

# 某叉车动力总成悬置系统优化设计

安徽合力股份有限公司 工业车辆安徽省重点实验室 周峻

文章中的某叉车动力总成悬置系统配备的是一款三缸发动机，因发动机振动激励主要为 1 阶不平衡往复惯性力矩和 1.5 阶燃烧激励，以致发动机怠速激励频率较低，另因初始设计动力总成悬置系统设计不合理，导致整车在怠速工况振动异常剧烈。现动力总成减振垫选型已经确定，悬置刚度不能作为优化变量，只能通过优化悬置安装位置和角度，使得悬置系统的刚体模态频率分布合理，并且绕发动机曲轴方向模态能量解耦率提高到 90% 以上。本文采用遗传算法得到优化结果，经仿真验证悬置系统绕发动机曲轴方向振动传递率降低明显，此优化可作为设计方案实施。

国内自主品牌小吨位叉车动力总成采用软连接设计方案的不多，通常采用的是动力总成与前桥刚性连接，这样会导致发动机振动直接由前桥传递到车身，使得整车振动较大，在怠速工况附近尤其剧烈。安徽合力股份有限公司推出的 G2 系列软连接叉车，采用全悬浮的动力总成悬置系统，使得整车振动得到根本性改善，减振效果不逊色于国外进口品牌叉车。随着发动机排放标准升级，动力总成选配三缸发动机成为热门课题，然而通常情况下三缸发动机振动比较剧烈，若仅将原先动力总成悬置系统的四缸发动机切换成三缸发动机，而悬置系统参数（悬置位置、角度和刚度）没有变化，可能会导致整车振动变大，因此优化设计三缸发动机的动力总成悬置系统成为设计难点。文中设计的某叉车动力总成悬置系统为三缸发动机匹配液力软连接变速箱的四点悬置，悬置包括发动机左右减振垫、变速箱左右减振垫，因减振垫是借用先前设计，其刚度不能作为优化设计变量，优化变量只能是悬置安装位置和角度，针对三缸发动机振动特点，优化目标选为绕发动机曲轴方向的模态能量解耦率，同时选取六个方向刚体模态频率合理分布区间为约束条件。

本文首先介绍动力总成悬置系统的理论模型和能量法解耦原理，然后利用 MATLAB 软件编制程序求解悬置系统六个刚体模态和六个方向模态能量分布，再通过 Altair HyperStudy 软件集成 MATLAB 来优化设计悬置位置和安装角度，最后通过模态叠加法仿真对比悬置系统优化前后在

上下方向和绕曲轴转动方向的振动传递率，仿真结果可证明优化设计方案有效、可靠。

## 一、动力总成悬置系统理论模型

动力总成悬置系统的力学模型可以简化为：发动机和变速箱总成通过具有空间三维方向的弹性橡胶悬置支撑在车架上，且具有六个方向的自由度。系统的曲轴坐标系可定义为：动力总成的坐标原点选在总成质心处，X 轴为曲轴的轴线并指向发动机前端，Z 轴与气缸轴线平行并向上为正，指向发动机缸盖，Y 轴方向按右手定则确定。对于动力总成悬置系统力学模型可建立无阻尼自由振动方程：

$$M\ddot{q} + Kq = 0 \quad (1)$$

式中  $M$  为质量矩阵， $K$  为刚度矩阵， $q = [x, y, z, \theta_x, \theta_y, \theta_z]^T$  为六个广义坐标列向量（ $x, y, z$  为沿  $X, Y, Z$  轴的位移； $\theta_x, \theta_y, \theta_z$  为绕  $X, Y, Z$  轴的转角）。

在曲轴坐标系下，质量矩阵  $M$  和刚度矩阵  $K$  如下式所示：

$$M = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ 0 & 0 & 0 & -I_{yx} & I_{yy} & -I_{yz} \\ 0 & 0 & 0 & -I_{zx} & -I_{zy} & I_{zz} \end{bmatrix}$$

其中  $m$  为发动机总成质量， $I_{xx}, I_{yy}, I_{zz}$  分别为转动惯量， $I_{xy}, I_{xz}, I_{yz}$  为惯性积。

$$K = \sum_{i=1}^n E_i^T C_i^T D_i C_i E_i (i=1, 2, \dots, n)$$

式中  $m$  为悬置数目,  $D_i$  为三向主刚度矩阵,  $E_i$  为物理坐标与广义坐标的变换矩阵,  $C_i$  为方向余弦矩阵。

$$D_i = \begin{bmatrix} k_{ui} & 0 & 0 \\ 0 & k_{vi} & 0 \\ 0 & 0 & k_{wi} \end{bmatrix}$$

$$E_i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & z_i & -y_i \\ 0 & 1 & 0 & -z_i & 0 & x_i \\ 0 & 0 & 1 & y_i & -x_i & 0 \end{bmatrix}$$

$$C_i = \begin{bmatrix} \cos(u_i, X) & \cos(v_i, X) & \cos(w_i, X) \\ \cos(u_i, Y) & \cos(v_i, Y) & \cos(w_i, Y) \\ \cos(u_i, Z) & \cos(v_i, Z) & \cos(w_i, Z) \end{bmatrix}$$

其中  $k_{ui}$ ,  $k_{vi}$ ,  $k_{wi}$  为第  $i$  个悬置  $u$ ,  $v$ ,  $w$  方向的主刚度;  
 $x_i$ ,  $y_i$ ,  $z_i$  分别为第  $i$  个悬置的坐标,  $C_i$  中元素为第  $i$  个悬置  $u$ ,  
 $v$ ,  $w$  方向分别与  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$  轴的夹角余弦。

## 二、能量法解耦

根据公式 (1) 求解出动力总成悬置系统的 6 阶固有频率  $\omega_j$  ( $j=1, 2, \dots, 6$ ) 和振型  $\varphi$ , 再由质量矩阵  $M$  得到系统在各阶主振动下的能量分布。当系统以第  $i$  阶固有频率振动时, 能量矩阵  $E$  的第  $k$  行  $l$  列元素为:

$$(E_{kl})_i = \frac{1}{2} \omega_i^2 M_{kl}(\varphi_i)_k (\varphi_i)_l \quad (2)$$

式中  $\varphi_i$  为  $\varphi$  的第  $i$  个列向量, 即系统的第  $i$  阶主振型;  
 $(\varphi_i)_k$  及  $(\varphi_i)_l$  分别为  $\varphi_i$  的第  $k$  及第  $l$  个元素;  $M_{kl}$  为质量矩阵第  $k$  行  $l$  列元素;  $\varphi_i$  为第  $i$  阶固有频率。

当系统以第  $i$  阶固有频率振动时, 第  $k$  个广义坐标分配的能量所占系统总能量的百分比为:

$$P_{ki} = \frac{\sum_{l=1}^6 [M_{kl}(\varphi_i)_k (\varphi_i)_l]}{\sum_{k=1}^6 \sum_{l=1}^6 M_{kl}(\varphi_i)_k (\varphi_i)_l} \times 100\% \quad (3)$$

当  $P_{ki}$  值为 100% 时, 系统作第  $i$  阶模态振动时的能量全部集中在第  $k$  个广义坐标上, 则表明该阶模态振动完全解耦。

## 三、动力总成悬置系统优化模型

文中优化算法选择 HyperStudy 软件中的遗传算法, 可在整个设计空间内进行全局探索和优化, 优化设计变量为发

动机减振垫和变速箱减振垫安装位置, 以及发动机减振垫采用 V 型支撑的倾斜角度, 优化目标函数为绕  $X$  方向 (发动机曲轴方向) 能量百分比最大, 表 1 给出动力总成悬置系统刚体模态频率设计区间以及能量百分比的设计要求, 作为优化模型的约束条件。

动力总成的发动机为三缸四冲程、怠速转速为 850rpm, 因此怠速工况 1 阶不平衡往复惯性力矩和 1.5 阶燃烧激励频率分别为 14.2Hz 和 21.3Hz, 并且 1.5 阶燃烧激励为最主要激振力, 根据隔振理论, 悬置系统绕发动机曲轴方向模态频率要小于发动机怠速工况下 1.5 阶频率的  $1/\sqrt{2}$  倍 (15.1Hz), 并且还要考虑避开路面激励频率和发动机启动时抖动过大问题, 悬置系统的最小固有频率要大于 7Hz。悬置系统模态频率和能量分布设计要求如表 1 所示。

表 1 悬置系统模态频率和能量分布设计要求

| 刚体模态振型   | 频率范围 (Hz) |      | 能量分布 (%) |
|----------|-----------|------|----------|
|          | 下限        | 上限   |          |
| $X$ 方向   | 7         | 10   | >90%     |
| $Y$ 方向   | 7         | 10   | >90%     |
| $Z$ 方向   | 9         | 11.5 | >90%     |
| 绕 $X$ 方向 | 9         | 15.1 | >90%     |
| 绕 $Y$ 方向 | 9         | 18   | >90%     |
| 绕 $Z$ 方向 | 9         | 18   | >90%     |

## 四、优化结果

初始设计时发动机支脚和变速箱支脚均采用水平支撑方式, 悬置系统为四点悬置, 发动机左右支脚基本对称布置在发动机曲轴两侧, 变速箱左右支脚未按曲轴方向对称布置, 动力总成悬置系统三维布置如图 1 所示。在以动力总成质心为原点的曲轴坐标系下, 动力总成的惯性参数、悬置位置参数和刚度参数分别为表 2 ~ 4 所示。

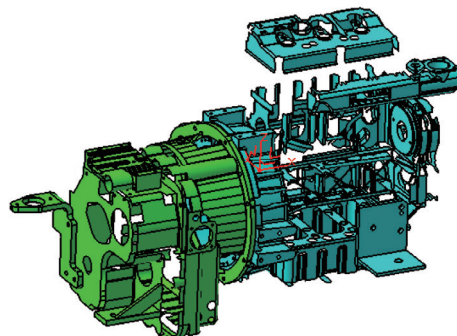


图 1 动力总成悬置系统三维图

表 2 悬置系统惯性参数 ( $\text{Kg}\cdot\text{m}^2$ )

| 质量    | $I_{xx}$ | $I_{yy}$ | $I_{zz}$ | $I_{xy}$ | $I_{xz}$ | $I_{yz}$ |
|-------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 354.6 | 13.0     | 33.5     | 27.9     | -0.01    | 6.56     | 0.29     |

表 3 悬置位置参数 (mm)

| 悬置坐标 | $x$  | $y$  | $z$  |
|------|------|------|------|
| 左前悬置 | 313  | 232  | -215 |
| 右前悬置 | 291  | -228 | -215 |
| 左后悬置 | -555 | 177  | -84  |
| 右后悬置 | -510 | -190 | -261 |

表 4 悬置刚度值 ( $\text{N/mm}$ )

| 悬置刚度 | $k_u$ | $k_v$ | $k_w$ |
|------|-------|-------|-------|
| 左前悬置 | 175   | 175   | 700   |
| 右前悬置 | 175   | 175   | 700   |
| 左后悬置 | 315   | 315   | 315   |
| 右后悬置 | 315   | 315   | 315   |

由公式 1 ~ 3 可以得出的初始设计悬置系统 6 个刚体模态频率和能量分布如表 5 所示。

表 5 原始悬置系统的模态频率和能量分布

| 频率 (Hz) | 能量分布矩阵 (%) |      |      |       |       |       |
|---------|------------|------|------|-------|-------|-------|
|         | $X$        | $Y$  | $Z$  | 绕 $X$ | 绕 $Y$ | 绕 $Z$ |
| 6.0     | 0          | 84.3 | 0    | 7.9   | 0     | 7.6   |
| 7.8     | 95.2       | 0    | 0.3  | 0     | 4.5   | 0     |
| 11.9    | 0.7        | 0    | 97.4 | 0     | 1.9   | 0     |
| 15.6    | 0          | 13.7 | 0.1  | 12.4  | 1.5   | 72.2  |
| 16.5    | 3.8        | 0.5  | 2.2  | 6.0   | 87.6  | 0.2   |
| 17.8    | 0.2        | 1.4  | 0    | 73.7  | 4.5   | 20.2  |

由表 1 和表 5 可分析, 原始设计的悬置系统 6 个模态频率分布不是很合理, 沿  $Y$  方向振动的模态频率仅为 6Hz, 频率偏低可能会导致发动机在刚启动状态抖动比较大, 沿  $Z$  方向振动的模态频率为 11.9Hz, 绕  $X$  方向振动模态频率为 17.8Hz, 从隔振角度考虑这两阶模态频率均偏高, 没有达到小于发动机怠速工况下主要激励频率  $1/\sqrt{2}$  倍的隔振要求。

就模态能量解耦而言, 发动机的激励主要来源于  $Z$  方向和绕  $X$  方向, 应使这两方向耦合尽可能少, 在原始设计的悬置系统中,  $Z$  方向的能量百分比为 97.4%, 解耦程度比较高, 而绕  $X$  方向的能量百分比仅为 73.7%, 与沿  $Y$  方向和绕  $Z$  方向耦合比较严重, 需要优化提高到 90% 以上。

因此本文通过遗传算法对悬置系统进行优化, 优化目标为绕  $X$  方向的能量百分比提高到 90% 以上, 同时降低  $Z$  方

向和绕  $X$  方向的模态频率, 提高  $Y$  方向的模态频率, 使得模态频率和能量分布遵循表 1 设计要求。优化设计变量为四个悬置减振垫安装位置, 考虑到变速箱支脚由平支撑改为  $V$  型支撑难度比较大, 故仅将发动机支脚设计成  $V$  型支撑, 优化后悬置系统模态频率和能量分布如表 6 所示。

表 6 优化后模态频率和能量分布

| 频率 (Hz) | 能量分布矩阵 (%) |      |      |       |       |       |
|---------|------------|------|------|-------|-------|-------|
|         | $X$        | $Y$  | $Z$  | 绕 $X$ | 绕 $Y$ | 绕 $Z$ |
| 7.7     | 93.9       | 0.04 | 0.56 | 0     | 5.5   | 0     |
| 8.5     | 0.1        | 90.1 | 0    | 9.3   | 0     | 0.5   |
| 11.1    | 1.1        | 0.1  | 96.9 | 0.1   | 1.65  | 0     |
| 15.0    | 0          | 7.9  | 0.1  | 91.6  | 0     | 0.4   |
| 15.9    | 0.1        | 1.8  | 0.1  | 0     | 2.4   | 96.5  |
| 16.3    | 4.8        | 0    | 2.1  | 0     | 90.4  | 2.6   |

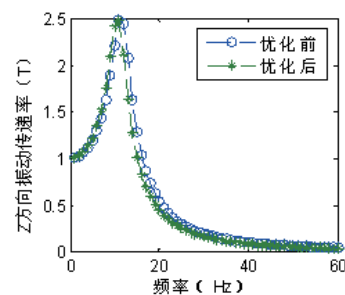
由表 6 知, 优化后  $Z$  方向和绕  $X$  方向的模态频率均有所降低, 有利于动力总成系统隔振,  $Y$  方向模态频率提高到 8.5Hz, 有利于控制发动机刚启动时抖动, 同时绕  $X$  方向与其他方向的耦合程度明显降低, 模态能量分布提高到 91.6%, 此外其他方向模态能量均有所提高, 均满足表 1 中的设计要求。优化后发动机  $V$  型支撑的倾斜角度为  $30^\circ$ , 悬置新位置参数如表 7 所示。

表 7 优化后悬置位置参数 (mm)

| 悬置坐标 | $x$  | $y$  | $z$  |
|------|------|------|------|
| 左前悬置 | 361  | 262  | -210 |
| 右前悬置 | 340  | -258 | -177 |
| 左后悬置 | -511 | 201  | -129 |
| 右后悬置 | -467 | -215 | -269 |

## 五、优化前后振动传递率仿真

本文取 6 阶刚体模态阻尼比均为 0.2, 分别通过模态叠加法计算动力总成悬置系统优化前后绕  $X$  方向的振动传递率和  $Z$  方向的振动传递率如图 2 ~ 3 所示。

图 2 绕  $X$  方向优化前后振动传递率曲线

# 基于 MBD 的产品工艺协同设计关键技术应用

中车唐山机车车辆有限公司 产品研发中心 宫洪磊 郭玉亮 朱东伟

中车唐山机车车辆有限公司 动车检修事业部 温龙军

本文以 Pro/ENGINEER 为平台, 采用 ProToolkit 与 VC++ 进行组合开发, 介绍了基于 MBD 的产品与工艺的协同设计中的关键技术, 详细介绍了三维模型标注技术、三维机加工工艺设计技术、三维焊接装配工艺设计技术、三维钣金工艺设计技术、三维工艺可视化发布技术以及三维模型质量检测技术的应用。

## 一、引言

随着数字化设计技术的逐步应用和推广, 越来越多企业认识到产品工艺协同设计在推广数字化设计模式中的重要性。数字化设计过程中的设计工具、建模过程、模型质量、装配质量以及数字化产品数据命名、管理、审签、归档和更改等方面都迫切需要进行规范和约束。这些标准与规范必须能够系统和全面地协调整个工程机械装备的数字化设计活动, 并在体系框架层面进行规范和约束。若不能及时系统地

开展数字化设计标准的研究和编制, 将会显著影响整个企业共享设计平台的推进和深化发展。

实施全三维数字化设计, 首先有相应的标准作应用规范化支撑, 其次必须构建开发对应的全三维研发工艺协同设计系统, 以提高设计、工艺的效率, 节省产品研制成本。图 1 所示为所需开发构建的全三维研发工艺协同设计应用平台的流程架构。该平台包含有“三维模型标注技术”、“三维机加工工艺设计技术”、“三维焊接装配工艺设计技术”、“三

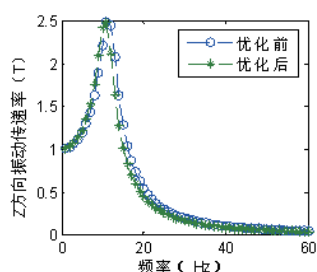


图 3 Z 方向优化前后振动传递率曲线

怠速工况 1.5 阶燃烧激励频率为 21.3Hz 时, 此频率下绕 X 方向振动传递率优化后明显下降, 从 138.7% 降低到 84.2%; Z 方向振动传递率也有一定程度降低; 怠速工况 1 阶不平衡往复惯性力矩的激励频率为 14.2Hz, 此频率下绕 X

和 Z 方向振动隔振率优化前后变化不大。因此振动传递率仿真表明: 优化后动力总成悬置系统隔振性能得到提高。

## 六、结语

叉车动力总成悬置系统的设计有一定难度, 特别是针对三缸发动机而言, 需要同时考虑 1 阶、1.5 阶发动机振动激励的隔振, 也要兼顾六个方向振动模态能量解耦, 还要控制发动机启动时的抖动。因此必须要利用优化设计方法, 在有限的设计空间内, 探索最优的设计方案, 本文利用的遗传算法是一种高效的全局优化算法, 可以快速找到动力总成悬置系统全局最优设计方案, 具有很高的工程应用价值。