



RV减速器振动响应模型与故障检测方法研究

罗华耿¹, 黄煜坤¹, 薛林林¹, 冯吴俊¹, 王成龙^{2*}, 张新月³, 王刚⁴, 关健^{3*}, 陈文杰³

1. 厦门大学航空航天学院, 厦门 361102

2. 厦门理工学院机械与汽车工程学院, 厦门 361024

3. 美的集团高端重载机器人全国重点实验室, 佛山 528311

4. 广东极亚精机科技有限公司, 佛山 528311

* E-mail: chlowa@xmut.edu.cn; guanjian6@midea.com

收稿日期: 2025-12-09; 接受日期: 2026-01-29; 网络版发表日期: 2026-03-10

摘要 旋转矢量(rotary vector, RV)减速器是现代工业机器人的核心部件, 准确且有效地监测其内部关键部件的状态对于确保整个机械系统的可靠性至关重要. RV减速器结构紧凑, 运动部件众多, 因此振动响应非常复杂. 为实现对RV减速器健康状况的精确监测, 本研究首先基于运动学和动力学原理构建了RV减速器的振动响应信号模型, 然后根据所建模型的特点, 提出了相应的信号处理方法, 以提取反映各部件健康状况的振动特征. 实验结果验证了所建模型的准确性和所提诊断方法的有效性. 本研究为RV减速器的故障诊断和状态监测提供了理论依据和实用方法.

关键词 RV减速器, 振动响应, 故障诊断, 传递路径

1 引言

旋转矢量(rotary vector, RV)减速器因其传动精度高、减速比大、承载能力强等优点, 在工业机器人中得到了广泛的应用^[1]. 作为机器人重载关节的核心部件, RV减速器的健康状况对系统的运行精度和稳定性至关重要. 然而, RV减速器在运行过程中, 一些内部部件不可避免地会受到磨损或其他类型的损坏, 从而导致整体性能下降^[2,3]. 因此, 为了保持RV减速器的优良性能, 及时准确地检测各部件的运行状态是非常重要的.

RV减速器是一种集行星齿轮传动与摆线针轮传

动于一体的精密减速装置, 其内部包含众多旋转部件^[4]. 由于其紧凑的结构设计型式, 通常需要采用非侵入式的设备监测其内部部件的健康状态^[5]. 随着传感器技术的发展, 非侵入式的传感器主要有振动传感器^[6,7]、温度传感器^[8,9]、油液传感器^[10,11]等. 其中, 加速器振动传感器由于其良好的经济性和成熟度, 目前已经被广泛应用于监测各类机械设备的健康状态^[12].

目前, 针对RV减速器的故障诊断研究主要沿循两条技术路径: 其一是基于数字信号处理的特征工程方法, 其二是基于人工智能大模型的端-端学习方法. 前者路径的核心在于融合物理可解释的特征与先进的信号分析技术. 例如, Qiao等人^[13]提出了一种非线性频谱

引用格式: 罗华耿, 黄煜坤, 薛林林, 等. RV减速器振动响应模型与故障检测方法研究. 中国科学: 技术科学, 2026, 56: 566–580
Luo H G, Huang Y K, Xue L L, et al. Research on vibration response modeling and fault detection of RV reducers (in Chinese). Sci Sin Tech, 2026, 56: 566–580, doi: 10.1360/SST-2025-0400

特征融合框架, 其中通过非线性输出频率响应函数提取频谱特征, 以量化由故障引起的非线性现象. Wang等人^[14]为型号为RV40E的RV减速器制定了工业标准化的振动分析方案, 成功实现了对行星齿轮表面缺陷和轴偏心故障的有效检测. Wang等人^[15]通过使用中心差分法将角度序列转换为瞬时速度曲线, 对编码器信号进行了分析. 采用带通滤波和同步平均技术来抑制瞬态噪声, 从而能够在模拟太阳齿轮根部裂纹和行星齿轮表面磨损的场景中检测到微弱的故障特征. 后者则侧重于基于深度学习的智能方法, 其核心在于弱化传统的人工特征提取, 直接以原始信号为输入, 由深度网络自动学习和提取关键特征信息. 例如, Xu等人^[16]将动态路由机制与两层堆叠的胶囊网络相结合, 能够识别单一故障与复合故障, 显著提升了模型在复杂故障情形下的诊断能力. Qiu等人^[17]利用战争策略优化算法自适应调节变分模态分解参数, 重构出与RV减速机故障频率相关的信号, 再通过ResNet-Swin结构提取特征, 在可变工况下验证了方法的鲁棒性与可靠性. Jiang等人^[18]在卷积模块中引入挤压与激励注意力机制, 并采用Swish激活函数以缓解Dead ReLU问题, 在噪声干扰环境下仍保持优异的故障识别性能. Peng等人^[19]构建了自适应多域信息融合双流网络, 结合优化的特征模式分解与跨域注意力机制, 并利用Swin Transformer与卷积神经网络的双流架构, 有效提升了RV减速器在复杂工况下的诊断鲁棒性.

正确认识RV减速器的振动特性, 是开展有效故障诊断的关键前提. 目前, 已有大量工作探讨RV减速器的振动响应与建模研究. 在RV减速机动态特性研究方面, Zhang等人^[20]利用集中参数模型分析了齿面磨损演化与传动误差的关系; Li等人^[21]考察了加工/装配误差与轴承间隙对传动精度的影响; Han等人^[22]在考虑齿轮间隙与时变啮合刚度基础上建立了平动-扭转动力学模型, 并指出增加啮合阻尼有助于抑制振动幅值. 针对啮合刚度的时变特性与复杂接触关系, E等人^[23]提出了改进的时变啮合刚度计算方法并将其引入动力学模型, 从而更好地解释局部故障所致的典型振动特性. 此外, 运动学方法则从频谱结构生成机理上解释了RV减速机传动系统中的调制边带, 以及设计参数对谱分布的影响. 上述工作为故障特征的物理解释提供了一定的理论基础.

为实现有意义且可解释的、基于振动响应的RV

减速器故障诊断, 本文主要开展了以下工作.

(1) 系统性理论分析: 首先对RV减速器的运动学与振动特性展开了系统性理论分析, 通过梳理其复杂的传动关系, 构建了以输入轴为基准的各关键部件阶次关系模型.

(2) 振动响应机理剖析: 在运动学关系的基础上, 结合RV减速器的结构特点, 深入剖析了其振动响应的主要成分及边带分布规律.

(3) 故障特征提取方法提出: 针对其振动信号成分复杂、故障成分微弱的特点, 考虑了RV减速器振动响应特点, 提出了相应的信号处理方法以精准提取故障特征.

(4) 有效性验证: 实验结果验证了所构建的振动响应模型及所提诊断方法的有效性. 本研究成果为RV减速器的状态监测提供了坚实的理论与有效的技术途径.

本文其余部分的结构安排如下: 第2节简要介绍了RV减速器的基本结构, 并建立了其运动学模型. 第3节推导了RV减速器的主要的振动响应及其幅值调制成分的理论表达式. 第4节提出了用于故障特征提取的信号处理方法. 第5节通过实验验证了所构建的振动模型与诊断方法的有效性. 第6节对全文工作进行总结与展望.

2 RV减速器运动学分析

如图1所示, RV减速器通常由行星齿轮传动和摆线针轮传动两部分复合而成. 在典型的RV减速器结构

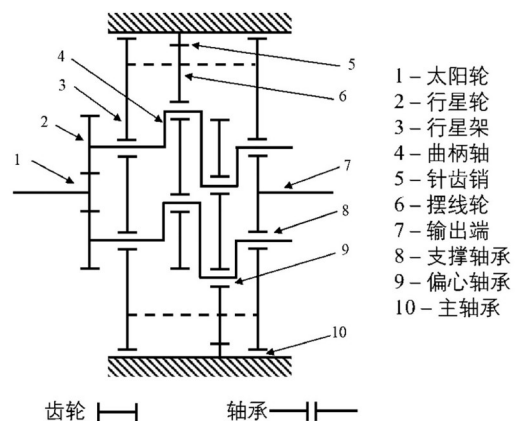


图1 RV减速器的结构
Figure 1 Structure of RV reducer.

中, 太阳轮作为输入端, 由电机驱动. N_p 个行星轮均匀安装在行星架上, 并与太阳齿轮啮合, 共同构成行星齿轮传动. 与行星齿轮刚性连接的曲柄轴通过偏心轴驱动摆线轮, 摆线轮再与针齿销啮合, 形成摆线针轮传动. 两种传动结构共用同一行星架, 该行星架同时也作为RV减速器的输出端.

从RV减速器的结构中可知, 行星轮旋转、曲柄轴旋转和摆线轮公转是同步的, 旋转频率记作 f_p ; 行星轮公转、曲柄轴公转和摆线轮旋转也是同步的, 旋转频率记作 f_c .

行星齿轮和摆线针轮的啮合原理分别如图2(a)和(b)所示. 根据图2(a), 可以在相对于行星架的参考系中建立行星轮系的啮合运动关系:

$$f_{m1} = (f_s - f_c)Z_{\text{sun}} = (f_p + f_c)Z_{\text{plt}}, \quad (1)$$

其中, f_{m1} 是行星轮系啮合频率, f_s 是太阳轮的旋转频率. Z_{sun} 和 Z_{plt} 分别是太阳轮和行星轮的齿数.

根据图2(b), 可以在相对于摆线轮的参考系中建立摆线轮系的啮合运动关系:

$$f_{m2} = f_p Z_{\text{pin}} = (f_p + f_c)Z_{\text{cyc}}, \quad (2)$$

其中, f_{m2} 是摆线轮系啮合频率, Z_{pin} 和 Z_{cyc} 分别是针齿销个数和摆线齿轮齿数.

为简化运动学关系, 通常将曲柄轴和摆线轮之间

相对旋转轴定义为一个新的相对轴, 其旋转频率为

$$f_{\text{PLTr}} \triangleq f_p + f_c. \quad (3)$$

综上所述, 根据式(1)~(3), RV减速器内关键部件运行的旋转频率可表达为输入轴的旋转频率:

$$f_c = \frac{(Z_{\text{pin}} - Z_{\text{cyc}}) \cdot Z_{\text{sun}} \cdot f_s}{Z_{\text{plt}} \cdot Z_{\text{pin}} + Z_{\text{sun}}(Z_{\text{pin}} - Z_{\text{cyc}})}, \quad (4)$$

$$f_p = \frac{Z_{\text{cyc}} \cdot Z_{\text{sun}} \cdot f_s}{Z_{\text{plt}} \cdot Z_{\text{pin}} + Z_{\text{sun}}(Z_{\text{pin}} - Z_{\text{cyc}})}, \quad (5)$$

$$f_{\text{PLTr}} = \frac{Z_{\text{pin}} \cdot Z_{\text{sun}} \cdot f_s}{Z_{\text{plt}} \cdot Z_{\text{pin}} + Z_{\text{sun}}(Z_{\text{pin}} - Z_{\text{cyc}})}, \quad (6)$$

$$f_{m1} = \frac{Z_{\text{cyc}} \cdot Z_{\text{sun}} \cdot Z_{\text{plt}} \cdot f_s}{Z_{\text{plt}} \cdot Z_{\text{pin}} + Z_{\text{sun}}(Z_{\text{pin}} - Z_{\text{cyc}})}, \quad (7)$$

$$f_{m2} = \frac{Z_{\text{cyc}} \cdot Z_{\text{sun}} \cdot Z_{\text{pin}} \cdot f_s}{Z_{\text{plt}} \cdot Z_{\text{pin}} + Z_{\text{sun}}(Z_{\text{pin}} - Z_{\text{cyc}})}. \quad (8)$$

3 RV减速器振动响应分析

3.1 啮合单元振动信号模型

齿轮在啮合过程中, 啮合力的变化与齿轮的啮合频率有关, 因此行星轮-太阳轮(p-s)啮合单元的啮合力 F_{sp} 和摆线轮-针轮(cy-pin)啮合单元的啮合力 $F_{\text{cy-pin}}$ 可以用傅里叶级数表示为

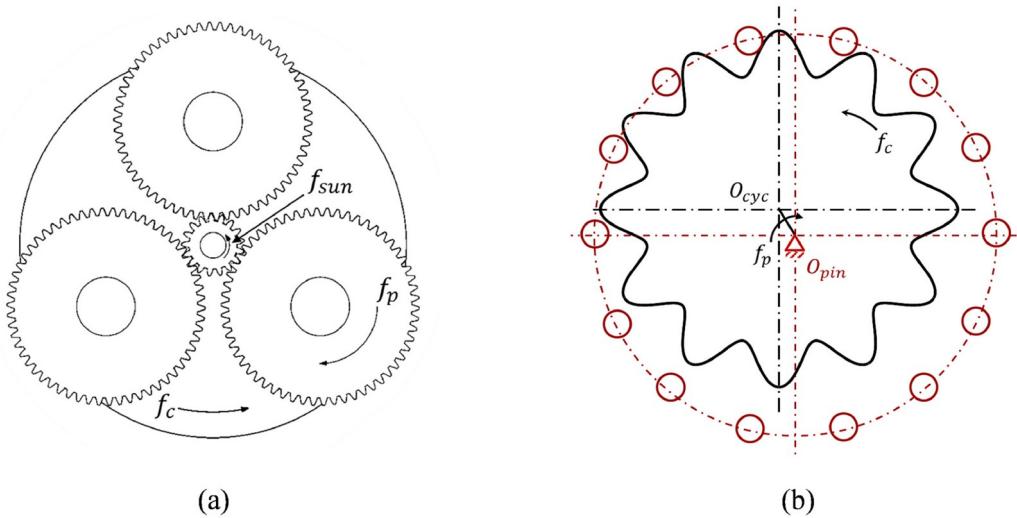


图2 (网络版彩图) 齿轮啮合示意图. (a) 行星轮系啮合; (b) 摆线轮系啮合

Figure 2 (Color online) Schematic of gear meshing. (a) Planetary gear meshing; (b) cycloidal-pin gear meshing.

$$F_{sp} = \sum_q a_q^{sp} \cos(2\pi q f_{m1} t + \phi_{sp}^q) \\ = \sum_q A_q^{sp} e^{j(2\pi q f_{m1} t)}, \quad (9)$$

$$F_{cy-pin} = \sum_q a_q^{cy-pin} \cos(2\pi q f_{m2} t + \phi_{cy-pin}^q) \\ = \sum_q A_q^{cy-pin} e^{j(2\pi q f_{m2} t)}, \quad (10)$$

式中, q 为啮合谐波阶次 ($q = 1, 2, 3, \dots$), a_q^{sp} 和 a_q^{cy-pin} 为第 q 次啮合力幅值, ϕ_{sp}^q 和 ϕ_{cy-pin}^q 为第 q 次啮合力相位, A_q^{sp} 和 A_q^{cy-pin} 是包含幅值和相位信息的复数。

在信号采集过程中, 传感器往往固定安装于 RV 试验台台架上方, 测量竖直方向的振动信号. 随着行星架的旋转, p-s 啮合单元处的啮合力在竖直方向上的分力幅值会经历周期性的变化. 同样, 随着摆线轮的转动, cy-pin 啮合单元处同样存在竖直方向啮合分力的周期性变化, 如图 3 所示.

由于加工误差、中心轮浮动等因素, 行星架旋转频率和摆线轮旋转频率的高次谐波也会对振动信号产生调制. 因此, F_{sp} 和 F_{cy-pin} 在竖直方向投影函数 T_{sp} 可表示为

$$T_{sp} = \sum_{l_1} b_{l_1}^{sp} \sin(2\pi l_1 f_c t + \phi_{sp}^{l_1}) \\ = \sum_{l_1} B_{l_1}^{sp} e^{j(2\pi l_1 f_c t)}, \quad (11)$$

$$T_{cy-pin} = \sum_{l_2} b_{l_2}^{cy-pin} \sin(2\pi l_2 f_p t + \phi_{cy-pin}^{l_2}) \\ = \sum_{l_2} B_{l_2}^{cy-pin} e^{j(2\pi l_2 f_p t)}, \quad (12)$$

式中, $b_{l_1}^{sp}$ 为第 l_1 次谐波幅值, $\phi_{sp}^{l_1}$ 为第 l_1 次谐波相位, $b_{l_2}^{cy-pin}$ 为第 l_2 次谐波幅值, $\phi_{cy-pin}^{l_2}$ 为第 l_2 次谐波相位.

综上所述, 竖直方向啮合分力分量 $F_{s_{py}}$ 和 $F_{cy-piny}$ 可以表示为

$$F_{s_{py}} = \sum_q \sum_{l_1} A_q^{sp} B_{l_1}^{sp} e^{j(2\pi(qf_{m1} + l_1 f_c)t)}, \quad (13)$$

$$F_{cy-piny} = \sum_q \sum_{l_2} A_q^{cy-pin} B_{l_2}^{cy-pin} e^{j(2\pi(qf_{m2} + l_2 f_p)t)}, \quad (14)$$

式中, A_q^{sp} 、 $B_{l_1}^{sp}$ 、 A_q^{cy-pin} 和 $B_{l_2}^{cy-pin}$ 为复系数.

RV 减速器行星齿轮传动系统存在多个啮合单元,

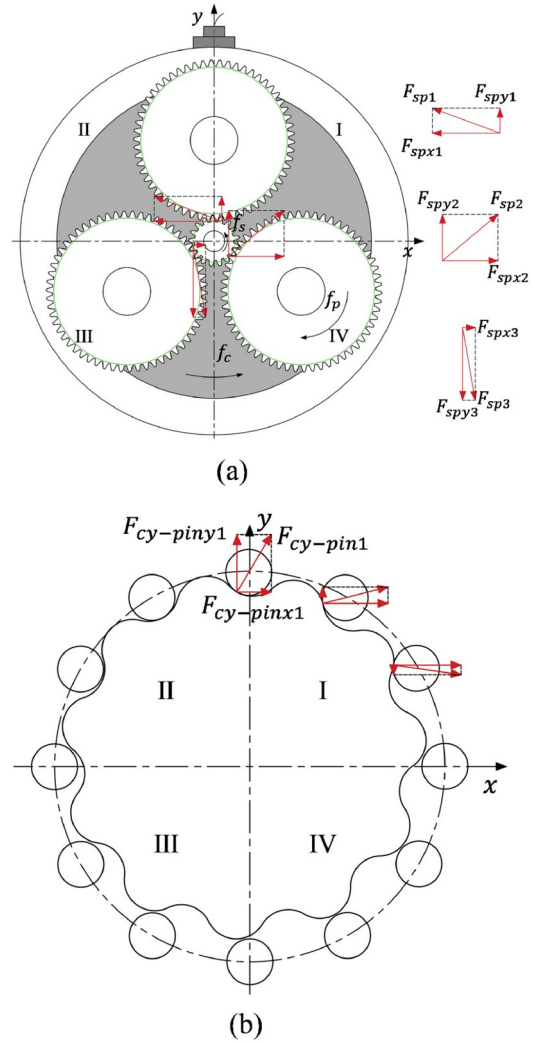


图 3 (网络版彩图) RV 减速器啮合力分析. (a) p-s 啮合单元; (b) cy-pin 啮合单元

Figure 3 (Color online) Meshing force analysis of RV reducer. (a) p-s meshing unit; (b) cy-pin meshing unit.

由于设计参数的不同, 啮合单元之间可能存在着啮合相位差. 这就导致了不同啮合单元产生的啮合力在时间轴上存在提前或滞后. 啮合相位关系可以表示为

$$\gamma_{sp_i} = -\frac{Z_s \phi_i}{2\pi}, \quad (15)$$

式中, γ_{sp_i} 为第 i 个 p-s 啮合单元啮合时的啮合相位.

由于 RV 减速器动态啮合力和振动响应之间存在相似的谱结构. 因此, 一个健康的行星齿轮传动在垂直方向产生的振动信号 $v_{s_{py}}$ 可以表示为

$$\begin{aligned}
 v_{\text{spy}}(t) &= C_1 \sum_{i=1}^N F_{\text{sp},y} \\
 &= C_1 \sum_{i=1}^N \sum_q \sum_{l_1} A_q^{\text{sp},i} B_{l_1}^{\text{sp},i} e^{j2\pi(qf_{m1} + l_1 f_c)t} e^{j(Z_q - l_1)\varphi_i},
 \end{aligned} \quad (16)$$

式中, C_1 为啮合力与振动响应之间的系数, 为常数项, $A_q^{\text{sp},i} B_{l_1}^{\text{sp},i}$ 表示第*i*个p-s啮合单元的复系数。

通过式(16)可知, 在行星齿轮级啮合频率及其谐波 qf_{m1} 两侧存在阶次为 $qf_{m1} + l_1 f_c$ 的调制边带。 l_1 可由下式给出:

$$\begin{aligned}
 \sum_{i=1}^N e^{j(Z_q - l_1)\varphi_i} &= \sum_{i=1}^N e^{j(Z_q - l_1)\frac{2\pi(i-1)}{N}} \\
 &= \begin{cases} N, & \text{当且仅当 } \frac{Z_q - l_1}{N} = \text{整数}, \\ 0, & \text{当且仅当 } \frac{Z_q - l_1}{N} \neq \text{整数}, \end{cases}
 \end{aligned} \quad (17)$$

即当且仅当 $(Z_q - l_1)/N = \text{整数}$ 时, 频率分量才可能出现在 $qf_{m1} + l_1 f_c$ 处。

摆线针轮传动系统通常包含多个交错安装的摆线轮, 由于设计参数的不同, 不同啮合单元之间存在啮合相位差。其啮合相位关系可以表示为

$$\gamma_{\text{cy-pin}} = \frac{Z_{\text{pin}}\varphi_m}{2\pi}, \quad (18)$$

式中, $\gamma_{\text{cy-pin}}$ 为第*m*个cy-pin啮合单元啮合时的啮合相位。

同样, 摆线针轮传动在竖直方向产生的振动信号分量可以表示为

$$\begin{aligned}
 v_{\text{cy-piny}}(t) &= C_2 \sum_{m=1}^M F_{\text{cy}_m\text{-piny}} \\
 &= C_2 \sum_{m=1}^M \sum_q \sum_{l_2} A_q^{\text{cy}_m\text{-pin}} B_{l_2}^{\text{cy}_m\text{-pin}} e^{j2\pi(qf_{m2} + l_2 f_p)t} e^{-j(Z_{\text{pin}}q + l_2)\varphi_m},
 \end{aligned} \quad (19)$$

式中, C_2 为啮合力与振动响应之间的系数, 为常数项, $A_q^{\text{cy}_m\text{-pin}} B_{l_2}^{\text{cy}_m\text{-pin}}$ 表示第*m*个cy-pin啮合单元的复系数。

通过式(19)可以看出, 在摆线针轮级 qf_{m2} 两侧存在阶次为 $qf_{m2} + l_2 f_p$ 的调制边带。 l_2 可由下式给出:

$$\begin{aligned}
 \sum_{m=1}^M e^{-j(Z_{\text{pin}}q + l_2)\varphi_m} &= \sum_{m=1}^M e^{-j(Z_{\text{pin}}q + l_2)\frac{2\pi(m-1)}{M}} \\
 &= \begin{cases} M, & \text{当且仅当 } \frac{Z_{\text{pin}}q + l_2}{M} = \text{整数}, \\ 0, & \text{当且仅当 } \frac{Z_{\text{pin}}q + l_2}{M} \neq \text{整数}, \end{cases}
 \end{aligned} \quad (20)$$

即当且仅当 $(Z_{\text{pin}}q + l_2)/M = \text{整数}$ 时, 频率分量才会出现在 $qf_{m2} + l_2 f_p$ 处。

3.2 传递路径分析

在RV减速机复杂的传动系统中, 存在多个啮合单元, 这些啮合单元在运转过程中产生的振动信号通过RV减速机内部的多条传递路径, 最终被固定在箱体上的传感器捕获。对于p-s啮合单元, 由于行星齿轮的公转影响, 其与固定传感器之间存在相对运动, 导致啮合振动信号在传递过程中受到时变传递路径的调制。而摆线轮的公转运动同样导致了cy-pin啮合单元与固定传感器之间存在着相对运动。各啮合单元振动信号的传递路径如图4所示。

图中给出了4条潜在的传递路径:

路径1: p-s啮合单元-行星轮-曲柄轴-支撑轴承-行星架-主轴承-箱体-传感器;

路径2: p-s啮合单元-行星轮-曲柄轴-偏心轴承-摆线轮-针轮-箱体-传感器;

路径3: cy-pin啮合单元-针轮-箱体-传感器;

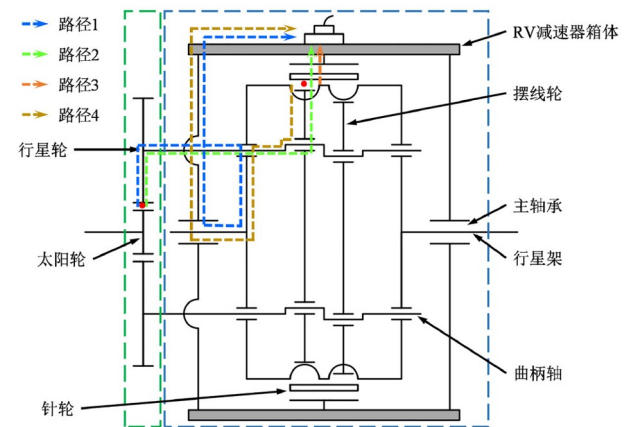


图4 (网络版彩图)传递路径示意图

Figure 4 (Color online) Schematic of transmission path.

路径4: cy-pin啮合单元-摆线轮-偏心轴承-曲柄轴-支撑轴承-行星架-主轴承-箱体-传感器。

除了上述4条时变距离传递路径之外, 还可能存在其他潜在的传递路径. 例如, 振动能量有可能通过箱体内润滑脂的分布和流动进行传播. 然而, 由于润滑脂的黏性和阻尼特性, 振动能量在这一传递过程中会受到显著的衰减. 这种衰减效应意味着通过润滑脂传递的振动信号往往具有较低的信号强度, 对整体振动响应的贡献相对较小. 其他潜在的传递路径与上述4条传递路径相比, 通常具有更高的能量损耗率. 因此, 在本文的研究中, 振动信号主要通过上述所列的传递路径得到, 振动信号通过其他传递路径对传感器的贡献忽略不计。

在传递路径1和传递路径2中, 路径的变化频率分别与行星架的旋转频率 f_c 和摆线轮的公转频率 f_p 相关, 因此, 传递路径方程可以用傅里叶级数表示为

$$w_{sp}^{P1}(t) = w_0 + \sum_{k_1} w_{sp}^{k_1} \cos(2\pi k_1 f_c t), \quad (21)$$

$$w_{sp}^{P2}(t) = w_0 + \sum_{k_2} w_{sp}^{k_2} \cos(2\pi k_2 f_p t), \quad (22)$$

式中, $w_{sp}^{k_1}$ 为旋转频率 f_c 的第 k_1 次谐波幅值, $w_{sp}^{k_2}$ 为旋转频率 f_p 的第 k_2 次谐波幅值。

式(21)和(22)可以用复指数表示为

$$w_{sp}^{P1}(t) = \sum_{k_1} W_{sp}^{k_1} e^{j2\pi k_1 f_c t}, \quad (23)$$

$$w_{sp}^{P2}(t) = \sum_{k_2} W_{sp}^{k_2} e^{j2\pi k_2 f_p t}, \quad (24)$$

式中, $k_1, k_2 = 0, \pm 1, \pm 2, \pm 3, \dots$, $W_{sp}^{k_1}$ 和 $W_{sp}^{k_2}$ 为复系数。

一个健康的行星齿轮传动的振动信号可以表示为

$$\begin{aligned} V_{sp}(t) &= C_1 \sum_{i=1}^N \sum_{m=1}^M \left(F_{s_{py_i}}(t) (w_{sp_i}^{P1}(t) + w_{sp_i}^{P2}(t)) \right) \\ &= C_1 \sum_{i=1}^N \sum_{m=1}^M \sum_q A_q^{sp_i} B_{l_i}^{sp_i} \\ &\quad \times \left(\sum_{k_1} W_{sp_i}^{k_1} e^{j2\pi (qf_{m1} + l_1 f_c + k_1 f_p) t} e^{j(Z_{sq} - l_1)\varphi_i} \right. \\ &\quad \left. + \sum_{k_2} W_{sp_i}^{k_2} e^{j2\pi (qf_{m1} + l_1 f_c + k_2 f_p) t} e^{j(Z_{sq} - l_1)\varphi_i} \right), \end{aligned} \quad (25)$$

式中, $A_q^{sp_i} B_{l_i}^{sp_i}$ 表示第 i 个p-s啮合单元的复系数, $W_{sp_i}^{k_1}$ 和

$W_{sp_i}^{k_2}$ 分别表示传递路径1和传递路径2第 i 个p-s啮合单元调制谐波的复系数。

由式(25)可知, 在健康RV减速机行星齿轮传动系统的振动信号频谱中会出现 $qf_{m1} + l_1 f_c + k_1 f_p$ 和 $qf_{m1} + l_1 f_c + k_2 f_p$ 的调制边带。

对于传递路径3和传递路径4, 摆线轮的通过效应与摆线轮公转频率 f_p 和行星架的旋转频率 f_c 有关, 因此其时变距离传递路径方程也可表示为

$$w_{cy-pin}^{P3}(t) = w_0 + \sum_{k_3} w_{cy-pin}^{k_3} \cos(2\pi k_3 f_p t + \varphi_{k_3}), \quad (26)$$

$$w_{cy-pin}^{P4}(t) = w_0 + \sum_{k_4} w_{cy-pin}^{k_4} \cos(2\pi k_4 f_c t), \quad (27)$$

式中, $w_{cy-pin}^{k_3}$ 和 φ_{k_3} 为旋转频率 f_p 的第 k_3 次谐波幅值和相位, $w_{cy-pin}^{k_4}$ 为旋转频率 f_c 第 k_4 次谐波幅值。

式(26)和(27)可以用复指数表示为

$$w_{cy-pin}^{P3}(t) = \sum_{k_3} W_{cy-pin}^{k_3} e^{j(2\pi k_3 f_p t)}, \quad (28)$$

$$w_{cy-pin}^{P4}(t) = \sum_{k_4} W_{cy-pin}^{k_4} e^{j(2\pi k_4 f_c t)}, \quad (29)$$

式中, $W_{cy-pin}^{k_3}$ 和 $W_{cy-pin}^{k_4}$ 为复系数。

经路径3和路径4的cy-pin啮合单元振动信号可以表示为

$$\begin{aligned} V_{cy-pin}(t) &= C_2 \sum_{i=1}^N \sum_{m=1}^M \left(F_{cy_m-pin} (t) \left(w_{cy-pin}^{P3} \left(t + \frac{\varphi_m}{2\pi f_p} \right) + w_{cy-pin}^{P4}(t) \right) \right) \\ &= C_2 \sum_{i=1}^N \sum_{m=1}^M \sum_q A_q^{cy_m-pin} B_{l_2}^{cy_m-pin} \\ &\quad \times \left(\sum_{k_3} W_{cy_m-pin}^{k_3} e^{j2\pi (qf_{m2} + l_2 f_p + k_3 f_p) t} e^{-j(Z_{pin} q + l_2 + k_3)\varphi_m} \right. \\ &\quad \left. + \sum_{k_4} W_{cy_m-pin}^{k_4} e^{j2\pi (qf_{m2} + l_2 f_p + k_4 f_c) t} e^{-j(Z_{pin} q + l_2)\varphi_m} \right), \end{aligned} \quad (30)$$

式中, $A_q^{cy_m-pin} B_{l_2}^{cy_m-pin}$ 表示第 m 个cy-pin啮合单元的复系数, $W_{cy_m-pin}^{k_3}$ 和 $W_{cy_m-pin}^{k_4}$ 分别表示传递路径3和传递路径4

第 m 个啮合单元调制谐波的复系数, $\frac{\varphi_m}{2\pi f_p}$ 为cy-pin啮合

单元间相位在时间轴上的时延。

由式(30)可知, 在健康摆线针轮传动系统的振动信号频谱中会出现 $qf_{m2} + l_2f_p + k_3f_p$ 和 $qf_{m2} + l_2f_p + k_4f_c$ 的调制边带, $k_4 = 0, \pm 1, \pm 2, \pm 3, \dots$, k_3 可由下式给出:

$$\begin{aligned} & \sum_{i=1}^N e^{-j(Z_{pin}q + l_2 + k_3)\varphi_m} \\ &= \sum_{i=1}^N e^{-j(Z_{pin}q + l_2 + k_3)\frac{2\pi(m-1)}{M}} \\ &= \begin{cases} M, & \text{当且仅当 } \frac{Z_{pin}q + l_2 + k_3}{M} = \text{整数}, \\ 0, & \text{当且仅当 } \frac{Z_{pin}q + l_2 + k_3}{M} \neq \text{整数}, \end{cases} \end{aligned} \quad (31)$$

即仅当 $(Z_{pin}q + l_2 + k_3)/M = \text{整数}$ 时, 频率分量才会出现在 $qf_{m2} + l_2f_p + k_3f_p$ 处。

4 信号处理方法

RV减速器的振动响应非常复杂, 传统的振动信号分析常常无法有效揭示其故障信息。因此, 有必要考虑其机械特性, 并利用先进的信号处理方法提取由损伤引起的微小特征。本节将结合减速器的运动学特性与适当的信号处理技术来实现这一目标。

4.1 加速度包络分析

包络谱分析是一种提取高信噪比轴承损伤特征的常规方法, 已得到广泛应用。该技术的核心原理在于: 利用损伤激励激发的宽带振动, 并借助系统共振的放大效应来增强微弱的故障信号。如图5所示, 加速度包络分析的具体实施过程如下: 首先设计一个带通或高通滤波器, 用以分离出经高频共振放大后的振动信号。该分离信号主要包含系统共振频带内的损伤响应, 而轴承的工作响应及其谐波则被极大抑制。随后, 通过希尔伯特变换提取滤波信号的包络线。最后, 对包络线进行快速傅里叶变换得到其频谱, 轴承的损伤特征便清晰地呈现在此频谱上。

4.2 同步重采样

RV减速器的振动响应表现出丰富的频率成分和密集的频率结构, 其工作转速的变化可能导致频谱弥

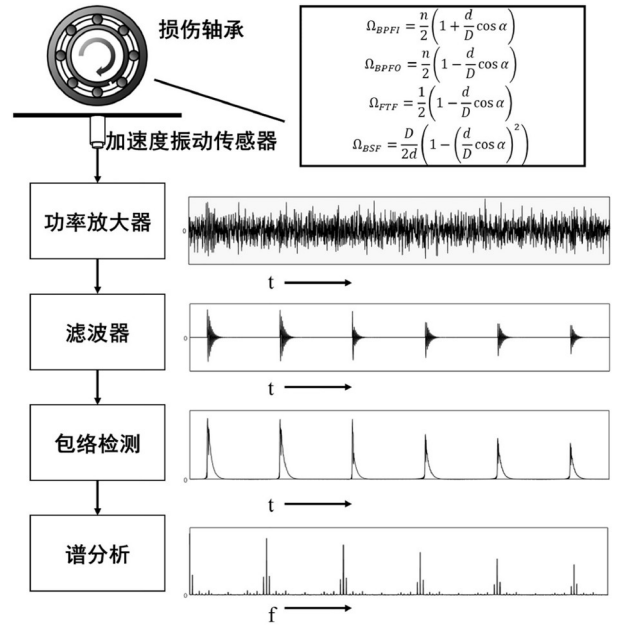


图5 加速器包络分析示意图

Figure 5 Schematic of accelerator envelope analysis.

散。为了提高对RV执行器振动特征提取的准确性和可靠性, 需要基于与振动信号同时采集的轴速信号对振动信号进行同步重采样, 以抑制由转速波动引起的频谱“弥散效应”。同步重采样的原理及效果如图6所示。

为了减少轴速误差的传递, 通常在数据采集过程中会测量速度相对较高的输入轴。在振动分析过程中, 需要对RV减速器中某个未测量轴或相对轴的同步重采样与同步分析。在这种情况下, 可以利用方程(6)建立未知轴和已测轴的关系, 开展对RV减速器中任意轴的同步重采样与同步分析。

4.3 损伤特征提取

在相对轴阶次谱中, 可提取的能量特征表达为

$$I_{\text{order}} = \sum_{i=1}^{N_i} |X(\Omega_i)|^2, \quad (32)$$

其中, $X(\Omega_i)$ 是阶次谱, $i = 1, 2, 3, \dots$, N_i 是待监测的特征阶次。

4.3.1 齿轮损伤特征

在行星齿轮传动中, 如果行星轮齿面存在损伤, 则在行星架静止参考系下, 故障齿将随行星轮每旋转一

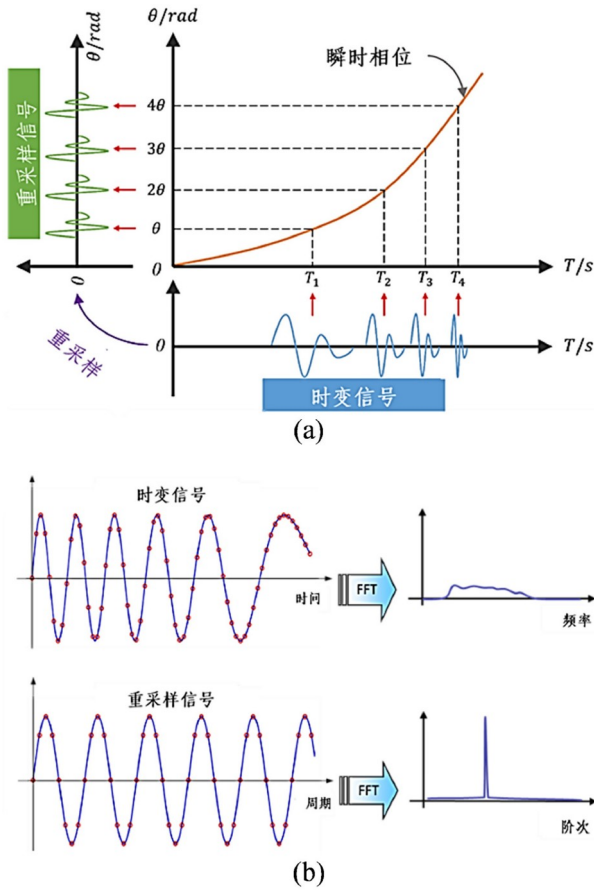


图 6 (网络版彩图)同步重采样分析示意图. (a) 同步重采样; (b) 阶次分析

Figure 6 (Color online) Schematic of synchronous resampling analysis. (a) Synchronous resampling; (b) order analysis.

周与太阳轮啮合一次. 同理, 在摆线针轮传动中, 损伤的摆线轮齿亦会每旋转一周与针轮啮合一次. 因此, 这两种齿面损伤均会在其各自的啮合振动频率两侧, 产生由转轴频率调制的边带. 考虑时变传递路径的影响, 齿面损伤将以下阶次引入能量:

$$\begin{cases} \Omega_i = q\Omega_{m1} + m\Omega_{PLTr} + k_1\Omega_p + k_2\Omega_c, & \text{行星,} \\ \Omega_i = q\Omega_{m2} + m\Omega_{PLTr} + k_1\Omega_p + k_2\Omega_c, & \text{摆线,} \end{cases} \quad (33)$$

其中, Ω_{m1} , Ω_{m2} , Ω_{PLTr} , Ω_p 和 Ω_c 分别是行星齿轮啮合阶次、摆线齿轮啮合阶次、相对轴阶次、曲柄轴阶次和行星架阶次. q , m , k_1 和 k_2 都是整数.

4.3.2 轴承损伤特征

RV减速器中主要用到三种轴承: 支撑行星架的主

轴承、支撑行星齿轮和曲轴的支撑轴承以及偏心轴承.

主轴承外圈固定, 内圈与行星架一起转动, 是一个典型的常规轴承, 其损伤特征也可以用常规的方法在行星架轴速度的阶次谱上构建.

支撑轴承则为中介轴承, 其内圈固定于行星齿轮轴上, 运行速度为 f_p ; 而外圈固定于行星架上, 运行速度为 f_c . 内外圈的相对速度为 $f_p + f_c$ (参见图2(a)). 因此, 对于支撑轴承的损伤特征提取, 需要在相对轴 f_{PLTr} 的阶次谱上开展.

同样, 偏心轴承也是一个中介轴承, 不过其内圈固定于曲柄轴上, 运行速度为 f_p ; 而外圈固定于摆线轮上, 运行速度为 f_c . 内外圈的相对速度为 $f_p + f_c$ (参见图2(b)). 因此, 对于偏心轴承的损伤特征提取, 也需要在相对轴 f_{PLTr} 的阶次谱上开展.

因此, 对主轴承的损伤特征能量提取, 需要将振动信号转换到行星架转频 f_c 的阶次谱, 并累积以下阶次的能量:

$$\Omega_i = \begin{cases} q\Omega_{BPFL,m} + k_1\Omega_c, & \text{内圈,} \\ q\Omega_{BPFO,m}, & \text{外圈,} \end{cases} \quad (34)$$

其中, $\Omega_{BPFL,m}$ 和 $\Omega_{BPFO,m}$ 分别是主轴承损伤内圈和外圈的损伤特征阶次.

偏心轴承和支撑轴承的损伤特征能量提取, 需要将振动信号转换到行星架相对转频 f_{PLTr} 的阶次谱, 并累积以下阶次的能量:

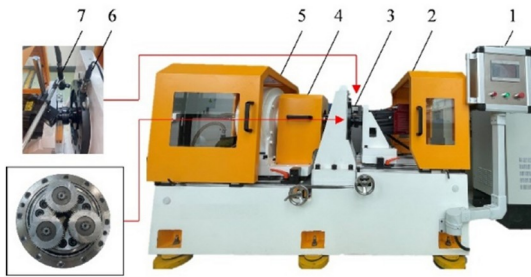
$$\Omega_i = q\Omega_d + m\Omega_{PLTr} + k_1\Omega_p + k_2\Omega_c, \quad (35)$$

其中, Ω_d 是轴承损伤特征阶次. 在RV减速器中, 通常支撑轴承和偏心轴承的损伤特征各不相同.

5 实验验证

5.1 实验平台

图7展示了RV减速器测试平台. RV减速器实验平台由以下核心部件组成: 控制器、驱动电机、试验RV减速器、扭矩传感器和磁粉制动器. 控制器作为中央控制器, 协调各子系统. 驱动电机通过刚性联轴器为试验RV减速器提供稳定可调的功率输入. 扭矩传感器在运行过程中提供实时扭矩监测. 磁粉制动器利用内



1-控制器; 2-驱动电机; 3-RV减速器; 4-扭矩传感器; 5-磁粉制动器; 6-加速器振动传感器; 7- 光电测速计

图 7 (网络版彩图)RV减速器测试平台

Figure 7 (Color online) Test platform of RV reducer.

部磁颗粒施加可编程负载扭矩, 从而加速疲劳失效, 同时减少测试周期时间。

振动测点布置于RV减速器外壳顶部, 以采集其运行时的纵向振动信号。采用National Instruments CompactDAQ数据采集系统, 以51.2 kHz的采样率同步采集输入轴转速脉冲与振动信号, 单次采集时长为60 s。在

表 1 RV减速器的结构参数

Table 1 Structural parameters of RV reducer

部件	参数	数值
太阳轮	齿数(Z_{sun})	17
行星轮	齿数(Z_{plt})	58
	个数(N_p)	3
摆线轮	齿数(Z_{cyc})	70
	个数(N_{cyc})	2
针齿销	个数(Z_{pin})	72

耐久性测试过程中, 每隔11 min拾取一组振动数据。试验使用的RV减速器参数如表1所示。

5.2 振动响应验证

为了更详细地分析振动响应, 通过局部放大对阶谱进行了详细分析。测试期间, RV减速器的输出转速控制在18 r/min, 扭矩负载设定为1250 N m。图8展示

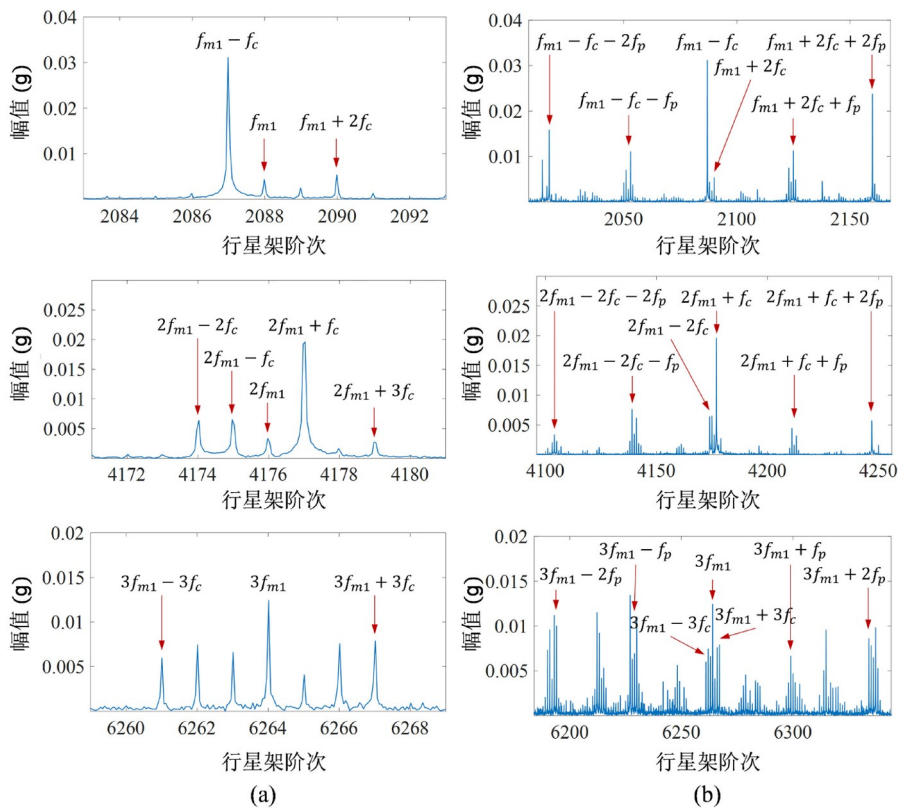


图 8 (网络版彩图) qf_{m1} 附近局部放大图. (a) 传递路径1; (b) 传递路径2

Figure 8 (Color online) Local zoom-in near qf_{m1} . (a) Transmission Path 1; (b) transmission Path 2.

了 qf_{m1} 附近的阶次谱放大图. 从图8(a)可以看出, 由于行星轮系中3个行星轮的顺序啮合, 行星齿轮传动啮合频率 f_{m1} (2088)及其二倍频 $2f_{m1}$ (4176)的振幅被抑制, 而 $3f_{m1}$ (6264)的振幅则被增强. 这一特定谱特征与理论推导结果一致. 此外, 由于传递路径1的影响, 阶次谱中可以观察到与行星架转频 f_c 相关的调制边带, 即 $qf_{m1} + lf_c$ (2087, 2090, 4174, 4177, 6261, 6264, 6267). 图8(b)展示了由传递路径2引起的调制效应, 其中 $qf_{m1} + lf_c + kf_p$ (2017, 2052, 2125, 2160等)的阶次表明调制边带分布在 qf_{m1} 附近, 以摆线齿轮旋转阶次 f_p 相隔.

图9展示了 qf_{m2} 附近的阶次谱放大图. 在该RV减速器设计中, 摆线针轮啮合阶段为同步啮合. 因此, 在图9中, 可以清楚地识别出摆线针轮啮合阶次 qf_{m2} 和行星架阶次调制边带. 由于传递路径3的调制效应, 从图9(a)可以看出, 在啮合阶次 qf_{m2} (2520, 5040, 7560)的两侧, 存在对称分布的调制阶次, 表示为 $qf_{m2} + l_2f_p + k_3f_p$ (如

2380, 2450, 2590, 2660等). 此外, 在传输路径4的影响下, 调制阶次 $qf_{m2} + l_2f_p + k_4f_c$ (如2447, 2448, 2449, 2450等)存在于啮合阶次 qf_{m2} 的两侧, 如图9(b)所示.

5.3 故障诊断

为验证所提出的诊断方法, 在RV减速器的偏心轴承上预置了损伤, 如图10所示. 图10(a)中显示的内圈损伤, 是通过线切割电火花加工在曲柄臂表面加工而成. 该损伤为贯穿曲柄臂宽度的均匀损伤, 尺寸为宽1 mm、深0.1 mm. 图10(b)中所示的外圈损伤, 则是通过激光烧蚀制成. 该损伤为贯穿摆线轮厚度的均匀损伤, 尺寸为宽1 mm、深0.3 mm.

实验在具有不同偏心轴承健康状态的RV减速器上进行, 包括1个健康状态、1个内圈损伤和1个外圈损伤. 测试期间, RV减速器的输出转速控制在15 r/min, 扭矩负载设定为625 N·m. 测得的振动响应以及频谱如图11所示. 从图11所展示的时域信号和频谱中难以

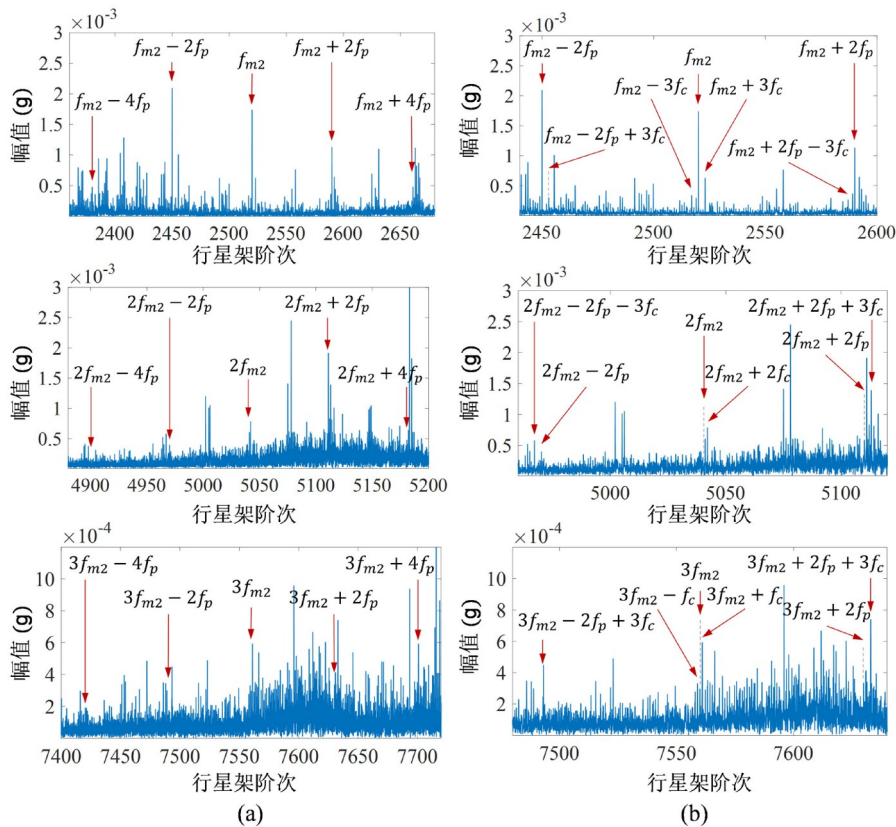


图9 (网络版彩图) qf_{m2} 附近局部放大图. (a) 传递路径3; (b) 传递路径4

Figure 9 (Color online) Local zoom-in near qf_{m2} . (a) Transmission Path 3; (b) transmission Path 4.

直接检测故障。

从图11的频谱中可以看出, 运行响应及其谐波集中在6 kHz以下。因此, 为有效规避低频强啮合干扰并增强共振响应的信噪比, 基于频谱能量的分布特性, 选择11~20 kHz频带作为滤波器的通带, 以从振动信号中分离出共振响应。按照图5所示的流程, 健康轴承、内圈损伤和外圈损伤的同步包络信号分别如图12(a)~(c)所示。它们对应的频谱分别展示于图12(d)~(f)中, 其中内圈和外圈故障特征谐波的位置在频谱上分别用红色和绿色虚线标出。从图12(b)可以看出, 在健康轴承的阶次谱中, 轴承故障特征阶次及其谐波处未显示出明显的能量水平。如图12(d)所示, 在内圈故障阶次及其谐波处也显示了高能量水平。同样, 如图12(f)所示, 外圈

故障阶次及其谐波也呈现出高能量。

将图12(e)所示的包络谱在8.3倍的一阶内圈故障特征阶次附近进行放大, 并展示于图13(a)。同理, 将图12(f)所示的包络谱在5.7倍的一阶外圈故障特征阶次附近进行放大, 并展示于图13(b)。从图13(a)和(b)中可以清晰地看到, 内圈和外圈的故障特征阶次受到了 Ω_{PLT} , Ω_p 和 Ω_c 的调制。

5.4 状态监测

为验证所提出的损伤特征提取方法, 将偏心轴承内圈损伤的RV减速器开展定工况耐久性试验。在耐久性测试期间, RV减速器的输出转速控制在10 r/min, 扭矩负载设定为1250 N·m。如图14展示了耐久性试验前

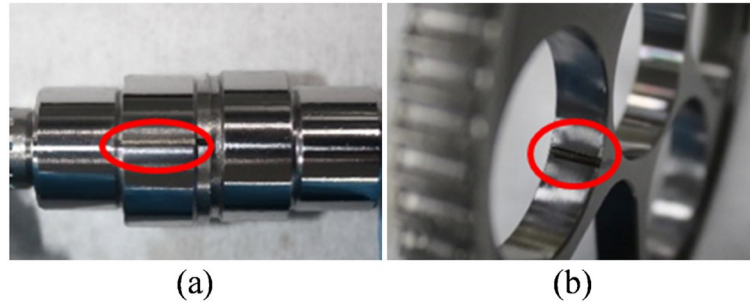


图10 (网络版彩图)损伤示意图。(a) 内圈; (b) 外圈
Figure 10 (Color online) Schematic of bearing defect. (a) Inner race; (b) outer race.

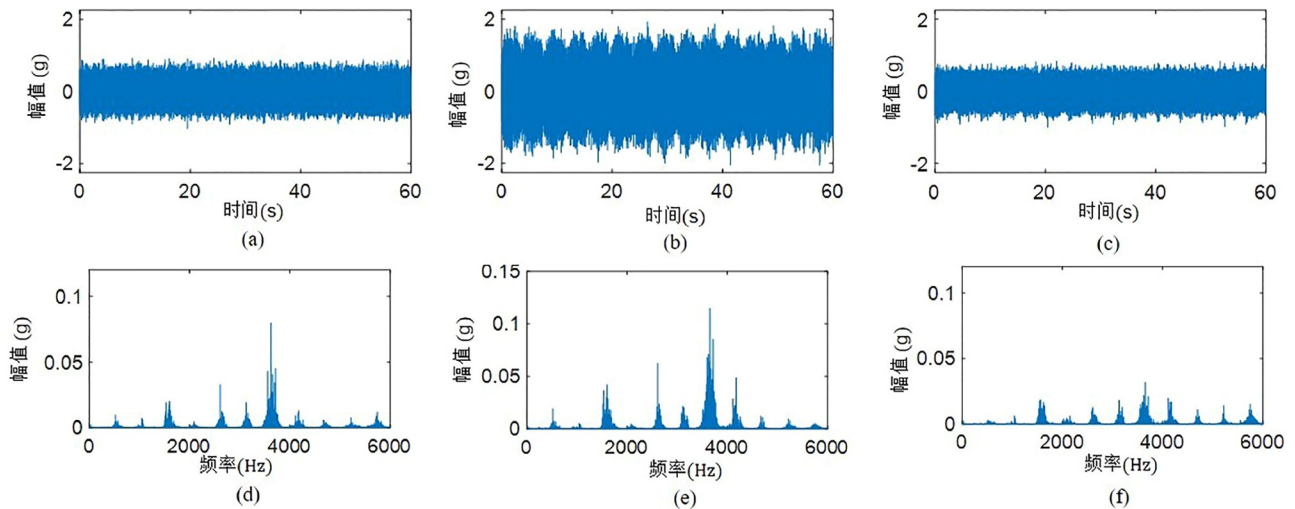


图11 (网络版彩图)原始信号。(a) 健康轴承, 时域; (b) 内圈损伤, 时域; (c) 外圈损伤, 时域; (d) 健康轴承, 频域; (e) 内圈损伤, 频域; (f) 外圈损伤, 频域

Figure 11 (Color online) Original signals. (a) Time domain, healthy bearing; (b) time domain, inner race damage; (c) time domain, outer race damage; (d) frequency domain, healthy bearing; (e) frequency domain, inner race damage; (f) frequency domain, outer race damage.

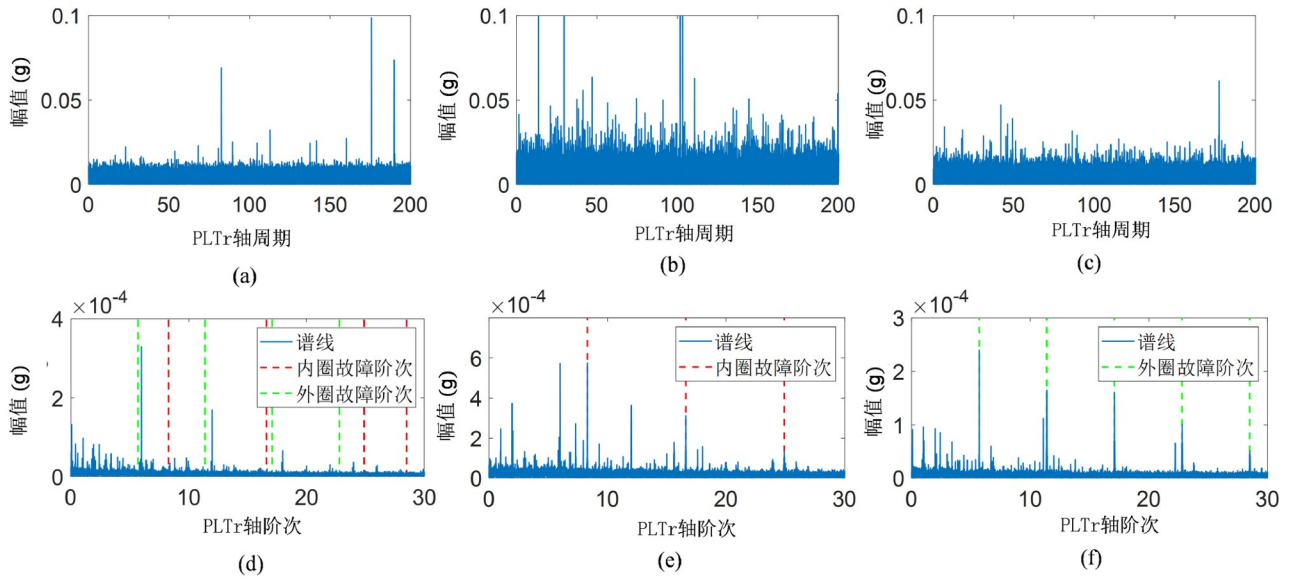


图 12 (网络版彩图)包络信号. (a) 健康轴承, 周期域; (b) 内圈损伤, 周期域; (c) 外圈损伤, 周期域; (d) 健康轴承, 阶次域; (e) 内圈损伤, 阶次域; (f) 外圈损伤, 阶次域

Figure 12 (Color online) Envelope signals. (a) Cycle domain, healthy bearing; (b) cycle domain, inner race damage; (c) cycle domain, outer race damage; (d) order domain, healthy bearing; (e) order domain, inner race damage; (f) order domain, outer race damage.

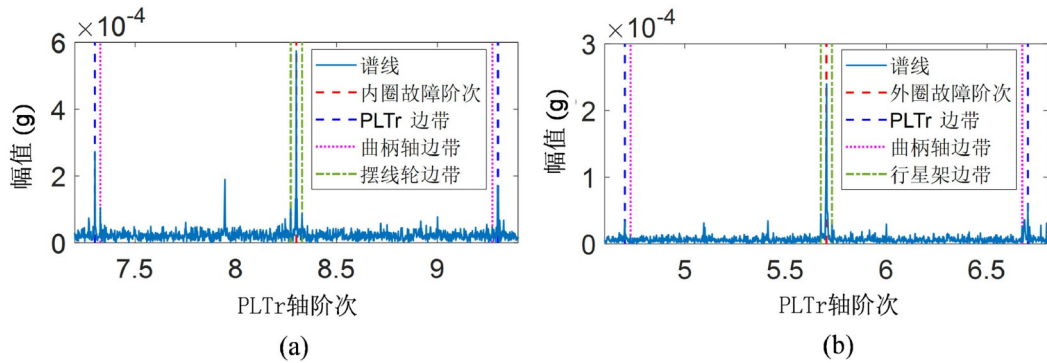


图 13 (网络版彩图)调制现象. (a) 内圈损伤; (b) 外圈损伤

Figure 13 (Color online) Modulation phenomenon. (a) Inner race damage; (b) outer race damage.

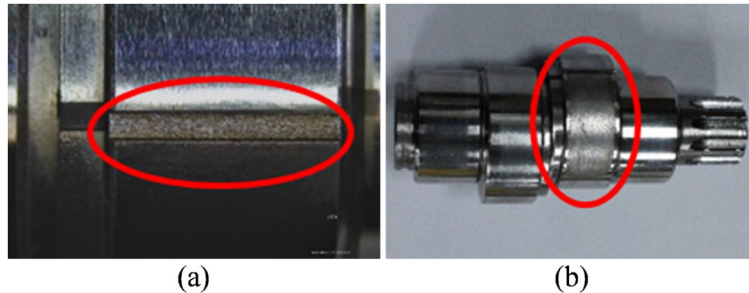


图 14 (网络版彩图)损伤拓展前后对比图. (a) 拓展前的损伤; (b) 拓展后的损伤

Figure 14 (Color online) Comparison of damage before and after expansion. (a) Damage before expansion; (b) damage after expansion.

后的损伤对比. 经过耐久性试验,

图15展示了轴承损伤扩展期间不同状态值的变化趋势. 图15(a)和(b)分别是通过统计指标均方根值(RMS)和基于阶次谱提取的内圈损伤特征(I_{order}).

如图15所示, 监测指标在前10 h内的运行状态保持相对稳定, 无明显波动. 基于此, 选取前10 h的健康状态数据, 采用核密度估计法拟合其概率密度分布, 结果如图16所示. 以90%置信区间的上限作为报警阈值, 基于RMS的指标分布区间为 $[0.212, 0.236]$ (图16(a)), 而基于 I_{order} 的指标分布区间为 $[0.97, 12.19] \times 10^{-5}$ (图16(b)). 以此设定阈值进行监测, 若采用RMS指标, 系统将在运行12.65 h后触发报警; 相比之下, 若采用 I_{order} 指标, 则在运行11 h后即可检测到异常. 结果表明, 与RMS传统指标相比, 基于阶次谱提取的损伤特征对损伤扩展的响应更为灵敏, 能够更有效地捕捉故障扩展的信息.

6 总结

由于其复杂的结构和精确的运行要求, RV减速器在振动响应分析和故障检测方面存在诸多挑战. 本文基于RV减速器运动学和动力学的基本原理, 阐明了振动响应的主要组成及其调制模式, 并构建了振动响应信号的理论模型. 在此基础上, 提出了相应的信号处理方法, 以有效地从RV减速器的复杂振动响应中提取故障特征. 通过对RV减速器的运行响应信号分析, 验证了所提出模型的准确性. 同时, 带有人工植入故障的实验结果表明, 所提出的故障检测方法能够准确识别偏心滚子轴承的内外圈损伤, 确认了所提出故障诊断方法的有效性. 本研究为RV减速器的故障诊断与状态监测提供了理论基础和实用的技术途径.

尽管所提方法在故障检测方面提供了良好的结果, 但这些结果是在恒定运行或仅有少量速度变化的条件下获得的. 在实际应用中, 工业机器人的运行速

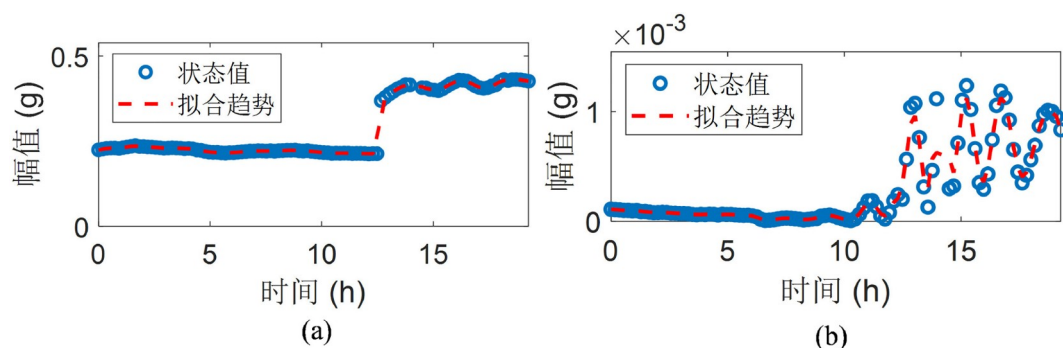


图15 (网络版彩图)状态监测. (a) 均方根值; (b) 内圈损伤特征

Figure 15 (Color online) Condition monitoring. (a) RMS; (b) I_{order} .

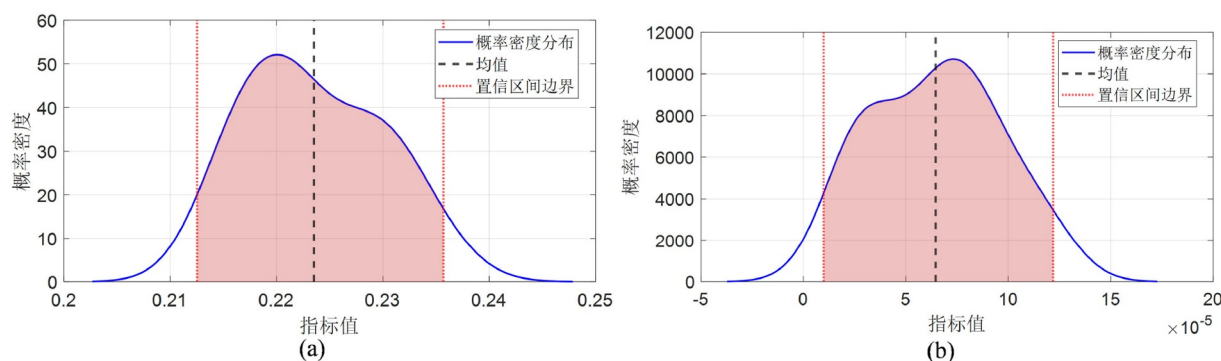


图16 (网络版彩图)概率密度分布. (a) 均方根值; (b) 内圈损伤特征

Figure 16 (Color online) Probability density distributions. (a) RMS; (b) I_{order} .

度通常会发生显著波动. 我们目前正在将该方法应用于机器人摆臂运行条件下的信号分析. 对所开发方法

的进一步改进, 将为RV减速器提供一套基于机械原理并针对部件的状态监测工具.

参考文献

- 1 Pham A D, Ahn H J. High precision reducers for industrial robots driving 4th industrial revolution: State of arts, analysis, design, performance evaluation and perspective. *Int J Precis Eng Manuf-Green Tech*, 2018, 5: 519–533
- 2 Cui Z, Yang X, Han Z, et al. Fatigue life analysis of RV reducer crankshaft considering material inclusions. *Int J Fatigue*, 2025, 200: 109127
- 3 He Q, He C, Zhu Z, et al. Fatigue-life estimation method for cycloidal-pin wheel of RV reducer under real load. *J Mech Sci Technol*, 2025, 39: 3941–3952
- 4 Ni W W, Li L L, Zhao Z J, et al. Wear model of RV reducer based on mixed lubrication analysis (in Chinese). *J South China Univ Technol (Nat Sci Ed)*, 2025, 53: 118–130 [倪文成, 李林凌, 赵志军, 等. 基于混合润滑分析的RV减速器磨损模型. 华南理工大学学报(自然科学版), 2025, 53: 118–130]
- 5 Liu H, Emami M R, Lei Y. Model-based health monitoring of rotate-vector reducers in robot manipulators. *Mechatronics*, 2024, 99: 103162
- 6 Inturi V, Talwar R, G. R. S. Combined vibro-acoustic analysis to identify the health state of a multi-stage gearbox through Hjorth's parameters. *J Vib Eng Technol*, 2025, 13: 543
- 7 Some S. Dynamic response of a cantilever beam under rotating mass: A combined theoretical and experimental analysis. *J Vib Eng Technol*, 2025, 13: 483
- 8 Huang L T, Chang J Y. Utilizing a digital model-based approach for RUL prediction in an intelligent gearbox. *IEEE Sens J*, 2025, 25: 33878–33889
- 9 Bagavathiappan S, Lahiri B B, Saravanan T, et al. Infrared thermography for condition monitoring—A review. *Infrared Phys Tech*, 2013, 60: 35–55
- 10 Sun J, Wang L, Li J, et al. Online oil debris monitoring of rotating machinery: A detailed review of more than three decades. *Mech Syst Signal Process*, 2021, 149: 107341
- 11 Lofrumento M, Pezzuoli D, Arigoni R, et al. A smart IoT oil condition sensor for real-time monitoring of machinery health. *IEEE Sens J*, 2024, 24: 33317–33325
- 12 Wu G, Yan T, Yang G, et al. A review on rolling bearing fault signal detection methods based on different sensors. *Sensors*, 2022, 22: 8330
- 13 Qiao Y, Wang H, Cao J, et al. Nonlinear spectrum feature fusion diagnosis method for RV reducer of industrial robots. *Mech Syst Signal Process*, 2023, 204: 110750
- 14 Wang X, Li C, Lin S. Development of abnormal diagnosis and factory evaluation standards for RV reducer based on vibration characteristics. *Sci Rep*, 2025, 15: 5752
- 15 Wang D, Liu X, Wu X, et al. Transient feature extraction of encoder signal based on envelope demodulation for fault diagnosis of RV reducer. *IEEE Sens J*, 2024, 24: 21082–21092
- 16 Xu Q, Liu C, Yang E, et al. An improved convolutional capsule network for compound fault diagnosis of RV reducers. *Sensors*, 2022, 22: 6442
- 17 Qiu G, Nie Y, Peng Y, et al. A variable-speed-condition fault diagnosis method for crankshaft bearing in the RV reducer with WSO-VMD and ResNet-SWIN. *Qual Reliab Eng*, 2024, 40: 2321–2347
- 18 Jiang K, Zhang C, Wei B, et al. Fault diagnosis of RV reducer based on denoising time-frequency attention neural network. *Expert Syst Appl*, 2024, 238: 121762
- 19 Peng L, Liu F, Shen C, et al. A novel adaptive multi-domain information fusion dual-stream network for RV reducer fault diagnosis. *Measurement*, 2026, 258: 119267
- 20 Zhang R, Zhou J, Wei Z. Study on transmission error and torsional stiffness of RV reducer under wear. *J Mech Sci Technol*, 2022, 36: 4067–4081
- 21 Li X, Huang J, Ding C, et al. Dynamic modeling and analysis of an RV reducer considering tooth profile modifications and errors. *Machines*, 2023, 11: 626
- 22 Han Z, Wang H, Li R, et al. Study on nonlinear dynamic characteristics of RV reducer transmission system. *Energies*, 2024, 17: 1178

- 23 E Y, Liu Z, Chen H, et al. Dynamic modeling and vibration analysis for fault diagnosis of rotate vector reducers. *Mech Syst Signal Process*, 2025, 224: 111965

Research on vibration response modeling and fault detection of RV reducers

LUO HuaGeng¹, HUANG YuKun¹, XUE LinLin¹, FENG WuJun¹, WANG ChengLong², ZHANG XinYue³, WANG Gang⁴, GUAN Jian³ & CHEN WenJie³

¹ School of Aerospace Engineering, Xiamen University, Xiamen 361102, China

² School of Mechanical and Automotive Engineering, Xiamen University of Technology, Xiamen 361024, China

³ State Key Laboratory of High-end Heavy-load Robots, Midea Group, Foshan 528311, China

⁴ Jiya Precision Machinery Technology Co., Ltd., Foshan 528311, China

RV reducers are core components of modern industrial robots, and accurately and effectively monitoring the condition of their key internal components is crucial for ensuring the reliability of the entire mechanical system. RV reducers have a compact structure and numerous moving parts, resulting in highly complex vibration responses. To achieve precise monitoring of the health status of RV reducers, this study first established a vibration response signal model of the RV reducer based on kinematics and dynamics principles. Then, according to the characteristics of the established model, corresponding signal processing methods were proposed to extract vibration features that reflect the health status of each component. Experimental results verified the accuracy of the constructed model and the effectiveness of the proposed diagnostic methods. This study provides both a theoretical basis and practical methods for fault diagnosis and condition monitoring of RV reducers.

RV reducer, vibration response, fault diagnosis, transmission path

doi: [10.1360/SST-2025-0400](https://doi.org/10.1360/SST-2025-0400)