

斯特林发动机 V 型传动系统激励力的计算分析研究

缪斯浩¹, 周建明², 杨欣², 孙思聪¹, 周晟²

(1. 武汉理工大学能源与动力工程学院, 湖北 武汉 430063; 2. 七一一研究所, 上海 201203)

摘要: 介绍了有关斯特林发动机传动系统激励力的计算分析研究。建立了斯特林发动机传动系统刚柔混合的多体动力学模型, 计算了曲轴主轴承载荷和活塞侧推力等激励力。对比分析了有、无齿轮啮合力对主轴承载荷的影响, 指出: 计算斯特林发动机传动系统激励力时应考虑齿轮啮合冲击力的影响。对比分析了不同活塞间隙对活塞侧推力的影响, 结果表明: 活塞杆与缸套间隙在 0.08 ~ 0.12 mm 时, 活塞侧推力的影响较小。

关键词: 激励力; 传动系统; 斯特林发动机; 齿轮啮合

中图分类号: U664.13 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2018)06-0043-06

Calculation Analysis of Motivating Forces of V-Type Transmission Systems for Stirling Engines

Miu Sihao¹, Zhou Jianming², Yang Xin², Sun Sicong¹, Zhou Sheng²

(1. School of Energy and Power Engineering, Wuhan University of Technology, Hubei Wuhan 430063;

2. Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201203)

Abstract: The calculation analysis of the motivating forces of the transmission system for a Stirling Engine is introduced. The rigid and flexible dynamical model of the transmission system of the Stirling engine was built. The motivating force or the bearing load of crank shaft and the piston side thrust were calculated. The influence of with or without gear meshing force on the main bearing load were compared with each other and analyzed. The impact of the gear meshing impact should be considered in the analysis of the transmission system of the Stirling engine. Comparison analysis of the influences of the different piston clearances on the piston thrust was conducted, and the results showed that when the clearance between the piston rod and cylinder liner was 0.08 ~ 0.12 mm, the influence was smaller.

Key words: motivating force; transmission system; Stirling engine; gear meshing

0 引言

斯特林发动机是一种闭式往复式外燃发动机, 具有可使用多种能源、热效率高和振动噪声低等优点, 从 20 世纪 90 年代开始, 陆续在军事和民用领域得到应用^[1]。传动系统是斯特林发动机的关键子系统之一。传动系统在气体力、惯性力、轴承力和齿轮啮合力作用下易产生多种形式的结构振动。准确掌握传动系统的动力学特性对于研究斯特林发

动机的振动特性有重要意义^[2-3]。

国内外学者对发动机传动系统的动力学特性开展了大量的研究工作。马炳杰基于有限元分析和多体动力学分析, 建立了传动系统的动力学模型, 进行了传动系统动力学分析^[2]。文献 [3] 对 4120G 型柴油机曲轴进行了动力学计算分析, 对比了刚性曲轴和柔性曲轴对主轴承载荷的影响。胡俊华通过修改齿轮副公共速度标记点的坐标位置来模拟齿轮传动误差, 对比分析了齿轮误差对齿轮啮合力的影

响,为齿轮传动误差的分析提供了理论依据^[5]。文献 [6] 以某型四缸双作用 α 型斯特林发动机为研究对象,考虑齿轮啮合力计算了斯特林发动机的主要激励力。文献 [7] 和 [8] 利用刚柔混合的动力学模型进行了柴油机的曲轴应力分析。斯特林发动机由外部供热系统、热能转换系统、动力传动系统、润滑系统、起动系统等多个子系统组成,尽管其与内燃机在构造与原理上有一定的差别,但仍然可借鉴内燃机的相关研究结果来分析斯特林发动机的振动和机械噪声特性。

目前对往复式发动机的振动响应特性研究主要以内燃机为主,对斯特林发动机振动响应的计算分析也局限于 U 型机,对于由齿轮组和曲轴组成的斯特林发动机传动系统特性的相关研究较少。本文基于某斯特林发动机,采用刚柔体混合的动力学模型,分析斯特林发动机曲轴—连杆—活塞机构的动力学特性,并考虑齿轮啮合冲击力的影响,分析 V 型斯特林发动机传动系统动力学特性,为整机的振动响应计算提供激励力输入条件。

1 模态分析与多体动力学理论

1.1 模态分析

模态分析的中心思想是对线性定常系统的振动微分方程组进行坐标变换以解耦方程组,得到系统的固有振型、频率和模态刚度等模态参数。模态空间中通过模态的线性叠加来计算结构变形,这种线性叠加关系可用式 (1) 表示:

$$[\mu] = \sum \alpha_i [\phi]_i \quad (1)$$

式中: $[\mu]$ 为各个节点的位移矢量, α_i 为模态参与因子, $[\phi]_i$ 为构件模态,即特征位移矢量。

模态分析可确定结构的固有频率和振型。有限元模态计算的模态阶次较多,模型的合理简化可以保证计算结果的精度。

1.2 多体动力学

多体动力学的研究对象是物体与物体间的连接关系,根据机械系统物体间的力学特性,可将多体系统分为多刚体系统、多柔体系统和刚柔混合多体系统。

柔性体的运动微分方程可以写成:

$$\begin{aligned} M\ddot{\epsilon} + \dot{M}\dot{\epsilon} - \frac{1}{2} \left[\frac{\partial M}{\partial \epsilon} \dot{\epsilon} \right]^T \epsilon + K\epsilon + f_g + D\dot{\epsilon} + \\ \left[\frac{\partial M}{\partial \epsilon} \right]^T \lambda = Q \end{aligned} \quad (2)$$

式中: ϵ 、 $\dot{\epsilon}$ 、 $\ddot{\epsilon}$ 为弹性体的广义坐标以及对时间的一阶与二阶导数, M 、 $\dot{M}$ 为质量矩阵以及对时间的

一阶偏导数, K 为广义刚度矩阵, f_g 为广义重力, D 为模态阻尼矩阵, Q 为投影到 ϵ 上的广义力。

2 传动系统动力学分析模型建立

用 CREO 软件建立斯特林发动机传动系统三维模型,并做适当简化,去除倒角、小孔和过渡弧等,将模型导出为 Parasolid 格式,然后将其导入 ADAMS/VIEW。

2.1 传动系统简化

斯特林发动机传动系统主要由活塞组、连杆、曲轴、平衡轴和齿轮等组成。图 1 为曲轴柔性化的传动系统简图, Z 方向为旋转方向。活塞、活塞杆以及连杆的简化主要是去除一些螺纹与圆角。由于曲轴承受着轴瓦传递的轴承载荷,因此轴瓦部分不进行过多简化,以避免轴瓦几何尺寸的改变使其节点与理想位置节点不一致。在其它位置则删除了倒角、小孔、圆角和尺寸较小的管道等。

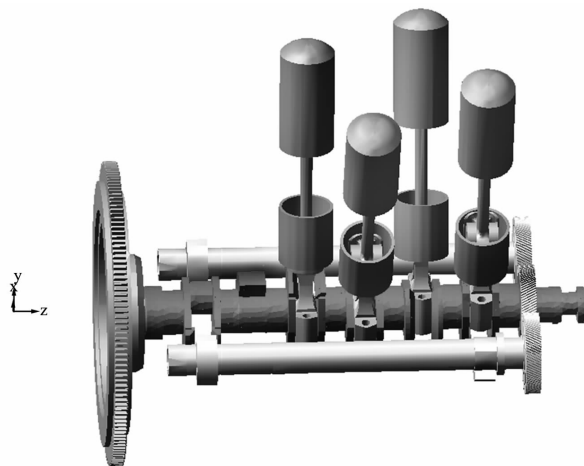


图 1 曲轴柔性化的传动系统

2.2 刚柔混合多体系统模型建立

活塞组件、活塞杆组件、连杆组件和左右两根平衡轴的变形对轴承受力的影响不大,可视为刚性体处理。以往的动力学分析中多考虑曲轴为刚性体,但由于曲轴存在弯曲和扭转变形,刚性体无法真实反映传动系统的变形;曲轴变形对力矩的传递影响较大,刚性曲轴存在多个轴承的超静定问题,ADAMS 软件中无法计算曲轴中间轴承的受力,故本文将曲轴处理成柔性体,其本质是采用离散的思想来解决刚体多点载荷冗余问题^[7]。

曲轴柔性化处理有两种方法:用 ADAMS 软件模块自动生成曲轴柔性体模型,柔性化后柔性曲轴会自动替代刚性曲轴;在 ANSYS 中将模态分析后得到的中性文件 (*.mnf) 通过 ADAMS/FLEX 导

人 ADAMS 中取代刚性曲轴, 生成可变形的柔性体。两种方法下提取的非刚体前六阶模态频率及对比如表 1 所示。

表 1 两种方法曲轴柔性化模态频率对比

阶数	ANSYS 计算频率/Hz	ADAMS 计算频率/Hz	频率对比
1	153	160	4.3%
2	158	165	4.2%
3	348	365	4.7%
4	351	369	4.9%
5	671	697	4.0%
6	727	766	5.0%

由表 1 可知: 两种方法计算的曲轴柔性化模态频率相差在 5% 以内。因在 Hypermesh 中对曲轴划分网格后导入 ANSYS 中得到中性文件比较繁琐, 而由表 1 可知用 ADAMS 软件模块自动生成的曲轴柔性体模型也具有较高精度, 故本文采用 ADAMS 生成的柔性曲轴对斯特林发动机 V 型传动系统做动力学计算分析。

2.3 约束及外载荷

在传动系统运动体上建立 MARKET 点后, 根据各部件的实际运动关系将运动副简化成 ADAMS 软件的理想约束, 各零部件运动副的具体连接方式如表 2 所示。固定副、旋转副和圆柱副为基础运动副, 不再赘述。以下重点分析齿轮接触力以及活塞杆与缸套间的接触力。

表 2 零部件运动副的具体连接方式

零件 1	零件 2	运动关系
活塞	活塞杆	固定副 ×4
活塞杆	连杆	旋转副 ×4
连杆	曲轴	圆柱副 ×4
曲轴	大地	旋转副 ×1, 圆柱副 ×4
平衡轴	大地	旋转副 ×2, 圆柱副 ×2
曲轴	齿轮	固定副 ×1
平衡轴	齿轮	固定副 ×2
齿轮	齿轮	接触 ×2 (考虑齿轮啮合力的情况)
活塞杆	缸套	接触 ×4

2.3.1 齿轮接触力

齿轮系统通过各轮齿间连续的接触碰撞进行动力传递, 依据冲击 (Impact) 函数来考虑齿轮间的接触力。接触力大小计算表达式为:

$$F_{ni} = K\delta_i^e + CV_i \quad (3)$$

式中: K 为接触刚度系数, δ 为穿透深度, e 为弹性恢复系数, C 为接触阻尼系数, V 为碰撞速度。

碰撞体的材料和形状决定了刚度系数 K , 齿轮

啮合的齿廓面接触刚度系数 K 计算式为:

$$K = \frac{4}{3\pi(h_1 + h_2)} \left[\frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

式中: R_1 、 R_2 为啮合齿廓面处曲率半径, $R_i = m z_i \cdot \sin \alpha / 2$, ($i = 1, 2$), m 为模数, z 为齿数; α 为压力角; h_1 、 h_2 为材料参数, $h_i = (1 - \mu_i^2) / \pi E_i$, ($i = 1, 2$); μ 为泊松比; E 为弹性模量。

阻尼导致碰撞过程能量损失, 由等效能量损失可得出接触阻尼 C 的计算式:

$$C = \frac{3K(1 - e^2)}{4U} \delta^n \quad (5)$$

式中: e 为弹性恢复系数, n 为非线性指数, U 为碰撞速度 (由两啮合齿轮节点处的线速度差值代替)。

利用式 (4)、(5) 计算得到齿轮接触刚度系数和阻尼系数分别为 $K = 5.19 \times 10^5 \text{ (N} \cdot \text{mm}^{-1.5})$, $C = 69 \text{ (N} \cdot \text{s} \cdot \text{mm}^{-1})$, 针对曲面碰撞, 弹性恢复系数 e 一般取 5/9, 非线性指数 n 取 1.5, 穿透深度取 0.1 mm, 考虑润滑时静摩擦系数取 0.1, 动摩擦系数取 0.05, 表面相对滑移速度取 10 ($\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$), 最大静摩擦对应的相对滑移速度取 0.1 ($\text{mm} \cdot \text{s}^{-1}$)^[5]。

2.3.2 活塞杆与缸套接触力

为了保证运动部件间运动副具有相对运动及良好的润滑性能, 运动部件之间的间隙必不可少, 但间隙的大小不仅影响精度, 还带来振动与噪声等负面影响。通过冲击函数来计算活塞杆与缸套间接触力, 采用非线性弹簧阻尼模型式 (3) 计算, 其中: K 为等效接触刚度, 它取决于接触物体的材料与半径 (式 (4))。式 (4) 中: R_1 、 R_2 分别为活塞杆与缸套的半径, h_1 、 h_2 分别为活塞杆与缸套的材料参数, 由材料的泊松比与弹性模量决定。

活塞杆与缸套间等效刚度系数依间隙不同而不同, 间隙为 0.08 mm 时, 取 $K = 9.242 \times 10^5 \text{ (N} \cdot \text{mm}^{-1.5})$; 间隙为 0.12 mm 时, 取 $K = 9.247 \times 10^5 \text{ (N} \cdot \text{mm}^{-1.5})$; 间隙为 0.20 mm 时, 取 $K = 9.251 \times 10^5 \text{ (N} \cdot \text{mm}^{-1.5})$ 。

2.3.3 气缸压力与驱动加载

传动系统主要载荷为缸内气体对活塞产生的压力。将斯特林发动机的气缸压力曲线以 txt 格式输入至 ADAMS 中, 形成 Spline 曲线, 然后通过函数 CUBSPL (time, 0, Spline_, 0) 加载至活塞。

根据斯特林发动机传动系统结构: 由飞轮端往自由端看, 曲轴沿逆时针方向旋转, 两侧平衡轴沿顺时针方向旋转。考虑齿轮啮合力对曲轴主轴承载荷的影响: 分别在曲轴齿轮与两平衡轴齿轮上建立

接触,然后在曲轴上加载额定转速;不考虑齿轮啮合力对主轴承载荷的影响:在曲轴齿轮与两平衡轴齿轮上建立齿轮副,然后在曲轴上加载额定转速,并在两根平衡轴上加载等转速的反向额定转速。

3 动力学计算结果及分析

设定合理的计算时间与计算步数,保证每一步齿轮啮合至少计算六步,这样既能缩短计算时间也可保证计算精度,然后对传动系统的动力学特性进行计算。为排除迭代初始时刻曲轴工作不稳定的影响,取第三个周期后的计算结果进行分析。

活塞杆与缸套间隙为 0.12 mm,并考虑齿轮啮合的情况,主轴承载荷与活塞侧推力的计算结果如图 2~图 4 所示。

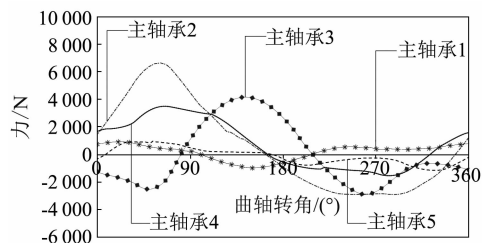


图2 主轴承 X 方向载荷

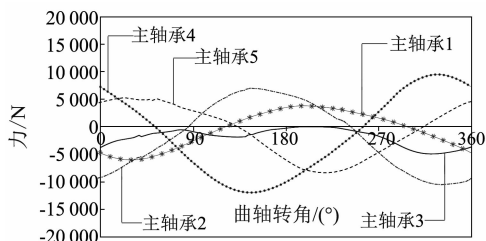


图3 主轴承 Y 方向载荷

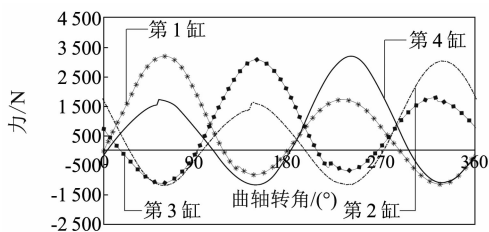


图4 活塞侧推力

3.1 活塞侧推力

在连杆摆角存在的情况下,由于气体压力和活塞组件往复惯性力的同时作用,活塞受到大小及方向呈周期性变化的侧推力。在该推力作用下,活塞与缸套发生间歇性接触,并产生二次激振力及侧向拍击力。不同间隙下活塞侧推力如图 5~图 7 所示。

由图可知:做功行程上止点位置附近,燃气压力急剧变化,侧推力最大且急剧变化。其它时刻侧推力较小且变化平稳,基本符合活塞往复惯性力的变化特点。在间隙为 0.08 mm 和 0.12 mm 时,活塞侧推力变化趋势大致相同,且随着间隙变大,活塞侧推力变大;活塞敲击力不明显,可能是由于驱动活塞径向运动的力太大导致。当活塞杆与缸套间隙增大到 0.2 mm 时,活塞敲击力明显,但每次敲击都只是单侧敲击,这显然不符合实际情况,这种现象是不正常的,应该尽量避免。同时说明:该型斯特林 V 型发动机活塞杆与缸套的合理间隙范围在 0.08~0.12 mm。

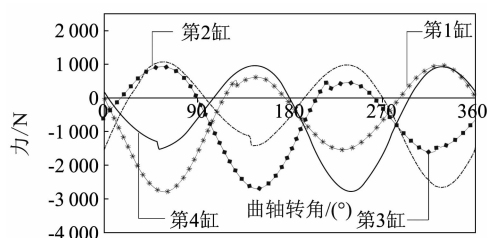


图5 活塞侧推力（间隙 0.08 mm）

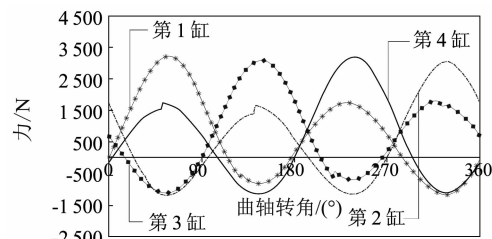


图6 活塞侧推力（间隙 0.12 mm）

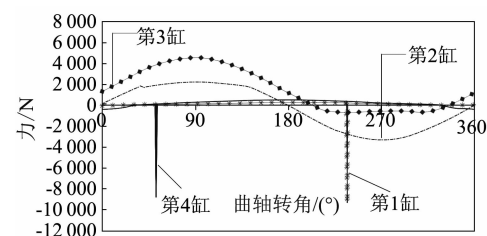


图7 活塞侧推力（间隙 0.2 mm）

3.2 主轴承载荷

由曲轴作用力引起的主轴承载荷是机体受到的主要激励力之一,导致产生表面辐射噪声。斯特林发动机曲轴有 5 个轴承,左右平衡轴上分别有 2 个轴承,各轴承位置如图 8 所示。曲轴上主轴承 X、Y 方向的受力如图 9~图 12 所示。V 型斯特林发动机齿轮系统与 U 型斯特林发动机齿轮系统有很大区别。U 型斯特林发动机齿轮系统三维模型如图 13 所示^[6],其曲轴各轴承所受合力如图 14、图 15 所示。

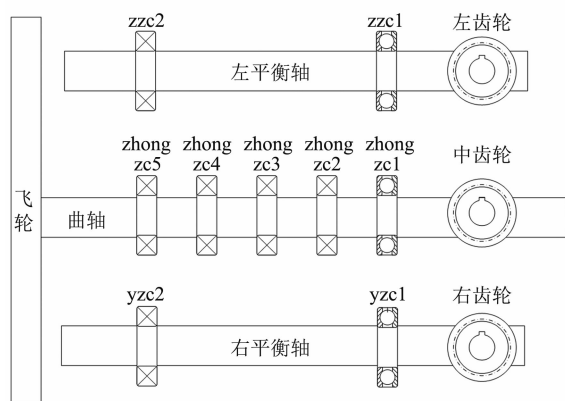


图 8 传动系统各轴承位置示意图

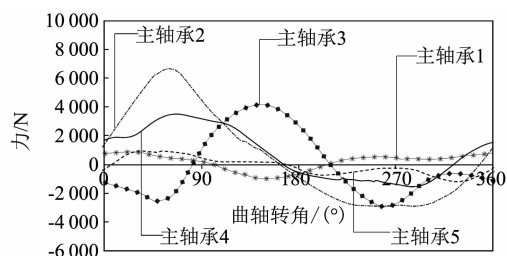


图 9 主轴承 X 方向载荷 (有啮合)

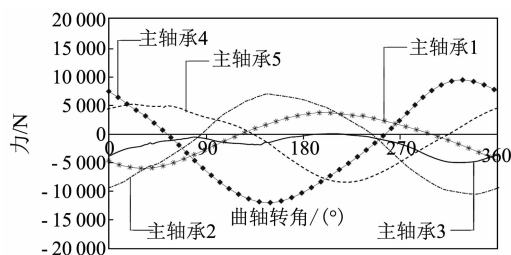


图 10 主轴承 Y 方向载荷 (有啮合)

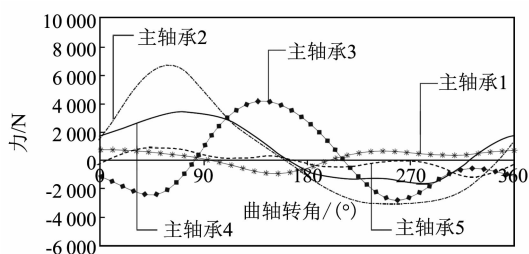


图 11 主轴承 X 方向载荷 (无啮合)

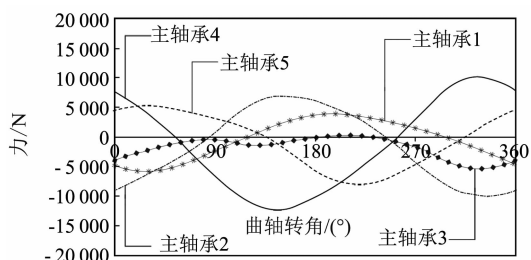


图 12 主轴承 Y 方向载荷 (无啮合)

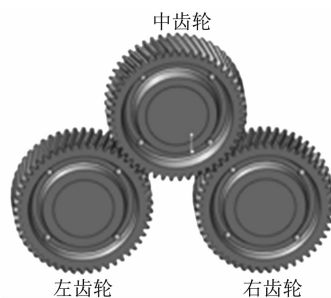


图 13 U 型斯特林发动机齿轮系统三维模型

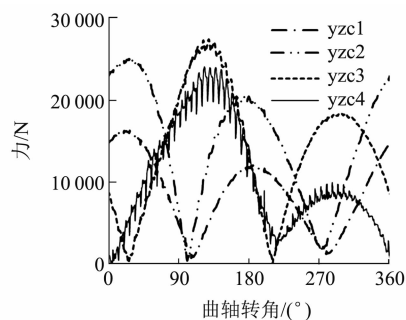


图 14 曲轴各轴承所受合力 (有啮合)

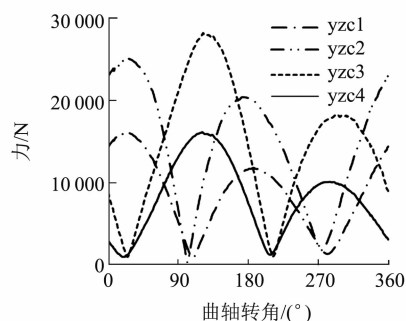


图 15 曲轴各轴承所受合力 (无啮合)

由图 9 ~ 图 12 可知: 考虑齿轮啮合力与不考虑齿轮啮合力的情况下, 各主轴承 Y 方向受力均明显大于 X 方向受力。这是因为 Y 方向为活塞往复运动方向, Y 向载荷的产生与气缸最高燃烧压力密切相关; 第 1、5 主轴承 Y 向受力峰大致相同且较小, 主要是因为这几个轴承仅承受单个缸的气体压力和惯性力作用; 第 3 主轴承 Y 向受力峰值最小, 究其原因, 主要在于第 3 轴承相邻的两气缸 2、3 缸的发火间隔为 180°CA , 因而对缸内最高燃烧压力所引起的 Y 向载荷峰值有较强的抵消作用。

从图 14、图 15 还可以看出: 考虑齿轮啮合的曲线毛刺较多, 不考虑齿轮啮合的曲线非常光滑。造成这种现象的原因可能是曲轴旋转方向以及齿轮啮合时曲轴瞬时变形的作用, 但整体影响趋势不大; 靠近齿轮的轴承 zhongzc1 受到齿轮啮合冲击力

的影响较大,即曲线上毛刺比较多。由图 14、图 15 与图 10、图 12 的对比可看出:U 型斯特林发动机齿轮啮合力对主轴承载荷的影响更大;曲线上毛刺更明显且幅值更大,其中尤以 yzc4 最为突出。因 yzc4 轴承为靠近齿轮的轴承。这也验证了 V 型斯特林发动机传动系统消除了 U 型发动机传动系统中由齿轮传动引起的振动噪声的结论。

4 结 论

(1) 建立了斯特林发动机传动系统刚柔混合多体动力学模型,计算了主轴承载荷和活塞侧推力等激励力,为斯特林发动机整机振动响应计算提供了激励力的输入条件。

(2) 对比分析了齿轮啮合冲击力对斯特林发动机主轴承载荷的影响,表明:计算斯特林发动机激励力时应考虑齿轮啮合冲击力的影响。

(3) 对比分析了不同活塞间隙对活塞侧推力的影响,活塞杆与缸套间隙在 0.08 ~ 0.12 mm 时,活塞侧推力的影响较小。

参考文献

- [1] 金东寒. 斯特林发动机技术 [M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2009.
- [2] 马炳杰, 沈建平, 赵大鹏, 等. 柴油机动力传动系统振动特性预估 [J]. 噪声与振动控制, 2011, 32 (6): 86-90.

- [3] 李玉军, 杨建国. 4120SG 型柴油机曲轴系统动力学仿真与分析 [J]. 武汉理工大学学报 (交通科学与工程版), 2007, 31 (1): 71-75.
- [4] BARTELMUS W, ZIMROZ R. Vibration condition monitoring of planetary gearbox under varying external load [J]. Mechanical System and Signal Processing, 2009, 23 (1): 246-257.
- [5] 胡俊华, 段礼祥, 高广民, 等. 基于 ADAMS 的齿轮传动误差动力学仿真研究 [J]. 制造业自动化, 2016, 38 (4): 112-114.
- [6] 黄维. 斯特林发动机激励力计算与振动响应分析 [D]. 武汉: 武汉理工大学, 2017.
- [7] 洪磊, 王国治. 热燃气柔性动力学特性仿真及振动分析 [J]. 江苏科技大学学报 (自然科学版), 2007, 21 (S1): 44-47.
- [8] 李丽婷, 李威, 刘子强, 等. 基于 ADAMS 的柴油机曲轴多体动力学仿真 [J]. 柴油机, 2007, 29 (3): 5-8.
- [9] 陈亮, 宋希庚, 明章杰, 等. 基于有限元和多体动力学的柴油机曲轴动态强度与冲击响应分析 [J]. 振动与冲击, 2008, 27 (11): 186-189.
- [10] 张兆强. 基于多体动力学的柴油机振动分析及曲轴的疲劳分析 [D]. 成都: 西南交通大学, 2012.
- [11] 赵武云. ADAMS 基础与应用实例教程 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2012.
- [12] 田会方, 林喜镇, 赵恒. 基于 Pro/E 和 ADAMS 齿轮啮合的动力学仿真 [J]. 机械传动, 2006, 30 (6): 66-70.

(上接第 42 页)

参考文献

- [1] 廖又明, 黎新. 电力推进舰船的发展与进步 [J]. 中外船舶科技, 2003 (2): 20.
- [2] 徐伟, 李桐桥. 推进电机新型隔振装置设计研究 [J]. 舰船科学技术, 2006, 28 (S2), 86-88.
- [3] 谢志强, 基于数值计算的推进电机水下辐射噪声分析

[J]. 声学技术, 2014, 33 (S1) 116-119.

- [4] 严济宽. 机械振动隔离技术 [M]. 上海: 上海科学技术文献出版社, 1985.
- [5] 中国船舶重工集团公司. 舰船设备噪声、振动测量方法: GJB 4058 - 2000 [S]. 北京: 国防科工委军标出版发行部, 2000.