

文章编号: 1674-8190(2024)05-172-07

航空燃油泵流体降噪技术研究

阚银辉¹, 余国际², 胡红林¹

(1. 航空工业金城南京机电液压工程研究中心 燃油系统部, 南京 211106)

(2. 航空工业第一飞机设计研究院 机电系统设计研究所, 西安 710089)

摘要: 航空燃油泵在工程应用中存在流致噪声问题, 影响机组运行的稳定性和人员操作的安全性。为了解决相应的问题, 介绍某型燃油泵流体降噪技术。首先, 对燃油泵在飞机地面系统试验时产生的噪声值进行测试, 分析噪声幅值与频率; 然后, 对燃油泵流动特性进行数值模拟; 最后, 对燃油泵叶轮和导叶进行改进设计。结果表明: 叶轮和导叶之间静动翼干涉导致压力脉动过大是引起流体噪声的主要原因, 增加叶轮和导叶叶片数、采用叶片交替加载技术可以降低泵内的压力脉动; 改进后, 燃油泵的噪声降低了6.5 dB。

关键词: 航空燃油泵; 压力脉动; 数值模拟; 流致噪声; 优化设计; 降噪

中图分类号: V219

文献标识码: A

DOI: 10.16615/j.cnki.1674-8190.2024.05.18

Research on fluid noise reduction technology of aviation fuel pump

KAN Yinhui¹, YU Guoji², HU Honglin¹

(1. Fuel System Department, AVIC Jincheng Nanjing Engineering Institute of Aircraft System, Nanjing 211106, China)

(2. Institute of Electromechanical System Design, AVIC The First Aircraft Institute, Xi'an 710089, China)

Abstract: Aviation fuel pump has the problem of flow-induced noise in engineering application, which can affect the unit operation stability and staff's working security. To solve these problems, the noise reduction technique for fuel pump is introduced. Firstly, the noise data of fuel pump acquired during the on-land system test of air plane is tested, and the noise amplitude and frequency are analyzed. Then, numerical simulation is conducted to understand the flow regime in the fuel pump. Finally, the optimization design is conducted for impeller and guide vane of fuel pump. The results show that the main reason of flow-induced noise is the pressure fluctuation caused by rotor-stator interaction between impeller and guide vane. The pressure fluctuation can be reduced by increasing the impeller and vane blade number and applying the alternate loading technique. After optimization, the noise of fuel pump is decreased by 6.5 dB.

Key words: aviation fuel pump; pressure fluctuation; numerical simulation; flow-induced noise; optimization design; noise reduction

收稿日期: 2024-01-12; 修回日期: 2024-06-10

通信作者: 阚银辉(1997-), 男, 硕士, 助理工程师。E-mail: 1751973617@qq.com

引用格式: 阚银辉, 余国际, 胡红林. 航空燃油泵流体降噪技术研究[J]. 航空工程进展, 2024, 15(5): 172-178.

KAN Yinhui, YU Guoji, HU Honglin. Research on fluid noise reduction technology of aviation fuel pump[J]. Advances in Aeronautical Science and Engineering, 2024, 15(5): 172-178. (in Chinese)

0 引言

离心式叶片泵具有结构简单、可靠性高、体积小、重量轻、效率高、流量大、适应高转速等优点,在飞机燃油系统中应用广泛^[1-2]。随着现代飞机机组人员及其他乘员对其环境舒适性要求的提高,机载设备的振动噪声控制越来越重要^[3]。某型加油机燃油泵位于机身油箱内,其过大的噪声严重影响了机组人员执行空中加油任务,因此,对此燃油泵进行减噪具有重要意义。

对水力模型进行优化可以有效改善泵的各项性能,从而降低噪声。近年来研究者在离心式叶片泵的结构形式、流动机理、叶片设计方法等方面开展了大量研究,主要集中在提高泵效率、满足泵不同流量时增压值等方面^[4-6]。目前对离心式叶片泵噪声的关注逐渐增多,Chu S等^[7]在研究离心泵时发现,叶轮外径和蜗壳隔舌之间的距离对离心泵的噪声有重要影响,并通过内部流动的关系揭示了压力脉动和噪声之间的关系;Yao Z等^[8-9]对五种不同的双吸离心泵叶轮进行压力脉动的试验测试,分析得到在双吸离心泵中,压力脉动频率由叶片通过频率、旋转频率和一些较低的频率组成,两侧交错的双吸叶轮可以降低压力脉动的幅值;Fu D等^[10]对不同叶轮交错角的双吸离心泵进行压力脉动分析,发现叶轮交错角对吸入腔压力波动影响较小,而对蜗壳内压力波动影响较大,且交错角接近 24° 或 36° 时,压力波动可以降低50%。泵内动静干涉所引起的压力脉动是引起内部振动和噪声的主要因素^[11],郑源等^[12]对混流泵外场噪声进行数值计算,将叶片表面的压力脉动作为声源,得到流致噪声的主频为压力脉动的主频和固有频率的叠加,场内的压力脉动幅值越大,所对应的流致噪声辐射水平越高。

目前通过水力设计改善离心泵噪声的机理尚不明确,与此同时,航空燃油泵具有特殊的结构,其噪声问题有别于常规的离心式叶片泵,需要进一步深入研究。某型加油飞机空中加油泵其结构为电动机驱动的离心式叶片泵,电动机与泵均是噪声源,本文主要研究该泵的流致噪声,分析噪声产生原因,对该泵进行流致噪声改进,通过测试验证减噪效果,以期为其他燃油泵的减噪优化设计提供参考。

1 燃油泵噪声测试及流体噪声分析

1.1 模型基本参数

本文的研究对象为某型航空燃油泵,主要对燃油二次增压后进行空中加油。该泵由进口管、叶轮、导叶、壳体和出口管等部件构成,如图1所示。燃油由进口进入叶轮,通过叶轮旋转作用后改变流动方向,经导叶和蜗形壳体收集增压后从出口管排出。该燃油泵的主要设计参数为:输入功率26 kVA,额定转速7 800 r/min,额定流量1 150 L/min,额定增压值 ≥ 520 kPa,泵效率0.65,全工况下增压值 ≤ 690 kPa,额定流量时噪声值要求不大于80 dB。

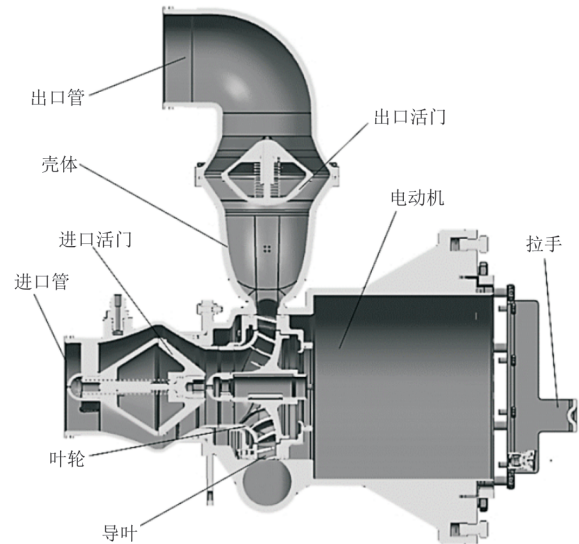


图1 燃油泵结构模型

Fig. 1 Fuel pump structure model

1.2 燃油泵噪声测试结果

按照《泵的噪声测量与评价方法》^[13]对该产品噪声进行测量与评价:额定流量时噪声测量值为86.1 dB,属于合格范围(根据其计算该加油泵划分四个等级,不大于79.7 dB为优秀,介于79.7 dB与85.7 dB为良好,介于85.7 dB与91.7 dB为合格,大于91.7 dB为不合格)。燃油泵噪声频谱分析结果如图2所示,可以看出:噪声的主频为780 Hz,该频率为叶片通过频率($Z_r \times f_n = 6 \times 130 \text{ Hz} = 780 \text{ Hz}$, Z_r 为叶片数、 f_n 为转动频率),并伴随一个两倍叶片通过频率(1 560 Hz)的谐振频率。

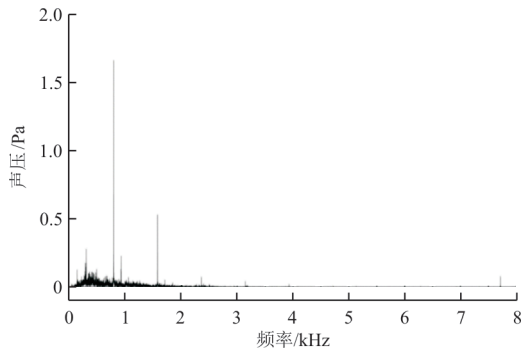


图2 噪声频谱
Fig. 2 Spectrum of noise

1.3 数值模拟设置

为了更准确地分析泵的内部流动及水力性能,建立全流道的三维模型,含进口段、叶轮、导叶、蜗壳、出口段共5个部分,如图3所示。

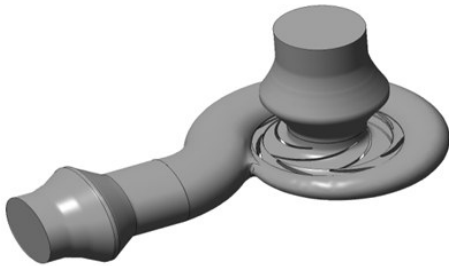


图3 计算域模型示意图
Fig. 3 Computation domain model diagram

对几何模型进行网格划分,初始网格节点数为 1.2×10^6 ,在此基础上逐渐增加网格密度,同时监测泵增压值。计算得到的增压值与网格节点数关系如图4所示,可以看出:当节点数大于 2.4×10^6 时,增压值趋于稳定;继续增加节点数,增压值变化较小。综合考虑计算准确性与计算机性能,最终确定网格节点总数为 2.85×10^6 。采用 ANSYS CFX 商业软件进行数值模拟,计算额定流量下泵内部的流动情况及不同流量下的增压值,并在不同位置布置测点监测压力的变化情况。本文数值模拟计算基于多参考系模型(MRF),不同计算域之间采用交界面连接,其中叶轮域设置为旋转域,其他部分设置为静止域。模拟参考压强为 1 atm ($1 \text{ atm} = 1.013 \times 10^5 \text{ Pa}$)。边界条件的设置为:出口质量流量出口;进口为压力进口,静压值等于0;固壁边界类型为无滑移壁面。数值模拟基于雷诺平均(RANS)方程,湍流模型采用 SST $k-\omega$ 模型^[14-15]。定常数值模拟计算的收敛判据设置为

动量方程与连续性方程的残差均方根值小于 1×10^{-5} 。非定常数值模拟基于定常模拟的计算结果,计算共10个叶轮周期,每个周期计算360步,非定常数值模拟计算的收敛判据仍然设置为动量方程与连续性方程的残差均方根值小于 1×10^{-5} 。

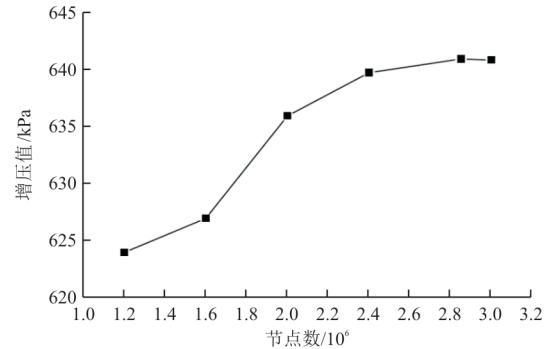


图4 网格无关性验证
Fig. 4 Grid independence verification

1.4 外特性数值模拟及试验对比分析

通过不同流量计算得出泵的性能曲线,并与试验值进行对比,如图5所示,可以看出:模拟值和试验值变化趋势基本相同,计算结果稍高于试验值是由于数值模拟未考虑容积损失、摩擦损失等因素以及泵排气通道等结构。为了满足全工况下最大增压值均小于 690 kPa 的要求,设计时对叶轮叶形进行了改进,实际结果与一般离心泵单调下降的曲线稍有不同。

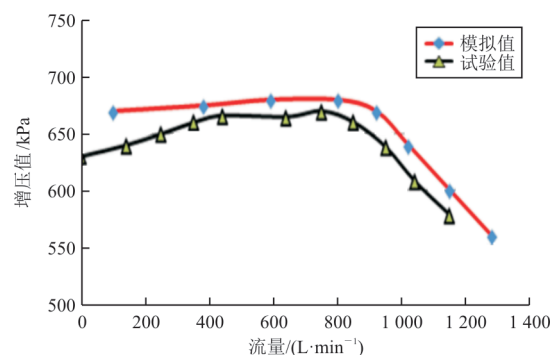


图5 泵性能曲线对比
Fig. 5 Comparison of pump performance curves

1.5 压力脉动及径向力分析

为了进一步了解泵内部的压力脉动情况,在叶轮和导叶之间、蜗壳隔舌处布置压力脉动监测点,如图6所示。叶轮与导叶之间压力脉动监测点测试的压力脉动频谱如图7所示,可以看出:叶轮

和导叶之间在 780 Hz 频率处存在明显的压力脉动,同时伴随着三倍频和四倍频等叶片通过频率的谐振频率,这说明叶轮和导叶之间的静动翼干涉导致了较为强烈的流体冲击。叶片通过频率下的脉动幅值最高达到了 55.3 kPa,约为额定流量下增压值的 10%。泵蜗壳隔舌位置的的压力脉动频谱图如图 8 所示,可以看出:叶轮和导叶静动翼干涉引起的压力脉动继续向下游传递,导致在蜗壳中的流动也存在明显的静动翼干涉影响。蜗壳隔舌位置的压力脉动主要以叶片通过频率为主,并伴随三倍频、四倍频及更高频率的谐频,脉动幅值最高为 15.7 kPa。

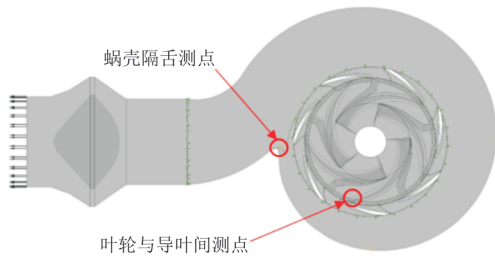


图 6 压力脉动监测点
Fig. 6 Pressure pulsation monitoring point

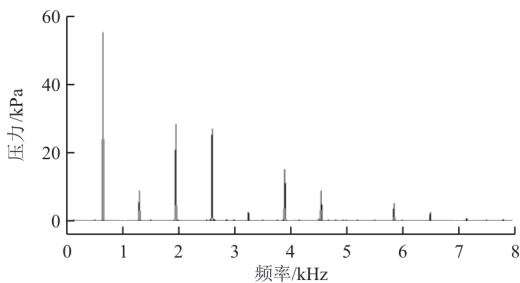


图 7 叶轮与导叶之间的压力脉动
Fig. 7 Pressure pulsation between impeller and guide vane

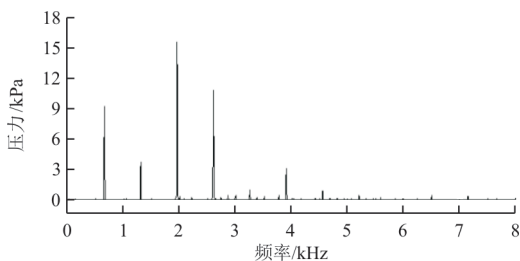


图 8 蜗壳隔舌位置压力脉动
Fig. 8 Pressure pulsation at volute tongue position

径向力是影响加油泵转动平稳的重要因素,泵内旋转部件主要为叶轮。叶轮径向力随时间的变化规律如图 9 所示,可以看出:径向力最高可达

到 130 N,其脉动幅值为 100 N 左右,且呈现周期性的波动。整个转子在承受较大径向力的同时还存在较大的脉动,这也是导致加油泵运行不稳定和流体噪声的重要因素。

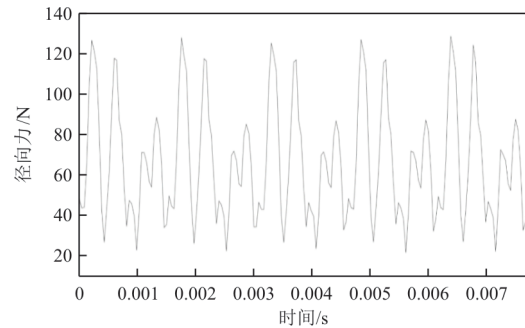


图 9 径向力随时间的变化规律
Fig. 9 The change law of radial force with time

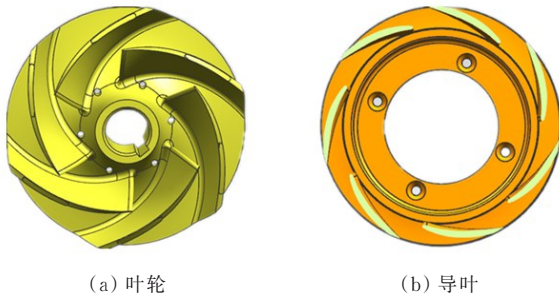
通过燃油泵的数值模拟和噪声试验频谱的分析可以看出,该燃油泵流致噪声的主频与叶片通过频率一致,叶片和导叶的静动翼干涉以及内部流动分离产生的压力脉动是产生噪声的主要原因,旋转过程中较大的径向力及其脉动也是产生噪声的重要因素。因此为了降低流致噪声,需要降低燃油泵内部的压力脉动幅值,同时尽量减小径向力。

2 噪声改进设计

2.1 减噪措施

根据燃油泵的特点,需要在不改变外形接口的基础上,对叶轮和导叶部分进行改进,从而降低该燃油泵的噪声,同时提高水力效率及性能指标。需要从两个方面进行改进:降低泵压力脉动的幅值,特别是降低叶片和导叶产生的静动翼干涉压力脉动的幅值;保证性能要求的基础上减小径向力。

理论上一定范围内叶片数越多,泵压力脉动越小。改进设计中采用多种叶片数的组合,通过对多个方案进行数值模拟,计算每个方案的内部流场及压力脉动、性能曲线、径向力等,同时综合考虑叶片数对重量、最大增压值等参数的影响,选出最终改进方案。改进前叶轮叶片数 $Z_r=6$,导叶数 $Z_g=7$,如图 10 所示。改进后叶轮叶片数 $Z_r=8$ (采用 4 长 4 短叶片的形式),导叶数 $Z_g=11$,如图 11 所示。

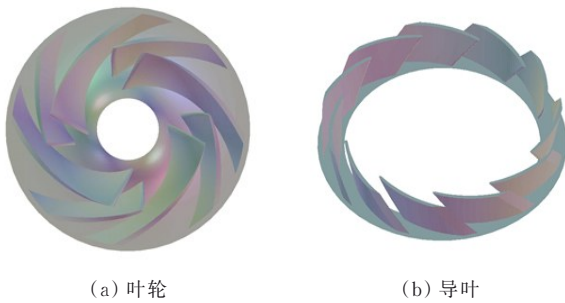


(a) 叶轮

(b) 导叶

图 10 改进前叶轮及导叶的叶片模型

Fig. 10 The blade model of the front impeller and guide vane was improved



(a) 叶轮

(b) 导叶

图 11 改进后叶轮与导叶的叶片模型

Fig. 11 The improved blade model of impeller and guide vane

2.2 外特性数值模拟及对比分析

为了分析改进方案对燃油泵性能的影响,对改进前后增压值随着流量的变化情况进行分析。通过数值模拟得出的改进后性能曲线如图 12 所示,可以看出:改进后在小流量工况下增压值呈现出随流量减小而减小的趋势,这一变化更加有利于保证小流量下的增压值不超过 690 kPa 的要求。

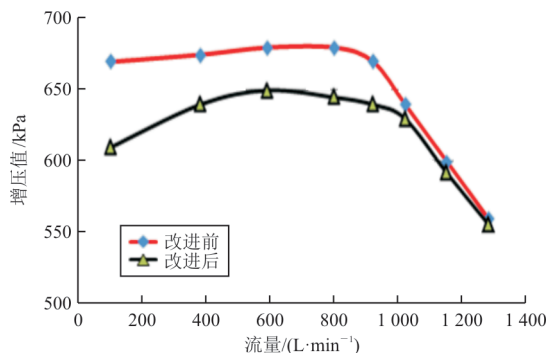


图 12 改进前后泵性能曲线对比

Fig. 12 Comparison of pump performance curves before and after improvement

2.3 压力脉动及径向力对比分析

叶轮和导叶之间的压力脉动频谱对比如图 13 所示,可以看出:压力脉动大幅减小,改进前的脉动频率主要为一倍(780 Hz)、三倍和四倍叶片通过频率,脉动幅值最高为 55.31 kPa;改进后的脉动主要为一倍(520 Hz)、二倍(1 040 Hz)三倍(1 560 Hz)叶片通过频率,脉动幅值最高为二倍脉动幅值 9.57 kPa,仅为改进前最高幅值的 17.3%。改进后设计方案有效改善了叶轮流动,改进了叶轮和导叶的匹配问题,明显改善了叶轮和导叶之间的静动翼干涉现象。

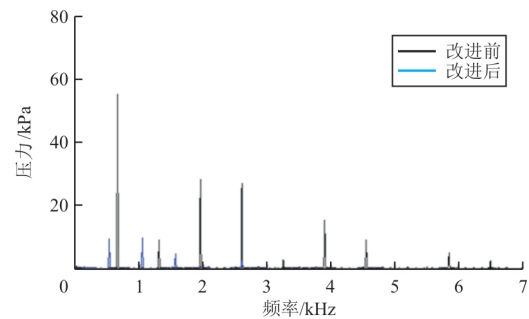


图 13 叶轮和导叶间的压力脉动对比

Fig. 13 Comparison of pressure pulsation between impeller and guide vane

蜗壳隔舌的压力脉动对比如图 14 所示,可以看出:改进后的脉动幅值明显降低,改进前主要表现为叶频倍频脉动,且叶片通过频率(780 Hz)下的脉动幅值最高为 6.43 kPa;改进后的脉动频率幅值仅为一倍(520 Hz)和二倍(1 040 Hz)的叶片通过频率,一倍频的脉动幅值最高为 0.81 kPa,为改进前的 12.5%。

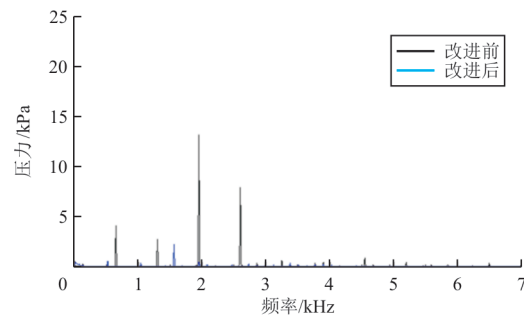


图 14 蜗壳隔舌的压力脉动对比

Fig. 14 Comparison of pressure pulsation of volute tongue

改进前后径向力随时间的变化规律对比如图 15 所示,可以看出:改进后径向力明显降低,最大的径向力由 130 N 降为 42 N,径向力的脉动幅值由

100 N 降为 20 N。转动部件径向力变小有利于提高泵的运转稳定性,并且能有效减小振动产生的噪声。

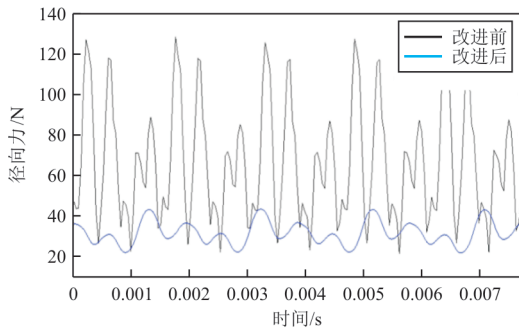
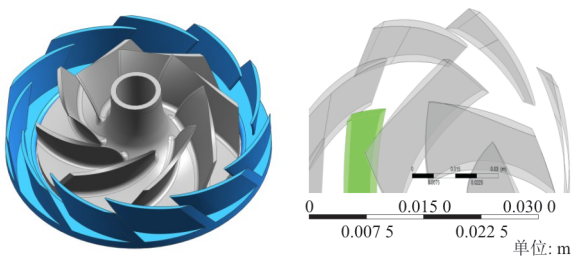


图 15 改进前后泵性能曲线对比

Fig. 15 Comparison of pump performance curves before and after improvement

从上述的分析可以得出,改进后的水力设计方案在外特性、压力脉动、径向力等方面都有明显改善,特别是叶片和导叶产生的静动翼干涉和内部流动分离产生的压力脉动得到了显著改进。

减小泵流体噪声的方法是叶轮叶片出口边与导叶叶片进口边倾斜呈“X”型交错布置,如图 16 所示。该方法可以有效改善叶轮出口射流尾迹结构,减少叶轮区域的水力损失,分散叶轮叶片出口厚度导致的出口流速不均匀,从而降低叶轮出口的压力脉动。导叶进口边的倾斜可以进一步降低叶轮出口流动不均匀性,明显抑制叶轮和导叶的静动翼干涉作用。



(a) 叶片与导叶模型 (b) 交错布置

图 16 叶片与导叶叶片交错布置

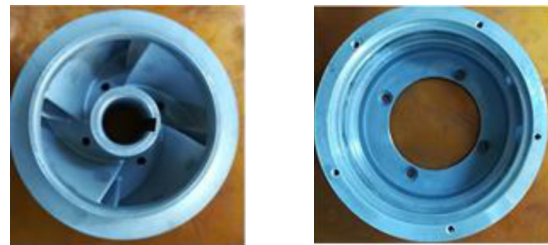
Fig. 16 Blades and guide blades are staggered

3 试验验证

3.1 外特性测试结果分析

为了进一步检验改进方案的效果,对改进设计的叶轮与导叶进行加工制造,零件实物如图 17 所示。改进后燃油泵性能曲线试验结果如图 18 所

示,可以看出:在额定流量时(1 150 L/min),改进前后的增压值均接近 570 kPa,满足大于 520 kPa 的要求。其工作电流由 73.2 A 减小至 68.7 A,满足小于 75 A 的要求,且泵效率提高 6% 左右。全流量范围下增压值在 567~650 kPa 之间,满足增压值 ≤ 690 kPa 的技术要求,比改进前 570~670 kPa 更加合理。综上所述,改进后试验测得的性能曲线全面满足了技术要求。



(a) 叶轮 (b) 导叶

图 17 叶轮及导叶

Fig. 17 Impeller and guide vane

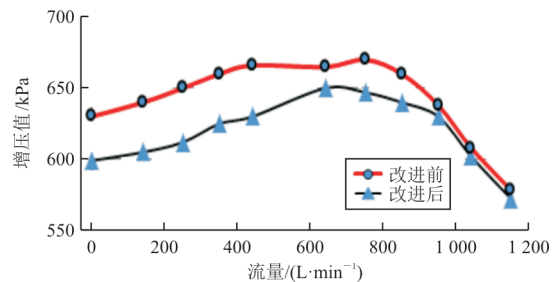


图 18 性能曲线对比

Fig. 18 Comparison of performance curves

3.2 噪声测试结果分析

改进后燃油泵噪声试验结果如图 19 所示,在额定流量(1 150 L/min)下噪声值为 79.6 dB,相比改进前 86.1 dB 降低了 6.5 dB,噪声下降了两个等级。

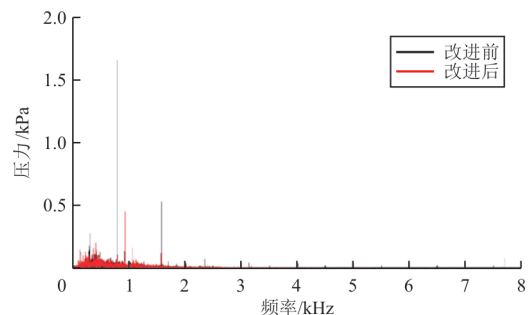


图 19 噪声测试对比

Fig. 19 Comparison of noise tests

从图 19 可以看出:各频率成分的声音均得到了降低;改进前噪声主要出现在叶轮的倍频 780 Hz 处,改进后主要出现在 520(倍频)、910、1 040(两倍频)和 1 560 Hz(三倍频)处;改进后的噪声幅值有明显的降低,最大幅值噪声为改进前的 27.1%。

4 结 论

1) 燃油泵内部静动翼干涉以及流动分离等原因产生的压力脉动是流致噪声过大的主要原因,通过改进叶轮和导叶等过流部件减小压力脉动明显降低了泵的流致噪声,满足了噪声指标要求。

2) 通过对燃油泵叶轮和导叶进行改进设计、数值模拟和试验结果对比发现,增加叶轮和导叶叶片数、采用叶片交替加载技术可以降低泵内的压力脉动,改进后噪声降低了 6.5 dB,达到了预期目标,提高了燃油泵的工作稳定性。

3) 叶轮叶片出口边与导叶叶片进口边倾斜呈“X”型交错布置,能够减小转动部件叶轮与静止部件导叶的静动翼干涉。

参 考 文 献

- [1] 潘潇, 王文平, 李述林, 等. 离心式燃油泵复合叶轮的数字化设计及验证[J]. 上海交通大学学报, 2014, 48(8): 1164-1169.
PAN Xiao, WANG Wenping, LI Shulin, et al. Digital design and validation of fuel pump with complex centrifugal impeller[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2014, 48(8): 1164-1169. (in Chinese)
- [2] WANG B, GUAN H, YE Z. Numerical and experimental investigations on flow regulation of fuel vapor core pump[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2018, 232(1): 111-120.
- [3] 牟永飞, 李杰. 舱门对起落架流场和气动噪声的影响研究[J]. 航空工程进展, 2021, 12(4): 105-114.
MU Yongfei, LI Jie. The influence of doors on the flow field and aerodynamic noise of landing gear[J]. Advances in Aeronautical Science and Engineering, 2021, 12(4): 105-114. (in Chinese)
- [4] TOYODA M, NISHIDA M, MARUYAMA O, et al. Geometric optimization for non-thrombogenicity of a centrifugal blood pump through flow visualization[J]. JSME International Journal, 2002, 45(4): 1013-1019.
- [5] TAO R, XIAO R, ZHU D, et al. Multi-objective optimization of double suction centrifugal pump[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2018, 232(6): 1108-1117.
- [6] 张人会, 樊家成, 杨军虎, 等. 基于自由曲面变形方法的离心泵叶片载荷优化[J]. 农业机械学报, 2015, 46(10): 38-43.
ZHANG Renhui, FAN Jiacheng, YANG Junhu, et al. Optimization of centrifugal pump blade load based on free form deformation[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(10): 38-43. (in Chinese)
- [7] CHU S, DONG R, KATZ J. Relationship between unsteady flow, pressure fluctuations, and noise in a centrifugal pump-part A: use of PDV data to compute the pressure field[J]. Journal of Fluids Engineering, 1995, 117(1): 1-11.
- [8] YAO Z, WANG F, YANG M, et al. Effects of impeller type on pressure fluctuations in double-suction centrifugal pump[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(12): 133-137, 143.
- [9] YAO Z, WANG F, QU L, et al. Experimental investigation of time-frequency characteristics of pressure fluctuations in a double-suction centrifugal pump[J]. Journal of Fluids Engineering, 2011, 133(10): 343-361.
- [10] FU D, WANG F, ZHOU P, et al. Impact of impeller stagger angles on pressure fluctuation for a double-suction centrifugal pump[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2018, 31(1): 1-10.
- [11] 司乔瑞. 离心泵低噪声水力设计及动静干涉机理研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2014.
SI Qiaorui. Investigation on hydraulic design of centrifugal pumps with low noise and mechanism of rotor-stator interaction[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2014. (in Chinese)
- [12] 郑源, 陈宇杰, 毛秀丽, 等. 混流泵压力脉动特性及其对流动诱导噪声的影响[J]. 农业工程学报, 2015, 31(23): 67-73.
ZHENG Yuan, CHEN Yujie, MAO Xiuli, et al. Pressure pulsation characteristics and its impact on flow-induced noise in mixed-flow pump[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2015, 31(23): 67-73. (in Chinese)
- [13] 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局. 泵的噪声测量与评价方法: GB/T 29529—2013[S]. 北京: 中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局, 2013.
General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China. Methods of measuring and evaluating noise of pumps: GB/T 29529—2013[S]. Beijing: General Administration of Quality Supervision, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China, 2013. (in Chinese)
- [14] SPALART P R. Strategies for turbulence modeling and simulations[J]. International Journal of Heat Fluid Flow, 2000, 21(3): 252-263.
- [15] MENTER F R. Zonal two equation $k-\omega$ turbulence models for aerodynamic flows[C]// 24th Fluid Dynamics Conference. Orlando: IEEE, 1993: 1-11.

(编辑:丛艳娟)