

计及箱体柔性的多级变速箱传动系统动态特性分析

赵勇¹ 于颖² 张媛媛³ 杨嘉骏¹ 秦利军⁴

(1. 长安大学 道路施工技术与装备教育部重点实验室, 西安 710064)

(2. 北京航天试验技术研究所, 北京 100074)

(3. 山推工程机械股份有限公司, 济宁 272073)

(4. 平凉职业技术学院, 平凉 744000)

摘要:【目的】为了准确计算装载机多级齿轮变速器的动态特性及箱体结构柔性对动态响应的影响, 提出一种计及箱体柔性的动态响应的高效数值计算方法。【方法】首先, 综合考虑齿轮传动系统的刚度、误差激励, 采用集中质量法建立了多级齿轮传动系统弯-扭耦合多自由度动力学模型; 其次, 借助有限元软件和Romax软件, 建立箱体有限元模型; 最后, 基于子结构法构建箱体-传动系统耦合动力学方程, 该方程在传动系统动力学方程的基础上增加了箱体缩聚点的新自由度, 可通过龙格-库塔法求解动态啮合力及轴承支反力。【结果】结果表明, 箱体柔性对传动系统的影响与齿轮副位置及工况均有关; 低速、轻载下, 箱体柔性对传动系统中动态啮合力的影响较小; 由于轴承和箱体直接接触, 箱体对传动系统的影响从轴承处到齿轮副处逐渐减小, 所以, 箱体柔性对轴承支反力的影响大于对齿轮啮合力的影响。因此, 为准确预测高速、重载复杂变速箱的振动噪声, 箱体的柔性不可忽略。

关键词: 变速箱; 箱体柔性; 齿轮系统动力学; 动态响应; 齿轮啮合力**中图分类号:** TH212 **DOI:** 10.16578/j.issn.1004.2539.2026.03.010

0 引言

装载机被广泛应用于工程及土木建设中。变速箱是其传动系统的关键部分, 具有传动效率高、可靠性强等优点。但变速箱齿轮传动系统结构复杂, 工作时激励源众多, 振动机制复杂^[1-5], 运行过程中易产生振动噪声。准确地预测传动系统的振动响应, 是变速箱振动噪声分析的关键。在实际工作过程中, 齿轮箱箱体对传动系统有支撑作用, 箱体的柔性会对传动系统的动态响应产生一定的影响^[6-8]。国内外学者对考虑箱体柔性的传动系统动力学进行了深入研究。陈宇等^[9]构建了包含齿轮啮合非线性的机电液耦合动力学模型, 发现齿轮啮合会提高振动频率, 并降低随动系统的性能。金忠文^[10]建立了人字齿行星齿轮传动系统的弯-扭-轴耦合动力学模型, 分析结果表明, 系统在啮合频率较低时载荷分布最佳; 随着频率的增大, 动态啮合力增大, 会出现多种分岔现象。马晓婧等^[11]构建了渐开线内啮合直齿轮动态啮合力计算模型, 分析发现, 啮合频率增大会使轮

齿出现冲击振动及脱啮现象, 为齿轮结构优化设计提供了参考。莫帅等^[12]建立了齿廓修形后的齿面方程和齿面修形后的动力学方程, 分析结果表明, 随着修形量的增大, 行星齿轮的动态啮合力、动态传动误差和动载系数都有不同程度的减小, 且减小到最低值后又开始增大。胡玉飞等^[13]建立了高速动车齿轮箱传动系统的刚-柔耦合仿真模型, 发现箱体的振动特性受主动小齿轮端的振动和从动大齿轮处轴承的滚动振动的影响较大, 受大齿轮端的振动的影响较小。周丽杰等^[14]建立了主减齿轮系统的全耦合动力学模型, 研究结果表明, 合理选择重合度组合可有效减少振动的发生。XIAO等^[15]建立了12自由度齿轮-轴-轴承-壳体系统模型, 研究分析了单频正弦力、法向和断齿动态啮合力激励下的动态响应。LI等^[16]建立了2级斜齿轮动态传动系统的9自由度模型, 通过分析动态响应, 揭示了轴承间隙对齿轮系统的影响。GONG等^[17]将广义有限元法和子结构法相结合, 建立了多变速箱系统中各变速箱的动力学模型, 在相同工况下, 得到了单齿轮箱和多齿轮箱系统的动态响应。

收稿日期: 2024-11-04

基金项目: 山东省土方机械智慧施工技术重点实验室项目(PKL2024F13); 山东省工程机械智能装备创新创业共同体重点项目(GTT20240102); 陕西省自然科学基金基础研究计划项目(2025JC-YBMS-619); 教育部产学研合作协同育人项目(250402436070212); 教育部供需对接就业项目(2025010626246)

作者简介: 赵勇, 男, 1976年生, 陕西西安人, 博士, 副教授; 主要研究方向为工程机械传动仿真技术; 87020250@qq.com。

秦利军(通信作者), 男, 1995年生, 甘肃平凉人, 硕士研究生, 讲师; 主要研究方向为机电一体化; lj Qin2846@foxmail.com。

引用格式: 赵勇, 于颖, 张媛媛, 等. 计及箱体柔性的多级变速箱传动系统动态特性分析[J]. 机械传动, 2026, 50(3): 80-88.

ZHAO Yong, YU Ying, ZHANG Yuanyuan, et al. Dynamic characteristic analysis of multi-stage gearbox transmission system considering gearbox flexibility[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2026, 50(3): 80-88.



免费获取

上述文献主要针对单级传动系统进行研究; 而对于复杂的多级传动系统, 由于其动力学计算复杂, 因此很少考虑箱体的柔性。为此, 本文将集中参数法和子结构法相结合, 建立考虑箱体柔性的多级传动系统的动力学模型, 该模型可极大地提高计算效率, 同时可更加准确地计算传动系统的动态响应。

1 变速箱动力学模型的建立

1.1 传动系统动力学模型的建立

本文所研究的传动系统的传动原理如图1所示。其中, 液力变矩器具有无级变速及缓冲的作用; 超越离合器具有平稳换挡的作用; 行星传动系统由双排行星轮及输出齿轮副组成, 通过改变双排行星轮的状态, 可实现变速箱的换挡。变速箱的工作挡位分为前进1挡、前进2挡、倒退挡。其中, 前进1挡是变速箱工作的常用挡位, 且具有代表性。因此, 本文主要对前进1挡进行研究, 其传动路线如图1中蓝色部分所示, 主要由3级齿轮副串联组成, 分别为输入平行轴齿轮、行星轮系、输出平行轴齿轮。 Z_1 、 Z_2 构成输入平行轴齿轮副(由超越离合器简化得到); $Z_{pi}(i=1, 2, 3, 4)$ 、 Z_s 、 Z_c 、 Z_r 分别为行星轮、太阳轮、行星架、内齿圈; Z_3 、 Z_4 构成输出平行轴齿轮副; 整个系统的输入端为齿轮 Z_1 , 输出端为齿轮 Z_4 。对传动系统进行简化, 使变速箱中的液力变矩器为稳定工作状态。其中, 超越离合器为断开状态。

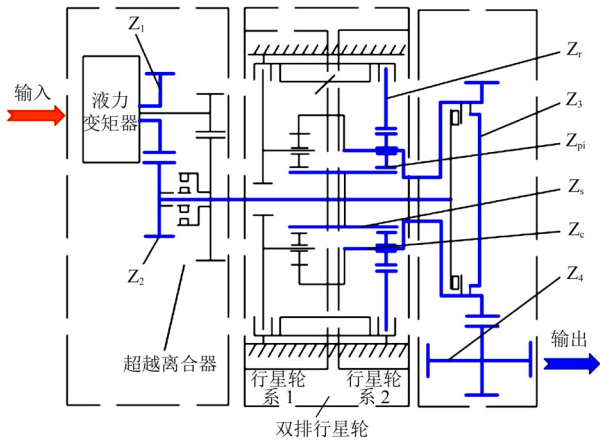


图1 轻载装载机变速箱传动系统结构

Fig. 1 Transmission system structure of the gearbox of the light-duty loader

在建立传动系统动力学模型时, 需要考虑各级齿轮副内的齿轮的激励和轴承的支撑, 建立齿轮副的弯曲-扭转耦合动力学模型。同时, 需要考虑各级齿轮副之间的轴扭转, 并建立纯扭转动力学模型, 来完成级间的连接。齿轮传动系统中的第1级和第3级为平行轴齿轮副。综合考虑平行轴齿轮的激励及轴承的支撑, 建立的平行轴齿轮副动力学模型如图2所示。图

2中, T_1 为输入转矩; k_{12} 为输入齿轮副的时变啮合刚度; γ_{12} 为输入齿轮副的啮合阻尼; e_{12} 为输入齿轮副的静传递误差; k_{hx} 、 $k_{hy}(h=1, 2, 3, 4)$ 分别为齿轮 Z_h 的轴承支承刚度在 x 、 y 方向上的分量; γ_{hx} 、 γ_{hy} 分别为支撑齿轮 Z_h 的轴承支承阻尼在 x 、 y 方向上的分量; O_h 为齿轮 Z_h 的中心; $O_h x_h y_h$ 为齿轮 Z_h 的动态坐标系。

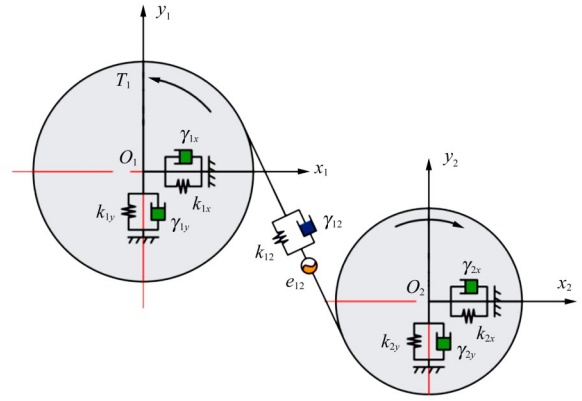


图2 平行轴齿轮副动力学模型

Fig. 2 Dynamic model of the parallel shaft gear pair

输入、输出平行轴齿轮副沿啮合线方向的相对位移 x_{12} 、 x_{34} 分别为

$$x_{12} = (x_2 - x_1) \cos \alpha_{12} + (y_2 - y_1) \sin \alpha_{12} + \theta_1 R_{b1} - \theta_2 R_{b2} - e_{12}(t) \quad (1)$$

$$x_{34} = (x_4 - x_3) \cos \alpha_{34} + (y_4 - y_3) \sin \alpha_{34} + \theta_3 R_{b3} - \theta_4 R_{b4} - e_{34}(t) \quad (2)$$

式中, x_h 为齿轮 Z_h 沿 x 方向的位移; y_h 为齿轮 Z_h 沿 y 方向的位移; α_{12} 、 α_{34} 分别为输入、输出齿轮副的压力角; e_{34} 为输出齿轮副的静传递误差; R_{bh} 为齿轮 Z_h 的基圆半径; θ_h 为齿轮 Z_h 的扭转角; t 为时间。

根据牛顿第二定律, 输入、输出齿轮的振动微分方程分别为

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + \gamma_{1x} \dot{x}_1 + k_{1x} x_1 - (\gamma_{12} \dot{x}_{12} + k_{12} x_{12}) \cos \alpha_{12} = 0 \\ m_1 \ddot{y}_1 + \gamma_{1y} \dot{y}_1 + k_{1y} y_1 - (\gamma_{12} \dot{x}_{12} + k_{12} x_{12}) \sin \alpha_{12} = 0 \\ I_1 \ddot{\theta}_1 + R_{b1} (\gamma_{12} \dot{x}_{12} + k_{12} x_{12}) = T_1 \\ m_2 \ddot{x}_2 + \gamma_{2x} \dot{x}_2 + k_{2x} x_2 + (\gamma_{12} \dot{x}_{12} + k_{12} x_{12}) \cos \alpha_{12} = 0 \\ m_2 \ddot{y}_2 + \gamma_{2y} \dot{y}_2 + k_{2y} y_2 + (\gamma_{12} \dot{x}_{12} + k_{12} x_{12}) \sin \alpha_{12} = 0 \\ I_2 \ddot{\theta}_2 + \gamma_{\theta 1} (\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_s) + k_{\theta 1} (\theta_2 - \theta_s) - R_{b2} (\gamma_{12} \dot{x}_{12} + k_{12} x_{12}) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} m_3 \ddot{x}_3 + \gamma_{3x} \dot{x}_3 + k_{3x} x_3 - (\gamma_{34} \dot{x}_{34} + k_{34} x_{34}) \cos \alpha_{34} = 0 \\ m_3 \ddot{y}_3 + \gamma_{3y} \dot{y}_3 + k_{3y} y_3 - (\gamma_{34} \dot{x}_{34} + k_{34} x_{34}) \sin \alpha_{34} = 0 \\ I_3 \ddot{\theta}_3 + R_{b3} (\gamma_{34} \dot{x}_{34} + k_{34} x_{34}) + \gamma_{\theta 2} (\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_c) + k_{\theta 2} (\theta_3 - \theta_c) = 0 \\ m_4 \ddot{x}_4 + \gamma_{4x} \dot{x}_4 + k_{4x} x_4 + (\gamma_{34} \dot{x}_{34} + k_{34} x_{34}) \cos \alpha_{34} = 0 \\ m_4 \ddot{y}_4 + \gamma_{4y} \dot{y}_4 + k_{4y} y_4 + (\gamma_{34} \dot{x}_{34} + k_{34} x_{34}) \sin \alpha_{34} = 0 \\ I_4 \ddot{\theta}_4 - R_{b4} (\gamma_{34} \dot{x}_{34} + k_{34} x_{34}) = -T_{out} \end{cases} \quad (4)$$

式中, m_h 为齿轮 Z_h 的等效质量; I_h 为齿轮 Z_h 的转动惯量; θ_s 为太阳轮的扭转角; θ_c 为行星架输出轴的扭转角; T_{out} 为负载; k_{34} 为输出齿轮副的时变啮合刚度; γ_{34} 为输出齿轮副的啮合阻尼; k_{01} 、 γ_{01} 分别为连接齿轮 Z_2 和太阳轮的轴(输入轴)的扭转刚度、扭转阻尼; k_{02} 、 γ_{02} 分别为连接行星架和齿轮 Z_3 的轴(输出轴)的扭转刚度、扭转阻尼。

第2级行星轮系中有4个行星轮。其中, 太阳轮为输入端, 内齿圈固定, 行星架为输出端。建立该行星轮系的动力学模型, 如图3所示。图3中, k_{jx} 、 k_{jy} 分别为支撑齿轮 Z_j 的轴承支承刚度在 x 、 y 方向上的分量; γ_{jx} 、 γ_{jy} 分别为支撑齿轮 Z_j 的轴承支承阻尼在 x 、 y 方向上的分量, 其中, $j = s, pi, c, r$, 分别代表太阳轮、行星轮 Z_{pi} 、行星架、内齿圈, “ pi ” 中的 “ i ” 代表第 i 个行星轮; k_{spi} 为行星轮 Z_{pi} 和太阳轮之间的时变啮合刚度; k_{rpi} 为行星轮 Z_{pi} 和内齿圈之间的时变啮合刚度; γ_{spi} 为行星轮 Z_{pi} 和太阳轮之间的啮合阻尼; γ_{rpi} 为行星轮 Z_{pi} 和内齿圈之间的啮合阻尼; e_{spi} 为行星轮 Z_{pi} 和太阳轮之间的静传递误差; e_{rpi} 为行星轮 Z_{pi} 和内齿圈之间的静传递误差; $Ox_c y_c$ 为行星架的坐标系; $Ox_s y_s$ 为太阳轮的坐标系; $O_{pi} x_{pi} y_{pi}$ 为行星轮 Z_{pi} 的坐标系; x_c 、 y_c 分别为行星架在 x 、 y 方向上的位移; x_s 、 y_s 分别为太阳轮在 x 、 y 方向上的位移; x_{pi} 、 y_{pi} 分别为行星轮 Z_{pi} 在 x 、 y 方向上的位移。

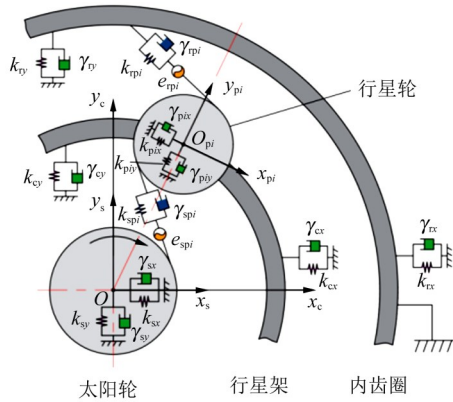


图3 行星轮系动力学模型

Fig. 3 Dynamic model of the planetary gear train

行星轮 Z_{pi} 和太阳轮沿啮合线方向的相对位移 x_{spi} 、行星轮 Z_{pi} 和内齿圈沿啮合线方向的相对位移 x_{rpi} 分别为

$$x_{spi} = x_s \sin(\varphi_{pi} - \alpha_{spi}) - y_s \cos(\varphi_{pi} - \alpha_{spi}) - R_{bs} \theta_s + x_{pi} \sin \alpha_{spi} - y_{pi} \cos \alpha_{spi} - R_{bpi} \theta_{pi} - e_{spi}(t) \quad (5)$$

$$x_{rpi} = x_r \sin(\varphi_{pi} + \alpha_{rpi}) - y_r \cos(\varphi_{pi} + \alpha_{rpi}) - R_{br} \theta_r - x_{pi} \sin \alpha_{rpi} + y_{pi} \cos \alpha_{rpi} + R_{bpi} \theta_{pi} - e_{rpi}(t) \quad (6)$$

式中, x_j 为齿轮 Z_j 沿 x 方向的位移($j = s, pi, r$); y_j 为

齿轮 Z_j 沿 y 方向的位移; φ_{pi} 为行星轮 Z_{pi} 的位置角; α_{spi} 为行星轮 Z_{pi} 和太阳轮之间的啮合角; α_{rpi} 为行星轮 Z_{pi} 和内齿圈之间的啮合角; $e_{spi}(t)$ 为行星轮 Z_{pi} 和太阳轮之间的静传递误差; $e_{rpi}(t)$ 为行星轮 Z_{pi} 和内齿圈之间的静传递误差; θ_r 为内齿圈的扭转角; R_{bs} 、 R_{br} 分别为太阳轮、内齿圈的基圆半径。

基于牛顿第二定律, 行星轮系中太阳轮、内齿圈以及行星轮 Z_{pi} 的振动微分方程分别为

$$\begin{cases} m_s \ddot{x}_s + k_{sx} x_s + \gamma_{sx} \dot{x}_s + \sum_{i=1}^4 (\gamma_{spi} \dot{x}_{spi} + k_{spi} x_{spi}) \sin(\varphi_{pi} - \alpha_{spi}) = 0 \\ m_s \ddot{y}_s + k_{sy} y_s + \gamma_{sy} \dot{y}_s + \sum_{i=1}^4 (\gamma_{spi} \dot{x}_{spi} + k_{spi} x_{spi}) \cos(\varphi_{pi} - \alpha_{spi}) = 0 \\ I_s \ddot{\theta}_s + \gamma_{01} (\dot{\theta}_s - \dot{\theta}_2) + k_{01} (\theta_s - \theta_2) + R_{bs} \sum_{i=1}^4 (\gamma_{spi} \dot{x}_{spi} + k_{spi} x_{spi}) = 0 \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{cases} m_r \ddot{x}_r + k_{rx} x_r + \gamma_{rx} \dot{x}_r - \sum_{i=1}^4 (\gamma_{rpi} \dot{x}_{rpi} + k_{rpi} x_{rpi}) \sin(\varphi_{pi} + \alpha_{rpi}) = 0 \\ m_r \ddot{y}_r + k_{ry} y_r + \gamma_{ry} \dot{y}_r - \sum_{i=1}^4 (\gamma_{rpi} \dot{x}_{rpi} + k_{rpi} x_{rpi}) \cos(\varphi_{pi} + \alpha_{rpi}) = 0 \\ I_r \ddot{\theta}_r - \sum_{i=1}^4 R_{br} (\gamma_{rpi} \dot{x}_{rpi} + k_{rpi} x_{rpi}) = 0 \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} m_{pi} \ddot{x}_{pi} + k_{pix} x_{pi} + \gamma_{pix} \dot{x}_{pi} - (\gamma_{spi} \dot{x}_{spi} + k_{spi} x_{spi}) \sin(\varphi_{pi} - \alpha_{spi}) + (\gamma_{rpi} \dot{x}_{rpi} + k_{rpi} x_{rpi}) \sin(\varphi_{pi} + \alpha_{rpi}) = 0 \\ m_{pi} \ddot{y}_{pi} + k_{piy} y_{pi} + \gamma_{piy} \dot{y}_{pi} - (\gamma_{spi} \dot{x}_{spi} + k_{spi} x_{spi}) \cos(\varphi_{pi} - \alpha_{spi}) + (\gamma_{rpi} \dot{x}_{rpi} + k_{rpi} x_{rpi}) \cos(\varphi_{pi} + \alpha_{rpi}) = 0 \\ I_{pi} \ddot{\theta}_{pi} - R_{bpi} (\gamma_{spi} \dot{x}_{spi} + k_{spi} x_{spi}) + R_{bpi} (\gamma_{rpi} \dot{x}_{rpi} + k_{rpi} x_{rpi}) = 0 \end{cases} \quad (9)$$

式中, m_j 、 I_j 分别为行星齿轮系统中齿轮 Z_j 的等效质量、转动惯量; k_{jx} 、 k_{jy} 分别为齿轮 Z_j 的轴承支承刚度在 x 、 y 方向上的分量; γ_{jx} 、 γ_{jy} 分别为齿轮 Z_j 的轴承支承阻尼在 x 、 y 方向上的分量。行星轮安装在行星架上。在传动过程中, 行星架相对于行星轮也存在位移, 即

$$\begin{cases} \delta_{cpix} = x_{pi} - x_c \cos \varphi_{pi} - y_c \sin \varphi_{pi} \\ \delta_{cpiy} = y_{pi} + x_c \sin \varphi_{pi} - y_c \cos \varphi_{pi} - R_{bc} \theta_c \end{cases} \quad (10)$$

式中, δ_{cpix} 、 δ_{cpiy} 分别为行星架相对行星轮 Z_{pi} 沿 x 、 y 方向的位移; R_{bc} 为行星架的基圆半径; x_c 、 y_c 分别为行星架在 x 、 y 方向上的位移; θ_c 为行星架的转角。行星架的振动微分方程为

$$\begin{cases} m_c \ddot{x}_c + k_{cx} x_c + \gamma_{cx} \dot{x}_c - \sum_{i=1}^4 (k_{px} \delta_{cpix} + \gamma_{px} \dot{\delta}_{cpix}) \cos \varphi_{pi} + \sum_{i=1}^4 (k_{py} \delta_{cpiy} + \gamma_{py} \dot{\delta}_{cpiy}) \sin \varphi_{pi} = 0 \\ m_c \ddot{y}_c + k_{cy} y_c + \gamma_{cy} \dot{y}_c - \sum_{i=1}^4 (k_{px} \delta_{cpix} + \gamma_{px} \dot{\delta}_{cpix}) \sin \varphi_{pi} - \sum_{i=1}^4 (k_{py} \delta_{cpiy} + \gamma_{py} \dot{\delta}_{cpiy}) \cos \varphi_{pi} = 0 \\ I_c \ddot{\theta}_c + k_{\theta 2} (\theta_c - \theta_3) + \gamma_{\theta 2} (\dot{\theta}_c - \dot{\theta}_3) - R_{bc} \sum_{i=1}^4 (k_{py} \delta_{cpiy} + \gamma_{py} \dot{\delta}_{cpiy}) = 0 \end{cases} \quad (11)$$

式中, m_c 、 I_c 分别为行星架的等效质量和转动惯量; k_{cx} 、 k_{cy} 分别为行星架的轴承支承刚度在 x 、 y 方向上的分量; γ_{cx} 、 γ_{cy} 分别为行星架的轴承支承阻尼在 x 、 y 方向上的分量; k_{px} 、 k_{py} 分别为行星轮的径向支承刚度在 x 、 y 方向上的分量; c_{px} 、 c_{py} 分别为行星轮的径向支承阻尼在 x 、 y 方向上的分量。

1.2 箱体-传动系统相互耦合的动力学模型的建立

在未耦合箱体的传动系统动力学模型中, 将支撑轴承的位置看作刚性。但是, 箱体具有柔性, 在受到外力时会出现微小位移, 从而影响整个传动系统的振动响应。所以, 在考虑箱体柔性的情况下, 应将箱体的微小位移和传动系统中支撑轴承的位移进行耦合, 得到将传动系统和箱体耦合的动力学模型。图4为传动系统和箱体耦合示意图。

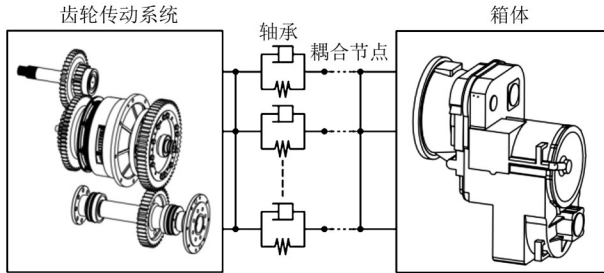


图4 传动系统和箱体耦合示意图

Fig. 4 Schematic diagram of the coupling between the transmission system and the gearbox

在考虑箱体柔性后, 输入、输出齿轮和箱体耦合的动力学微分方程分别为

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + \gamma_{1x} (\dot{x}_1 - \dot{x}_{b1}) + k_{1x} (x_1 - x_{b1}) - (\gamma_{12} \dot{x}_{12} + k_{12} x_{12}) \cos \alpha_{12} = 0 \\ m_1 \ddot{y}_1 + \gamma_{1y} (\dot{y}_1 - \dot{y}_{b1}) + k_{1y} (y_1 - y_{b1}) - (\gamma_{12} \dot{x}_{12} + k_{12} x_{12}) \sin \alpha_{12} = 0 \\ I_1 \ddot{\theta}_1 + R_{b1} (\gamma_{12} \dot{x}_{12} + k_{12} x_{12}) = T_s \\ m_2 \ddot{x}_2 + \gamma_{2x} (\dot{x}_2 - \dot{x}_{b2}) + k_{2x} (x_2 - x_{b2}) + (\gamma_{12} \dot{x}_{12} + k_{12} x_{12}) \cos \alpha_{12} = 0 \\ m_2 \ddot{y}_2 + \gamma_{2y} (\dot{y}_2 - \dot{y}_{b2}) + k_{2y} (y_2 - y_{b2}) + (\gamma_{12} \dot{x}_{12} + k_{12} x_{12}) \sin \alpha_{12} = 0 \\ I_2 \ddot{\theta}_2 + \gamma_{\theta 1} (\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_s) + k_{\theta 1} (\theta_2 - \theta_s) - R_{b2} (\gamma_{12} \dot{x}_{12} + k_{12} x_{12}) = 0 \end{cases} \quad (12)$$

$$\begin{cases} m_3 \ddot{x}_3 + \gamma_{3x} (\dot{x}_3 - \dot{x}_{b3}) + k_{3x} (x_3 - x_{b3}) - (\gamma_{34} \dot{x}_{34} + k_{34} x_{34}) \cos \alpha_{34} = 0 \\ m_3 \ddot{y}_3 + \gamma_{3y} (\dot{y}_3 - \dot{y}_{b3}) + k_{3y} (y_3 - y_{b3}) - (\gamma_{34} \dot{x}_{34} + k_{34} x_{34}) \sin \alpha_{34} = 0 \\ I_3 \ddot{\theta}_3 + R_{b3} (\gamma_{34} \dot{x}_{34} + k_{34} x_{34}) + \gamma_{\theta 2} (\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_c) + k_{\theta 2} (\theta_3 - \theta_c) = 0 \\ m_4 \ddot{x}_4 + \gamma_{4x} (\dot{x}_4 - \dot{x}_{b4}) + k_{4x} (x_4 - x_{b4}) + (\gamma_{34} \dot{x}_{34} + k_{34} x_{34}) \cos \alpha_{34} = 0 \\ m_4 \ddot{y}_4 + \gamma_{4y} (\dot{y}_4 - \dot{y}_{b4}) + k_{4y} (y_4 - y_{b4}) + (\gamma_{34} \dot{x}_{34} + k_{34} x_{34}) \sin \alpha_{34} = 0 \\ I_4 \ddot{\theta}_4 - R_{b4} (\gamma_{34} \dot{x}_{34} + k_{34} x_{34}) = -T_{out} \end{cases} \quad (13)$$

式中, T_s 为太阳轮的输入转矩。

在考虑箱体柔性的情况下, 箱体的连接节点还和行星轮系中的太阳轮、行星架连接, 太阳轮及行星架的振动微分方程分别为

$$\begin{cases} m_s \ddot{x}_s + k_{sx} (x_s - x_{bs}) + \gamma_{sx} (\dot{x}_s - \dot{x}_{bs}) + \sum_{i=1}^4 (\gamma_{spi} \dot{x}_{spi} + k_{spi} x_{spi}) \sin (\varphi_{pi} - \alpha_{spi}) = 0 \\ m_s \ddot{y}_s + k_{sy} (y_s - y_{bs}) + \gamma_{sy} (\dot{y}_s - \dot{y}_{bs}) + \sum_{i=1}^4 (\gamma_{spi} \dot{x}_{spi} + k_{spi} x_{spi}) \cos (\varphi_{pi} - \alpha_{spi}) = 0 \\ I_s \ddot{\theta}_s + \gamma_{\theta 1} (\dot{\theta}_s - \dot{\theta}_2) + k_{\theta 1} (\theta_s - \theta_2) + R_{bs} \sum_{i=1}^4 (\gamma_{spi} \dot{x}_{spi} + k_{spi} x_{spi}) = 0 \end{cases} \quad (14)$$

$$\begin{cases} m_c \ddot{x}_c + k_{cx} (x_c - x_{bc}) + \gamma_{cx} (\dot{x}_c - \dot{x}_{bc}) - \sum_{i=1}^4 (k_{px} \delta_{cpix} + \gamma_{px} \dot{\delta}_{cpix}) \cos \varphi_{pi} + \sum_{i=1}^4 (k_{py} \delta_{cpiy} + \gamma_{py} \dot{\delta}_{cpiy}) \sin \varphi_{pi} = 0 \\ m_c \ddot{y}_c + k_{cy} (y_c - y_{bc}) + \gamma_{cy} (\dot{y}_c - \dot{y}_{bc}) - \sum_{i=1}^4 (k_{px} \delta_{cpix} + \gamma_{px} \dot{\delta}_{cpix}) \sin \varphi_{pi} - \sum_{i=1}^4 (k_{py} \delta_{cpiy} + \gamma_{py} \dot{\delta}_{cpiy}) \cos \varphi_{pi} = 0 \\ I_c \ddot{\theta}_c + k_{\theta 2} (\theta_c - \theta_3) + \gamma_{\theta 2} (\dot{\theta}_c - \dot{\theta}_3) - R_{bc} \sum_{i=1}^4 (k_{py} \delta_{cpiy} + \gamma_{py} \dot{\delta}_{cpiy}) = 0 \end{cases} \quad (15)$$

式中, x_{b1} 、 x_{b2} 、 x_{b3} 、 x_{b4} 、 x_{bs} 、 x_{bc} 分别为齿轮 Z_1 、齿轮 Z_2 、齿轮 Z_3 、齿轮 Z_4 、太阳轮、行星架处轴承与箱体接触的耦合节点沿 x 方向的位移; y_{b1} 、 y_{b2} 、 y_{b3} 、

y_{b4} 、 y_{bs} 、 y_{bc} 分别为齿轮 Z_1 、齿轮 Z_2 、齿轮 Z_3 、齿轮 Z_4 、太阳轮、行星架处轴承与箱体接触的耦合节点沿 y 方向的位移。

2 耦合箱体传动系统动力学建模及求解

2.1 传动系统动力学参数求解

将上述各级齿轮微分方程联立，在对模型求解前，需确定动力学模型中的参数。首先，在 Romax 软件中建立图 5 所示的变速箱传动系统模型，给各构件赋予材料后，得到各齿轮的质量及转动惯量；然后，按照变速箱的工况添加相应的功率流，进行静力学分析，得到该变速箱传动系统的轴承支承刚度 K_b 、传动轴扭转刚度 K'_t ，并通过瑞利公式 $C_b = \alpha M + \beta K_b$ 和 $C'_t = \alpha M' + \beta K'_t$ 分别计算出轴承支承阻尼 C_b 和传动轴扭转阻尼 C'_t 。其中， M 、 M' 分别为轴承质量、传动轴质量；阻尼比例系数 $\alpha = \beta = 0.07$ ^[18]。

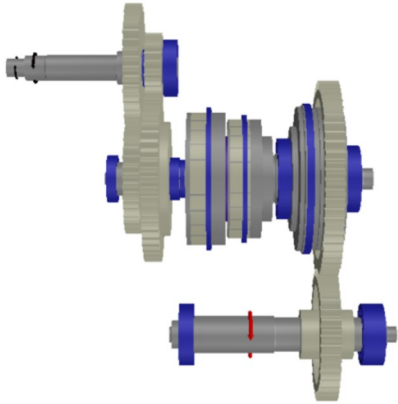


图 5 Romax 软件中的传动系统模型

Fig. 5 Transmission system model in Romax software

2.2 箱体缩聚节点动力学参数求解

基于子结构法，借助有限元软件和 Romax 软件提取轻载装载机的动力学参数，具体步骤如图 6 所示。

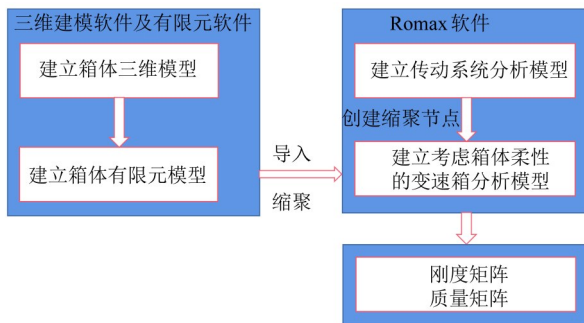


图 6 箱体缩聚点动力学参数提取步骤

Fig. 6 Extraction steps of dynamic parameters of gearbox condensation nodes

- 步骤 1：建立箱体三维模型并简化细小特征。
- 步骤 2：将模型导入 Ansys Workbench 软件，对

箱体进行前处理，将箱体的材料设置为 HT250。对箱体进行网格划分。网格类型选用四面体网格，网格单元尺寸为 8 mm，最终得到 316 866 个网格单元、566 187 个网格节点。

步骤 3：将网格文件导入 Romax 软件，在 Romax 软件中选择与箱体相接触的轴承，创建缩聚节点；针对该变速箱，应重点设置支撑整个传动系统的 4 对轴承，即创建 8 个箱体的缩聚节点，如图 7 所示。

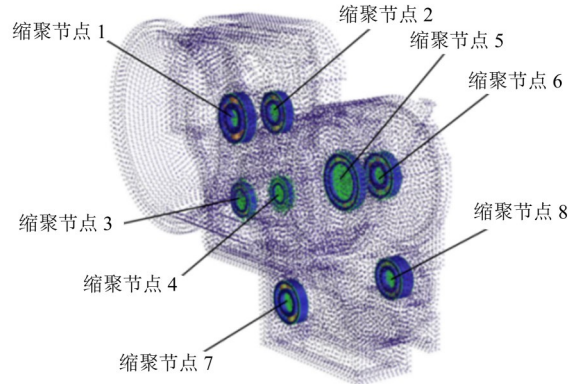


图 7 箱体缩聚节点

Fig. 7 Gearbox condensation nodes

步骤 4：移动导入的箱体模型，将其和所选择的轴承进行连接，检查缩聚节点和箱体的连接情况，对箱体进行缩聚。

简化后的节点分别连接支撑输入齿轮副、行星轮系中的太阳轮、行星架以及输出齿轮副的轴承。所得的刚度矩阵、质量矩阵和阻尼矩阵分别为

$$K_{ee}^* = \begin{bmatrix} K_{b1} & K_{b1b2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ K_{b2b1} & K_{b2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{bs} & K_{bsbc} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{bcbs} & K_{bc} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & K_{b3} & K_{b3b4} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & K_{b4b3} & K_{b4} \end{bmatrix} \quad (16)$$

$$M_{ee}^* = \begin{bmatrix} M_{b1} & M_{b1b2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ M_{b2b1} & M_{b2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_{bs} & M_{bsbc} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_{bcbs} & M_{bc} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_{b3} & M_{b3b4} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_{b4b3} & M_{b4} \end{bmatrix} \quad (17)$$

$$\Gamma_{ee}^* = \begin{bmatrix} \Gamma_{b1} & \Gamma_{b1b2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \Gamma_{b2b1} & \Gamma_{b2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \Gamma_{bs} & \Gamma_{bsbc} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \Gamma_{bcbs} & \Gamma_{bc} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \Gamma_{b3} & \Gamma_{b3b4} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \Gamma_{b4b3} & \Gamma_{b4} \end{bmatrix} \quad (18)$$

式中， K_{bk} 、 M_{bk} 、 Γ_{bk} ($k = 1, 2, 3, 4, s, c$) 分别为节点 k 的刚度矩阵、质量矩阵和阻尼矩阵； K_{bkl} 、 M_{bkl} 、 Γ_{bkl} ($l = 1, 2, 3, 4, s, c$) 分别为节点 k 和节

点*l*的耦合刚度矩阵、耦合质量矩阵和耦合阻尼矩阵。

K_{bk} 、 M_{bk} 、 Γ_{bk} 、 K_{bbl} 、 M_{bbl} 、 Γ_{bbl} 均为3阶对角矩阵。

2.3 箱体缩聚点动力学模型

在得到箱体的动力学参数矩阵以后, 同样可得箱体缩聚点的动力学方程, 即

$$\begin{aligned}
 & \left. \begin{aligned}
 & \mathbf{M}_{b1}(\ddot{x}_{b1}, \ddot{y}_{b1}, \ddot{z}_{b1})^T + \mathbf{M}_{b1b2}(\ddot{x}_{b2}, \ddot{y}_{b2}, \ddot{z}_{b2})^T + \\
 & \mathbf{\Gamma}_{b1}(\dot{x}_{b1}, \dot{y}_{b1}, \dot{z}_{b1})^T + \mathbf{\Gamma}_{b1b2}(\dot{x}_{b2}, \dot{y}_{b2}, \dot{z}_{b2})^T + \\
 & \mathbf{K}_{b1}(x_{b1}, y_{b1}, z_{b1})^T + \mathbf{K}_{b1b2}(x_{b2}, y_{b2}, z_{b2})^T + \\
 & \text{diag}(k_{c1x}, k_{c1y}, 0)(x_{b1} - x_{c1}, y_{b1} - y_{c1}, z_{b1})^T + \\
 & \text{diag}(\gamma_{c1x}, \gamma_{c1y}, 0)(\dot{x}_{b1} - \dot{x}_{c1}, \dot{y}_{b1} - \dot{y}_{c1}, \dot{z}_{b1})^T = 0 \\
 & \mathbf{M}_{b2}(\ddot{x}_{b2}, \ddot{y}_{b2}, \ddot{z}_{b2})^T + \mathbf{M}_{b2b1}(\ddot{x}_{b1}, \ddot{y}_{b1}, \ddot{z}_{b1})^T + \\
 & \mathbf{\Gamma}_{b2}(\dot{x}_{b2}, \dot{y}_{b2}, \dot{z}_{b2})^T + \mathbf{\Gamma}_{b2b1}(\dot{x}_{b1}, \dot{y}_{b1}, \dot{z}_{b1})^T + \\
 & \mathbf{K}_{b2}(x_{b2}, y_{b2}, z_{b2})^T + \mathbf{K}_{b2b1}(x_{b1}, y_{b1}, z_{b1})^T + \\
 & \text{diag}(k_{c2x}, k_{c2y}, 0)(x_{b2} - x_{c2}, y_{b2} - y_{c2}, z_{b2})^T + \\
 & \text{diag}(\gamma_{c2x}, \gamma_{c2y}, 0)(\dot{x}_{b2} - \dot{x}_{c2}, \dot{y}_{b2} - \dot{y}_{c2}, \dot{z}_{b2})^T = 0 \\
 & \mathbf{M}_{bs}(\ddot{x}_{bs}, \ddot{y}_{bs}, \ddot{z}_{bs})^T + \mathbf{M}_{bsbc}(\ddot{x}_{bc}, \ddot{y}_{bc}, \ddot{z}_{bc})^T + \\
 & \mathbf{\Gamma}_{bc}(\dot{x}_{bs}, \dot{y}_{bs}, \dot{z}_{bs})^T + \mathbf{\Gamma}_{bsbc}(\dot{x}_{bc}, \dot{y}_{bc}, \dot{z}_{bc})^T + \\
 & \mathbf{K}_{bs}(x_{bs}, y_{bs}, z_{bs})^T + \mathbf{K}_{bsbc}(x_{bc}, y_{bc}, z_{bc})^T + \\
 & \text{diag}(k_{c3x}, k_{c3y}, 0)(x_{bs} - x_{cs}, y_{bs} - y_{cs}, z_{bs})^T + \\
 & \text{diag}(\gamma_{c3x}, \gamma_{c3y}, 0)(\dot{x}_{bs} - \dot{x}_{cs}, \dot{y}_{bs} - \dot{y}_{cs}, \dot{z}_{bs})^T = 0 \\
 & \mathbf{M}_{bc}(\ddot{x}_{bc}, \ddot{y}_{bc}, \ddot{z}_{bc})^T + \mathbf{M}_{bcbs}(\ddot{x}_{bs}, \ddot{y}_{bs}, \ddot{z}_{bs})^T + \\
 & \mathbf{\Gamma}_{bc}(\dot{x}_{bc}, \dot{y}_{bc}, \dot{z}_{bc})^T + \mathbf{\Gamma}_{bsbc}(\dot{x}_{bs}, \dot{y}_{bs}, \dot{z}_{bs})^T + \\
 & \mathbf{K}_{bc}(x_{bc}, y_{bc}, z_{bc})^T + \mathbf{K}_{bcbs}(x_{bs}, y_{bs}, z_{bs})^T + \\
 & \text{diag}(k_{c4x}, k_{c4y}, 0)(x_{bc} - x_{cs}, y_{bc} - y_{cs}, z_{bc})^T + \\
 & \text{diag}(\gamma_{c4x}, \gamma_{c4y}, 0)(\dot{x}_{bc} - \dot{x}_{cs}, \dot{y}_{bc} - \dot{y}_{cs}, \dot{z}_{bc})^T = 0 \\
 & \mathbf{M}_{b3}(\ddot{x}_{b3}, \ddot{y}_{b3}, \ddot{z}_{b3})^T + \mathbf{M}_{b3b4}(\ddot{x}_{b4}, \ddot{y}_{b4}, \ddot{z}_{b4})^T + \\
 & \mathbf{\Gamma}_{b3}(\dot{x}_{b3}, \dot{y}_{b3}, \dot{z}_{b3})^T + \mathbf{\Gamma}_{b3b4}(\dot{x}_{b4}, \dot{y}_{b4}, \dot{z}_{b4})^T + \\
 & \mathbf{K}_{b3}(x_{b3}, y_{b3}, z_{b3})^T + \mathbf{K}_{b3b4}(x_{b4}, y_{b4}, z_{b4})^T + \\
 & \text{diag}(k_{c3x}, k_{c3y}, 0)(x_{b3} - x_{c3}, y_{b3} - y_{c3}, z_{b3})^T + \\
 & \text{diag}(\gamma_{c3x}, \gamma_{c3y}, 0)(\dot{x}_{b3} - \dot{x}_{c3}, \dot{y}_{b3} - \dot{y}_{c3}, \dot{z}_{b3})^T = 0 \\
 & \mathbf{M}_{b4}(\ddot{x}_{b4}, \ddot{y}_{b4}, \ddot{z}_{b4})^T + \mathbf{M}_{b4b3}(\ddot{x}_{b3}, \ddot{y}_{b3}, \ddot{z}_{b3})^T + \\
 & \mathbf{\Gamma}_{b4}(\dot{x}_{b4}, \dot{y}_{b4}, \dot{z}_{b4})^T + \mathbf{\Gamma}_{b4b3}(\dot{x}_{b3}, \dot{y}_{b3}, \dot{z}_{b3})^T + \\
 & \mathbf{K}_{b4}(x_{b4}, y_{b4}, z_{b4})^T + \mathbf{K}_{b4b3}(x_{b3}, y_{b3}, z_{b3})^T + \\
 & \text{diag}(k_{c4x}, k_{c4y}, 0)(x_{b4} - x_{c4}, y_{b4} - y_{c4}, z_{b4})^T + \\
 & \text{diag}(\gamma_{c4x}, \gamma_{c4y}, 0)(\dot{x}_{b4} - \dot{x}_{c4}, \dot{y}_{b4} - \dot{y}_{c4}, \dot{z}_{b4})^T = 0
 \end{aligned} \right\} \quad (19)
 \end{aligned}$$

式中, x_{cq} 、 y_{cq} ($q = 1, 2, 3, 4, s, c$)分别为轴承*q*在*x*、*y*方向上的位移分量; k_{cqx} 、 k_{cgy} 分别为轴承*q*在*x*、*y*方向上的支承刚度分量; γ_{cqx} 、 γ_{cgy} 分别为轴承*q*在*x*、*y*方向上的支承阻尼分量; z_{b1} 、 z_{b2} 、 z_{b3} 、 z_{b4} 、 z_{bs} 、 z_{bc} 分别为齿轮*Z*₁、齿轮*Z*₂、齿轮*Z*₃、齿轮*Z*₄、太阳轮、行星架处轴承与箱体接触的耦合节点在*z*方向上的位移分量。

将箱体在轴承中心缩聚点的动力学方程(19)和传动系统动力学方程联立, 可得到传动系统-箱体耦合动力学方程。该方程是在传动系统动力学方程的

基础上增加了箱体缩聚点的新自由度, 通过龙格-库塔法求解动态啮合力及轴承支反力。不同于耦合箱体前, 耦合箱体后轴承支反力在*x*、*y*方向上的分量的计算式为

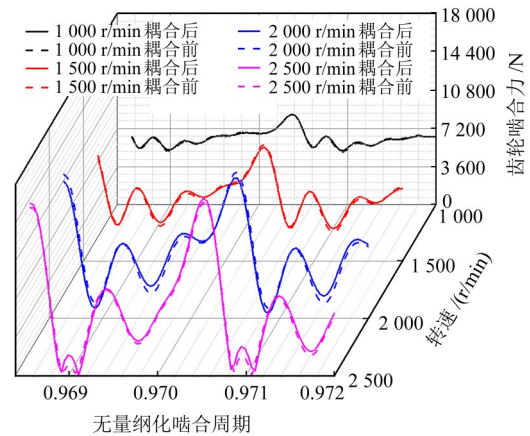
$$\begin{cases} F_{pux}^b = k_{cux}(xu - x_{bu}) + \gamma_{cux}(\dot{x}u - \dot{x}_{bu}) \\ F_{puy}^b = k_{cuy}(yu - y_{bu}) + \gamma_{cuy}(\dot{y}u - \dot{y}_{bu}) \end{cases} \quad (20)$$

其中, $u = 1, 2, 3, 4, s, c$ 。

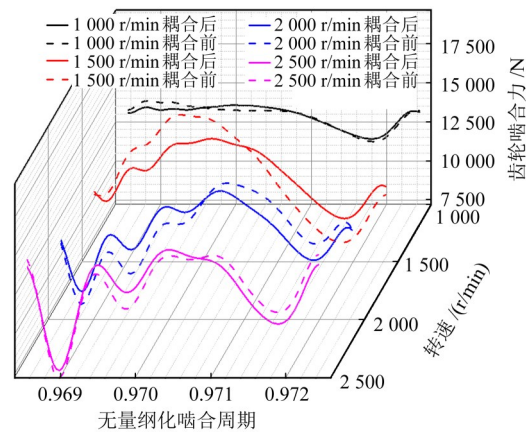
3 箱体柔性对传动系统动态响应影响的仿真

3.1 箱体柔性对齿轮啮合力的影响

图8所示为在耦合箱体前、后, 不同转速下输入和输出齿轮副的齿轮啮合力。由图8(a)可知, 随着转速的增大, 输入齿轮副的啮合力峰值及幅值均增大; 在耦合箱体前、后, 不同转速下的啮合力响应的变化较小, 主要是因为输入齿轮副中轴的支撑跨距较小; 在箱体构型上, 该部分结构的刚度较大, 箱体的柔性对啮合力的影响不大。此外, 由于箱体不同部位的振动特性不同, 齿轮啮合力的幅值在2 500 r/min转速下仅增大了5.4%, 在1 000、1 500、2 000 r/min转速下仅减小了7.3%。



(a) 输入齿轮副



(b) 输出齿轮副

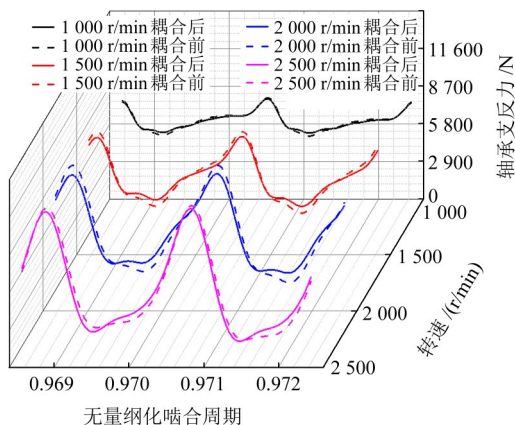
图8 不同转速下输入和输出齿轮副的齿轮啮合力
Fig. 8 Gear meshing force of input and output gear pairs at different rotational speeds

由图8(b)可知,耦合箱体后,输出齿轮副各转速下的齿轮啮合力相比耦合箱体前均出现了较大的变化。耦合箱体后,在2 500 r/min转速下,输出齿轮副的啮合力峰值增大,由15 063.9 N增至15 487.9 N,增加了2.8%;在其余转速下,输出齿轮副的啮合力的峰值均减小,其中,在1 500 r/min转速下,输出齿轮副的啮合力峰值相比耦合箱体前减少了9.2%。耦合箱体后,输出齿轮副的啮合力的幅值均减小,其中,在1 500 r/min转速下,啮合力幅值的减小量最大,由8 185.1 N减少至5 118.3 N,减小比例达37.4%。可见,耦合箱体后,箱体柔性对输出齿轮副在不同转速下的啮合力响应具有一定的影响。

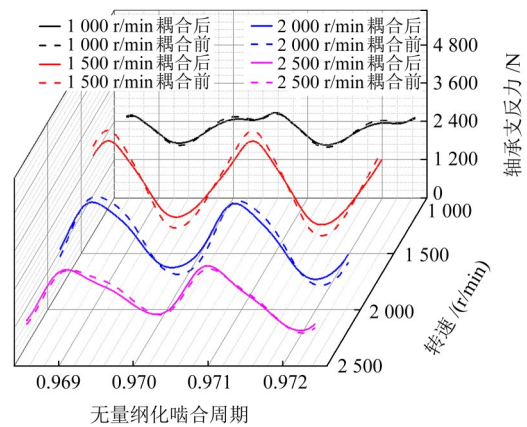
由上述分析可知,耦合箱体后,传动系统的动态啮合力有一定变化,但不同齿轮副的变化不同。因此,有必要考虑轴的柔性的影响,进行精确的动力学建模与分析。此外,仍需通过箱体的结构优化来优化动态响应。

3.2 箱体柔性对轴承支反力的影响

图9(a)、图9(b)所示分别为 x 方向及 y 方向支撑齿轮1的轴承的支反力。在耦合箱体后, x 方向的轴承支反力和 y 方向的轴承支反力均发生了一定的变化,且变化趋势相近。在 x 方向上,耦合箱体后,各转速下的轴承支反力峰值及幅值均减小。其中,在1 000、2 500 r/min转速下,支撑齿轮1的轴承的支反力幅值和峰值的变化相对较小;在1 500、2 000 r/min转速下,支撑齿轮1的轴承的支反力的幅值及峰值变化较大。其中,在2 000 r/min转速下,轴承支反力变化最大,其峰值、幅值减小比例分别为5.8%、15.4%。



(a) 轴承1支反力-x方向

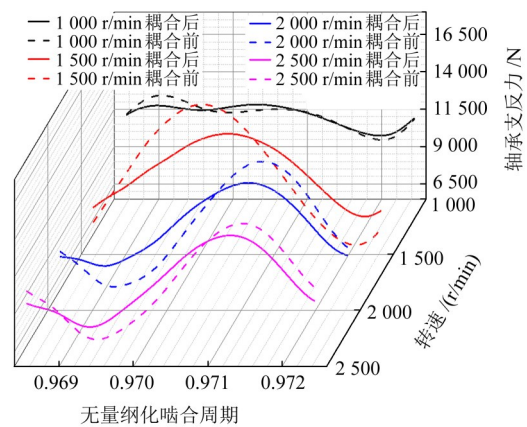


(b) 轴承1支反力-y方向

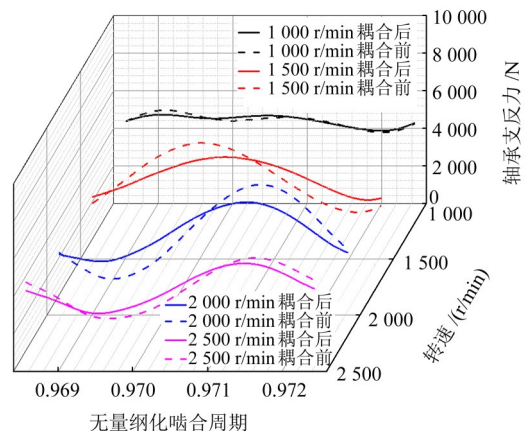
图9 不同转速下轴承1的支反力

Fig. 9 Support reaction of bearing 1 at different rotational speeds

图10(a)、图10(b)所示分别为 x 方向及 y 方向支撑齿轮3的轴承的支反力。在耦合箱体后,轴承支反力均出现了较大的变化,不同转速下轴承支反力的峰值和幅值均减小。在1 500 r/min转速下,轴承支反力的幅值和峰值的减小量最大,其中,支反力峰值由15 551.3 N减小至13 591.6 N,减小比例为12.6%;支反力幅值由9 400.5 N减小至5 536.8 N,减小比例达到41.1%。



(a) 轴承3支反力-x方向



(b) 轴承3支反力-y方向

图10 不同转速下轴承3的支反力

Fig. 10 Support reaction of bearing 3 at different rotational speeds

由上述分析可知,箱体柔性对输出齿轮副轴承支反力的影响较大;相较啮合力,箱体柔性对轴承支反力的影响更大,其原因为,轴承和箱体直接接触,箱体对传动系统的影响从轴承处到齿轮副处逐渐减小。

4 结论

1) 结合集中参数法和子结构法,提出耦合箱体多级齿轮传动系统动力学数值方法,极大地提高了考虑箱体柔性的传动系统动态响应的计算效率和精度。

2) 箱体柔性对传动系统的影响与齿轮副的位置及工况均有关。轴承和箱体直接接触,箱体对传动系统的影响从轴承处到齿轮副处逐渐减小,所以,耦合箱体后,齿轮副的轴承支反力的变化大于齿轮啮合力的变化。

3) 为了准确地分析复杂变速箱的振动与噪声,箱体柔性对传动系统的影响不可忽略。

参 考 文 献

- [1] RYALI L, TALBOT D. A dynamic gear load distribution model for epicyclic gear sets with a structurally compliant planet carrier [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2023, 181: 105225.
- [2] CHEN L, ZHANG X F, WANG L Z. Research on root strain response characteristics of inner ring of planetary gear transmission system with crack fault[J]. *Sensors*, 2023, 23(1): 253.
- [3] CZAKÓ A, ŘEHÁK K, PROKOP A, et al. Determination of static transmission error of helical gears using finite element analysis [J]. *Journal of Measurements in Engineering*, 2020, 8 (4) : 167-181.
- [4] LIANG D, LI W B, CHEN B K. Mathematical model and meshing analysis of internal meshing gear transmission with curve element[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2020, 34 (12): 5155-5166.
- [5] 戴建华, 陈炜巍, 江吉彬, 等. 混合动力变速箱齿轮的修形与仿真研究[J]. *机械传动*, 2023, 47(11): 101-107.
DAI Jianhua, CHEN Weiwei, JIANG Jibin, et al. Research on gear modification and simulation of hybrid transmission[J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2023, 47(11): 101-107.
- [6] MARAFONA J D M, MARQUES P M T, PORTRON S, et al. Gear mesh stiffness and dynamics: influence of tooth pair structural stiffness asymmetry [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2023, 190: 105447.
- [7] ZHU L Y, SHI J F, GOU X F. Modeling and dynamics analyzing of a torsional-bending-pendular face-gear drive system considering multi-state engagements [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2020, 149: 103790.
- [8] SHEN Z X, YANG L H, QIAO B J, et al. Mesh relationship modeling and dynamic characteristic analysis of external spur gears with gear wear [J]. *Frontiers of Mechanical Engineering*, 2022, 17(1): 9.
- [9] 陈宇, 谢明亮, 景旭文, 等. 考虑齿轮啮合的某舰炮随动系统动力学特性分析研究[J]. *振动与冲击*, 2023, 42(20): 293-299.
CHEN Yu, XIE Mingliang, JING Xuwen, et al. Dynamics simulation of a naval gun servo system considering gear meshing [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2023, 42(20): 293-299.
- [10] 金忠文. 人字齿行星齿轮系统动力学及均载特性分析[J]. *机械强度*, 2024, 46(3): 685-692.
JIN Zhongwen. Analysis on dynamics and load sharing characteristics of herringbone tooth planetary gear system [J]. *Journal of Mechanical Strength*, 2024, 46(3): 685-692.
- [11] 马晓婧, 石建飞, 张天临, 等. 基于Johnson接触模型的内啮合直齿轮系统多状态啮合动力学建模与分析[J]. *振动与冲击*, 2023, 42(18): 54-62.
MA Xiaojing, SHI Jianfei, ZHANG Tianlin, et al. Multi-state meshing dynamics modeling and analysis of an internal meshing spur gear system based on the Johnson contact model [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2023, 42(18): 54-62.
- [12] 莫帅, 刘志鹏, 罗炳睿, 等. 考虑齿廓修形的行星齿轮传动系统动力学特性研究[J]. *振动工程学报*, 2024, 37(2): 191-199.
MO Shuai, LIU Zhipeng, LUO Bingrui, et al. Dynamic characteristics of planetary gear transmission system with tooth profile modification [J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2024, 37 (2) : 191-199.
- [13] 胡玉飞, 张建超, 陈湛, 等. 内部激励下高速动车齿轮箱振动响应评估[J]. *北京交通大学学报*, 2022, 46(4): 148-156.
HU Yufei, ZHANG Jianchao, CHEN Zhan, et al. Evaluation of gearbox vibration response in high-speed train under internal excitation [J]. *Journal of Beijing Jiaotong University*, 2022, 46 (4) : 148-156.
- [14] 周丽杰, 陈凯, 范永琦, 等. 计入箱体轴柔性的主减齿轮系统振动特性研究[J]. *振动与冲击*, 2023, 42(2): 267-275.
ZHOU Lijie, CHEN Kai, FAN Yongqi, et al. Vibration characteristics of a main reduction gear system considering box-shaft flexibility [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2023, 42(2): 267-275.
- [15] XIAO H F, LI Z D, ZHANG X, et al. Mathematic modeling of vibration transmission path with discontinuous contact interfaces for gear dynamics in the gear-shaft-bearing-housing system [J]. *Measurement*, 2024, 226: 114054.
- [16] LI Y C, YUAN S H, WU W, et al. Vibration analysis of two-stage helical gear transmission with cracked fault based on an improved mesh stiffness model [J]. *Machines*, 2022, 10(11): 1052.
- [17] GONG J Y, LIU G, YUAN B, et al. Coupled dynamics characteristics analysis of the marine multi-gearbox system under multi-source excitation [J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2022, 14(4): 168781322210929.
- [18] BOGUSKI B, KAHRAMAN A, NISHINO T. A new method to measure planet load sharing and sun gear radial orbit of planetary gear sets [J]. *Journal of Mechanical Design*, 2012, 134 (7) : 071002.

Dynamic characteristic analysis of multi-stage gearbox transmission system considering gearbox flexibility

ZHAO Yong¹ YU Ying² ZHANG Yuanyuan³ YANG Jiajun¹ QIN Lijun⁴

(1. Key Laboratory of Road Construction Technology and Equipment, Ministry of Education, Chang'an University, Xi'an 710064, China)

(2. Beijing Institute of Aerospace Testing Technology, Beijing 100074, China)

(3. Shantui Construction Machinery Co., Ltd., Jining 272073, China)

(4. Pingliang Vocational & Technical College, Pingliang 744000, China)

Abstract: [Objective] In order to accurately calculate the dynamic characteristics of the multi-stage gear transmission of a loader and the influence of gearbox structure flexibility on dynamic response, an efficient numerical calculation method for dynamic response considering the flexibility of the casing was proposed. [Methods] Firstly, considering the stiffness and error excitation of the gear transmission system, a multi-degree-of-freedom dynamic model of the multi-stage gear transmission system with bending-torsion coupling was established using the concentrated mass method. Secondly, using finite element software and Romax software, a finite element model of the gearbox was established. Finally, based on the substructure method, a coupled dynamic equation for the gearbox and transmission system was constructed, which added a new degree of freedom for the gearbox condensation point on the basis of the transmission system dynamic equation. The dynamic meshing force and bearing support reaction could be obtained by using the Runge-Kutta method. [Results] The results show that the influence of gearbox flexibility on the transmission system is related to the position of the gear pair and working conditions. At low speeds and light loads condition, the influence of gearbox flexibility on the dynamic meshing force in the transmission system is relatively small. Due to the direct contact between the bearing and the gearbox, the influence of the gearbox on the transmission system is attenuating from the bearing to the gear pair. Therefore, the influence of the gearbox flexibility on the bearing support reaction is greater than that on the gear meshing force. Therefore, in order to accurately predict the vibration noise of high-speed and heavy-duty complex transmissions, the flexibility of the gearbox can't be ignored.

Key words: Gearbox; Box flexibility; Gear system dynamic; Dynamic response; Gear meshing force (编辑: 刘星泽)

(上接第52页)

Design and simulation of efficiency parameters for 3K-H self-locking planetary gear train

LI Haohua SUN Wei TANG Bo LI Yankang FENG Yingzhi

(School of Mechanical Engineering, Wuhan University of Science and Technology, Wuhan 430081, China)

Abstract: [Objective] Aiming at the lack of efficiency parameter optimization design and simulation verification for the 3K-H type (type 5310) self-locking planetary gear train, an efficiency maximization design method was proposed to develop a gear train structure with both reliable self-locking characteristics and high forward transmission efficiency, providing a reference for related engineering applications. [Methods] Firstly, a parameter-efficiency maximization model was established, the relation between efficiency and the transmission ratio of the converted gear train with different power flows was derived, and a parameter-efficiency curve was drawn to lay a foundation for efficiency optimization. Secondly, under the condition of satisfying self-locking, the transmission ratio of the converted gear train corresponding to the maximum efficiency was determined, and the gear tooth parameters were designed considering the constraints of module and pitch circle diameter. Finally, dynamic simulation was carried out using Adams software, and the effectiveness of the design scheme was verified by combining theoretical calculations. [Results] The reverse transmission efficiency of the designed gear train is less than 0, achieving reliable self-locking; the forward transmission design efficiency reaches 0.506, and the simulation efficiency is 0.481. The theoretical calculation results are highly consistent with the simulation results, verifying the feasibility and effectiveness of the design method.

Key words: 3K-H; Planetary gear train; Efficiency parameter; Self-locking; Transmission ratio method (编辑: 李凯阳)