

小功率卧式高速泵满足国际标准的最小化改进

张立强, 刘海丽, 高 虹
(北京航天动力研究所, 北京 100076)

摘 要: 为满足 API 610 标准要求, 遵循成本最小化原则, 对原有小功率卧式高速泵的增速箱及电机端盖按照组合设计开发了新的增速箱。改进设计中, 最大限度采用原有增速箱及相关零部件, 并将新的低速轴承由原来的脂润滑改为油浴润滑。改进后整机外形尺寸、重量及成本的增幅都控制在 10% 可接受的范围内。经过试验, 改进设计后该泵型各项机械性能指标良好, 低速轴承温度较之前有了明显的降低, 加装联轴器后整泵机组的振动速度与振动位移也大幅减小, 符合新标准的要求, 提高了该泵型的维护便利性和适用范围。

关键词: 卧式高速泵; 国际标准; 最小化改进

中图分类号: V434-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2015) 04-0084-06

International standard minimization improvement of horizontal miniwatt high-speed pump

ZHANG Liqiang, LIU Haili, GAO Hong
(Beijing Aerospace Propulsion Institute, Beijing 100076, China)

Abstract: To meet API 610 standard and abide by the principle of cost minimum, the gearbox of the original horizontal miniwatt high-speed pump and motor side cover were improved according to the combinational design idea. In the improvement design, the original gearbox and relevant parts were used as possible, and the grease lubrication was replaced with oil bath lubrication for the low speed bearings. The size, weight and cost of the improved pump are increased, but the increased amplitude is controlled within 10%. The test results prove that each performance index of the improved pump is excellent, and the temperature of low-speed bearings and the vibration of the pump are much lower than the original one. It accords with the newest standard. Its maintenance convenience was improved and its application range was expanded.

Keywords: horizontal high-speed pump; international standard; minimization improvement

收稿日期: 2015-01-15; 修回日期: 2015-02-13

作者简介: 张立强 (1984—), 男, 硕士, 工程师, 研究领域为高速泵的优化设计及研发

0 引言

随着全球石油化工行业的不断发展, 行业内对机泵的技术质量要求日益提高, 机泵类产品的设计规范及标准也在不断的更新升级^[1], 机泵类产品对于相关标准规范的偏离越来越不被使用现场所接受, 同时生产现场对机泵整体噪声、振动的要求也越来越严格^[2], 因此产品的改进升级也越来越受到了各方的重视, 在近几年的使用中, 高速泵行业体现的尤为明显。

原有小功率卧式高速泵外形如图 1 所示。该泵由 B35 式电动机与增速箱直联, 利用电动机输出轴作为增速箱的低速轴。增速箱采用飞溅润滑^[3], 高速轴为滚动轴承支撑, 最高转速为 9 106 rpm, 性能参数范围为: 最大流量 30 m³/h, 最高扬程 500 m, 最大电机功率 37 kW。本泵型最初的设计原则是结构紧凑。

API 610 作为机泵行业遵循的一项国际标准规范, 从 2003 年修订的第 9 版开始, 规定高速泵增速箱与驱动机之间需用挠性联轴器连接^[4]。与此同时, 原泵型在现场实际使用中也反映出一些不便于日常维护的缺点。由于原泵电机与增速箱直联, 造成维护检修该泵增速箱时需将电机及增速箱同时拆解, 在使用现场需多个专业同时配合才能完成。在结构方面, 电机轴与增速箱润滑油直接接触, 易造成润滑油反渗透至电机内部, 对于要求防爆的生产现场存在一定的安全隐患。在一般的石油化工建设项目中, 在全装置投料初期, 都会要求对所有旋转设备的电机进行单独试车, 由于原泵增速箱结构的限制, 该泵型无法满足电机单试或者验收的要求, 同时该泵电机尺寸属于特殊定制, 使用现场出现问题后也无法及时实现与通用电机的互换, 造成该泵用电机通用性不足, 导致使用成本增加。

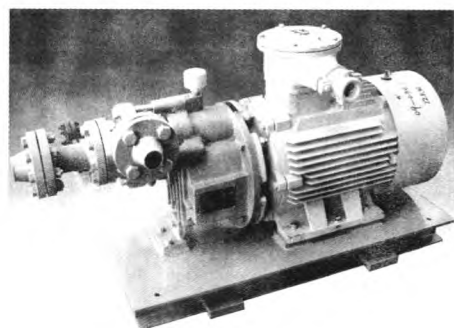
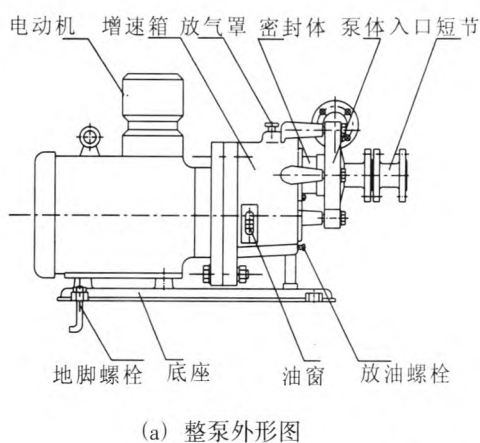


图 1 小功率卧式高速泵

Fig. 1 Horizontal miniwatt high-speed pump

1 高速泵的结构改进过程

1.1 高速泵结构改进设计原则

高速泵结构改进设计的目的是在保证该泵各项技术性能不变的前提下, 符合最新的国际标准, 同时针对原有高速泵结构上的诸多不足进行改进设计, 而且改进后新泵型的成本保持与原泵型基本相当, 这样才能使新泵型保持技术及经济的双优势。

基于以上的设计目标, 结构改进设计中坚持最大化使用现有零部件的原则, 对泵头水力及密封部分不做改动, 仅对增速箱结构、电机连接方案进行改进设计。改进后的结构应该能最大化的提高零部件的通用性, 同时尽量减少新零部件的种类和数量。

1.2 应用分解与组合思维改进增速箱结构设计

为了将原泵型增速箱与电动机分离 (图 2a), 就必须对原增速箱 (图 2b) 进行改进。改进最直

接的方式是重新对增速箱进行设计，但是重新设计就意味着将产生一个全新的增速箱，改动后必然造成成本大幅提高及原有零部件的大量报废。

这与最初的设计目的和原则是不符的。同时，由于增速箱为高速泵核心部件，设计全新增速箱将大大提高改型后整泵机械性能的不确定性。

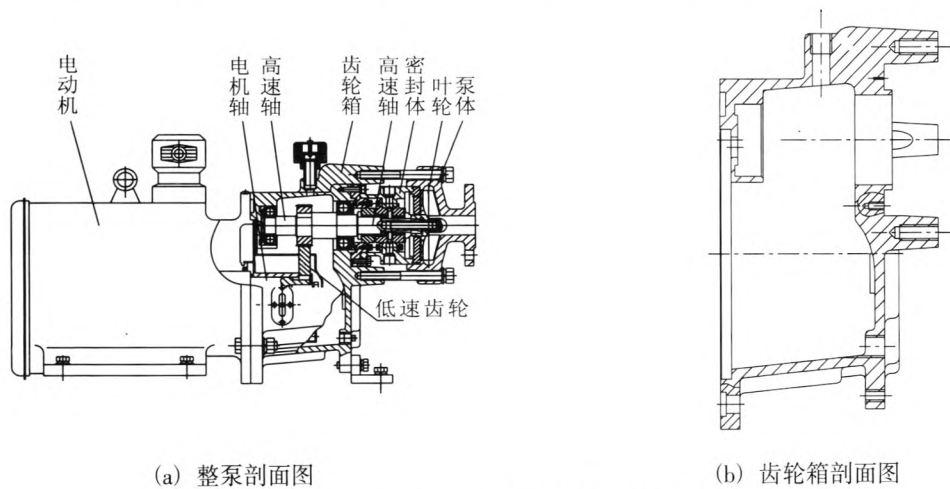


图 2 原小功率卧式高速泵剖面图
Fig. 2 Cross-section drawing of original horizontal miniwatt High-speed pump

应用分解与组合思维^[5]改进增速箱结构设计，新结构必须在利用原有增速箱的基础上展开。按照移植思维法则的设计方法，利用原有的增速箱就需有新零件来承担原有电机端盖的功能，即新零件需要具有以下几项功能：①可以和原有增速箱无缝对接（作为增速箱的端盖，新零件应该可以和原有增速箱无缝对接）；②可以承载低速轴（由于设置联轴器，需重新设计低速轴以替代原有电机轴，新的低速轴需有新的零件来承载）；

③作为整泵的底座支撑（原泵型所有零部件重量通过增速箱与电机的连接最终都由电机底座来承担，因此该新零件也必须具有承载整泵重量的功能）。
将以上 3 项功能进行组合，利用三维设计软件 Solidworks 设计了新端盖零件（图 3）。此新零件的各尺寸分别参考了原电机端盖尺寸、电机轴尺寸以及低速齿轮尺寸等参数，在此不再赘述。为加强该零件的上述第③项功能，分别在零部件

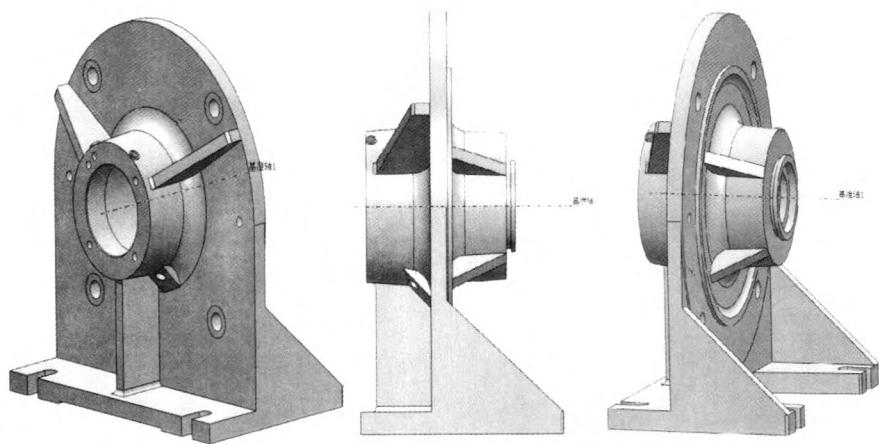


图 3 新增速箱端盖三维模型
Fig. 3 Three-dimensional model of side cover on new gearbox

内外部均增设加强筋。

1.3 低速轴润滑设计及刚度校核

原泵型低速轴由电机轴代替, 因此对于整泵本身并不涉及低速轴承的润滑。在结构改进后, 由于增加了低速轴, 所以必须解决低速轴承的润滑问题。由于齿轮及高速轴承采用飞溅油润滑^[6], 如果低速轴承沿用电机的脂润滑方式, 齿轮箱的噪声、温升等参数受不同润滑脂的影响较大^[7], 同时还涉及到防止齿轮箱润滑油进入低速轴承的密封问题, 故在综合考虑后, 低速轴依然采用油

润滑的方案。

在低速轴的润滑设计中, 利用齿轮箱油位线高于低速轴承外圈的特点 (图 4), 设计低速轴承的定位肩高于轴承外圈而略低于油位线, 这样可以满足在齿轮箱加油时, 润滑油可以顺利进入增速箱端盖的空腔内, 而在正常运转时, 由于轴承定位肩的存在, 又可以使润滑油留在空腔内, 保证对低速轴承的持续润滑, 使低速轴承处于油浴润滑的状态, 即减小了结构的复杂性又降低了运行使用的维护费用。

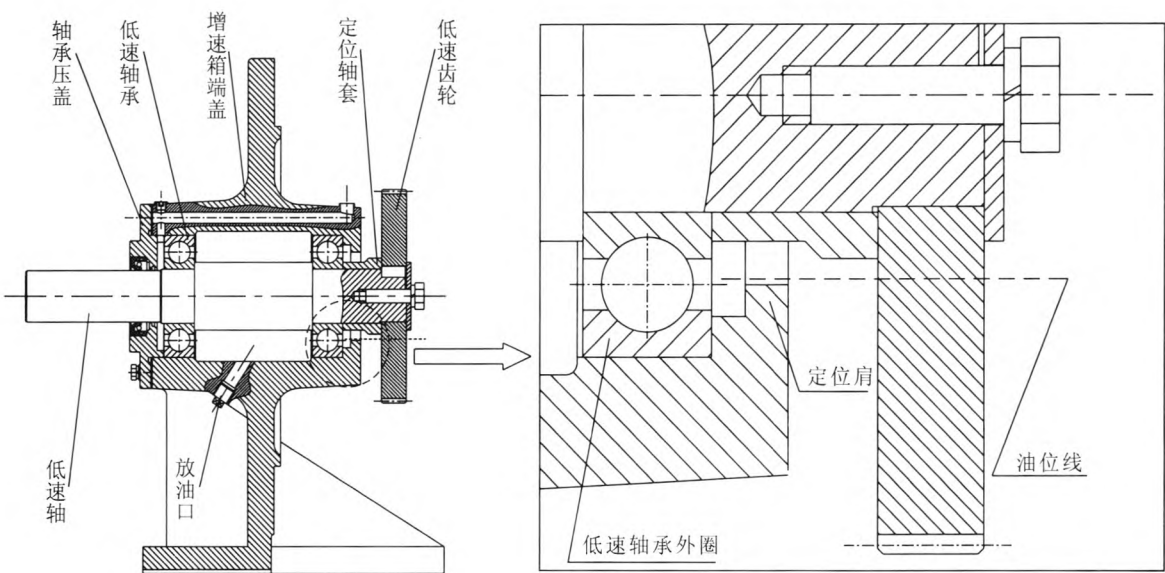


图 4 新增速箱端盖剖面图及局部放大图

Fig. 4 Cross-section drawing and partial enlarged detail for side cover on new gearbox

高速泵传动部件的核心即为增速箱部分, 而影响增速箱齿轮寿命、振动、噪声等性能指标的重要因素就是轴系的刚性^[8], 轴系刚性不足将使高速齿轮啮合达不到应有的精度要求, 严重影响齿轮寿命及增速箱机械运转性能^[9]。按照成本最小化原则, 低速轴承选用高速泵通用型号 6308 轴承, 配备最大功率 37 kW 电机对低速轴的刚性进行校核。低速轴受力情况分析如下 (图 5)。

按照该泵最大功率计算, 低速轴传递转矩^[10]

$$M_2 = \frac{9.55 \times 10^6 \times P}{n}$$

式中: P 为传递功率, kW; n 为低速轴转速, rpm。

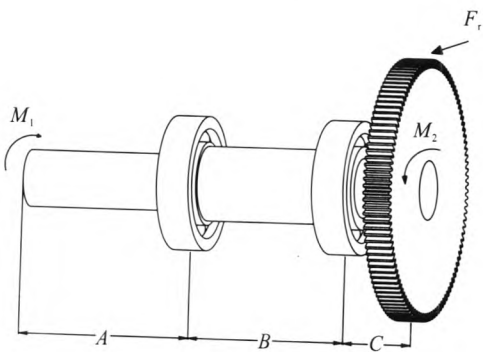


图 5 低速轴组件受力分析

Fig. 5 Force analysis diagram of low speed shaft

由此可知低速轴受到最大转矩 $M_2 = 9.55 \times 10^6 \times$

37/3000=117783 N·mm

已有低速齿轮最小半径 $R=78\text{ mm}$ ，则 $F_r=M_2/R=117\ 783/78=1\ 510\text{ N}$

在切向力 F_t 的作用下，低速轴齿轮处挠曲变形和转角为^[11]：

$$\delta=\frac{F_t\times C^2}{3EI}(B+C)$$
$$\theta=\frac{F_t\times C}{6EI}(2B+3C)$$

式中： E 为低速轴材料弹性模量， $E=210\text{ GPa}$ ； I 为惯性矩，对于低速轴而言 $I=\pi d^4/64=3.14\times 40^4/64=1.256\times 10^{-7}\text{ m}^4$ ， $B=113\text{ mm}$ ， $C=50\text{ mm}$ 。由此可知： $\delta=7.8\times 10^{-3}\text{ mm}$ ， $\theta=1.8\times 10^{-4}$ 。

按照标准^[9]，齿轮轴的许用挠度要小于齿轮模数的 0.01~0.03 倍，许用偏转角要小于 0.005 rad。该低速齿轮模数为 1.5，显然上述计算值都在标准规范要求范围之内，说明低速轴承跨度的选择以及轴径的选择都是满足要求的。

1.4 其余零部件的改进设计

低速轴联轴器安装侧轴径尺寸按照与已有小功率立式高速泵相同的设计，使得改型后的新结构可以与其他高速泵联轴器、联轴器用平键以及骨架油封^[9]通用，最大化使用已有产品库存，减少成本投入。

在新泵型的设计开发中新零部件还有轴承压盖、轴套等，对整泵而言共涉及新零部件 5 件，相对于原泵的近 80 种零部件而言，新泵型使用已有配件占到了近 95%，最大程度的减少了新泵改型成本并保证了已有优越性能的延续，也大幅降低了改进改型失败的风险。结构改进后增速箱三维模型如图 6 所示。

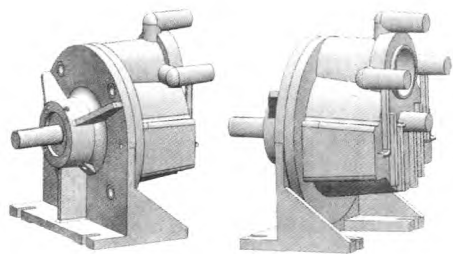


图 6 结构改进后增速箱部分三维模型

Fig. 6 Three-dimensional model of improved gearbox

2 优化改进后样机成套及试验结果分析

由于在设计阶段按照成本最小化以及零部件通用化的原则进行了改进设计，因此改型后的新泵只需额外加工 5 件新设计零件，其余均可使用高速泵已有库存零部件。最终在最小的成本下完成了新泵样机的成套，如图 7 所示。

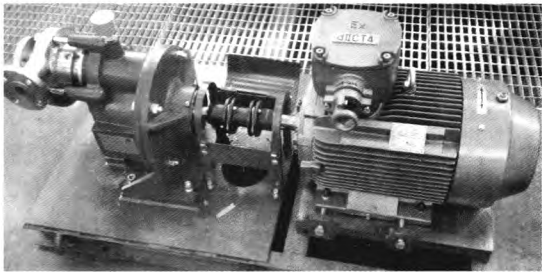


图 7 结构改进后样机实物图

Fig. 7 Picture of prototype for improved pump

2.1 结构改进后高速泵性能试验比较

高速泵由于转速高，机组的振动是影响其安全运行的重要因素，也直接反应设备安全稳定运行状况^[12]。在样机成套后，该泵在试验台满负荷连续运转 6 小时，随后进行了包括水力性能、机械运转、振动、噪声及轴承温度在内的试验。由于该泵并不涉及水力性能的改变，所以在此不再列举水力性能试验数据。表 1 和表 2 是结构改进后和改进前在振动、噪声、温度等关键参数方面的对比数据。

从表 1 和表 2 数据可以看出，结构改进后的振动速度、振动位移、噪声以及轴承温度不仅达到了设计之初的要求，振动速度、振动位移的相关数据更优于原结构。分析原因认为，虽然改进后相较于原设计增加了传动环节（联轴器），但是由于原结构中的增速箱以及泵头都直接与电动机刚性连接，B35 安装方式的电动机法兰端面加工精度直接决定了增速箱配合的精度，而此法兰端面的精度只能由电机制造厂来保证，无法精确达到高速泵的要求；另外，由于原结构中电机及增速箱、泵都为刚性一体结构，因此电机本身的振动也直接反映在了泵机组上^[13]，电机振动的超

标将直接导致泵机组的振动超标^[14];改进结构采用了挠性联轴器,将电机的振动与泵机组隔离,因此在保证加工及装配精度的前提下,改进结构的振动小于原结构。经试验,样机各项试验指标均达到了高速泵的连续运转要求,实现了试验一次成功。

表 1 结构改进前、后样机振动数据对比

Tab. 1 Comparison of vibration data before and after structure optimization					
样机状态		原结构	改进结构	原结构	改进结构
		振动速度/(mm·s ⁻¹)		振动位移/μm	
泵入口	轴向	0.9	0.7	8	3
	径向	1.4	0.5	8	3
泵出口	轴向	1.1	0.4	9	3
	径向	1.3	0.5	6	2
增速箱	上	0.6	0.5	4	3
	轴向 中	0.5	0.4	4	2
	下	0.5	0.3	3	3
	上	1.1	0.3	6	3
	径向 中	0.7	0.4	4	1
	下	0.7	0.3	4	1

注: 1. 轴向(泵入口方向),径向(垂直于泵入口方向);
2. 振动速度标准要求<4.5 mm/s, 振动位移标准要求<50 μm

表 2 结构改进前、后样机噪声和温度数据对比

Tab. 2 Comparison of noise and temperature data before anf after structure optimization		
测量项目	结构改进前	结构改进后
距产品 1 m 噪声值/dB	83.6	84
低速轴承温度/℃	63.2	45.6

2.2 改进结构外形参数及成本比较

改进后的高速泵相对于原设计而言,前者在宽度、高度以及长度方向上都有所增加。按照 18.5 kW 电机、单端面密封的配置,改进后整泵长度为 1 366 mm,原长度为 1 142 mm。

改进结构外形尺寸的增加主要原因是联轴器的设置,该泵结构尺寸的增大幅度较小,属于带联轴器高速泵外形尺寸的合理范围,其外形参数可以满足用户的需求。

结构改进后整泵零部件总体略有增加,如果

将人工成本及出厂试验等各项软成本计算在内,结构改进后的成本增加占整机成本的比例可以控制在 5%以内,该成本的增长是可以接受的。

进一步考虑实际应用的情况,结构改型后对于现场的使用维护成本等各方面效益的贡献要远大于其成本增长的影响,该泵也符合了最新的标准规范,可以大幅提高该泵型的适用范围^[15],因此本次结构改进有着积极的意义。该泵改进的成功也说明了相关国际标准对于提高国内机泵行业的整体实力和产品质量有着积极的促进作用,对国内机泵行业的更新换代有重要的借鉴意义。

3 结论

为满足 API 610 国际标准要求,对原有小功率卧式高速泵按照组合设计开发了新的增速箱。改进设计中,最大限度采用原有增速箱及相关零部件,并将新的低速轴承由原来的脂润滑改为油浴润滑。

(下转第 104 页)

- [6] 张贤达. 信号处理[M]. 北京: 清华大学出版社, 1995.
- [7] 吴建军, 张育林, 陈启智. 液体火箭发动机稳态故障仿真及分析[J]. 推进技术, 1994, 15(3): 6-13.
- [8] 陈新华. 运载火箭推进系统[M]. 北京: 国防工业出版社, 2002.
- [9] 钟国策. 噪声自动测量分析系统[J]. 环境技术, 1997(4): 13-17.
- [10] 张颖姬. 环境噪声监测中应注意的问题[J]. 环境监测管理与技术, 2003, 15(3): 33-34.
- [11] 肖云魁. 发动机故障诊断学[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2001.
- [12] 赵红怡, 张常年. 数字信号处理及其 MATLAB 实现[M]. 北京: 化学工业出版社, 2002.
- [13] 罗艳芳, 王克明. 小波包分析在内燃机车静液压齿轮箱故障诊断中的应用[J]. 沈阳航空航天大学学报, 2003, 20(1): 24-26.
- [14] 吴建军. 液体火箭发动机故障检测与诊断研究[D]. 长沙: 国防科技大学, 1995.

(编辑: 陈红霞)

(上接第 89 页)

经过试验, 表明改进设计后该泵型各项机械性能指标良好, 低速轴承温度降低, 加装联轴器后整泵机组的振动速度与振动位移也大幅减小, 符合新标准的要求。该泵型的改进提高了维护便利性和适用范围, 外形满足用户要求, 成本增幅控制在 5% 可接受的范围内。

参考文献:

- [1] 牟介刚, 成茂盛. 国外先进标准在我国石油化工泵行业中的应用[J]. 通用机械, 2013 (3): 16-19.
- [2] 李连进, 张维屏. 降低齿轮箱噪声的一种途径[J]. 东北工学院学报, 1989, 10(4): 439-443.
- [3] 王建军, 刘凯. GSB-W2-6.5/220 型高速泵润滑系统改造[J]. 甘肃科技, 2008, 24(16): 67-68.
- [4] API. 石油重化学和天然气工业用离心泵(API610-2004) [S]. 北京北方资讯服务中心, 译. 北京: 中国国家标准化管理委员会, 2004.
- [5] 吴克坚, 于晓红, 钱瑞明. 机械设计[M]. 北京: 高等教育出版社, 2003.
- [6] 吕先起, 尹世霞. 高速齿轮的润滑方法[J]. 山东工业大学学报, 1996, 26(12): 185-188.
- [7] 徐建平. 润滑油对噪声和振动的影响及低噪声润滑油的开发[J]. 合成润滑材料, 1991 (3): 14-18.
- [8] 古振学. 离心泵产生振动的原因及解决方法[J]. 油气储运, 2000, 19(10): 55-56.
- [9] 郭凡. 齿轮箱的结构设计[J]. 东北林业大学学报, 2002, 30(2): 124-126.
- [10] 郁建平. 机电控制技术[M]. 北京: 科学出版社, 2006.
- [11] 闵行, 岳愉, 凌伟. 材料力学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1999.
- [12] 杨敏, 马光辉, 吴乃军. 大功率高速泵的振动检测系统及其应用[J]. 火箭推进, 2013, 39(1): 77-83.
- YANG Min, MA Guanghui, WU Naijun. Vibration monitoring system for high-power high-speed pump and its application[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2013, 39 (1): 77-83.
- [13] 史首宏, 戴侃. 高速泵振动问题的研究[J]. 当代化工, 2004, 33(2): 104-107.
- [14] 黄义刚, 朱荣生, 陈松, 等. 泵振动的原因及其消除措施[J]. 排灌机械, 2007, 25(6): 56-59.
- [15] 陈伟. 机泵选用[M]. 北京: 化学工业出版社, 2009.

(编辑: 陈红霞)