

文章编号:1000-8055(2012)03-0689-06

环形腔室径向宽度对加力燃油泵内流及性能影响

薛梅新, 吴 迪, 朴 英

(清华大学 航天航空学院, 北京 100084)

摘 要: 对某加力燃油泵内部非定常流动开展了系统的数值模拟, 研究了不同环形腔室径向宽度条件下泵的外特性和内流特征. 计算结果表明, 缩小径向宽度可有效提高泵在不同流量下的扬程, 且小流量工况增幅显著高于大流量, 明显改善了小流量工作的不稳定性. 对于大流量工况, 环形腔室截面变小导致腔室内循环流量降低、沿程损失明显减小, 是泵出口扬程提高的主要因素; 而对于小流量工况, 环形腔室截面变小使得扩散管主流贴近环形腔室, 显著降低了叶轮流道扬程损失, 有效提升了泵出口扬程.

关 键 词: 部分流泵; 加力燃油泵; 航空发动机; 环形腔室; 数值模拟

中图分类号: V233.2

文献标志码: A

Effect of annular chamber radial width on the performance and inner flow characteristics of an after-burning oil pump

XUE Mei-xin, WU Di, PIAO Ying

(School of Aerospace, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: A series of unsteady numerical simulations was conducted for an after-burning oil pump and the effect of annular chamber radial width on the pump performance and inner flow characteristics was investigated. Decrease of the radial width can increase the pump head under different flow-rates and the head increase under small flow-rate condition is larger than that under large flow-rate condition, which improves operation stability under the small flow-rate. Under the large flow-rate condition, annular chamber head loss is reduced by the decrease of circulation flow-rate in annular chamber resulted from the decrease of the annular chamber and following circumferential section area. Accordingly pump head is raised. While, under the small flow-rate condition, decreasing annular chamber radial width makes the incoming flow of the diffuser approach to annular chamber, which reduces the impeller passage head loss. As a result, pump head is enhanced significantly.

Key words: partial emission pump; after-burning oil pump; aero-engine; annular chamber; numerical simulation

高速部分流泵源于 Barske U M^[1] 为液体火箭发动机专门研制的高速泵, 通常采用开式径向直叶轮和环形压出室, 具有结构紧凑、可靠性高、扬程曲线平坦等特点, 现已广泛应用于航空航天领域. 现役某型航空发动机的加力燃油泵为典型的高速部分流泵, 其性能已难以满足未来军用发

动机高推质比的要求, 亟待探索小尺寸设计方法, 研制轻质量、大流量、高扬程的加力燃油泵, 以提高发动机推质比.

高速部分流泵的早期研究主要集中于性能试验及设计改进^[1-5], 积累了不少设计经验, 但对泵内部流场缺乏深入的理解与认识, 尚未从内流特

收稿日期: 2011-04-19; 修订日期: 2011-06-30

基金项目: 中国博士后科学基金(20100480259)

作者简介: 薛梅新(1985—), 男, 湖北公安人, 博士生, 主要从事流体机械内流及空化研究.

性出发形成系统完善的设计理念和方法. 对于高速部分流泵, 叶轮与蜗壳动静交互作用强烈, 试验研究不仅成本高、周期长, 而且内流观测较为困难. 近年来, 不少学者利用数值模拟方法对泵的内流特征及性能优化进行了有益的探索. 陈党民等^[6]发现切线泵内流具有显著非定常特性, 只有采用非定常计算方法才能反映其内流的实质. 崔宝玲等^[7]模拟揭示了高速泵内回流现象及叶轮与蜗壳干扰形成周向流动强烈的非均匀性. 张剑慈等^[8]提出了利用加大流量设计方法来优化高速离心泵内流特征及外特性. 刘在伦等^[9]尝试采用矩形蜗壳来提高泵的关死点扬程. 柴立平^[10]等探索建立扬程流量系数与比转速的关系来优化设计以消除驼峰现象.

然而, 上述研究多根据过流部件几何参数的经验关系式进行多参数整体优化以改善泵外特性曲线, 并未从泵内局部流动特性出发, 讨论各部件设计参数的优化及对内流特征和外特性的影响. 因此, 本文将采用滑移网格技术^[11]模拟加力燃油泵全流道非定常流场, 重点关注流动较为复杂的压出室, 探索不同环形腔室径向宽度 w (如图 1 所示) 对泵内流动特征和整体性能的影响与作用规律, 为泵体结构设计思路和设计方法的改进提供依据.

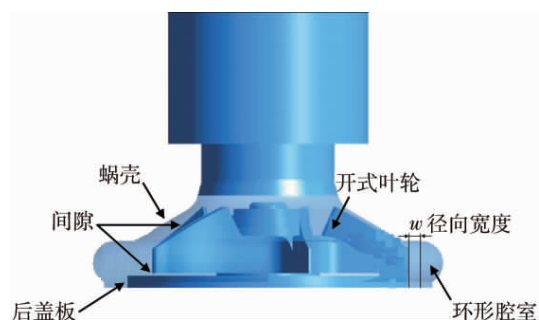


图 1 泵环形腔室径向宽度示意图

Fig. 1 Radial width (w) of pump annular chamber

1 物理模型和数值方法

本文研究的加力燃油泵主要由进口活门、转轴、叶轮、蜗壳、锥形扩散管等部件组成, 额定转速 $n_d = 27\,000\text{ r/min}$. 求解区域取燃油泵进口活门到扩散管出口的燃油流道, 包括盘盖侧间隙 (如图 1), 其中对进口和泵腔内转轴表面进行了适当简化, 进出口适当延长, 计算域及网格模型如图 2 所示. 计算网格采用分块结构化六面体网格, 分为吸

入段 (S1) 和压出段 (S2) 静止区域, 叶轮段旋转区域. 由于开式叶轮结构特殊, 叶轮段网格沿叶片轮毂面分为前后两部分 (R1, R2). 为了准确求解湍流边界层, 近壁网格进行了法向加密, 环形壁面最大 y^+ 不超过 150. 计算流道总计 110 万个网格单元, 其中 S1 单元数约 14 万, S2 单元数约 42 万, R1 单元数约 37 万, R2 单元数约 17 万.

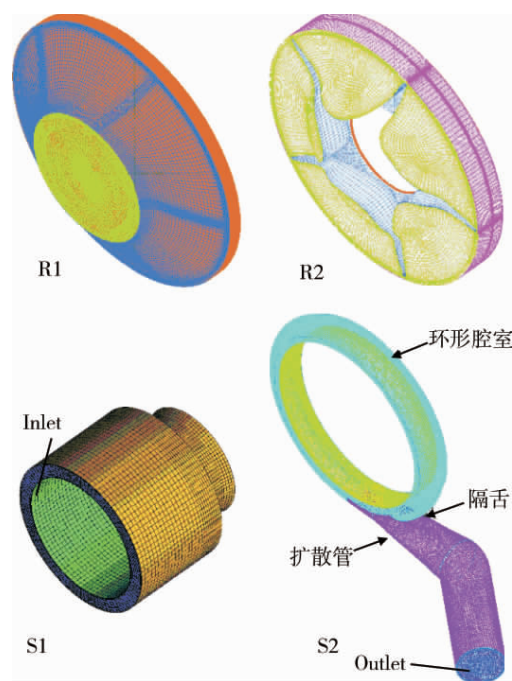


图 2 泵计算域及网格

Fig. 2 Calculation domain and grid

航空煤油为多组分混合物, 计算取特征密度 ρ 为 780 kg/m^3 , 黏度 μ 为 $0.0024\text{ Pa}\cdot\text{s}$. 进口边界面 (inlet) 采用压力进口条件, 给定进口总压, 出口边界面 (outlet) 采用质量流量出口条件. 所有动静固壁面采用速度无滑移条件, 近壁区采用壁面函数法处理, 叶轮 R1 和 R2 动壁面设置转速条件.

计算采用商业软件 ANSYS CFX 求解器, 泵内湍流流动求解旋转坐标系下不可压雷诺平均 Navier-Stokes 方程 (RANS), 雷诺应力由剪切应力输运 (SST) 湍流模型模化. 动静区域交界面参数传递采用瞬态转静子 (transient rotor stator) 模型, R1 和 R2 交界面采用通用连接 (general connection). 动量及湍流输运方程对流项离散采用具有二阶精度的高分辨率格式^[12], 瞬态项离散采用二阶后向欧拉格式, 其他项采用中心差分格式. 非定常流场计算的物理时间步长取 $\delta t = T/360$, 其中 T 为叶轮转动周期.

2 流量扬程特性预测

高速部分流泵具有高转速及特殊的结构, 其内流非定常性十分明显. 图 3 所示是在设计工况下, 叶轮旋转 360° , 泵出口处总压 p_{out} 瞬时变化曲线. 该曲线具有明显的脉动特征, 波动频率与叶片通过频率一致, 波动幅值可达 0.5 MPa , 约为扬程的 7% . 由于瞬时扬程随叶轮转动呈周期性脉动, 故对其进行时间平均来预测泵的有效扬程.

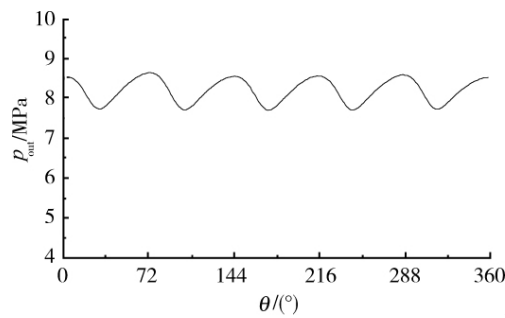


图 3 设计工况下出口瞬时压力脉动
Fig. 3 Outlet pressure fluctuation under design condition

表 1 是数值预测的有效扬程与试验数据的对比. 现有试验数据为不同转速下等效率工况点的流量扬程, 表中数据进行了无量纲化处理, 参考流量 Q_d 和扬程 H_d 分别为设计工况参数. 总体上看, 计算结果与试验数据吻合很好, 这表明本文采用的模拟方法和结果是可靠的, 能有效捕捉泵的内流特征和外特性.

表 1 试验与计算流量扬程数据对比
Table 1 Comparison of experimental and numerical flow capacity-head at different rotation speeds

转速 n/n_d	流量 Q/Q_d	试验扬程 H_e/H_d	模拟扬程 H_n/H_d	误差/ $\%$
0.44	0.53	0.18	0.19	2.84
0.52	0.59	0.24	0.26	5.44
0.97	1.02	0.92	0.95	3.11

图 4 是数值预测的不同径向宽度泵额定转速下的流量扬程特性, 原加力泵径向宽度 $w=4.0\text{ mm}$, 另外计算了 $w=2.0\text{ mm}$ 和 $w=6.0\text{ mm}$ 两个算例. 由图可知, 设计流量范围内, 扬程特性曲线基本呈水平, 表现出部分流泵的特性^[3]. 与原泵相比, $w=2.0\text{ mm}$ 算例扬程均相应提高, 且流量越小, 扬程增加越多, 大流量工况 ($Q_l=50\% Q_d$) 扬

程增加 $0.6\% H_d$, 小流量工况 ($Q_s=10\% Q_d$) 扬程增加 $4.5\% H_d$. 然而 $w=6.0\text{ mm}$ 算例扬程与原泵基本相同. 可见, 原泵 w 缩小不仅可以有效提高泵的扬程, 还会使特性曲线更趋平坦, 降低了小流量工作的不稳定性. 下面详细分析径向宽度缩小改善性能的内流特征.

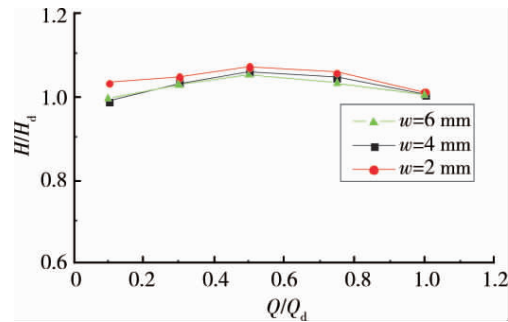


图 4 额定转速下流量扬程特性
Fig. 4 Flow capacity-head characteristics at rated rotational speed

3 内流特性分析

3.1 大流量工况流场对比分析

压出室内流动随叶轮转动呈周期性脉动, 故选取泵瞬时扬程达到峰值时刻, 对比分析两泵压出室内流场. 图 5 为大流量工况下压出室内三维流线分布, 其中泡状曲面为扩散管内总压 p_t 等值面. 压出室由环形腔室和锥形扩散管共同组成, 两者相交处即为隔舌 (如图 2 所示), 平面 S 和 M 为垂直于扩散管中心线的流向截面, 截面 S 位于扩散管起始端, 截面 M 位于隔舌之后, 环面 I 为叶轮与压出室交界面, 圆面 E 为扩散管出口. 由图可知, 压出室内流动形态基本一致, 叶轮流道流体由截面 I 中部浅色区域流入环形腔室, 绕转轴循环流动, 部分流体由截面 I 深色区域返回叶轮流道, 形成了叶轮和压出室的相互作用. 流经截面 S 的流体在隔舌处分为两股, 其中大部分直接流入扩散管截面 M , 左下部流体则继续在环形腔室内循环流动. 扩散管截面 M 处流体存在轻微分离, 主流位于浅色区域, 分离回流位于深色区域, 扩散管内回流未发展到环形腔室. 同一时刻, 叶片位置相同, 图 5(a) 中总压等值面包含区域明显大于图 5(b), 总压值也比图 5(b) 高 0.1 MPa , 这表明改进泵截面 M 处流体总压要高于原泵, 因而提高了泵出口瞬时扬程.

$$Q_t = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \oint_{v_i \cdot n \geq 0} \rho v_i dv \tag{1}$$

$$Q_b = -\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \oint_{v_i \cdot n < 0} \rho v_i dv \tag{2}$$
$$H'_f = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \oint_{v_i \cdot n \geq 0} \frac{(\rho v_i^2/2 + p_i)}{\rho g H_d} dv \tag{3}$$

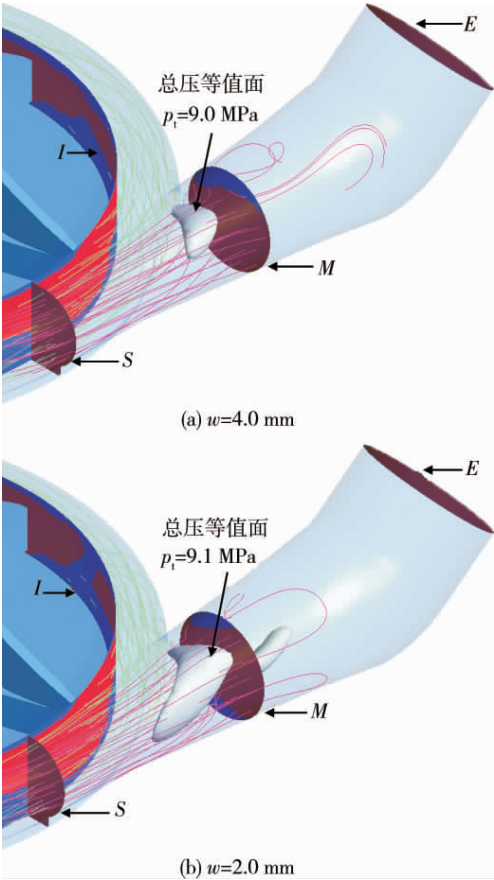


图 5 大流量工况压出室内三维流线分布
Fig. 5 Streamline distribution in the discharge chamber at large flow-rate

由图 5 可知,压出室截面 I, M 存在明显回流,分别按公式(1)和公式(2)计算各截面主流流量 Q_f 和回流流量 Q_b ,列于表 2,净流量 $Q_l = Q_f - Q_b$. 由表 2 可知,不同 w 条件下截面 I 处 Q_f 均大

表 2 大流量不同径向宽度 I, S, M, E 截面平均流量
Table 2 Averaged mass flow-rate on the I, S, M, E sections with different radial widths at large flow-rate

截面	主流流量 Q_f/Q_d		回流流量 Q_b/Q_d	
	$w=4\text{ mm}$	$w=2\text{ mm}$	$w=4\text{ mm}$	$w=2\text{ mm}$
I	1.72	1.70	1.22	1.20
S	0.92	0.74	0	0
M	0.53	0.53	0.03	0.03
E	0.50	0.50	0	0

于 Q_l ,体现了部分流特性,且改进泵 Q_f 略低于原泵. 为了准确分析各截面的扬程及沿程损失,按公式(3)计算各截面无量纲主流平均扬程 H'_f . 上述公式中 N 为叶轮周期时间步数, i 为时间步, v_i 和 n 为截面速度和法向矢量, v_i 为速度值.

泵压出室四截面 I, S, M, E 的主流平均扬程 H'_f 如图 6 所示,改进泵各截面扬程均有所提高,截面 S 处 H'_f 增幅达 0.019,截面 E 降低至 0.015. 为了清晰说明泵内各段 H'_f 沿程损失 $\Delta H'$ 随径向宽度变化的规律,将泵体分为四段,即入口 inlet 至截面 I 的 inlet- I 段、截面 I 至截面 S 的 I - S 环形腔室段、截面 S 至截面 M 的 S - M 过渡段和截面 M 至扩散管出口截面 E 的 M - E 段. 采用 $\Delta H'_{w=2} - \Delta H'_{w=4}$ 表征两泵沿程损失 $\Delta H'$ 的相对变化,正值表示流道沿程损失随径向宽度减小而降低,负值则相反,如图 7 所示. 由图可知,伴随 w 缩小改进泵沿程损失 $\Delta H'_{w=2}$ 较之原泵 $\Delta H'_{w=4}$, inlet- I 段降低 0.006,而 I - S 段降低较明显,为 0.013; M - E 段降低了 0.002, S - M 段却增加 0.006,扩散管总沿程损失(即 S - M 段与 M - E 段损失之和)增加了 0.004,这些变化与截面 M 处的复杂流态有关,如图 5 所示. 由此可知,大流量工况下,泵出口扬程的增加主要源于径向宽度缩小明显降低了环形腔室 I - S 段的沿程损失.

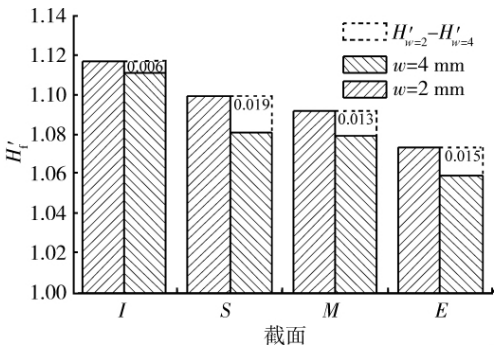


图 6 大流量工况压出室四截面主流平均扬程对比
Fig. 6 Averaged heads of forward flow on the four sections with different radial widths at large flow-rate

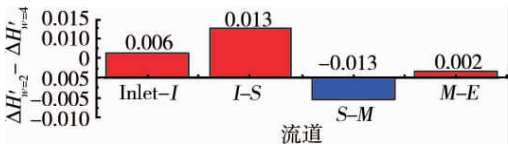


图 7 大流量工况流道沿程损失变化
Fig. 7 $\Delta H'_{w=2} - \Delta H'_{w=4}$ variation at large flow-rate

3.2 小流量工况流场对比分析

小流量工况下, 泵瞬时扬程达到峰值时刻, 两泵压出室内三维流线分布如图 8 所示, 其中截面 I, S, M, E 位置与大流量工况相同, 表 3 为各截面平均主流和回流流量. 该工况泵出口净流量 Q_s 远低于扩散管过流能力, 扩散管内发生严重分离, 截面 M 处回流流量 Q_b 均显著增加, 且两泵呈现不同流动形态. 图 8(a) 中来自截面 S 右部的流体沿截面 M 的底部较为平直的流入锥形扩散管, 其中近半流体经由截面 M 上半部返流入环形腔室上部, 平均回流流量为 $0.11 Q_d$, 而图 8(b) 中来自截面 S 右上部的流体则贴近环形腔室沿截面 M 的左上部呈弧形流入锥形扩散管, 管内回流则沿截面 M 右下部返回环形腔室底部, 该处 Q_b 为 $0.08 Q_d$. 环形腔室内流体仍保持循环流动, 改进泵低于原泵, 但图 8(a) 中截面 I 顶部回流流量较大, 对叶轮内流动影响较大, 而图 8(b) 中截面 I 回流集中于底部, 对叶轮内流动影响相对较小. 可见, w 缩小不仅改变了压出室流动形态而且对叶

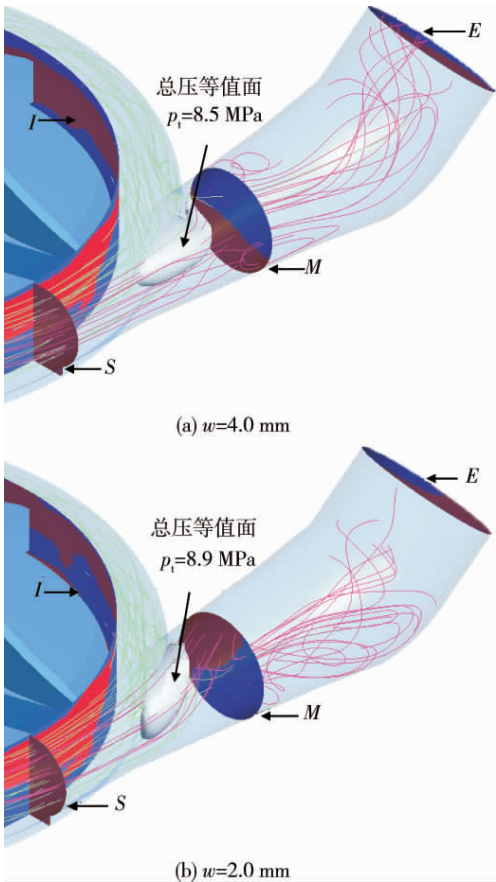


图 8 小流量工况压出室内三维流线分布
Fig. 8 Streamline distribution in the discharge chamber at small flow-rate

轮内流动也产生显著影响. 由图 8 中 p_t 等值面可知, 原泵截面 M 进口总压减少约 0.5 MPa , 而改进泵仅减少约 0.2 MPa , 改进泵内流形态的改变使得出口瞬时扬程显著提高.

表 3 小流量不同径向宽度 I, S, M, E 截面平均流量
Table 2 Averaged mass flow-rate on the I, S, M, E sections with different radial widths at small flow-rate

截面	主流流量 Q_f/Q_d		回流流量 Q_b/Q_d	
	$w=4 \text{ mm}$	$w=2 \text{ mm}$	$w=4 \text{ mm}$	$w=2 \text{ mm}$
I	1.39	1.42	1.29	1.32
S	0.82	0.65	0	0
M	0.21	0.18	0.11	0.08
E	0.17	0.15	0.07	0.05

图 9 为小流量工况压出室各截面的主流平均扬程 H'_f . 各截面扬程差明显增大, 截面 M 达到 0.055 , 截面 E 降至 0.049 , 各流道沿程损失变化规律如图 10 所示. 伴随 w 缩小, 改进泵沿程损失 $\Delta H'_{w=2}$ 较之原泵 $\Delta H'_{w=4}$, 在 inlet- I 段显著降低, 降幅达 0.036 , 表明叶轮流道截面 I 流量的增加及压出室回流干扰对叶轮内扬程损失影响较大, 在 I - S 段扬程损失降幅仅 0.01 , 明显小于 inlet- I 段. 大小流量工况泵内流动形态上的显著变化也改变了扩散管内沿程损失的变化规律. w 变小, S - M 段和 M - E 段沿程损失变化呈现出与图 7 截然相反的情况: 在 S - M 段, 改进泵主流较原泵更贴近环形腔室 (如图 8 所示), 沿程损失降低了 0.01 ; 在 M - E 段, 改进泵截面 M 处的 Q_f 小于原泵, 导致改进泵在 M - E 段的分离更严重 (如图 8 所示), 沿程损失则增加了 0.006 , 扩散管总沿程

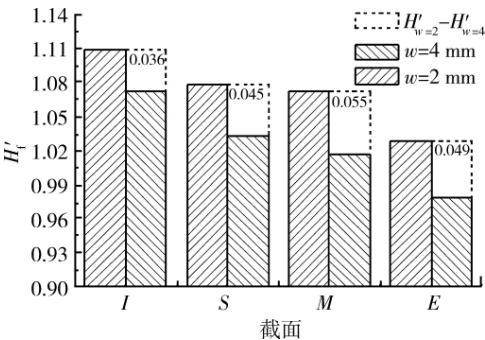


图 9 小流量工况压出室四截面主流平均扬程对比
Fig. 9 Averaged heads of forward flow on the four sections with different radial widths at small flow-rate

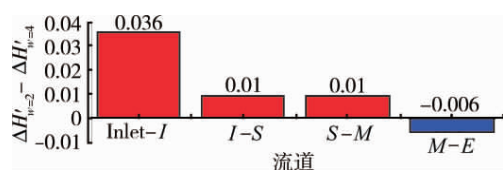


图 10 小流量工况流道沿程损失变化

Fig. 10 $\Delta H'_{w=2} - \Delta H'_{w=4}$ variation at small flow-rate

损失降低不明显,仅为 0.004。由此可见,对于小流量工况,径向宽度 w 的缩小,改进泵压出室流动形态的变化,对扩散管总扬程损失影响不大,但显著降低了叶轮流道扬程损失,进而明显提高了改进泵的出口扬程。

4 结 论

本文对某加力燃油泵全流道非定常流动进行了数值模拟,对比研究了不同径向宽度对加力泵外特性及内流特征的影响规律,可以得出以下结论:

1) 采用非定常数值模拟方法能准确预测泵流量扬程特性,缩小压出室径向宽度可通过动静部件的强耦合作用,有效降低环形腔室和叶轮流道扬程损失,进而实现泵外特性的提升。且小流量工况扬程提高幅度明显大于大流量,明显改善了小流量工作不稳定性。

2) 大流量工况,径向宽度缩小未明显改变扩散管内流动形态,只是略微增加了扩散管内扬程损失,但明显降低了环形腔室沿程损失,因而提高了泵出口扬程。

3) 小流量工况,扩散管内流动严重分离,较之大流量工况扬程损失分布发生了变化。径向宽度缩小明显改变了扩散管内流动形态,促使扩散管主流贴近环形腔室,叶轮流道扬程损失显著降低,提高了泵出口扬程。

参考文献:

- [1] Barske U M. Development of some unconventional centrifugal pumps[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1960, 174(1): 437-461.
- [2] 吴玉珍. 部分流式切线泵在高效率条件下扬程系数的确定[J]. 化工设备与管道, 2000, 37(3): 37-39.
WU Yuzhen. Determination of head coefficient for part flow tangent pumps with high efficiency[J]. Process Equipment & Piping, 2000, 37(3): 37-39. (in Chinese)
- [3] 朱祖超. 开式高速离心泵的试验研究[J]. 浙江大学学报(工学版), 1999, 33(2): 34-38.
ZHU Zuchao. Experimental study on high-speed centrifugal pumps with an open impeller[J]. Journal of Zhejiang

University (Engineering Science), 1999, 33(2): 34-38. (in Chinese)

- [4] 朱祖超, 麻明祥. 小流量高扬程高速离心泵的加大流量设计[J]. 浙江大学学报(工学版), 2001, 35(1): 11-15.
ZHU Zuchao, MA Mingxiang. Increasing-flow design on small-flow-rate high-head high-speed centrifugal pumps[J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2001, 35(1): 11-15. (in Chinese)
- [5] 王乐勤, 朱祖超. 超低比转速高速诱导轮离心泵的不稳定控制与试验研究[J]. 工程热物理学报, 1998, 19(3): 315-319.
WANG Leqin, ZHU Zuchao. Instability-control and experimental study of superlow specific speed high-speed inducer-centrifugal pumps[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 1998, 19(3): 315-319. (in Chinese)
- [6] 陈党民, 李新宏, 黄淑娟. 部分流泵整机非定常流动数值模拟[J]. 工程热物理学报, 2005, 26(S1): 89-92.
CHEN Dangmin, LI Xinhong, HUANG Shujuan. Numerical analysis of the unsteady flow field for a partial emission pump[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2005, 26(S1): 89-92. (in Chinese)
- [7] 崔宝玲, 赵瑞, 张玉良, 等. 高速开式离心泵内部的流动特性研究[J]. 工程热物理学报, 2010, 31(4): 601-605.
CUI Baoling, ZHAO Rui, ZHANG Yuliang, et al. The research on flow characteristics of high-speed centrifugal pump with open impeller[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2010, 31(4): 601-605. (in Chinese)
- [8] 张剑慈, 崔宝玲, 李映, 等. 低比转速开式叶轮高速离心泵的优化设计系统[J]. 机械工程学报, 2006, 42(7): 19-23.
ZHANG Jianci, CUI Baoling, LI Yi, et al. Optimum design system of low-specific open-impeller high-speed centrifugal pump[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(7): 19-23. (in Chinese)
- [9] 刘在伦, 曾宪湘. 蜗壳形状对高速部分流泵性能的影响[J]. 流体机械, 2009(3): 40-44.
LIU Zailun, ZENG Xianxiang. Study on the performance of high-speed partial emission pump caused by the shape of volute[J]. Fluid Machinery, 2009, 37(3): 40-44. (in Chinese)
- [10] 柴立平, 潘兵辉, 石海峡, 等. 高速部分流泵 CFD 计算和优化设计[J]. 排灌机械工程学, 2010, 28(3): 211-214.
CHAI Liping, PAN Binghui, SHI Haixia, et al. CFD calculation and optimal design of high-speed partial emission pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2010, 28(3): 211-214. (in Chinese)
- [11] 徐朝晖, 吴玉林, 陈乃祥, 等. 基于滑移网格与 RNG 湍流模型计算泵内的动静干扰[J]. 工程热物理学报, 2005, 26(1): 66-68.
XU Zhaohui, WU Yulin, CHEN Naixiang, et al. Simulation of turbulent flow in pump based on sliding mesh and RNG $k-\epsilon$ model[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2005, 26(1): 66-68. (in Chinese)
- [12] Barth T J, Jespersen D C. The design and application of upwind schemes on unstructured meshes[R]. AIAA-1989-366, 1989.