

离心泵作透平启动过程的瞬态特性分析

柴宝堆^{1,2}, 杨军虎¹, 王晓晖¹, 姜丙孝¹

(1. 兰州理工大学 能源与动力工程学院, 兰州 730050;

2. 兰州交通大学 化学与生物工程学院, 兰州 730070)

摘要: 为研究离心泵作透平(pump as turbine, PAT)启动过程中的瞬态特性,根据转动方程编写UDF程序,基于Fluent软件滑移网格的转速控制方法对PAT启动过程进行模拟计算,并与试验结果进行对比验证。结果表明,启动初始时刻叶轮内形成了强烈的叶道涡,随着转速的增加,叶道涡的强度逐渐减小,压力呈梯度分布。启动初始时刻叶片载荷振荡分布,最大振幅出现在叶片中间位置,远高于稳态工况下的叶片载荷;径向力和轴向力都随着转速的增加急剧增大后振荡下降,当转速趋于稳定后,径向力和轴向力呈周期性振荡,轴向力脉动的幅值大于径向力的,每个振荡周期的脉动次数与叶片数一致。启动过程中转子做加速度逐渐减小的加速转动,来流压力越大,达到设计转速的时间越短,完成启动后的稳定转速越高;转动惯量越小,完成启动越快。

关键词: 泵作透平(PAT);启动过程;转速;瞬态特性

中图分类号: TH311

文献标志码: A

DOI: 10.13465/j.cnki.jvs.2021.23.006

Transient characteristics of centrifugal pump as turbine in its start-up process

CHAI Baodui^{1,2}, YANG Junhu¹, WANG Xiaohui¹, JIANG Bingxiao¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou 730050, China;

2. School of Chemical and Biological Engineering, Lanzhou Jiaotong University, Lanzhou 730070, China)

Abstract: Here, to study transient characteristics of centrifugal pump as turbine (PAT) in its startup process, UDF programs were written according to rotating equation. The rotating speed control method based on Fluent sliding mesh was used to do numerical simulation of PAT startup process, and the simulated results were compared with test ones for verification. The results showed that strong blade channel vortices are formed inside impeller at startup initial instant, with increase in rotating speed, the intensity of blade channel vortex gradually decreases and pressure reveals gradient distribution; at startup initial instant, blade load reveals oscillatory distribution, its maximum amplitude appears at blade middle position, it is much higher than the blade load under steady state operating condition; both radial force and axial one firstly increase sharply with increase in rotating speed and then drop oscillatorily; after rotating speed tends to be stable, radial force and axial one reveal periodic oscillation, axial force fluctuation amplitude is greater than that of radial force, and the fluctuation number in each oscillation period is consistent with blade number; rotor rotating speed is accelerated but its acceleration decreases gradually in startup process, the larger the pressure of incoming flow, the shorter the time to reach the designed rotating speed, and the higher the steady rotating speed after finishing startup; the smaller the moment of inertia, the faster the completion of startup.

Key words: pump as turbine (PAT); startup process; rotating speed; transient characteristics

离心泵作透平(pump as turbine, PAT)具有结构简单、价格低廉、安装维修方便等优点,广泛应用于石油化工行业各类装置的余压能量回收。PAT使用时面临

着运行不稳定、高效区域狭窄、结构强度不足等问题,当上下游压头和负载变化时,会出现频繁的变速运行,特别是启动过程中,转速、流量、压力、叶片载荷等各性能参数在短时间内会发生剧烈的变化,内部流体处于非稳定的瞬态流动状态,极易引起巨大的压力脉动和冲击,导致PAT本身及负载设备受损^[1-2]。国内外学者^[3-6]通过理论分析、数值模拟及试验测试等方法提出了泵和PAT最高效率点流量和压头的换算关系式,为

基金项目: 国家自然科学基金(51569013);甘肃省高等学校产业支撑计划项目(2020C-20)

收稿日期: 2020-08-18 修改稿收到日期: 2020-10-13

第一作者 柴宝堆 男, 博士生, 讲师, 1987年生

通信作者 杨军虎 男, 教授, 博士生导师, 1962年生

PAT 的性能预测及设计选型提供了参考,但性能预测的精度还有待进一步提高。代翠等^[7-8]对稳定工况下 PAT 径向力的影响因素进行了分析,指出增加叶片包角或添加导叶可以减小 PAT 的径向力,使径向力分布更加均匀。苗森春等^[9-10]采用神经网络和遗传算法等方法对叶片型线进行优化,提高了指定工况下 PAT 的效率。目前的研究主要集中在 PAT 最优工况的性能换算及预测、稳定工况下的力学特性及性能优化等方面,对于启动过程等非稳定工况下的瞬态特性也需要深入研究。因此,本文在验证计算流体动力学 (computational fluid dynamics, CFD) 模拟计算可靠性的基础上,对 PAT 启动过程中内流场的演化机理及启动转速的影响因素进行研究,分析叶片的水力载荷及叶轮的径向力和轴向力随启动时间的变化规律,为提高 PAT 启动过程的稳定性和可靠性提供参考。

1 转速控制方程

对被动旋转机械的瞬态过渡过程进行模拟计算的时候,通常先要获取转速随时间的变化关系, PAT 启动过程中转子系统除了受到来流提供的力矩之外,还会受到负载力矩及摩擦阻力矩,根据达朗贝尔原理可得到转动部件的运动方程^[11]为

$$J \frac{d\omega}{dt} = \sum_i M_i \quad (1)$$

式中: $\sum_i M_i$ 为转动部件受到的力矩之和; J 为转动部件的转动惯量; ω 为转动部件的角速度,分别用 M_l 、 M_c 、 M_f 表示来流提供的力矩、消能泵的负载力矩及转动部件受到的摩擦阻力矩,则转动部件受到的总力矩可表示为

$$\sum_i M_i = M_l - M_c - M_f \quad (2)$$

根据力矩和功率的关系,来流提供的力矩可表示为

$$M_l = \frac{1}{\omega} \rho g H_l Q_l \eta_l \quad (3)$$

将式(2)和式(3)代入式(1),整理可得

$$\omega \frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J} (\rho g H_l Q_l \eta_l - N_l - N_f) \quad (4)$$

式中: H_l 、 Q_l 、 η_l 分别为 PAT 的压头、流量及效率,在恒定压头下 H_l 为常数, η_l 近似认为不变; N_l 、 N_f 为负载消耗功率和摩擦阻力损失功率。对式(4)进行积分可得 PAT 启动过程中转速随时间的变化公式

$$\omega = \left[\frac{2}{J} \rho g H_l \eta_l \int_0^t Q_l dt - \frac{2}{J} \int_0^t (N_l + N_f) dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

2 数值计算方法及验证

2.1 计算模型与网格划分

以一台 IS80-50-315 单级离心泵反转作液力透

平 (PAT) 为研究对象,该 PAT 设计点的参数(额定工况)为:流量 $Q = 50 \text{ m}^3/\text{h}$,转速 $n = 1450 \text{ r/min}$,压头 $H = 50 \text{ m}$,其主要结构参数如表 1 所示。

按照表 1 主要结构参数对 PAT 叶轮、蜗壳及出水管组成的整个流场计算域进行三维建模,采用 ICEM CFD 软件划分六面体网格,如图 1 所示。并进行网格无关性检查,选取 1.14×10^6 、 1.90×10^6 、 2.88×10^6 和 3.66×10^6 4 种数量的网格数进行额定工况下的稳态计算,当网格数大于 1.90×10^6 时,效率和压头的相对变化小于 1.5%,最终确定网格数量为 1.90×10^6 。

表 1 PAT 的主要结构参数

Tab. 1 Main structure dimensions of PAT	
参数	数值
叶轮进口直径 D_1/mm	315
叶轮出口直径 D_2/mm	80
叶轮进口宽度 b_1/mm	10
叶片数 Z	6
叶片进口安放角 $\beta_1/(\text{°})$	32
叶片包角 $\theta/(\text{°})$	150
蜗壳进口直径 D_{in}/mm	50
蜗壳出口宽度 b_0/mm	24
基圆直径 D_0/mm	320

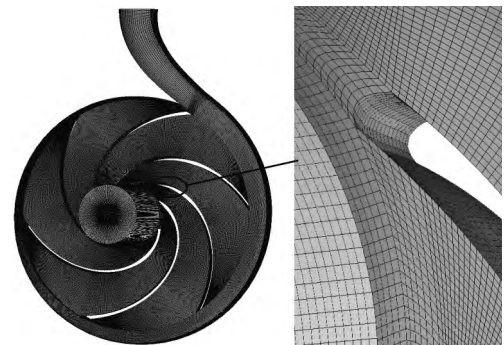


图 1 PAT 计算域网格

Fig. 1 Computational domain mesh of PAT

2.2 计算方法

PAT 的启动过程是在来流的作用下被动旋转加速的,叶轮与蜗壳及出水管之间采用 interface 连接,即它们的分界面是确定的,可以采用 Fluent 软件的滑移网格代替动网格模型进行瞬态计算,滑移网格在保证较好网格质量的基础上,可以避免出现负网格并节省计算时间^[12]。根据转动部件的运动方程编写 PAT 被动旋转的 UDF 程序并在 Fluent 中进行编译,通过 Compute_Force_And_Moment 函数计算作用在叶片上的力矩,由转动方程获得转子的角速度。PAT 转子系统包括叶轮、转轴及直连的消能泵,消能泵选用 IS100-65-250 离心泵,其额定功率为 2.05 kW, PAT 的输出功率与消能泵匹配良好。整个转子系统的转动惯量为 $0.35 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$,忽略负载力矩和摩擦阻力矩的变化,以额定工况下的定常计算结果作为初始流场,通过宏

DEFINE_ZONE_MOTION 将角速度调入滑移网格流场求解器中,对叶轮域网格进行动态调整,模拟计算 PAT 的启动过程,模拟流程如图 2 所示。

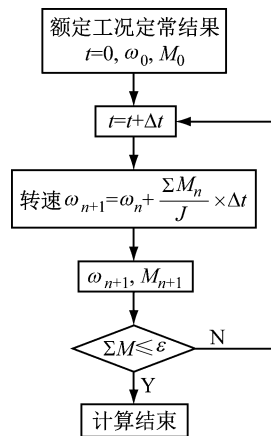


图 2 PAT 启动过程的模拟流程

Fig. 2 Simulation process of PAT during starting period

2.3 边界条件

利用 Fluent 18.0 软件对 PAT 的内部流动进行数值计算,选取 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型,压力和速度的耦合方式为 SIMPLE。进口条件设为速度进口,根据设计流量计算进口速度为 7.08 m/s,出口条件设为压力出口,根据工业流程的需要, PAT 出口部分一般需要保证 0.4 ~ 0.6 MPa 的余压,故出口压力设为 0.5 MPa,进行稳态计算获得稳定工况下的性能参数,将稳态计算的结果作为启动过程瞬态计算的初始条件。分别取 0.001 s、0.000 5 s 和 0.000 2 s 的时间步长进行启动过程的瞬态计算,通过对比同一时刻的转速,验证时间步长的无关性,当时间步长为 0.000 5 s 时基本达到无关性要求,因此本研究选取 0.000 5 s 作为瞬态计算的时间步长,每个时间步内都达到 1×10^{-3} 的收敛标准。启动过程近似认为来流压力恒定,将稳定运行时的进口总压设为进口边界条件,出口条件设为 0.5 MPa 静压,当叶轮所受的力矩趋向 0 的时候,叶轮将以稳定的角速度旋转,即 PAT 的转速达到稳定运行时的设计转速,结束启动过程的瞬态计算。

2.4 试验验证

离心泵作透平的性能测试试验装置主要由供水泵、PAT、消能泵、水箱、循环管路系统以及测试系统等组成, PAT 所需的压力和流量由供水泵提供, PAT 输出的轴功率由与它连接的消能泵平衡, PAT 和消能泵之间设置 AJ1 型转速转矩仪,用于测量转速和转矩, PAT 进口管路设置 AMF200-101 型电磁流量计,用于测量流量, PAT 进出口管路分别设置 1151/3351DP7S23B-M2 型压力传感器,用于测量 PAT 进出口压力, PAT 试验原理和试验台,如图 3 和图 4 所示。

首先验证稳态计算的可靠性,对 PAT 在 0.5 倍 ~

1.5 倍设计流量下 5 个工况点的压头和效率进行测试,并与数值计算得到的结果进行比较,如图 5 所示。压头-流量和效率-流量曲线在不同工况点处的试验值和计算值吻合较好,由于数值计算时忽略了轴承和轴封等引起的摩擦损失,数值计算的效率值略高于试验值,数值计算的压头略低于试验值,说明数值计算得到的稳态结果是可靠的,可以作为启动过程的初始流场。采用 NC-3 型转矩仪对 PAT 启动过程中的转矩和转速信号进行采集处理,每隔 0.1 s 采集一次转速信号,与模拟计算的转速进行对比,如图 6 所示。图 6 中显示计算值与试验值吻合较好,说明采用本文的计算方法模拟 PAT 的启动过程是可靠的。

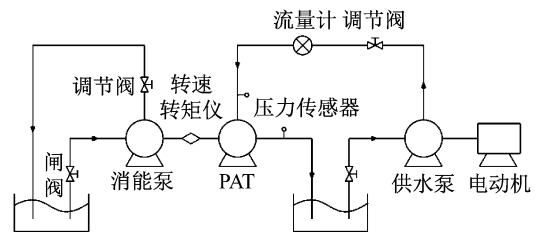


图 3 PAT 试验原理图

Fig. 3 Test schematic diagram of PAT

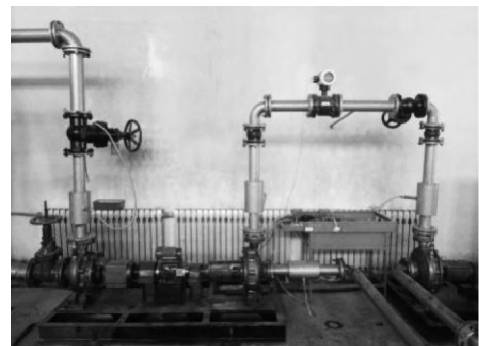


图 4 PAT 特性试验台

Fig. 4 Test bench for PAT characteristics

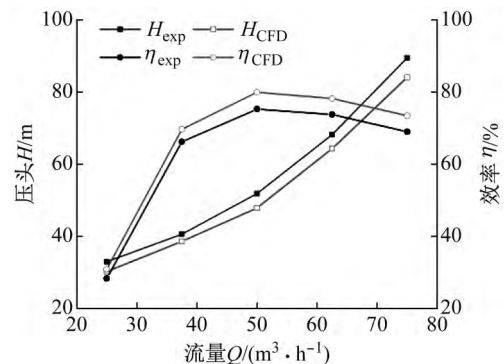


图 5 稳定工况下性能计算与试验的对比

Fig. 5 The comparison of performance under stable conditions by calculation and test

3 计算结果与分析

3.1 内部流场的瞬时特性

PAT 启动过程中不同时刻流场域内轴垂面的速度

流线分布,如图 7 所示。从图 7 可知:在 $t=0.1\text{ s}$ 时叶轮内的流体流动比较紊乱,蜗壳和叶轮内部的速度分布不均匀;在 $t=0.5\text{ s}$ 时叶轮内形成了强烈的叶道涡,随着转速的增加,叶道涡的强度逐渐减小;在 $t\geq 1.0\text{ s}$ 时叶轮内流线的漩涡明显减少,蜗壳和叶轮内部的速度分布也趋于合理,逐渐接近于稳态运行时内部流场的分布情况。PAT 启动过程中不同时刻中间截面的速度流线分布,如图 8 所示。从图 8 可知:在 $t=0.1\sim 1.0\text{ s}$ 时尾水管内存在较大的漩涡,随着转速的增加,漩涡逐渐减小;在 $t=1.5\text{ s}$ 时,转速基本达到稳定,尾水管内的流线分布趋于合理。

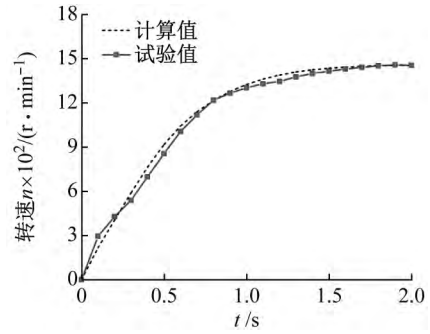


图 6 启动过程中转速计算与试验的对比

Fig. 6 The comparison of rotation speed in process of startup by calculation and test

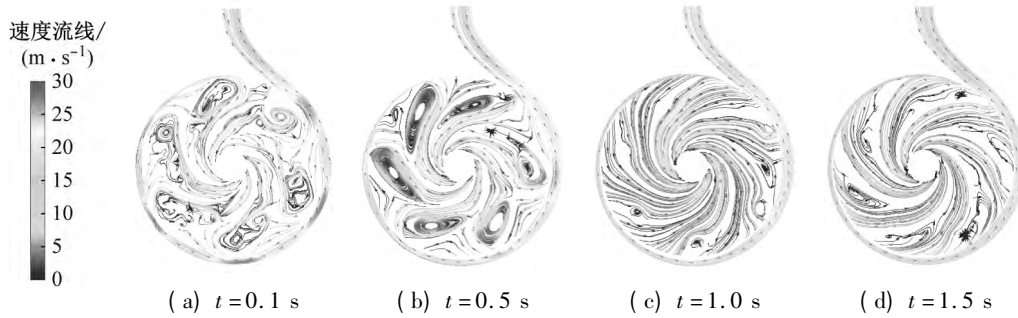


图 7 启动过程中轴垂面的速度流线分布

Fig. 7 Velocity streamlines distributions of axial vertical surface in process of startup

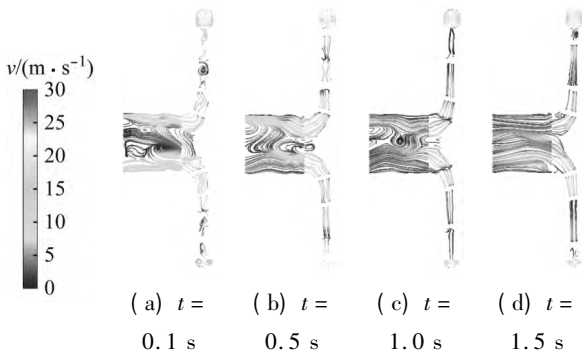


图 8 启动过程中中间截面的速度流线分布

Fig. 8 Velocity streamlines distributions of central cross-section in process of startup

PAT 启动过程中不同时刻流场域内轴垂面的静压分布,如图 9 所示。从图 9 可知:在 $t=0.1\text{ s}$ 时叶轮流道内存在大量低压区;在 $t=0.5\text{ s}$ 时叶轮内的低压区主要集中在叶轮流道的中间部位,随着转速的增加,叶轮的圆周速度也随之增加,导致叶轮流道内的漩涡减少;在 $t\geq 1.0\text{ s}$ 时,静压从蜗壳进口到叶轮中心呈一定的压力梯度分布,低压区主要集中在叶轮的中间区域,逐渐趋向于稳态工况下的压力分布。PAT 启动过程中不同时刻流场域内中间截面的静压分布,随着转速的增加,尾水管内的低压区逐渐减小。

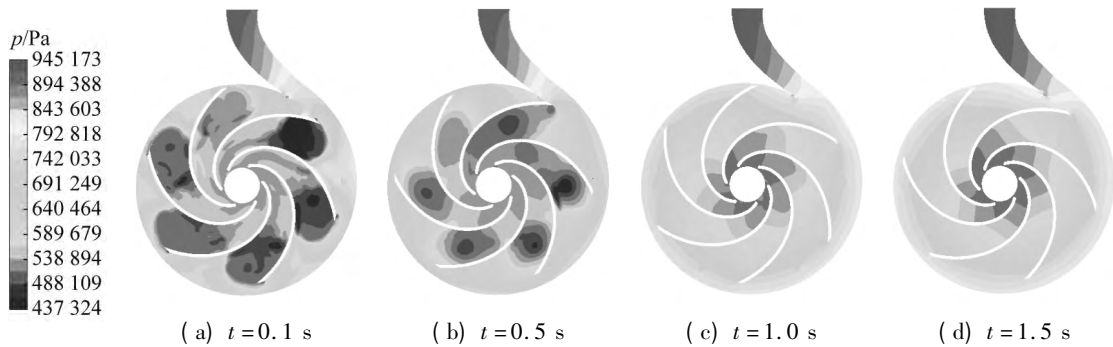


图 9 启动过程中轴垂面的压力分布

Fig. 9 Pressure distributions of axial vertical surface in process of startup

3.2 力学特性的瞬变规律

高压流体通过对叶轮做功将流体能转换为叶轮的机械能,将叶片工作面和背面的静压力求差值即可得

到叶片载荷,叶片载荷的大小和分布特征直接影响流体能与机械能的转换。通过监测 PAT 启动过程中叶片工作面和背面的压力,选取不同时刻叶片载荷的分布

情况加以分析,如图 11 所示。纵坐标为叶片载荷,横坐标为无量纲参数 L^* 表示的叶片位置,0 位置为叶片进口,1 位置为叶片出口。从图 11 可知:在启动初始时刻,叶片载荷从叶片进口向叶片出口出现了巨大的振荡,当 $t=0.1$ s 时叶片载荷从叶片进口开始急剧增大,大约在 0.24 位置产生最大的正载荷,此时工作面的压力大于背面,产生最大动力矩,然后急剧下降,在 0.38 位置载荷变为 0,负载荷开始增大,至 0.56 位置产生最大的负载荷,此时工作面的压力小于背面,产生最大阻力矩。在 0.56~1.00 区间叶片载荷逐渐减小为 0,其中最大正负载荷的振幅比为 2.6。当 $t=0.5$ s 时叶片载荷的分布类似于 $t=0.1$ s,但是最大正负载荷的振幅比降为 2.1。在 $t=1.0$ s 之后,叶片载荷的分布趋近于稳态工况,大约在 0~0.03 区间,叶片载荷为负值,在 0.03~1.00 区间,叶片载荷先快速增大,然后趋于平稳,直至叶片出口处快速降为 0,最大载荷一般出现在 0.7~0.8 区间。可见, PAT 启动开始时叶片载荷会出现剧烈的振荡,载荷的最大振幅是稳定运行时的 7 倍~8 倍,导致叶片中间部位载荷过度集中,是产生振动和噪音的主要原因,影响 PAT 启动过程的稳定性。

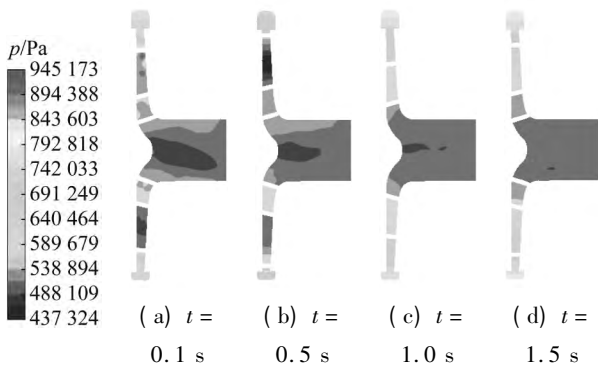


图 10 启动过程中中间截面的压力分布

Fig. 10 Pressure distributions of central cross-section in process of startup

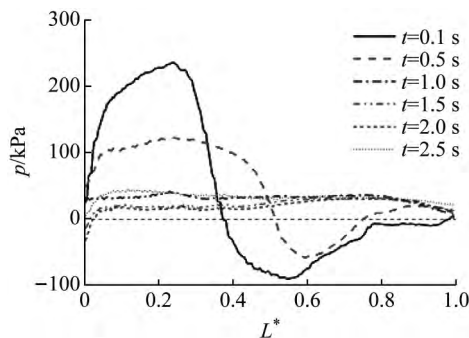


图 11 PAT 启动过程的叶片载荷

Fig. 11 Blade loading of PAT in process of startup

当流体经螺旋形蜗壳进入叶轮时,流体沿叶轮周围的压力分布不均匀,便会产生径向力,加之旋转部件和静止部件之间的动静干涉作用,致使 PAT 启动过程中产生振动^[13]。通过监测 PAT 启动过程中整个叶轮

所受的 x 向和 y 向流体作用力,合成得到径向力,图 12 (a) 为启动过程中瞬时径向力的变化规律,图 12 (b) 为启动转速稳定后旋转一周 ($t=1.956 0 \sim 1.997 5$ s) 的瞬时径向力,将时均径向力数据通过快速傅里叶变换,可得到启动过程的径向力频域图,如图 13 所示,纵坐标为力的振幅,横坐标为频率 f 与叶轮转频 f_n 的倍数。从图 13 可知:径向力在启动初始时刻急剧增大,然后振荡下降,随着转速的增加,同一时间周期内径向力脉动的次数增多,径向力主频幅值最大的工况也是径向力时域波动较大的工况。 $t \approx 1.0$ s 之后转速趋于稳定,径向力呈正弦波振荡,径向力的一个变化周期与叶轮旋转周期一致,每个变化周期内径向力脉动的次数与叶片数一致,即叶轮每旋转一周,径向力脉动 6 次。

由于叶轮前后盖板不对称以及流体流过叶轮产生的动反力使得 PAT 在启动过程中会产生轴向力, PAT 的轴向力主要由叶轮前后盖板外侧受力、前后盖板内表面受力、叶片受力及动反力组成^[14-15]。通过计算可得 PAT 启动过程中轴向力的瞬时变化规律,如图 14 (a) 所示,图 14 (b) 为启动转速稳定后旋转一周 ($t=1.951 5 \sim 1.993 0$ s) 的瞬时轴向力。将时均轴向力数据通过快速傅里叶变换,可得到启动过程的轴向力频域图,如图 15 所示。从图 15 可知:启动初始时刻轴向力随着转速的增加逐渐增大, $t \approx 0.6$ s 时轴向力达到最大值,随后轴向力振荡下降,振幅逐渐减小; $t \approx 1$ s 之后轴向力的脉动趋向稳定,叶轮每旋转一周,轴向力出现 6 次脉动,每个变化周期内各次脉动的幅值不一致,轴向力脉动的最大幅值大于径向力的。

3.3 启动转速的影响分析

分别将 $0.75Q$ 、 Q 及 $1.25Q$ 工况下 PAT 稳定运行时的进口总压作为启动过程的进口条件进行计算,图 16 为 3 种工况对应的低压头、设计压头和高压头下 PAT 启动过程的转速变化曲线,从图 16 可知:启动过程中转子做加速度逐渐减小的加速转动,压头越高,即来流压力越大,转速达到稳定值的时间越短,完成启动后的稳定转速越高,因此,可通过调节上游来流的压力来调节 PAT 的运行转速。

分别设置 PAT 转子系统的转动惯量 J 为 $0.25 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 、 $0.35 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 和 $0.45 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 进行启动过程的瞬态计算,3 种转动惯量下 PAT 启动过程转速变化曲线,如图 17 所示。从图 17 可知:不同转动惯量下完成启动后的转速都稳定在设计转速附近,转动惯量越小,达到设计转速的时间越短,即完成启动越快。说明下游消能泵和管路的装置特性对 PAT 的启动特性有较大影响,合理选用消能泵或改变装置特性有助于改善 PAT 的启动特性。

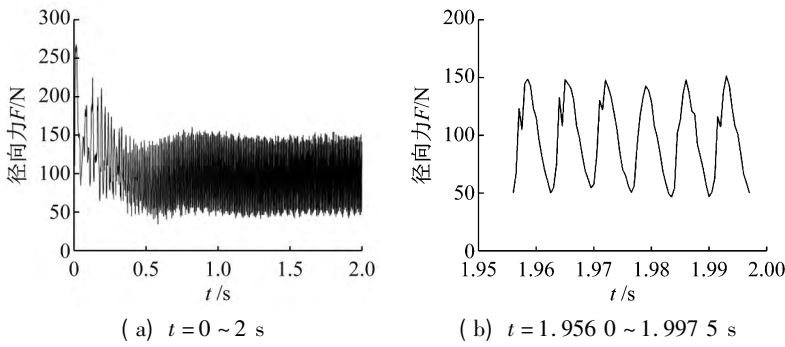


图 12 启动过程的径向力时域图
Fig. 12 Time domain of radial forces in process of startup

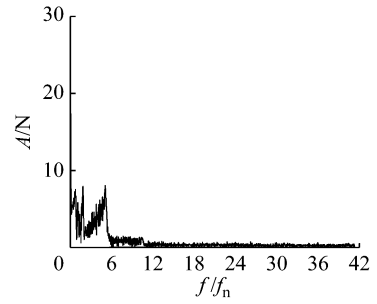


图 13 启动过程的径向力频域图
Fig. 13 Frequency domain of radial forces in process of startup

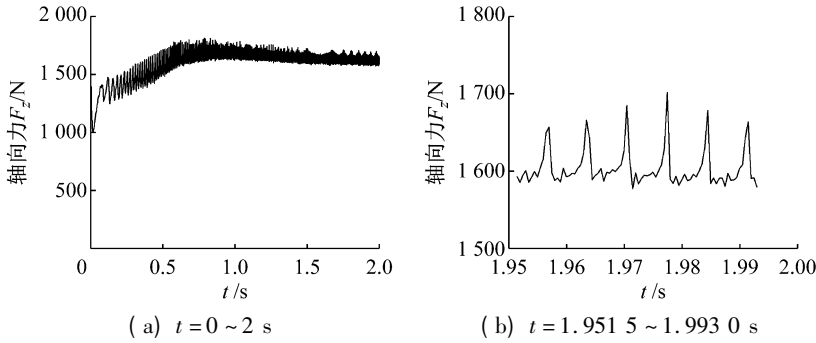


图 14 启动过程的轴向力时域图
Fig. 14 Time domain of axial forces in process of startup

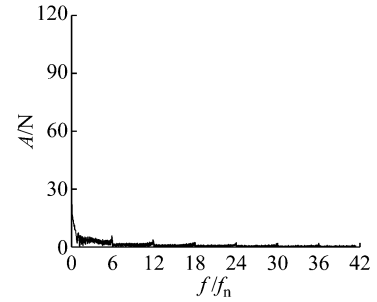


图 15 启动过程的轴向力频域图
Fig. 15 Frequency domain of axial forces in process of startup

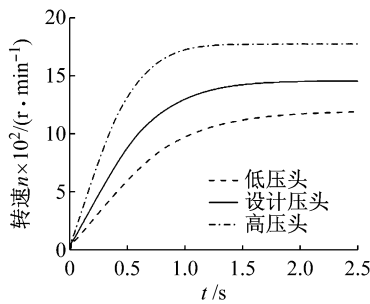


图 16 不同压头下的转速曲线
Fig. 16 Speed curves under different pressure heads

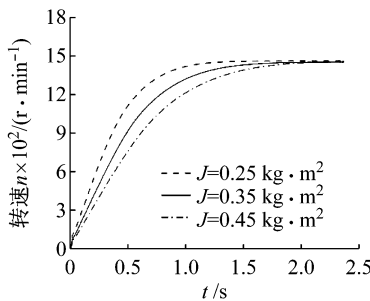


图 17 不同转动惯量下的转速曲线
Fig. 17 Speed curves under different moment of inertias

4 结 论

(1) PAT 启动初始时刻叶轮内形成了强烈的叶道涡, 叶轮流道内存在大量低压区, 随着转速的增加, 叶道涡的强度逐渐减小, 速度分布趋于合理, 静压从蜗壳进口到叶轮出口呈梯度分布, 低压区主要集中在叶轮

的中心区域。启动初始时刻尾水管内也出现了大量漩涡, 随着转速的增加, 尾水管内的流线分布趋于合理, 尾水管内漩涡和低压区逐渐减小。

(2) PAT 启动初始时刻叶片载荷呈振荡分布, 载荷的最大振幅远大于稳定工况的叶片载荷, 导致叶片中间部位载荷过度集中, 是产生振动和噪音的主要原因之一。径向力和轴向力急剧增大后振荡下降, 当转速趋于稳定时, 径向力和轴向力呈周期性振荡, 每个振荡周期的脉动次数与叶片数一致, 轴向力脉动的幅值大于径向力的。

(3) PAT 启动过程中转子做加速度逐渐减小的加速转动, 来流压力越大, 转速达到稳定值的时间越短, 完成启动后的稳定转速越高。不同转动惯量下完成启动后的稳定转速基本一致, 转动惯量越小, 达到设计转速的时间越短。

参 考 文 献

[1] 王晓晖, 杨军虎, 史凤霞. 能量回收液力透平的研究现状及展望[J]. 排灌机械工程学报, 2014, 32(9): 742-747.
WANG Xiaohui, YANG Junhu, SHI Fengxia. Status and prospect of study on energy recovery hydraulic turbines [J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2014, 32(9): 742-747.

[2] BINAMA M, SU W T, LI X B, et al. Investigation on pump as turbine (PAT) technical aspects for micro hydropower schemes: a state of the art review [J]. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2017, 79: 148-179.

(下转第 57 页)

- FANG Qin, CHEN Li, ZHANG Yadong, et al. Numerical investigation for dynamic response and failure modes of RC structures due to blast loading [J]. *Engineering Mechanics*, 2007, 24(Suppl. 2): 135 – 144.
- [10] 柳锦春, 荣超, 陈力. 爆炸作用下钢筋混凝土-钢板组合梁动力响应分析 [J]. *建筑结构学报*, 2015, 36(增刊 1): 349 – 354.
- LIU Jinchun, RONG Chao, CHEN Li. Dynamic responses analysis of steel-backed reinforced concrete composite beams subjected to blast loading [J]. *Journal of Building Structures*, 2015, 36(Suppl. 1): 349 – 354.
- [11] NAGATA M, BEPPU M, ICHINO H. Method for evaluating the displacement response of RC beams subjected to close-in explosion using modified SDOF model [J]. *Engineering Structures*, 2018, 157(4): 105 – 118.
- [12] 师燕超, 张浩, 李忠献. 钢筋混凝土梁式构件抗爆分析的改进等效单自由度方法 [J]. *建筑结构学报*, 2019, 40(10): 8 – 16.
- SHI Yanchao, ZHANG Hao, LI Zhongxian. Improved equivalent single degree of freedom method for blast analysis of RC beams [J]. *Journal of Building Structures*, 2019, 40(10): 8 – 16.
- [13] 李忠献, 路建辉, 师燕超, 等. 不确定爆炸荷载作用下钢梁的可靠度分析 [J]. *工程力学*, 2014, 31(4): 112 – 118.
- LI Zhongxian, LU Jianhui, SHI Yanchao, et al. Reliability analysis of steel beam under uncertain blast loads [J]. *Engineering Mechanics*, 2014, 31(4): 112 – 118.
- [14] STOCHINO F. RC beams under blast load: reliability and sensitivity analysis [J]. *Engineering Failure Analysis*, 2016, 66(3): 544 – 576.
- [15] 耿少波, 葛培杰, 刘亚玲, 等. 化学爆炸等效单自由度结构体系抗力动力系数分析 [J]. *振动与冲击*, 2019, 38(6): 166 – 171.
- GENG Shaobo, GE Peijie, LIU Yaling, et al. Dynamical coefficient of resistance of an equivalent SDOF structural system under chemical explosion load [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2019, 38(6): 166 – 171.
- [16] 耿少波, 葛培杰, 李洪, 等. 爆炸荷载结构等效静载动力系数研究 [J]. *兵工学报*, 2019, 40(10): 2088 – 2095.
- GENG Shaobo, GE Peijie, LI Hong, et al. Equivalent static load dynamic coefficient for blast load [J]. *Acta Armamentarii*, 2019, 40(10): 2088 – 2095.
- [17] GANTES J, PNEVMATIKOS G. Elasticplastic response spectra for exponential blast loading [J]. *International Journal of Impact Engineering*, 2004, 30(3): 323 – 343.
- [18] YI F, LI C, QIN F, et al. Blast resistance of externally prestressed RC beam: a theoretical approach [J]. *Engineering Structures*, 2019, 179(7): 211 – 224.
- [19] LI Y, AOUDE H. Blast response of beams built with high strength concrete and high strength ASTM A1035 bars [J]. *International Journal of Impact Engineering*, 2019, 130(8): 41 – 67.
- ~~~~~
- (上接第 43 页)
- [3] YANG S S, DERAKHSHAN S, KONG F Y. Theoretical, numerical and experimental prediction of pump as turbine performance [J]. *Renewable Energy*, 2012, 48: 507 – 513.
- [4] HUANG S, QIU G Q, SU X H, et al. Performance prediction of a centrifugal pump as turbine using rotor-volute matching principle [J]. *Renewable Energy*, 2017, 108: 64 – 71.
- [5] VENTURINI M, MANSERVIGI L, ALVISI S, et al. Development of a physics-based model to predict the performance of pumps as turbines [J]. *Applied Energy*, 2018, 231: 343 – 354.
- [6] NOVARA D, MCNABOLA A. A model for the extrapolation of the characteristic curves of pumps as turbines from a datum best efficiency point [J]. *Energy Conversion and Management*, 2018, 174: 1 – 7.
- [7] 代翠, 孔繁余, 董亮, 等. 叶片包角对液力透平水力径向力的影响 [J]. *振动与冲击*, 2015, 34(18): 69 – 72.
- DAI Cui, KONG Fanyu, DONG Liang, et al. Effect of blade wrap angle on the radial force of centrifugal pump as turbine [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2015, 34(18): 69 – 72.
- [8] SHI F X, YANG J H, WANG X H. Numerical prediction of radial force in hydraulic turbine based on fluent [J]. *Advanced Materials Research*, 2013, 716: 717 – 720.
- [9] 苗森春, 杨军虎, 王晓晖, 等. 基于神经网络-遗传算法的液力透平叶片型线优化 [J]. *航空动力学报*, 2015, 30(8): 1918 – 1925.
- MIAO Senchun, YANG Junhu, WANG Xiaohui, et al. Blade pattern optimization of the hydraulic turbine based on neural network and genetic algorithm [J]. *Journal of Aerospace Power*, 2015, 30(8): 1918 – 1925.
- [10] MIAO S C, YANG J H, SHI G T, et al. Blade profile optimization of pump as turbine [J]. *Advances in Mechanical Engineering*, 2015, 7(9): 1 – 9.
- [11] 陈文鹏, 刘胤超, 陈立卫. 基于 UDF 的水平轴潮流能水轮机被动旋转水动力性能研究 [J]. *海洋工程*, 2018, 36(2): 119 – 126.
- CHEN Wenpeng, LIU Yinchao, CHEN Liwei. Study on hydrodynamic performance of horizontal tidal turbine rotating passively based on UDF [J]. *The Ocean Engineering*, 2018, 36(2): 119 – 126.
- [12] 孙科, 李岩, 赵金辉. 竖轴水轮机瞬态启动性能分析 [J]. *华中科技大学学报(自然科学版)*, 2017, 45(4): 51 – 56.
- SUN Ke, LI Yan, ZHAO Jinhui. Transient starting performance analysis of vertical axis tidal turbine [J]. *Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition)*, 2017, 45(4): 51 – 56.
- [13] BARRIO R, FERNÁNDEZ B, BLANCO E, et al. Estimation of radial load in centrifugal pumps using computational fluid dynamics [J]. *European Journal of Mechanics-B/Fluids*, 2011, 30(3): 316 – 324.
- [14] 宿向辉. 离心泵作透平系统变转速及过渡过程研究 [D]. 广州: 华南理工大学, 2016.
- [15] DERAKHSHAN S, MOHAMMADI B, NOURBAKHS A. Efficiency improvement of centrifugal reverse pumps [J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2009, 131(2): 021103.