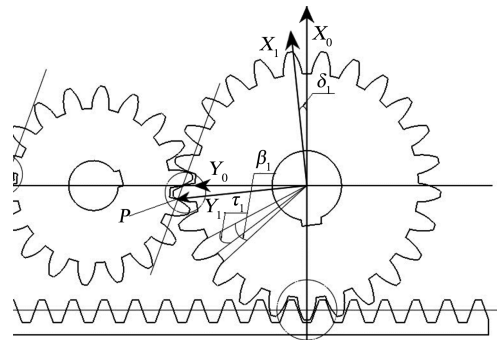


图4 0坐标系到1坐标系坐标变换示意图

Fig. 4 Schematic diagram of coordinate transformation from 0 coordinate system to 1 coordinate system

$$y = \frac{k_1 \cos \delta_1 + \sin \delta_1}{\cos \delta_1 - k_1 \sin \delta_1} x + \frac{p_1}{\cos \delta_1 - k_1 \sin \delta_1} \quad (5)$$

1.2.2 1坐标系下啮合点P的坐标求解

齿轮1轮齿的渐开线方程为

$$x_K = r_{b1} \sin u_K - r_{b1} u_K \cos u_K \quad (6)$$

$$y_K = r_{b1} \cos u_K + r_{b1} u_K \sin u_K \quad (7)$$

式中, α_K 为渐开线K点的压力角; θ_K 为渐开线K点的展角, $u_K = \alpha_K + \theta_K$ 。

联立式(5)~式(7), 运用插值法编程求解得到1坐标系下齿轮1、2啮合点P的位置坐标 (x_{k1}, y_{k1}) 。

1.2.3 2坐标系下啮合点P的坐标求解

以齿轮2圆心为坐标原点, 竖直向下为X轴, 水平向右为Y轴, 建立如图5所示平面直角坐标系为2坐标系。

将1坐标系下齿轮1、2啮合点P的位置坐标转换到0坐标系下为 (x_{k0}, y_{k0}) 。

将0坐标系下齿轮1、2啮合点P的位置坐标转换到2坐标系下为 (x_{k2}, y_{k2}) , 即

$$(y_{k1} \sin \delta_1 - x_{k1} \cos \delta_1, \frac{m(z_1 + z_2)}{2} - y_{k1} \cos \delta_1 - x_{k1} \sin \delta_1)$$

1.2.4 建立3坐标系

将2坐标系顺时针方向旋转 δ_2 得到如图5所示3坐标系, 3坐标系Y轴通过2齿轮上过P点的渐开线与基圆的交点。

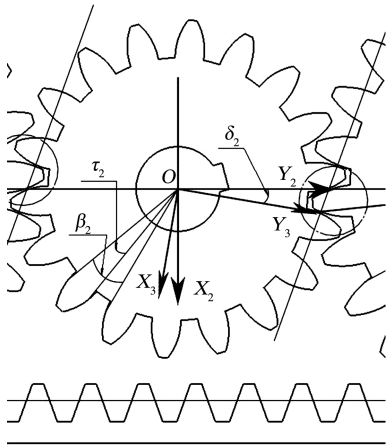


图5 齿轮2坐标系及相关参数

Fig. 5 Gear 2 coordinate system and relation parameters

3坐标系下P点位置坐标为

$$(x_{k2} \cos \delta_2 - y_{k2} \sin \delta_2, y_{k2} \cos \delta_2 + x_{k2} \sin \delta_2)$$

3坐标系下齿轮1、2啮合线方程由0坐标系变换为

$$(k \cos \delta_2 - \sin \delta_2)x - (\cos \delta_2 + k \sin \delta_2)y + \frac{mz_2}{2} = 0 \quad (8)$$

将3坐标系下的齿轮1、2啮合点P点位置坐标代入式(8), 利用Matlab中的fsolve函数求解式(8), 得到 δ_2 的值。

1.2.5 啮合点Q的坐标求解

以齿轮2圆心为坐标原点, 以过齿轮2和齿轮3啮合点位置所在直线为Y轴, 垂直于此方向为X轴, 建立4坐标系(图6)。以齿轮2圆心为坐标原点, 以水平向右为X轴, 竖直向上为Y轴, 建立5坐标系(图6)。4坐标系、5坐标系之间夹角也为 δ_2 。以齿轮3的圆心为坐标原点, 竖直向下为X轴, 水平向右为Y轴, 建立平面直角坐标系为6坐标系(图6)。以齿轮3的圆心为坐标原点, 齿轮2、3啮合点Q与齿轮3的基圆所在的渐开线交点连成的直线为Y轴, 垂直于该方向为X轴建立7坐标系(图6), 7坐标系由6坐标系逆时针方向旋转 δ_3 所得。

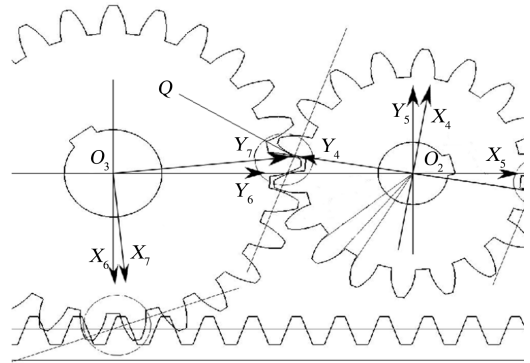


图6 直角坐标系4~7

Fig. 6 Cartesian coordinate system 4~7

Q位置坐标求解方法同上, 求得7坐标系下齿轮2、3啮合点Q位置坐标为

$$(x_6 \cos \delta_3 + y_6 \sin \delta_3, y_6 \cos \delta_3 - x_6 \sin \delta_3)$$

将7坐标系下的齿轮2、3啮合点Q点位置坐标代入7坐标系下齿轮2、3啮合线方程, 利用Matlab中的fsolve函数求解方程得到 δ_3 的值。

1.2.6 7坐标系、8坐标系下齿条分度线方程求解

以齿轮3圆心为坐标原点, 以过齿轮3和齿条啮合点所在渐开线与齿轮3基圆交点直线所在方向为X轴方向, 以垂直于此方向所在直线为Y轴, 建立8坐标系(图7), 8坐标系是7坐标系绕坐标原点顺时针方向旋转 ρ 所得, ρ 由通过两坐标系之间所夹轮齿数量并计算得到。

6坐标系、7坐标系及齿条分度线位置关系如图8所示。

齿轮3齿厚 τ_3 及齿距 β_3 与齿轮1各项参数均相同, 则齿条分度线在6坐标系下的方程为

$$x = \frac{mz_3}{2} \quad (9)$$

齿条分度线方程的直线斜率为

$$k = \tan(\pi/2 - \delta_3) \quad (10)$$

7坐标系下B点坐标为 (x_B, y_B) , 将B点坐标以及直

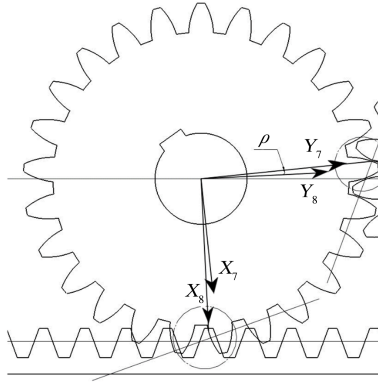


图7 直角坐标系8

Fig. 7 Cartesian coordinate system 8

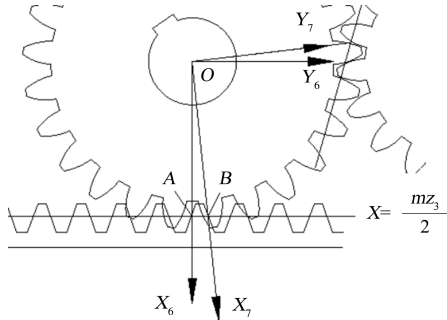


图8 6坐标系、7坐标系及齿条分度线关系

Fig. 8 Relation between 6 coordinate system, 7 coordinate system and rack indexing line

线斜率代入齿条分度线的直线方程得

$$0 = \tan(\pi/2 - \delta_3)x_B + b \quad (11)$$

联系实际情况得到7坐标系下齿条分度线方程为

$$y = kx + b \quad (12)$$

再将齿条分度线由7坐标系转换到8坐标系得

$$y \cos \rho + x \sin \rho = \tan(\frac{\pi}{2} - \delta_3)(x \cos \rho - y \sin \rho) + b \quad (13)$$

1.2.7 干涉量的计算表达式

求解6坐标系下齿条与齿轮3配合时参与啮合的啮合点位置齿廓方程,将其变换到7坐标系,再变换到8坐标系。

8坐标系下,将齿条与齿轮3啮合线方程与齿条齿廓的方程联立,求得其交点N;将齿轮3渐开线方程与齿条与齿轮3啮合线方程联立,求得其交点M。将M、N两点坐标通过坐标系旋转变换从8坐标系转化到7坐标系再到6坐标系。最终得到6坐标系下M、N两点坐标,分别为

$$\begin{aligned} & [(x_8 \cos \delta_4 + y_8 \sin \delta_4) \cos \delta_3 - (y_8 \cos \delta_4 - x_8 \sin \delta_4) \sin \delta_3, \\ & (y_8 \cos \delta_4 - x_8 \sin \delta_4) \cos \delta_3 + (x_8 \cos \delta_4 + y_8 \sin \delta_4) \sin \delta_3] \\ & [(x_{83T} \cos \lambda \delta_4 + y_{83T} \sin \delta_4) \cos \delta_3 + (y_{83T} \cos \delta_4 - \\ & x_{83T} \sin \delta_4) \sin \delta_3, (y_{83T} \cos \delta_4 - x_{83T} \sin \delta_4) \cos \delta_3 - \\ & (x_{83T} \cos \delta_4 + y_{83T} \sin \delta_4) \sin \delta_3] \end{aligned}$$

如图9所示,6坐标系下M、N两点距离的余弦值即为所求轮齿干涉量,具体表达式为

$$\Delta = \sqrt{(x_M - x_N)^2 + (y_M - y_N)^2} \cos \gamma \quad (14)$$

至此,即为完整的一套多点啮合齿轮齿条干涉量求解流程。

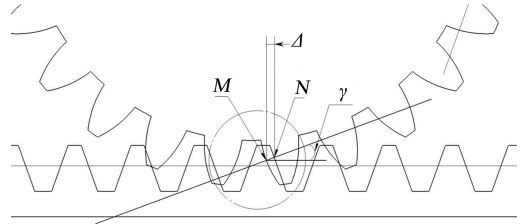


图9 齿轮3与齿条啮合干涉量

Fig. 9 Interference amount of gear 3 and rack meshing

1.3 轮齿干涉量算例

利用前述轮齿干涉量求解流程,根据百米重轨提升机构中的齿轮齿条传动机构中齿轮齿条实际参数进行相应的干涉量求解,齿轮相关参数为 $z_1 = z_3 = 25, z_2 = 18, m = 10, \alpha = 20^\circ$,齿条的参数根据齿轮的参数来进行确定。

经过计算得到本文多点啮合齿轮齿条传动轮齿干涉量 Δ 具体值为

$$\Delta = \sqrt{(x_M - x_N)^2 + (y_M - y_N)^2} \cos \gamma = 3.59 \text{ mm}$$

可以看出,轮齿干涉量较大,该齿轮齿条传动无法正常工作。

2 解决轮齿干涉问题的变位系数法

在齿轮传动中,轮齿变位可改变中心距^[9],如图10所示,通过合理分配齿轮1、2、3的变位系数可将1、3中心距调整为 $L' = L - \Delta (L = 2a)$,从而解决轮齿干涉问题(即变位系数法)。

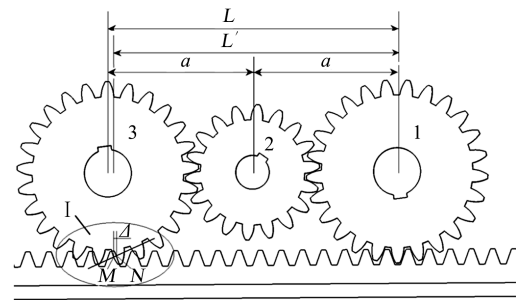


图10 中心距与轮齿干涉量的关系

Fig. 10 Relation between center distance and gear tooth interference amount

由已知条件,为避免干涉,变位后齿轮的实际中心距 a' 为

$$a' = a - \Delta/2 = 213.205 \text{ mm} \quad (15)$$

式中, $a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = 215 \text{ mm}$ 。

根据实际中心距 a' 求得齿轮传动实际啮合角 α'

$$\alpha' = \arccos(a \div a' \times \cos \alpha) = 18.6295^\circ \quad (16)$$

本文在进行变位系数的选取及分配过程中,参考变位系数选择线图法^{[10]993-996}进行变位系数的选取及分配。

由文献[10]⁹⁹³⁻⁹⁹⁶查得总变位系数 $x_{\Sigma} = -0.1926$ 。齿数比为

$$u = z_2/z_1 = 25/18 = 1.3889 \quad (17)$$

由文献[10]⁹⁹³⁻⁹⁹⁶查得齿轮 1 的变位系数为 $x_1 = 0.03$, 则齿轮 2 变位系数为

$$x_2 = x_{\Sigma} - x_1 = -0.1926 - 0.03 = -0.2226 \quad (18)$$

经过计算得到小齿轮无根切时最小变位系数 $x_{\min}^1 = -0.0528$, 大齿轮 $x_{\min}^2 = -0.4622$ 。分配给大、小齿轮的变位系数均大于各自齿轮所允许的最小变位系数, 满足轮齿不发生根切的要求。

经过计算推导结合查表, 完成变位系数分配方案确定, 小齿轮为正变位, 变位系数 $x_1 = 0.03$; 大齿轮为负变位, 变位系数 $x_2 = -0.2226$ 。

3 变位传动模型轮齿受力分析

3.1 变位齿轮齿条传动模型建立

变位齿轮所采用的具体模型数据见表 1。

表 1 变位齿轮参数

Tab. 1 Parameters of modified gear

参数 Parameters	数值 Value	参数 Parameters	数值 Value
弹性模量 Elastic modulus/GPa	211	齿宽 Tooth width/mm	40
泊松比 Poisson's ratio	0.3	压力角 Pressure angle/(°)	20
模数 Modulus/mm	10	小齿轮变位系数 Pinion modification coefficient	0.030 0
小齿轮齿数 Number of pinion teeth z_1	18	大齿轮变位系数 Wheel modification coefficient	-0.222 6
大齿轮齿数 Number of wheel teeth z_2	25	啮合方式 Meshing mode	外啮合 External meshing

利用二维绘图软件 AutoCAD 结合三维建模软件 SolidWorks, 进行变位齿轮齿条模型装配。通过 SolidWorks 干涉冲突检查, 并计算模型轮齿具体干涉量, 进行轮齿变位系数分配, 重建变位齿轮, 得到正确配合、不存在干涉现象的齿轮齿条传动模型装配图, 如图 11 所示。

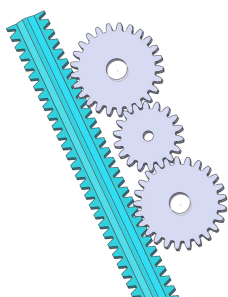


图 11 变位三维模型装配

Fig. 11 Modification 3D model assembly

3.2 仿真实验

针对齿轮与齿轮啮合以及齿轮与齿条啮合, 对起升机构相关啮合位置进行齿面应力有限元仿真分析, 选用显示动力学分析模块来进行实验仿真模拟。旨在研究轮齿变位系数对变位齿轮齿根弯曲应力的影响, 控制齿轮的其他参数不变, 只改变齿轮的变位系数。

进行如下变位齿轮有限元仿真操作^[11]: 导入通过 SolidWorks 建立的变位齿轮齿条传动装配体, 选择齿轮材料为 40Cr, 齿条材料及属性与齿轮保持一致; 创建动力显示分析步, 选择位移、应力、应变、力和接触以生成场输出, 选择整个变位模型作为作用域, 在“现场输出请求”中, 将“频率”设置为偶数间隔, 间隔值为 20; 在齿轮与齿轮以及齿轮与齿条相互啮合时采用“面-面”接触类型; 采用类型为 C3D8I 的六面体网格对模型进行划分, 将两个大齿轮划分为 17 320 个单元格, 小齿轮划分为 13 340 个, 齿条为 7 040 个, 网格划分结果如图 12 所示; 最后创建边界条件。

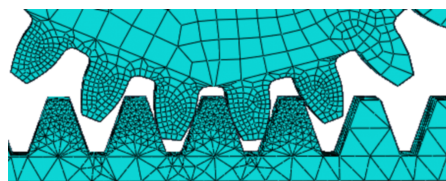


图 12 大齿轮与齿条啮合处网格划分

Fig. 12 Mesh division of the wheel and the rack

3.3 仿真结果分析

完成模型仿真实验的边界条件设置之后, 对相关参数进行设置。提交设置好的作业, 系统进行分析计算并输出实验数据。图 13 展示了部分计算结果。

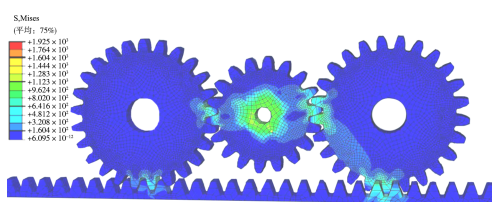


图 13 计算结果云图

Fig. 13 Nephogram of calculation results

通过仿真实验可以看到, 在齿轮齿条传动负载过程中, 通过采取总变位系数为 -0.1926 的齿轮变位之后, 模型可以正确装配, 齿轮及齿条轮齿可以正常啮合, 各轮齿啮合处的最大齿面接触应力值为 802 MPa, 小于所选材料的齿轮齿面许用应力 $[\sigma_H] = 928.125$ MPa, 满足工程实际许用要求。综上所述, 变位系数分配合理有效, 能够有效解决多点啮合齿轮齿条传动轮齿干涉问题。

4 样机制作

基于变位系数法, 详细设计了单驱动多点啮合齿

轮齿条传动起升机构的结构,加工制造了如图 14 所示的样机。

对样机进行了运行试验,结果显示单驱动多点啮合齿轮齿条传动机构样机运转灵活、轮齿受力均匀,发热量低,进一步验证了变位系数法可有效解决单驱动多点啮合齿轮齿条传动机构的干涉问题。



图 14 变位齿轮齿条传动机构

Fig. 14 Modified gear and rack transmission mechanism

5 结论

本文研究了“单驱动多点啮合齿轮齿条传动”中存在的轮齿干涉问题,提出“变位系数法”的解决方案,并进行了试验验证。结合本课题的研究,得出以下主要结论:

1)“单驱动多点啮合齿轮齿条传动”存在轮齿干涉问题;基于误差传递理论,将轮齿干涉量累积到最末端的齿轮齿条啮合位置处,可以得到总干涉量的计算模型。

2)基于轮齿变位可以调整中心距的特性,提出了解决该模式下轮齿干涉问题的变位系数法,并确定了变位系数的选取原则。

3)虚拟装配和轮齿仿真分析表明,变位系数法可有效解决轮齿干涉问题,并显著提升该齿轮齿条传动机构的承载能力。改进后的样机运转良好。

4)本文的干涉量计算过程比较复杂,难以直接推广应用,需要借助计算机程序解决运算烦琐问题;本文的传动机构与行星轮系同属封闭传动系统,行星齿轮传动的设计方法已经非常成熟且便于应用,未来可借鉴行星轮系的设计方法进行改进。

参考文献(References)

- [1] 张 辰. 高速铁路的发展概况及发展趋势[J]. 中国高新技术企业, 2010(13): 189-190.
ZHANG Chen. Overview and development trend of high-speed railway [J]. China Hi-Tech Enterprises, 2010 (13): 189-190 (In Chinese).
- [2] 张少辉,赵志刚,丁旺才,等. 轮式移动多机协调吊运系统倾覆稳定性仿真与分析[J]. 机械强度, 2021, 43(5): 1239-1244.
ZHANG ShaoHui, ZHAO ZhiGang, DING WangCai, et al. Simulation and analysis of tipover stability of wheeled mobile multi-robot coordinated towing system [J]. Journal of Mechanical Strength, 2021, 43(5): 1239-1244 (In Chinese).
- [3] 白云松,穆塔里夫·阿赫迈德,白浩宇,等. 抽油机齿轮点蚀缺陷应力及疲劳寿命分析[J]. 机械强度, 2022, 44(3): 713-718.
BAI YunSong, MUTEELLIP Ahmat, BAI HaoYu, et al. Stress and fatigue life of pitting defects on pumping unit gear [J]. Journal of Mechanical Strength, 2022, 44(3): 713-718 (In Chinese).
- [4] 田国平,曹宗石. 新型的长钢轨吊运装置[J]. 铁道建筑, 1993 (9): 19-22.
TIAN GuoPing, CAO ZongShi. New long rail lifting device [J]. Rail Architecture, 1993 (9): 19-22 (In Chinese).
- [5] 李更更,李聚波,陈美丽,等. 数控端铣弧齿锥齿轮的刀背与轮齿干涉避免方法[J]. 中国机械工程, 2016, 27(14): 1866-1869.
LI GengGeng, LI JuBo, CHEN MeiLi, et al. Interference-avoiding methods between cutters back of disc cutter with concave end and CNC machined spiral bevel gear teeth [J]. China Mechanical Engineering, 2016, 27(14): 1866-1869 (In Chinese).
- [6] 毛华永,王大鹏,逢学艳,等. 内啮合渐开线齿轮泵流量计算及轮齿干涉分析[J]. 机械传动, 2011, 35(4): 29-32.
MAO HuaYong, WANG DaPeng, PANG XueYan, et al. Flow calculation of internal involute gear pump and analysis of tooth interference [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2011, 35(4): 29-32 (In Chinese).
- [7] 袁 冰,常 山,刘 更,等. 考虑齿距累积误差的人字齿轮系统动态特性分析[J]. 振动与冲击, 2020, 39(3): 120-126.
YUAN Bing, CHANG Shan, LIU Geng, et al. Dynamic characteristics of a double helical gear system considering accumulation pitch error [J]. Journal of Vibration and Shock, 2020, 39(3): 120-126 (In Chinese).
- [8] 周镇宇,唐进元,丁 撼. 变位非正交面齿轮副小轮齿向修形轮齿接触分析[J]. 中国机械工程, 2016, 27(15): 2003-2009.
ZHOU ZhenYu, TANG JinYuan, DING Han. Tooth contact analysis of profile-shifted non-orthogonal face gear drive with longitudinal modified pinion [J]. China Mechanical Engineering, 2016, 27(15): 2003-2009 (In Chinese).
- [9] 王知行. 关于渐开线变位齿轮设计与应用中的几个问题的讨论[J]. 机械传动, 1998, 22(2): 43-45.
WANG ZhiXing. Discussion of several issues in the design and application of involute variable gears [J]. Journal of Mechanical Transmission, 1998, 22(2): 43-45 (In Chinese).
- [10] 侯祥颖,方宗德,蔡香伟,等. 基于ABAQUS齿轮接触分析的前后处理[J]. 机械科学与技术, 2015(7): 993-996.
HOU XiangYing, FANG ZongDe, CAI XiangWei, et al. Pretreatment and post treatment of tooth contact analysis based on ABAQUS [J]. Mechanical Science and Technology, 2015 (7): 993-996 (In Chinese).
- [11] 潘守国,郝 龙. 非均匀行星齿轮传动的设计与探讨[J]. 煤矿机电, 2014(2): 79-81.
PAN ShouGuo, HAO Long. Design and discussion of non-uniform planetary gear transmission [J]. Colliery Mechanical & Electrical Technology, 2014 (2): 79-81 (In Chinese).