

叶片修圆对蜗壳式轴流泵反转作透平的性能影响

程培斋, 李怀瑞

(兰州理工大学 能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050)

摘要: 为了利用轻化工行业中低扬程、大流量的液体余压能,以国内某企业生产的一台比转速为 900 的 PLK XII 型蜗壳式轴流泵为研究对象。对模型泵叶片的进口边和出口边分别进行了修圆处理(即在叶片的背面、工作面 and 叶顶的交线处倒圆角),建立叶片无修圆、进口修圆、出口修圆和进出口同时修圆 4 种叶轮的三维模型,然后使用 ANSYS ICEM 对模型进行非结构化四面体网格划分,并基于 ANSYS Fluent 对不同方案进行 CFD 定常数值模拟计算,得到了泵工况和透平工况下的外特性以及内部流动信息。研究表明:叶片进口处修圆会使模型泵的效率提升 0.78%,但因为叶片有效面积的减少,扬程降低 1.6%,轴功率降低 1.5%。叶片出口修圆会使液力透平的效率提升 0.92%,水头降低 1.25%,轴功率降低 1.31%。叶片进口修圆后进口附近的压力和速度分布得到了一定的改善,并且减小了叶片工作面的低压区面积,降低了汽蚀发生的可能性。

关键词: 蜗壳式轴流泵; 叶片修圆; 性能; 影响

中图分类号: TH137; TH312 文献标志码: A 文章编号: 1008-0813(2021)04-0010-08

The Influence of Blade Roundness on the Performance of Volute Axial Flow Pump Reversing Turbine

CHENG Pei-zhai, LI Huai-rui

(College of Energy and Power Engineering, Lanzhou Univ. of Tech., Lanzhou 730050, China)

Abstract: In order to utilize the low-pressure, large-flow liquid residual pressure energy in the light chemical industry, a PLK XII volute axial flow pump with a specific speed of 900 produced by a domestic enterprise was taken as the research object. The inlet and outlet sides of the model pump blades were rounded (ie, rounded at the intersection of the back of the blade, the working surface and the tip of the blade), and the blades without rounding, inlet rounding, and exit rounding were established. The three-dimensional model of four impellers was rounded at the same time as the import and export, and then ANSYS ICEM was used to perform unstructured tetrahedral meshing, and based on ANSYS Fluent, the CFD constant value simulation calculation of different schemes was performed to obtain the pump working conditions and penetration. External characteristics and internal flow information under normal working conditions. Studies have shown that rounding the inlet of the blade will increase the efficiency of the model pump by 0.78%, but because of the reduction in the effective area of the blade, the head is reduced by 1.6% and the shaft power is reduced by 1.5%. The rounding of the blade outlet will increase the efficiency of the hydraulic turbine by 0.92%, reduce the head by 1.25%, and reduce the shaft power by 1.31%. After the blade inlet is rounded, the pressure and velocity distribution near the inlet have been improved to a certain extent, and the area of the low pressure area of the blade working surface has been reduced, reducing the possibility of cavitation.

Key words: volute type axial flow pump; blade roundness; performance; influence

蜗壳式轴流泵是一种高比转速的叶片泵,其叶轮为轴流式叶轮,但是压水室为类似于离心泵的蜗壳,采用了悬架后开门式结构,可以在不影响管路系统的情况下而拆装泵的叶轮转动部分。广泛应用于制盐和造纸等低扬程、大流量的轻化工行业中。

泵反转作液力透平时的工作原理与水轮机类似,

其具有结构简单、运行方便、易于维护和造价低廉等优点,目前已被大量应用于流程工业中液体余压能的回收和小型水电的开发利用^[1-3]。目前在泵反转作液力透平的研究领域中,主要还是以离心泵为主,然而在一些轻化工行业中,排放的液体流量可达到每小时数千吨,水头却很低。所以在这种大流量、低扬程的流程工业中,轴流泵反转作液力透平就非常适用。根据现在所发表的关于泵反转作液力透平的相关文献中,研究对象为轴流泵的还比较少,并且对蜗壳式轴流泵反转作液力透平的研究还未见报道^[4-5]。目前国内外对液

收稿日期: 2020-05-26

作者简介: 程培斋(1994-)男,甘肃兰州人,硕士研究生,主要从事流体机械的研究。

力透平的研究重点主要还是集中在选择合适的泵作液力透平运行^[6-7],以及对液力透平性能提升的设计方法上^[8-11];并且研究对象还是主要集中在离心泵上,对轴流泵反转作透平的研究还较少。文献[12]将一种可调导叶式轴流泵反转作液力透平,基于速度三角形理论,通过理论推导,得出了可调导叶的调节规律,随着工况的改变而改变导叶角度,结果表明,在非设计工况下可调导叶可以显著改善导叶段的流态,减小水力损失,提升透平的效率,透平在效率80%以上的范围明显增加。文献[13]通过3种不同叶片外缘修圆方案,对轴流泵间隙流场情况进行了研究,并且对各方案下的外特性做了比较,得出了在泵外特性基本保持不变的情况下,叶片修圆可以改善间隙流场的流动,降低间隙内空化、空蚀的发生。文献[14]提出对离心泵转轮进口修圆可以使得透平效率提升1%~3%,但对于轴流泵用作透平时的叶片进口前缘形状及修圆半径对透平性能的影响还未见报道,离心泵反转作液力透平应用于高水头场合,出口压力较高,并不用再考虑空化问题。而轴流泵反转作液力透平应用于低水头的场合,出口压力较低,所以会和泵一样易产生空化。为了让叶顶泄漏涡减小,减小叶片压力梯的变化,改变低压区位置,以改善蜗壳式轴流泵反转作透平的汽蚀性能。本文设置了叶片进口处修圆和出口处修圆不同的叶轮模型,并进行CFD数值模拟计算,分析修圆后各种模型的计算结果,蜗壳式轴流泵反转作透平的性能优化提供依据^[15-16]。

1 数值模型及计算方法

1.1 数值模型

以国内某企业生产的一台比转速为900的PLK XII型蜗壳式轴流泵为研究对象,其基本参数为:比转数 $n_s=900$,设计点流量 $Q_{BEP}=430\text{ m}^3/\text{h}$,扬程 $H=2.6\text{ m}$,效率 $\eta=68\%$,转速 $n=1450\text{ r}/\text{min}$,叶片安放角为 14° ,其主要结构参数见表1。蜗壳式轴流泵的装配图如图1所示。

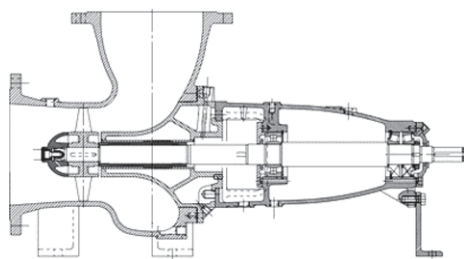


图1 蜗壳式轴流泵装配图

表1 主要结构参数

主要结构	参数	数值
叶轮	叶片数 Z	5
	轮毂直径 d_h/mm	110
	叶轮直径 D/mm	230
蜗壳	进口直径 D_j/mm	250
	出口直径 D_c/mm	250
	出口宽度 b_0/mm	198
	基圆直径 D_0/mm	260

1.2 叶片修圆方案设计

因为轴流泵的叶片和泵体会存在一定的间隙,所以叶片的叶顶间隙处会有泄漏流动,而此处的间隙流动又会产生叶顶间隙泄漏涡,泄漏涡的存在会降低泵的性能,甚至引发叶片的汽蚀。当泄漏涡引起汽蚀时,常对叶片外缘进行修圆处理,从而减小叶顶间隙发生汽蚀的可能性。一般蜗壳式轴流泵叶轮叶片进口已是圆形或接近圆形,然而出口边不是圆形,叶片的叶顶也不是圆形。所以当反转用作液力透平时,对叶片的出口边即液力透平的进口边进行修圆处理,透平叶片进口修圆后更加适合流动,减少损失。目前,还未见报道关于轴流泵作透平叶片修圆处理的报道,为了分析叶片修圆对蜗壳式轴流泵反转作透平性能的影响,对原模型叶片进口和出口进行了修圆处理,其他参数不变,其中叶片的修圆是通过叶片的背面、工作面和叶顶的交线处倒圆角(半径14 mm)的方式实现。叶片修圆的示意图如图2所示。无修圆的叶片模型称为a方案,叶片进口处有修圆的叶片模型称为b方案,叶片出口处有修圆的叶片模型称为c方案,叶片进口处和出口处都有修圆的叶片模型称为d方案。

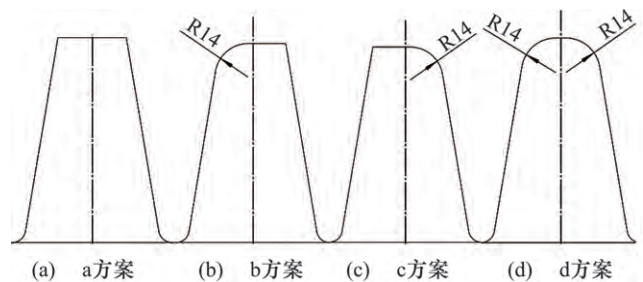


图2 4种方案的叶片修圆示意图

1.3 计算方法

对蜗壳式轴流泵全流场进行三维建模,全流场数值计算的计算域包括进口延长段、叶轮流道、蜗壳流道

和出口延长段,其中进口延迟段和出口延长段是管道直径的3倍,均为750mm,可使泵和透平工况下,进出液体能够得到充分发展。其计算域模型和网格划分如图3所示。采用ANSYS ICEM CFD软件进行网格划分,因叶轮和蜗壳形状较为复杂,所以采用适应性较好的非结构化网格。网格划分的密度对数值模拟的结果有很大的影响。只有当网格划分数目的增加对数值模拟的结果影响不大时,数值模拟的结果才是真实的。一般来说,网格划分的数目越多,数值模拟的计算结果就越精确,但是网格数过多会占用较多的计算机资源,增加计算时间。因此,为了划分合适的网格数量,本文选用不同的网格数量,从小到大依次对计算模型进行网格划分,最后对比不同网格数量计算结果的扬程及效率曲线的关系。当划分的总网格数低于150万时,随着网格数的增加数值计算的效率和扬程在不断上升,当网格总数达到155万后,继续增加网格数时,对扬程和效率的影响不大。最后综合考虑,本文采用159万的网格总数。整个计算网格满足无关性检查,整体总网格数为1596012。

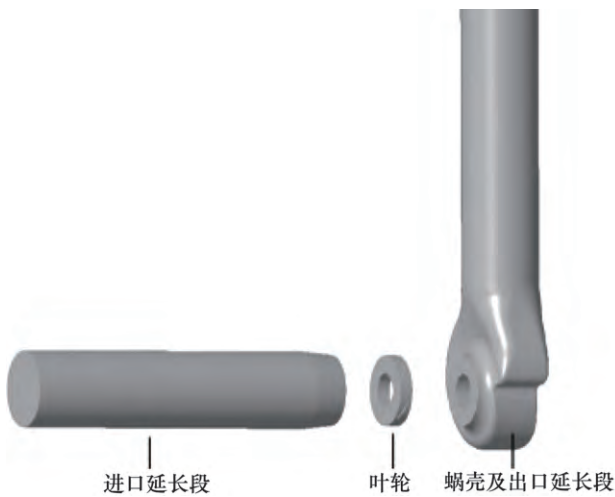


图3 计算域模型

1.4 控制方程及湍流模型

使用ANSYS Fluent软件,采用三维不可压缩雷诺时均Navier-Stokes方程对蜗壳式轴流泵内的三维定常湍流进行数值模拟。采用SST $k-\omega$ 湍流模型,该模型为混合模型,较适宜用于旋转机械,具有经济性、鲁棒性较好且具有一定的适用精度的优点,被广泛应用于工程湍流计算^[17-18]。其湍动能方程和湍流率方法分别为:

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho C_j \kappa)}{\partial x_j} =$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\kappa \mu_i) \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right] + \tau_{ij} \frac{\partial C_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho \kappa \omega \quad (1)$$

$$\rho \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho C_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_i) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \frac{\omega}{\kappa} (\alpha \tau_{ij} \frac{\partial C_j}{\partial x_j} - \beta \rho \kappa \omega) + 2(1 - F_1) \rho \omega_2 \frac{1}{\omega} \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (2)$$

1.5 边界条件和模型计算方法

(1) 进口边界条件: 泵工况和透平工况的进口边界条件都采用速度进口,假定径向速度和切向速度都为零,速度大小由各工况下的流量计算;

(2) 出口边界条件: 泵工况的出口假设为充分发展,采用自由出流(outflow);透平工况的出口边界条件采用压力出口,参考压力设置为30000Pa;

(3) 壁面条件: 流场中的叶轮流体域采用旋转壁面,其余流域均采用静止壁面,叶片表面等固壁处采用无滑移边界条件,近壁面处流动区采用标准壁面函数。

对控制方程采用有限体积法进行离散,压力场和速度场的耦合采用SIMPLEC算法,动量方程、耗散率方程和湍动能方程均采用二阶迎风差分格式。计算收敛精度为 10^{-5} ,输送介质为25℃的清水。

2 计算结果及分析

2.1 数值模拟精确性分析

为了检验数值模型与计算方法的可信度,首先对叶片未进行修圆时的原方案进行了数值模拟计算,并与试验测量结果进行了对比。泵工况下外特性数值模拟值和试验值的对比如图4所示。试验值来自国内某企业生产的PLK XII型蜗壳式轴流泵的试验测试数据。图5为模型泵试验台。试验测试数据的采集和数据的处理均由计算机自动完成。闭式试验台精度可达到国际标准B级。水泵试验台的外特性试验测量仪器主要是: 涡流流量计、压力传感器、功率测量仪和水泵微机自动测试系统。涡轮流量计公称压力1.6MPa,精确度0.5%。压力传感器的精确度0.2%。表2为不同流量下泵的扬程、效率和轴功率。从表2中可以得到: 试验值和CFD结果之间的一致性较好,最大相对误差在5%以内,符合实际情况,也表明几何模型、数值方法和模拟方案对于目前泵内流动情况的预测是合理可靠的,所以在此基础上进行的分析也具有一定真实性和可靠性。

表2 原方案不同流量下泵的扬程、效率和轴功率

Q/Q_{BEP}		0.8	1.00	1.10	1.20
$\eta/\%$	试验	61.12	68.07	62.14	55.06
	模拟	62.17	69.57	63.12	57.12
	相对误差	1.69%	1.82%	2.12%	3.24%
H/m	试验	3.53	3.12	1.61	0.91
	模拟	3.61	3.22	1.81	1.15
	相对误差	2.27%	2.04%	2.56%	3.19%
P/kW	试验	5.25	4.21	3.52	2.21
	模拟	5.11	4.52	3.76	2.47
	相对误差	2.56%	2.43%	3.25%	3.52%

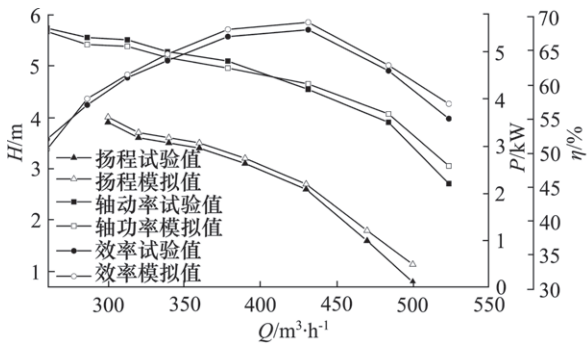


图4 原方案泵特性的试验与数值模拟结果比较

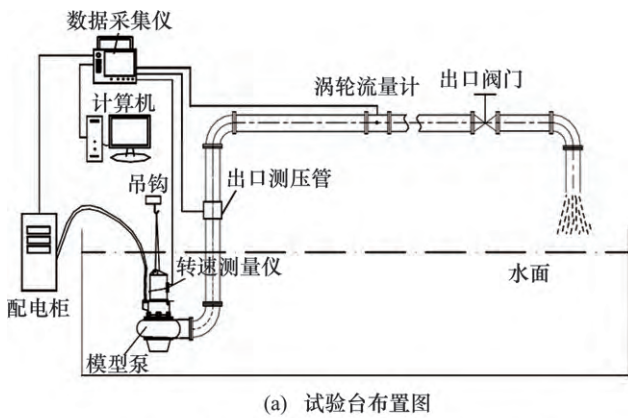


图5 模型泵试验台

2.2 修圆叶片对泵工况外特性的影响

图6是泵工况各方案在不同流量点时的性能曲线图。表3是泵工况不同方案在设计点时的特性参数。从图中可以看出:不同方案的外特性曲线的趋势基本一致4个方案的差别不是很大。从表3可以看出,由方案a到方案d扬程逐渐递减,这是因为修圆叶片后叶片的有效翼展减小,降低了叶片的做功能力,使得扬程和功率也会有所下降。从4种模型的结果对比可以看出,叶片进口修圆使蜗壳式轴流泵的扬程和轴功率均有所下降,但是水力效率有所提升。根据数值模拟性能预测结果表明:方案b会使模型泵的扬程降低1.60%,效率提升0.78%,轴功率降低1.5%。方案c会使模型泵的扬程降低1.53%,效率降低1.65%,轴功率降低1.41%。方案d会使模型泵的扬程降低1.71%,效率降低1.85%,轴功率降低1.6%。对叶片出口处修圆对泵性能的影响最小,而对叶片进、出口处同时修圆对泵性能影响最大。尽管叶片修圆的尺寸相对很小,但也较明显地影响了泵的外特性。

综合以上,方案b对叶片的进口修圆可以在一定程度上提升泵工况的水力效率,但是因为改变了翼型的形状,减小了叶片有效面积,所以会使得扬程和轴功率有所降低。

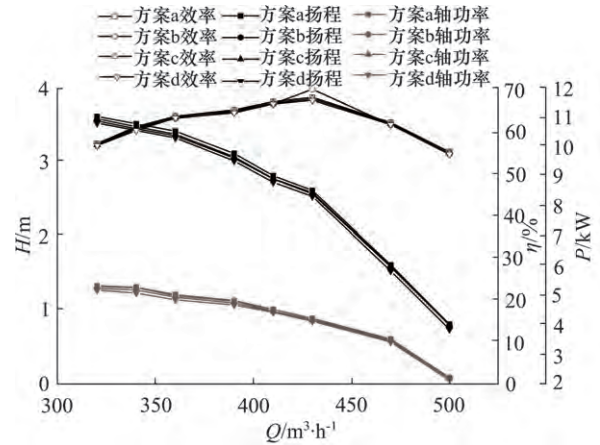


图6 各方案泵工况性能曲线图

表3 泵工况在最高效率时各方案的特性参数

方案	$Q/m^3 \cdot h^{-1}$	H/m	$\eta/\%$	P/kW
a	430	2.61	69.57	4.21
b	430	2.55	70.35	4.12
c	430	2.47	68.65	4.16
d	430	2.40	68.30	4.10

2.3 修圆叶片对透平工况外特性的影响

图7为透平工况各方案的外特性曲线图。表4为透平工况最高效率点各方案的外特性参数。从表4中可以看出,透平工况原方案的最优流量是520 m³/h,最高效率是66.07%。方案b会使液力透平的水头降低1.53%,效率降低1.30%,轴功率降低1.50%。方案c会使液力透平的水头降低1.25%,效率提升0.92%,轴功率降低1.31%。方案d会使模型泵的扬程降低1.81%,效率降低1.61%,轴功率降低1.75%。

液力透平的水头和轴功率均随着流量的增大而增大;液力透平的流量效率曲线在最高效率点之后比较平坦,所以透平最好在大流量区运行,当整个系统的流量下降时,透平的效率不会很快下降。并且在最高效率点时,各方案的水头和效率的变化不大,透平的最高效率比泵的最高效率低3.50%,说明该类型泵反转作透平有较高效率。在四个方案中,方案c的透平效率最高,比没有修圆的方案a提升了0.92%。

综合以上,从对液力透平的叶片进口边作修圆处理的方案c可以看出,透平的效率提升了0.92%,因为在更适宜透平运行的大流量时,流向叶片进口的液流流入角更接近叶片的进口角,使碰撞损失减小,提升效率;但是修圆的叶片减小了叶片的有效面积,翼型也发生了改变,从而降低了叶片的做功能力,使得扬程降低,扬程的降低同样也使轴功率降低。

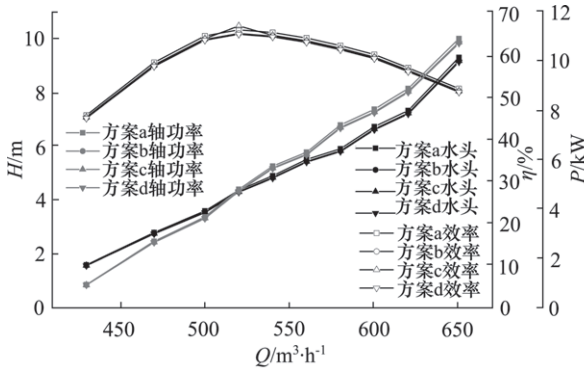


图7 各方案透平工况性能曲线图

表4 透平工况在最高效率时各方案的特性参数

方案	$Q/m^3 \cdot h^{-1}$	H/m	$\eta/\%$	P/kW
a	520	4.37	66.07	4.80
b	520	4.30	65.21	4.73
c	520	4.32	66.99	4.81
d	520	4.28	65.02	4.71

3 修圆叶片对内流场的影响

3.1 各修圆方案叶片压力场分析

图8为泵及透平两种工况下在最高效率点时的叶片工作面压力分布。从图8a中可以看出:在泵工况下,叶片经过修圆后,最直接的体现是叶片外缘进口边的高压区范围变小,整个工作面的压力梯度变化更小,根据泵的实际运行发现,距离叶片进口15%弦长的区域是易发生空化的部位,所以修圆叶片使得这个区域的压力分布更均匀。方案a的叶片工作面进口处静压变化梯度大于方案b,压力提升迅速,且叶片的最低压力点在尖端附近。方案b的最低压力点在切点附近,静压梯度变化较小,且低压区面积明显小于方案a,这表示方案a较方案b在叶片表面更容易产生汽蚀,因此对叶片的进口处修圆可以改善蜗壳式轴流泵的汽蚀性能。

从图8b透平工况下可以看出:在最优流量下,叶片上流动基本符合圆柱层无关性假设,流体质点在以叶轮轴为中心的圆柱面上流动。比较a方案和c方案,对于叶片的出口处进行修圆就相当于对透平的进口处修圆,所有可以和泵工况下叶片进口修圆得到相似的规律。叶片修圆后透平进口边外缘的高压集中区域减小,与泵工况的规律相一致。从液力透平的叶片进口到出口压力逐渐减小,液体的压力能转换为液力透平机械能,以轴功率的形式输出回收液体余压能。a方案的叶片工作面进口处静压变化梯度大于c方案,压力提升迅速,且叶片的最低压力点在尖端附近,叶片工作面的相对压力降低,工作面进口处出现低压区。c方案叶片工作面压力梯度在进口边及出口边较为平坦,小范围内压力等值线沿半径方向分布,而在叶片中间的大范围内,压力等值线沿着圆周方向分布,叶片中间从上游到下游压力均匀较快下降,叶片进口区域出现低压区并且叶片上最低压力点在修圆切线附近,静压梯度变化较小,且低压区面积明显小于a方案。这表示a方案较c方案在叶片表面更容易产生汽蚀,因此对叶片的进口处修圆可以改善蜗壳式轴流泵反转作透平的汽蚀性能。

3.2 各方案速度场分析

图9为泵工况下在最高效率点时的叶轮出口速度分布。从图中可以看出:整体的流场分布较为紊乱,在叶轮叶片根部区域,高静压液流经过轮毂壁面的附面层流向叶片背部并卷起通道涡,漩涡方向与叶轮方向旋转方向相反,这种通道涡总是成对出现的。漩涡本

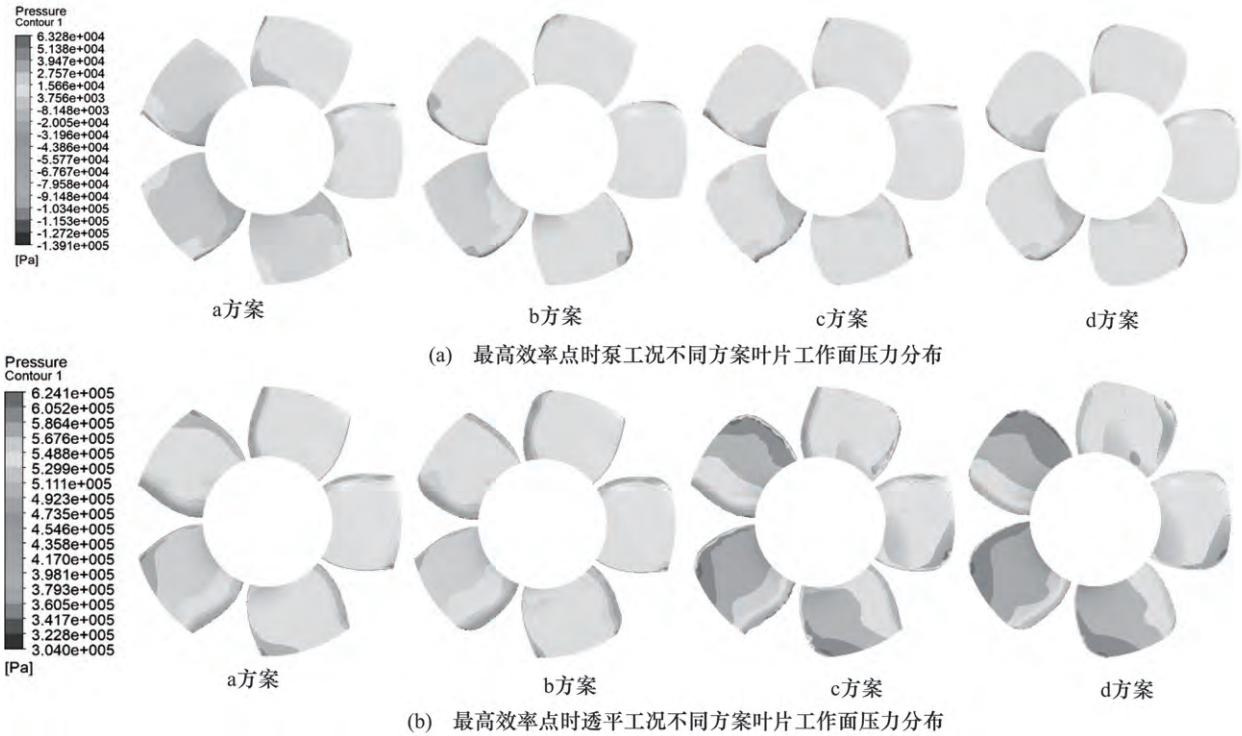


图8 泵及透平两种工况下在最高效率点时叶片工作面压力分布

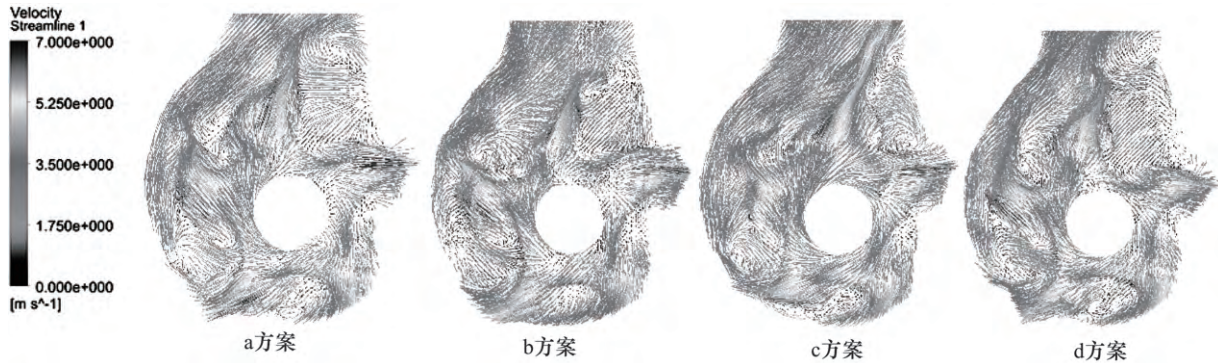


图9 泵工况下在最高效率点时的叶轮出口速度分布

身是由液流机械能转换而来的,因此会导致流动损失,还会影响流出角,所以减小漩涡就显得尤为重要。主要对比 a 方案和 b 方案,由于尾迹区和主流区的流速和总压都不相同,所以在叶片下游会发生掺混现象,可以较为明显地看到蜗壳隔舌处到蜗壳出口处有漩涡,而 b 方案在蜗壳出口靠近隔舌附近区域的漩涡有一定程度的减弱,液流更加缓和渐进地流出蜗壳; a 方案到 d 方案可以看出整体的流速都逐渐增加,这也符合前文所述叶片工作面的压力有逐渐增加的趋势,从而使得扬程有所增大。这说明修圆叶片减弱了二次流动,对于和主流的掺混有所改善,减小了二次流动损失,符合 b 方案效率较高的特点。

图 10 为透平工况下在最高效率点时的叶轮进口

速度分布。从图 10a 中可以看出:在透平工况下蜗壳相当于进口管,让液流平顺地进入到叶轮,各个方案整体流场都比较均匀,但都在隔舌处及附近区域出现了不同程度的漩涡,漩涡方向和叶轮旋转方向相反,隔舌对液流有阻断的作用,所以在这个区域的流动情况比较复杂,现对这一区域进行重点讨论。重点比较 a 方案和 c 方案,从图 10b 中两方案隔舌部位局部放大图可以发现, a 方案进口处靠近隔舌附近的区域有明显的漩涡,而 c 方案在这一区域的漩涡消失了,并且隔舌处的漩涡也有较突出地改善,只剩下靠近叶片处的小漩涡,这说明 c 方案的叶片修圆办法适用于透平工况,减小了漩涡造成的流动损失,也与前文分析的效率最高而符合。d 方案在隔舌及附近区域的漩涡现象明

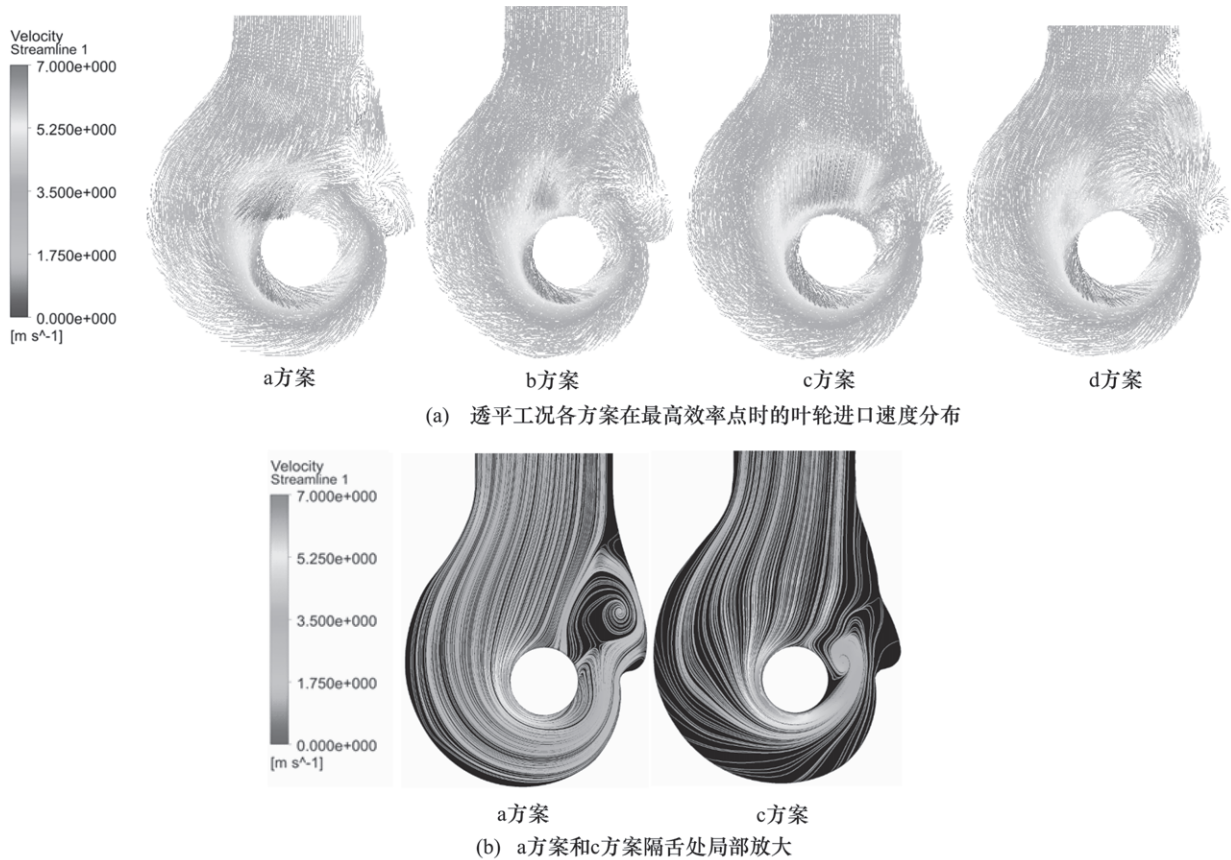


图 10 透平工况下在最高效率点时的叶轮进口速度分布

显更加严重,所以该方案效率最低,并不适合于透平工况。

4 结论

(1) b 方案对叶片的进口修圆提升泵工况的水力效率 0.78%,但是会使得扬程和轴功率有所降低,分别降低了 1.60% 和 1.50%。c 方案对液力透平的叶片进口边作修圆处理,透平的效率提升了 0.92%,使大流量下流向叶片进口的液流流入角更接近叶片的进口角,碰撞损失减小,提升效率;

(2) 泵工况时 b 方案叶片进口边上最低压力点在修圆切线附近,静压梯度变化较小,且低压区面积明显小于 a 方案,抗汽蚀性能更好。透平工况时 c 方案叶片工作面压力梯度在进口边及出口边较为平坦,叶片进口区域出现低压区并且叶片上最低压力点在修圆切线附近,静压梯度变化较小,且低压区面积明显小于 a 方案;

(3) 泵工况时 b 方案在蜗壳出口靠近隔舌附近区域的漩涡有一定程度的减弱,液流更加缓和渐进地流出蜗壳;透平工况时 c 方案减弱了隔舌附近的漩涡,减小了二次流造成的流动损失。

参考文献

- [1] 王晓辉,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.
- [2] Derakhsham S, Nourbakhsh A. Experiment Study of Characteristic Curves of Centrifugal Pumps Working as Turbines in Different Specific Speeds [J]. Journal of Experimental Thermal and Fluid Science, 2008, 32(8): 800-807.
- [3] Nautiyali H, Varun V, Kumar A, et al. Experimental Investigation of Centrifugal Pump Working as Turbine for Small Hydropower System [J]. Energy Science and Technology, 2011, 1(1): 79-86.
- [4] Wang Xiaohui, Yang Junhu, Shi Fengxia, Zhang Renhui. Theoretical and Numerical Study of Performance Prediction of Centrifugal Pumps as Turbines [J]. Applied Mechanics and Materials 2013, 444-445: 579-587.
- [5] M. Binama, W. T. Su, X. B. Li, et al. Investigation on Pump as Turbine (PAT) Technical Aspects for Micro Hydropower Schemes: a State-of-the-art Review [J]. Renewable & Sustainable Energy Reviews 2017, 79: 148-179.
- [6] Singh P, Nestman F. An Optimization Routine on a Prediction and Selection Model for the Turbine Operation of Centrifugal Pumps [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2010, 34(1): 152-164.

- [7] Derakhshan S , Nourbakhsh A. Theoretical , Numerical and Experimental Investigation of Centrifugal Pumps in Reverse Operation [J]. Experimental Thermal Fluid Science , 2008 , 32(5) : 1620 - 1627.
- [8] 杨孙圣 ,孔繁余 ,陈斌. 分流叶片对泵反转式透平性能影响的数值研究[J]. 工程热物理学报 ,2010 ,12(31) : 141 - 144.
- [9] Derakhshan S , Mohammadi , B. Efficiency Improvement of Centrifugal Reverse Pumps [J]. Journal of Fluids Engineering , 2009 (131) : 1 - 9.
- [10] 杨孙圣 ,孔繁余 ,陈斌. 叶片包角对可逆式泵性能影响的数值研究[J]. 流体机械 2011 6(39) : 17 - 20.
- [11] A A ,Williams. The Turbine Performance of Centrifugal Pumps: A Comparison of Prediction Methods [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical ,1994 208: 59 - 66.
- [12] Zhongdong Qian ,Fan Wang ,Zhiwei Guo ,et al. Performance Evaluation of an Axial - flow Pump with Adjustable Guide Vanes in Turbine Mode [J]. Renewable Energy ,2016 ,99: 1146 - 1152.
- [13] 杨军虎 ,马静先 ,张人会. 轴流泵叶片外缘修圆对泵性能的影响[J]. 兰州理工大学学报 2007 ,10(33) : 60 - 63.
- [14] Punit Singh , Franz Nestmann. InternalHydraulic Analysis of Impeller Rounding in Centrifugal Pumps as Turbines [J]. Experimental Thermal and Fluid Science , 2011 ,35: 121 - 134.
- [15] Yabin Liu , Lei Tan. Tip Clearance on Pressure Fluctuation Intensity and Vortex Characteristic of a Mixed Flow Pump as Turbine at Pump Mode [J]. Renewable Energy ,2018 ,129: 606 - 615.
- [16] 杨孙圣 ,孔繁余 ,宿向辉. 泵及泵用作透平时的数值模拟与外特性实验[J]. 西安交通大学学报 2012 46(3) : 36 - 41.
- [17] Menter F R. Two - equation Eddy - viscosity Turbulence Models for Engineering Applications [J]. AIAA Journal , 1994 32(8) : 1598 - 1605.
- [18] Yue Hao , Lei tan. Symmetrical and Unsymmetrical Tip Clearances on Cavitation Performance and Radial Force of a Mixed Flow Pump as Turbine at Pump Mode [J]. Renewable Energy ,2018 ,127: 368 - 376.

(上接第9页)

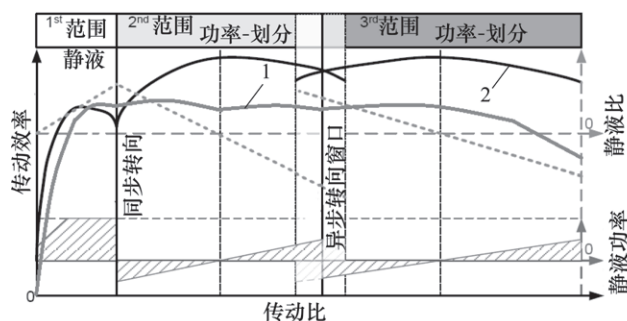


图4 HVT 传动系统与液力传动系统的传动效率对比

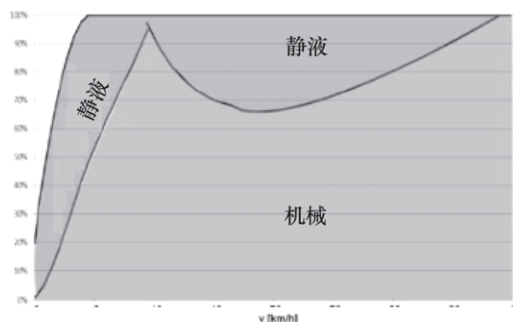


图5 cPower 车速 - 功率传递分配图

图5是cPower车速-功率传递分配图。

cPower各“段”的切换都是同步的,由于低速“段”和高速“段”采用不同的耦合方式,使其总速比关于液压支路速比的单调性相反,当液压支路速比达到极限位置时,随着耦合方式的切换(总速比关于液压支路速比的单调也发生变化),液压支路速比向相反方向变

化,从而既保证总速比的变化趋势,又为同步换“段”提供了可能性。

3 结语

综上所述,HST、HVT、cPower等新传动技术均根据装载机实际作业工况利用自身技术优势进行适应匹配,使装载机的传动效率更高、作业能力更强、节能降耗更明显。虽然目前这些新传动技术因技术难度大、成本高等诸多因素暂未广泛应用,但是,随着国内对静液压技术的理解逐渐加深,静液压关键零部件如闭式变量泵、闭式变量马达、变速箱等国产化,电控系统开发等关键技术和元件突破,相信不久的将来,先进传动技术将彻底取代传统液力传动技术。

参考文献

- [1] 初长祥. HMT: 引领工程机械技术革命[J]. 建设机械技术与管理 2014 (7) .
- [2] 杨一岳. 静液压传动轮式装载机发展概况[J]. 工程机械与维修 1998 (12) .
- [3] 张新力. 节能的驱动技术 静液压技术在利勃海尔轮胎式装载机上的应用[J]. 工程机械与维修 2012 (6) .
- [4] 苏若译. 卡特轮式装载机采用 HMT 传动系统[J]. 建设机械技术与管理 2014 (7) .
- [5] 何正忠. 装载机(专著)[M]. 北京: 冶金工业出版社, 1999.
- [6] 武宗才, 范武德, 王允, 梁振国. 关于装载机典型工况液压系统节能特性的研究[J]. 液压气动与密封 2017 (12) .
- [7] 李壮云. 液压元件与系统[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.