

诱导轮与叶轮组合式航空燃油离心泵 轴向力间隙补偿

李 嘉¹, 李华聪¹, 王淑红², 徐 轩²

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710072;

2. 中国航空发动机集团有限公司 西安航空动力控制科技有限公司, 西安 700077)

摘 要: 以诱导轮与叶轮组合式航空燃油离心泵为研究对象,开展了轴向力出口间隙补偿优化研究.进行了轴向力的数值模拟,并将仿真结果与理论计算进行对比,对比表明两种方法计算的轴向力结果变化趋势一致,误差不大于 4%,且设计流量工况下误差最小,进而验证了基于 Pump1inx 环境下该型离心泵轴向力数值仿真的正确性.通过改变出口间隙宽度分析离心泵的轴向力变化,仿真结果表明:扩大出口间隙至 0.2 mm 时,增大了轴向力,且影响了泵的增压能力;而减小出口间隙至 0.1 mm 和 0.13 mm 时实现了轴向力的补偿,且出口间隙为 0.1 mm 时性能最优.最后对出口间隙为 0.1 mm 时的轴向力性能进行了分析,分析表明:该条件下不同截面的压力分布正常稳定,且设计点的轴向力为 3620 N,从而实现了诱导轮与叶轮组合式离心泵的轴向力间隙补偿.

关 键 词: 航空燃油离心泵;诱导轮与叶轮;组合式;轴向力;出口间隙补偿

中图分类号: V228.1

文献标志码: A

Outlet clearance optimization on axial-force of inducer and impeller combination aero fuel centrifugal pump

LI Jia¹, LI Hua-cong¹, WANG Shu-hong², XU Xuan²

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China;

2. Xi'an Aero-Engine Controls Technology Company Limited,

Aero Engine (Group) Corporation of China, Xi'an 700077, China)

Abstract: As the research object of inducer and impeller combination aero fuel centrifugal pumps, the outlet clearance optimization on axial-force of the pump was carried out. Through comparing the axial-force simulation data with theoretical calculation data, the axial-force trends of the two methods were identified similar and the simulation's accuracy was verified by Pump1inx because of the error less than 4%. Then the outlet clearance's influence on axial-force was analyzed. Simulation results show that expanding the clearance to 0.2 mm increases the axial-force value, and reduces the pressure charging; but reducing the clearance to 0.1 mm and 0.13 mm can make optimizations of the axial-force, and the clearance of 0.1 mm is the best. The axial-force performance of the model with clearance of 0.1 mm was analyzed finally, showing that this model's inner performance of different sections is normal and steady; the axial-force value at design point is 3620 N, so reducing the outlet clearance to 0.1 mm can make a high optimization about axial-force of the inducer and impeller combination centrifugal pump.

Key words: aero fuel centrifugal pump; inducer and impeller; combination; axial-force; outlet clearances optimization

离心泵是航空发动机燃油系统主要的前级增压泵之一,高性能结构的燃油离心泵更是能够满足发动机燃油系统对前级的增压需求,因此对该结构的燃油离心泵进行研究具有重要意义^[1-2]。而离心泵运转中叶轮轴向上承受着不平衡力影响,产生向入口方向的轴向窜动进而使得叶轮进口外缘与密封环等其他接触部件发生摩擦产生振动现象,影响了离心泵正常工作^[3]。因此,叶轮轴向力的优化研究是一项重要的研究课题,以满足航空发动机燃油附件系统进一步的发展要求。

燃油离心泵的设计和实际应用中,轴向力是必须考量因素之一^[4]。近年来国内外学者对离心泵轴向力方面的研究工作已取得了一定成果。TAN Minggao 等给出了离心泵轴向力性能合理的预测方法^[5],Jan 等对多级离心泵的轴向推力进行了理论分析^[6],Kalinichenko 等给出了多种单级离心泵和压气机轴向力消除的有效办法^[7],李仁年等通过 8 种螺距变化研究了变螺距叶片对螺旋离心泵的轴向力影响^[8],朱祖超通过分析高速离心泵轴向力产生的原因从而给出了平衡孔与平衡管、斜齿轮传动和平衡鼓组合结构等轴向力平衡的方法研究^[9],牟介刚等研究了平衡孔位置对轴向力的影响,并给出了离心泵外特性变化趋势^[10]。由此可见,当前对离心泵轴向力的不同角度研究取得了一定的成果。但与传统的分离式燃油离心泵相比,诱导轮与叶轮组合式燃油离心泵由于其多级导流的新型一体式连接结构,使得叶轮扭曲度增大,同时由于长中短复合叶片形式的叶轮结构,缩小了轮缘直径比,较传统分离式结构更小。通过对诱导轮、叶轮的一体化合理匹配设计提高了燃油离心泵的整体性能。但对该型离心泵轴向力的研究还鲜见有相关文献论述。因此,有必要进行诱导轮与叶轮组合式燃油离心泵的轴向力优化研究,进而能够提高供油系统的稳定性能。

为此,研究诱导轮与叶轮航空燃油离心泵的轴向力特性。首先将数值模拟结果与理论计算结果进行对比,验证数值计算的可行性并分析不同工况下轴向力的变化趋势。其次,通过改变出口间隙实现轴向力的优化研究。

1 研究模型

航空发动机前级增压泵的技术要求随着发动

机推质比的提高不断增加。诱导轮与叶轮组合式航空燃油离心泵满足推质比为 10 的发动机前级压力需求,叶轮形式综合了螺旋式叶轮与复合叶轮的共同特点,其外缘型线与螺旋式叶轮相似,同时采用复合叶轮结构,这一结合更好地降低了进口流体速度,避免了叶轮进口处的低压区形成从而提高了叶轮的抗汽蚀特性,而长中短的复合结构能够消除了大量二次流动等不利现象。虽然叶轮的叶片扭曲曲率大,导致加工复杂,但燃油实现了多级增压,较传统离心泵效率提高。因此,该结构具有更为优良的进口条件,实现更高效的增压要求等^[11]。因此,对该航空燃油离心泵性能进行研究十分重要。

该型诱导轮与叶轮组合式燃油离心泵的技术指标如下:

增压能力 $\Delta p=0.816\text{ MPa}$ (绝对);

额定转速 $n_r=8000\text{ r/min}$;

设计(最大)流量 $Q_{\max}=77000\text{ L/h}$ 。

性能参数为:扬程 $H=123\text{ m}$ 。

图 1 所示为该型离心泵结构示意图,分别由进口壳体、叶栅、叶轮、蜗壳以及传动轴等组成。本文主要针对组合式叶轮为对象,以实现轴向力的优化目标。

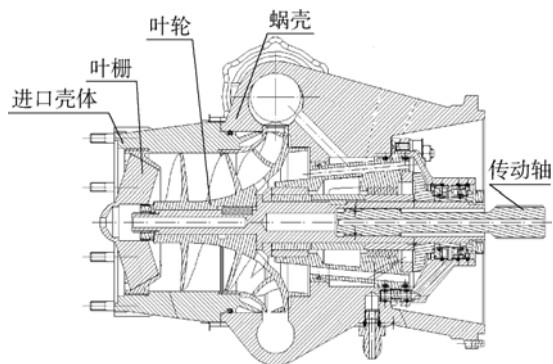


图 1 组合式离心泵结构示意图

Fig. 1 Structure diagram of combination centrifugal pump

首先给出该型离心泵的结构与受力分析等。其中,组合式叶轮采用了主叶片 2 片,第一辅助叶片 2 片,第二辅助叶片 4 片。螺旋形蜗壳的断面从方方向圆形过渡,出口处为锥形扩散管,可提高效率^[12]。图 2 所示为叶轮与蜗壳的设计原理图,给出了一体组合式叶轮的连接点和蜗壳断面设计

结构。

正是一体连接组合式的叶片结构,使得该新型离心泵叶轮较传统分离式叶轮相比,轴向受力上承力面积较大,但叶片中间没有间隔,使得表面受力更加均匀,很好地将传统离心泵叶轮中诱导轮对叶轮的轴向力转移到整个一体式的叶轮表面上,因此,组合式离心泵提高了整个叶轮的轴向力受力分布,有效避免了叶片受力的不均匀,所以有必要对该组合式叶轮的轴向力进行分析计算,从而给出更优良的轴向力优化建议,提高其稳定性。

通过上述研究对叶轮及蜗壳进行样件加工,图 3 给出了相应的样件模型。

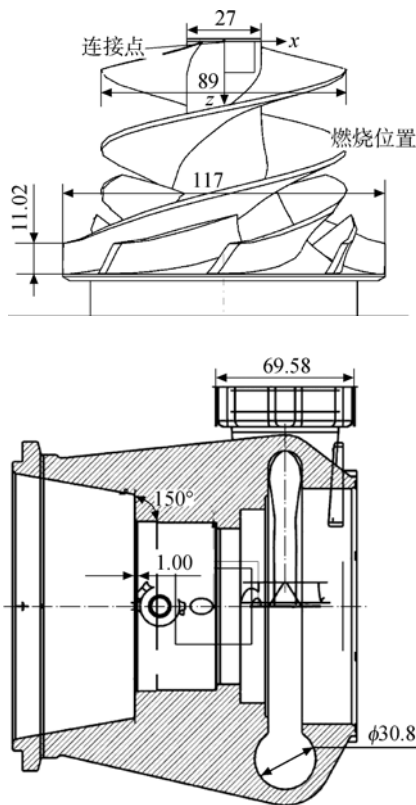


图 2 组合式离心泵设计原理图(单位:mm)

Fig. 2 Principle of design of combination centrifugal pump (unit:mm)

对样件试验过程中,轴向力需要测量不同受力面上的受力大小,且各个面上的受力分布不均匀,想要有效精确地测量叶片上下表面、叶轮底面上的轴向力难度非常大,且当前的试验水平有限,无法测量出轴向力计算所需要的计算数据。因此,轴向力的理论计算及高精度仿真意义重大且具有较高的经济价值。

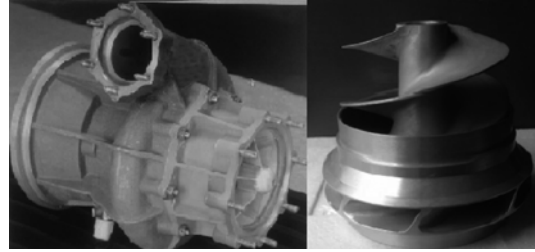


图 3 离心泵样机模型

Fig. 3 Centrifugal pump's model machine

2 轴向力理论计算

诱导轮与叶轮组合式航空燃油离心泵在设计转速下的轴向力 T 主要由盖板力 T_1 和动反力 T_2 组成,考虑到两者方向的差异,即可得到轴向力 T 的理论计算公式如下:

$$T = T_1 - T_2 \quad (1)$$

式中正方向为叶轮吸入口方向。

该型离心泵的叶轮采用半开式结构,而半开式叶轮作用在后盖板内侧上的压力按三角形规则变化,作用在后盖板外侧上的压力按照抛物线规则分布,后者大于前者,所以半开式叶轮的轴向力指向进口方向。作用在后盖板的盖板力 T_1 为

$$T_1 = (R_2^2 - R_h^2) \pi \rho g H_p - \frac{1}{2} (R_2^2 - R_h^2) \pi \rho g h \quad (2)$$

式中 $h = \frac{\omega^2}{8g} (R_2^2 - R_h^2)$ 。

作用在前侧的轴向力 F_2 为

$$F_2 = \frac{1}{2} H_p \rho g (R_2 - R_m) 2\pi \left[R_m + \frac{2}{3} (R_2 - R_m) \right] \quad (3)$$

$$T_1 = F_1 - F_2 \quad (4)$$

式中 F_1 为作用在后侧的轴向力。

燃油介质通常沿轴向流入叶轮,最后径向或斜向流出。受叶轮作用力影响使得通过叶轮的燃油流动方向改变,同时由于相互作用燃油对叶轮作用大小相等、方向相反的反作用力,即动反力,指向叶轮背面,由动量定理确定

$$T_2 = \rho Q_t (u_{m0} - u_{m2} \cos \alpha) \quad (5)$$

式中 ρ 为燃油密度; Q_t 为燃油离心泵流量; u_{m0} 为叶片进口轴面速度; u_{m2} 为叶片出口轴面速; α 为叶轮出口轴面速度与轴线方向的夹角。

诱导轮与叶轮组合式航空燃油离心泵在设计转速、设计流量下的轴向力具体计算步骤以及结果如下所示:

势扬程 H_p

$$H_p = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} = 123.52 \text{ m}$$

出口速度 u_2

$$u_2 = \frac{D_2 \pi n}{60} = 48.984 \text{ m/s}$$

根据以上条件可以得到

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = 837.76 \text{ rad/s}$$

泵进口流速

$$v_s = \frac{Q}{A_j - A_h} = 3.69 \text{ m/s}$$

动反力

$$T_2 = \rho Q v_s = 61.48 \text{ N}$$

盖板力

$$F_1 = 6629.42 \text{ N}$$

$$F_2 = 2159.62 \text{ N}$$

$$T_1 = F_1 - F_2 = 4469.8 \text{ N}$$

根据上述理论计算结果,在设计工况下,该型离心泵所受到的轴向力为

$$T = T_1 - T_2 = 4408.32 \text{ N}$$

图4给出了该型离心泵在转速为8000 r/min、不同流量工况下的轴向力理论计算结果。

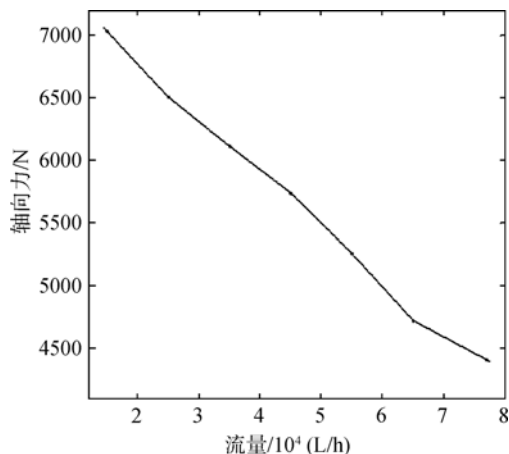


图4 不同流量下轴向力理论计算曲线

Fig. 4 Axial-force curve at different volume flow with calculation

图4可以看出,设计转速下,离心泵的轴向力随着流量的增加逐渐减小。当流量为设计流量(77000 L/h)时,轴向力最小。为了更好地实现该型轴向力研究,因此,通过数值模拟进行轴向力仿真并进行补偿优化。

3 轴向力数值计算与验证

3.1 计算网格

诱导轮与叶轮组合式航空燃油离心泵采用混

合网格类型划分计算域。叶轮采用多块拓扑结构,通过关于原点对称的两个周期模型进行网格划分,将复杂模型简单化处理。图5(a)给出了叶轮单独计算域的多块拓扑结构,图5(b)给出了的叶轮结构网格模型。

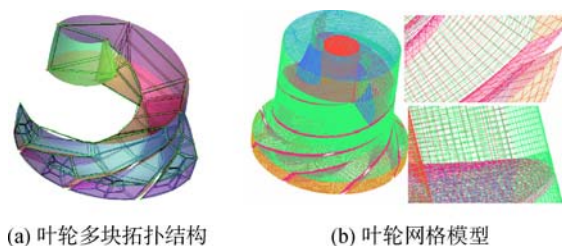


图5 叶轮多块拓扑结构和叶轮网格模型

Fig. 5 Topological structure of multi-block and grid model of impeller

图5(b)可以看出叶轮网格正交性好且排列光滑。放大区域给出的叶片进口及出口处网格划分结果,可见整体质量满足要求。为了提高叶轮的轴向力仿真精度,因此在叶片周围、叶轮出口间隙处以及叶轮下部流体域进行了网格加密。由于影响轴向力的主要部件为叶轮,而蜗壳影响相对较小,且结构相对简单,为了提高计算速度,蜗壳采用四面体网格(tetra),迭代格式采用八叉树即robust(octree)计算方法。通过上述叶轮与蜗壳的网格划分方式分析,建立离心泵混合网格模型,如图6所示,整个计算区域的网格数为1934637。

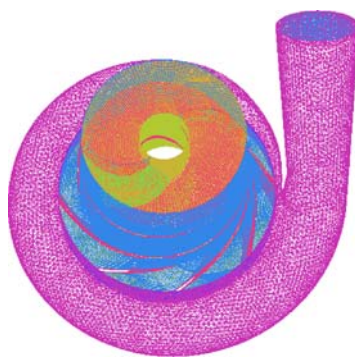


图6 组合式离心泵混合网格模型

Fig. 6 Hybrid grid model of combination centrifugal pump

对混合网格模型与全流道非结构网格进行相关性分析,采用的网格划分方式更适应于组合式多级导流叶轮结构。虽然拓扑结构划分复杂,但是减少了计算时间并且更好地反映叶轮缝隙的流动现象,为后续研究间隙大小对轴向力性能的影响

提供了模型基础。

3.2 求解方法与边界条件

对设计转速为 8 000 r/min 的不同流量状态进行数值模拟,将轴向力计算结果与理论计算对比,从而验证方法适用性。

在 Pumplinx^[13] 软件环境下,通过压力基隐式差分方法,采用了 2 阶迎风差分格式及 Coupled 方法来求解雷诺平均 Navier-Stokes 方程。湍流模型为 $k-\epsilon$ 模型^[14-16],同时选取航空煤油为流体介质。采用多重网格法、局部时间步长和残差光滑等加速收敛措施来提高计算效率。

采用的隐式残差光滑是提高收敛速度的有效方法之一,即用邻近点的加权平均值代替每一点的残差。隐式残差光滑技术已成为加速定常问题解收敛的一种标准技术。取式(6)中任意一阶计算,可以写成通用形式(式(7))

$$\begin{cases} U^{(0)} = U^n \\ U^{(1)} = U^{(0)} + \alpha_1 \frac{\Delta \tau}{V} R^{(0)} \\ U^{(2)} = U^{(0)} + \alpha_2 \frac{\Delta \tau}{V} R^{(1)} \\ U^{(3)} = U^{(0)} + \alpha_3 \frac{\Delta \tau}{V} R^{(2)} \\ U^{(4)} = U^{(0)} + \alpha_4 \frac{\Delta \tau}{V} R^{(3)} \\ U^{(n+1)} = U^{(4)} \end{cases} \quad (6)$$

$$U^{(m+1)} = U^{(n)} + \alpha_{m+1} \frac{\Delta \tau}{V} R^{(m)} \quad (7)$$

其中,在三维情况下,残差光滑的形式为

$$[1 - \epsilon_i \Delta_i^2][1 - \epsilon_j \Delta_j^2][1 - \epsilon_k \Delta_k^2]R = R^* \quad (8)$$

式中 Δ^2 为 2 阶中心差分算子: $\Delta_i^2 \phi = \phi_{i+1} - 2\phi_i + \phi_{i-1}$; ϵ 是光滑因子,当其足够大时,格式保持稳定

$$\epsilon \geq \frac{1}{4} \left[\left(\frac{\Delta \tau}{\Delta \tau^*} \right)^2 - 1 \right] \quad (9)$$

式中 $\Delta \tau^*$ 是基本格式的最大时间步长,即 CFL (Courant-Friedrich-Lewy) 数取 1.0 时的时间步长; $\Delta \tau$ 是实际的时间步长。本文中, ϵ 均取为 1.0。

离心泵内部流动可看做不可压缩流,通过动静参考系解决旋转叶轮与静止泵体的耦合问题。即:运动参考系的叶轮,静止参考系的蜗壳以及其他流动域。其他边界条件设置为:压力进口边界、给定来流总温总压;体积流量出口边界;绝热无滑移壁面等。以上述边界条件进行不同受力面的轴向力仿真监测来确定轴向力变化。

3.3 轴向力仿真结果与验证

选取转速为 8 000 r/min,流量分别为 77 000,

55 000, 35 000, 15 000 L/h 等仿真条件,对诱导轮与叶轮组合式航空燃油离心泵的轴向力进行仿真研究,并通过与理论计算记过对比,从而验证仿真的正确性。图 7 给出了设计流量为 77 000 L/h 工况下的离心泵轴向截面压力与速度分布云图。

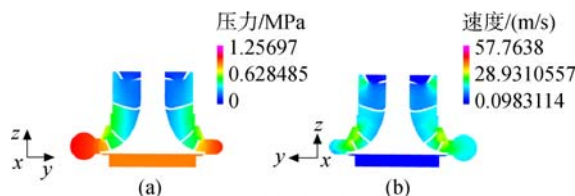


图 7 流量为 77 000 L/h 时离心泵轴向截面压力与速度分布云图

Fig. 7 Pressure and velocity nephograms in 77 000 L/h of axial area of centrifugal pump

从图 7 中可以看出离心泵轴向截面的压力与速度流动状态分布如下:叶轮内的压力从泵的入口至叶轮背部流道越来越大,叶轮的长叶片入口处存在较大范围的高压区域,而速度场的分布与压力场分布趋势相似。叶轮下部流通区域压力明显大于上部流体域,这也是该型半开式离心泵轴向力产生的主要原因。

通过不同工况下的轴向力数值仿真,得到了各个流量下组合式叶轮的轴向力大小。具体如图 8~图 11 所示。图中给出了 77 000, 55 000, 35 000, 15 000 L/h 四种流量工况下组合式叶轮不同轴向受力面的轴向力仿真结果。

由于当前对旋转机械的受力情况进行试验测量存在一定难度,因此,通过图 8~图 11 中给出的各个流量工况下的轴向力仿真结果,对比理论计算结果,从而进行该仿真方法的验证。图 12 所示为轴向力仿真结果与理论计算结果的对比曲线。

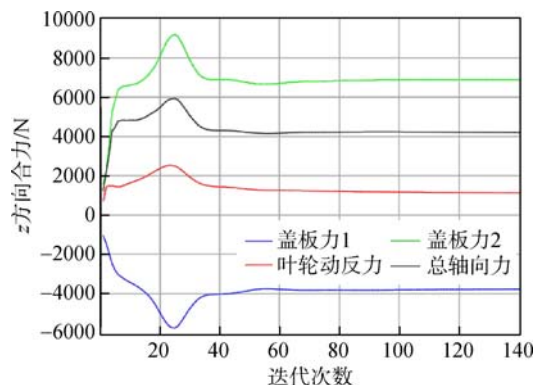


图 8 流量为 77 000 L/h 工况时轴向力仿真结果

Fig. 8 Axial-force simulation results in 77 000 L/h

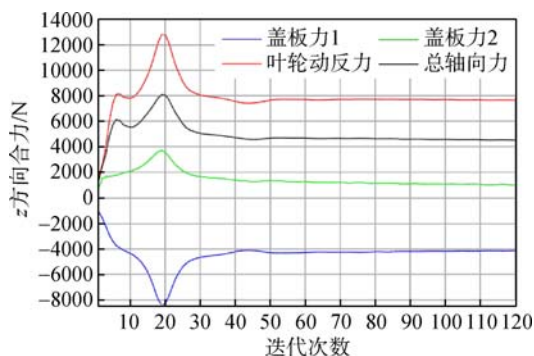


图9 流量为 55000 L/h 工况时轴向力仿真结果
Fig. 9 Axial-force simulation results in 55000 L/h

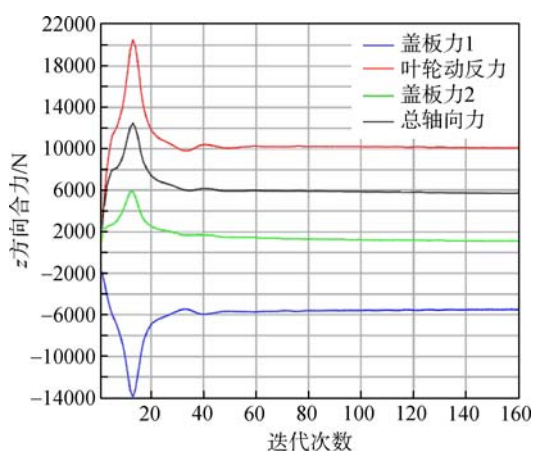


图10 流量为 35000 L/h 工况时轴向力仿真结果
Fig. 10 Axial-force simulation results in 35000 L/h

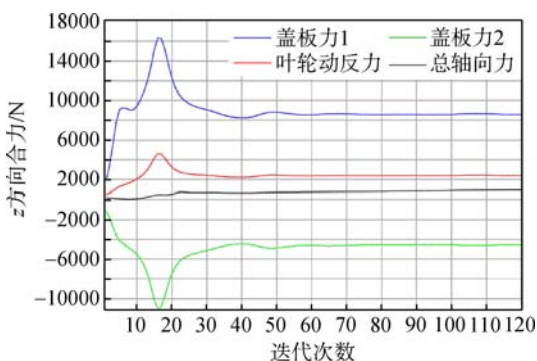


图11 流量为 15000 L/h 工况时轴向力仿真结果
Fig. 11 Axial-force simulation results in 15000 L/h

图12中可以看到,叶轮轴向的压力梯度越来越低,多级诱导轮组合式叶轮的轴向力分布符合离心泵的基本规律,即工作中随着流量升高,轴向力变小的变化规律。各个流量下,压力差方向均指向叶轮入口处。通过仿真结果与理论结果的对比,表明轴向力变化趋势相似,两者误差不大于4% (15000 L/h),设计点时误差最小。因此,该仿真能够实现诱导轮与叶轮组合式航空燃油离心泵的轴

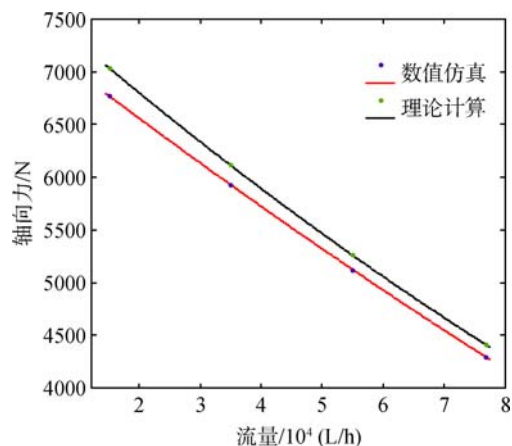


图12 轴向力仿真结果与理论计算结果对比
Fig. 12 Comparison of axial-force simulation results and calculation results

向力仿真研究。

4 轴向力优化

为了对诱导轮与叶轮组合式航空燃油离心泵的轴向力有全面的掌握并进行优化研究,因此,通过改变其叶轮出口间隙宽度来实现轴向力补偿优化。图13给出了该型离心泵的轴向力分布示意图,并给出了出口间隙补偿位置。图中可以看到,通过改变间隙宽度可以改变受力面2下部流体的流动,由此改变轴向力大小,实现轴向力优化。其中,原模型的出口间隙为 0.15 mm。

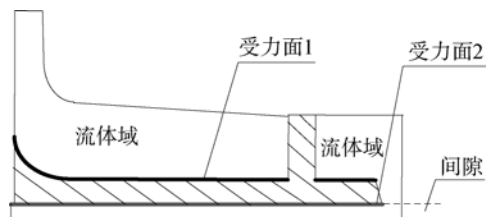


图13 离心泵轴向力分布
Fig. 13 Axial-force distribution of centrifugal pump

选取出口间隙分别为 0.1, 0.13, 0.2 mm 三种模型进行轴向力仿真分析。图14~图16分别给出了3种出口间隙下,离心泵在设计流量为 77000 L/h 时,轴向截面上压力的分布状态。

图14~图16可以看出,在设计流量工况下,叶轮在3种不同的出口间隙时均能够保证整体压力分布均匀,没有产生较大压力梯度;各流道压力分布规律基本一致,从入口至出口压力均匀增大。同时,叶片相同半径处压力侧压力稍高于背力侧压力。出口间隙在 0.1 mm 和 0.13 mm 时,由于下部流通区域的面积减小,使得出口扬程提高,增强

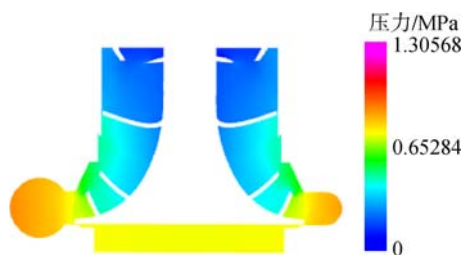


图 14 出口间隙为 0.1 mm, 设计流量为 77 000 L/h 时轴向截面压力分布

Fig. 14 Pressure nephogram in 77 000 L/h of axial area at 0.1 mm outlet clearance

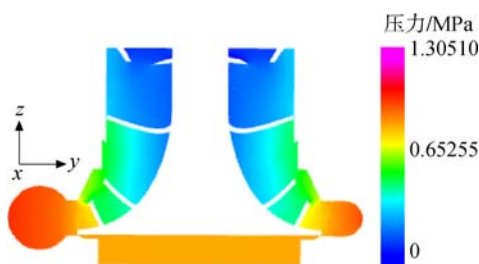


图 15 出口间隙为 0.13 mm, 设计流量为 77 000 L/h 时轴向截面压力分布

Fig. 15 Pressure nephogram in 77 000 L/h of axial area at 0.13 mm outlet clearance

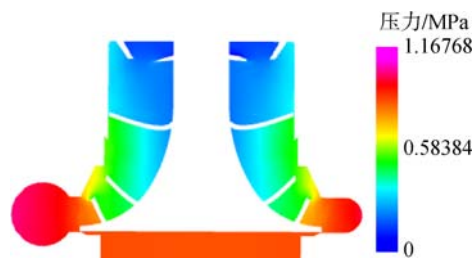


图 16 出口间隙为 0.2 mm, 设计流量为 77 000 L/h 时轴向截面压力分布

Fig. 16 Pressure nephogram in 77 000 L/h of axial area at 0.2 mm outlet clearance

了泵的外特性;且叶轮轴向最大压力明显小于原模型,在出口间隙为 0.1 mm 时轴向压力最小,使叶轮受到向上的力得到了补偿优化,提高了离心泵的稳定性能.但出口间隙为 0.2 mm 时,在设计流量工况(77 000 L/h)下,叶轮下部流动区域的轴向压力明显升高,且由于出口处间隙过大,使得叶轮与蜗壳接口流通处产生过大的能量损失,从而影响了流入蜗壳后燃油的增压能力,导致性能低于原模型.由此可见,减小叶轮出口处的间隙宽度可有效减小泵的轴向力大小;增加出口间隙宽度反而起到了相反的作用,且影响了出口后燃油的增压能力.

图 17、图 18 给出了出口间隙为 0.1 mm,设计流量为 77 000 L/h 时,诱导轮与叶轮组合式航空燃油离心泵各个截面下的仿真云图.图 19 所示为该间隙条件下,77 000 L/h 流量工况的轴向力仿真结果.

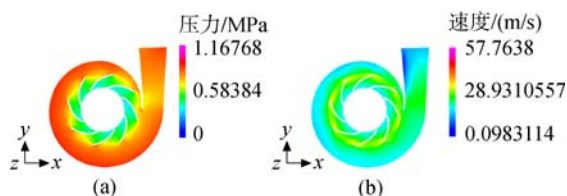


图 17 出口间隙为 0.1 mm, 设计流量为 77 000 L/h 时离心泵中间截面压力与速度云图

Fig. 17 Pressure and velocity nephograms in 77 000 L/h of middle area of centrifugal pump at 0.1 mm outlet clearance

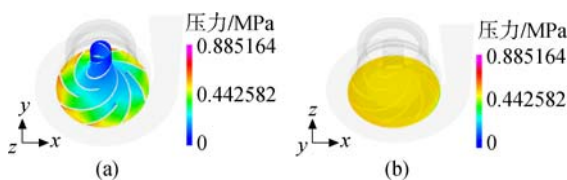


图 18 出口间隙为 0.1 mm, 设计流量为 77 000 L/h 时离心泵叶轮表面和下盖板压力云图

Fig. 18 Pressure nephograms in 77 000 L/h of impeller surface and under cover of centrifugal pump at 0.1 mm outlet clearance

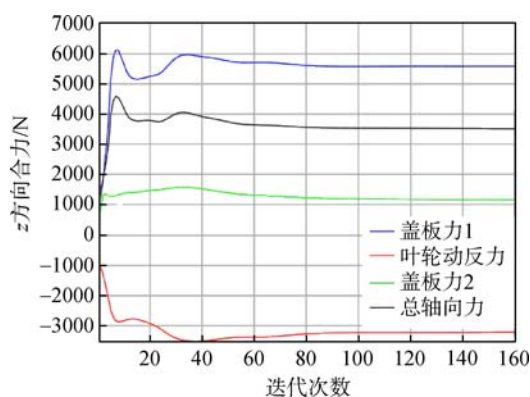


图 19 出口间隙为 0.1 mm, 设计流量为 77 000 L/h 时离心泵轴向力仿真结果

Fig. 19 Axial-force simulation results in 77 000 L/h at 0.1 mm outlet clearance

从图 17 和图 18 可以看出,在出口间隙为 0.1 mm 时,离心泵叶轮与蜗壳内的压力速度分布正常稳定,没有大范围旋涡流等不利流动.因此,减小离心泵的出口间隙至 0.1 mm 没有影响离心泵整体的内流场分布,泵内未产生大范围的不利

流动.图18给出了组合叶轮两个轴向力受力面的压力分布云图,可以看出叶轮下部流道的盖板力明显大于叶轮上表面所受到的燃油液动力和轴向盖板力,使得轴向力向上,但是该间隙状态下,下部向上的轴向力明显减小.图19给出了轴向力仿真结果,可以看出,出口间隙为0.1 mm下,离心泵在设计工况下轴向力大小为3 620 N,小于原模型在该工况下所受到轴向力4 341 N.因此,减小出口间隙至0.1 mm,优化了诱导轮与叶轮航空燃油离心泵的轴向力,提高了泵的稳定性能.

5 结 论

对诱导轮与叶轮组合式航空燃油离心泵开展了轴向力间隙补偿优化研究工作.主要结论为

1) 通过理论计算和Pumplinx环境下的数值模拟,对该型离心泵的轴向力进行了计算与结果对比.表明两种方法计算的结果在各个流量下变化趋势相似,随着流量增加,轴向力越来越小;误差不大于4%,设计点最为接近,表明了仿真方法能够准确实现该型离心泵的轴向力研究工作.

2) 分别对出口间隙为0.1,0.13 mm以及0.2 mm三种模型进行了轴向力仿真对比,结果表明,出口间隙为0.2 mm时叶轮承受了更大的轴向力,由于出口间隙过大,叶轮与蜗壳接口处产生了能量损失,降低了扬程外特性性能;而出口间隙为0.1 mm及0.13 mm均优化了轴向力且提高了离心泵的外特性性能.表明通过减小出口间隙宽度实现了诱导轮与叶轮组合式离心泵的轴向力优化.

3) 出口间隙为0.1 mm时,泵内的内流场分布正常稳定.且设计工况时轴向力为3 620 N,优于其他间隙模型和原模型.表明出口间隙为0.1 mm时所受到的轴向力最小.

以上结论表明:通过理论计算、数值仿真能够实现燃油离心泵的轴心力研究,且通过改变出口间隙可以实现离心泵轴向力的优化补偿.所得结论对该型产品的性能改型设计及其他型产品的研制有一定的指导意义.

参考文献:

- [1] 刘尚勤.离心泵用作航空发动机主燃油泵研究[J].航空发动机,2006,32(2):43-45.
LIU Shangqin. Investigation of centrifugal pump used as a eroengine main fuel pump[J]. Aeroengine, 2006, 32(2): 43-45. (in Chinese)
- [2] 樊思齐.航空发动机控制[M].西安:西北工业大学出版社,2008.
- [3] 刘尚勤,王磊.航空发动机的一种新型主燃油泵设计[J].航空发动机,2003,29(2):5-7.
LIU Shangqin, WANG Lei. Design of a new main fuel pump for aeroengine[J]. Aeroengine, 2003, 29(2): 5-7. (in Chinese)
- [4] 牟介刚.离心泵现代设计方法研究和工程实现[D].杭州:浙江大学,2005.
MU Jiegang. Research on the modern design method of centrifugal pump project realization[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2005. (in Chinese)
- [5] TAN Minggao, YUAN Shouqi, LIU Houlin, et al. Numerical research on performance prediction for centrifugal pump[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2010, 23(1): 21-26.
- [6] Jan G M, Dusan F, Brance S. Hydraulic axial thrust in multistage pumps origins and solutions[J]. Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(2): 336-341.
- [7] Kalinichenko P M, Shepil O N, Velikodnyj E I. Effective ways of axial relief of a stage of the centrifugal pump and the compressor[J]. Compressor and Power Engineering Industry, 2007, 16(4): 79-81.
- [8] 李仁年,权辉,韩伟,等.变螺距叶片对螺旋离心泵轴向力的影响[J].机械工程学报,2011,47(14):158-163.
LI Rennian, QUAN Hui, HAN Wei, et al. Influences of variable-pitch blade on the screw centrifugal pump axial force[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(14): 158-163. (in Chinese)
- [9] 朱祖超.高速离心泵轴向力平衡方法研究[J].工程热物理学报,2000,21(6):713-715.
ZHU Zuchao. A study on axial-force balanced method of high-speed centrifugal pumps[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2000, 21(6): 713-715. (in Chinese)
- [10] 牟介刚,赵锦靖,郑水华,等.离心泵平衡孔位置对轴向力及外特性的影响[J].机械设计与制造,2012,6(6):173-175.
MOU Jiegang, ZHAO Jinjing, ZHENG Shuihua, et al. The influence of balance hole position of centrifugal pump on axial force and external characteristics[J]. Machinery Design and Manufacture, 2012, 6(6): 173-175. (in Chinese)
- [11] 关醒凡.现代泵技术手册[M].北京:宇航出版社,1995.
- [12] 蒲志理.航空油泵设计[M].北京:国防工业出版社,1983.
- [13] 任璇,姜华川,王飞,等.基于Pumplinx的离心泵优化设计研究[R].贵阳:第15届中国科协年会航空发动机设计、制造与应用技术研讨会,2013.
- [14] Huang D G, Zhuang Y Q, Cai R Z. A computational method for caviational flows based on energy conservation[J]. Journal of Mechanical Engineer in Science, 2007, 221(11): 1333-1338.
- [15] Singhal A K, Athaval M M, Li H. Mathematical basis and validation of the full cavitation model[J]. Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(3): 617-624.
- [16] Cheah K W, Lee T S, Winoto S H. Numerical flow simulation in a centrifugal pump at design and off-design conditions[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2007, 115(10): 342-350.

(编辑:王碧琚)