

串列式双级轴流泵性能的数值模拟*

王国玉¹ 陈荣鑫¹ 余志毅¹ 刘淑艳¹ 张志民²

(1. 北京理工大学机械与车辆工程学院 北京 100081;

2. 中国水利水电科学研究院 北京 100038)

摘要: 为了揭示串列泵的内部流动机理及其能量特性,采用两个具有试验结果的轴流式叶轮和一新设计的导叶串联组成了一串列式轴流泵模型。应用 Pro-E 对该串列泵进行三维实体造型,用数值模拟的方法计算泵内的流场。数值计算采用 NUMECA 商业软件。在不同的工况条件下获得前后叶轮内部的速度矢量分布。基于流场计算结果,预测包括扬程、效率和轴功率在内的串列泵性能。将数值计算的结果与原叶轮的试验结果进行对比并与首级叶轮比较,串列轴流泵次级叶轮压力面和吸力面的速度具有较大的差值。与一般的轴流泵比较,串列式轴流泵具有比较宽的高效区,最优工况点向大流量区域偏移,其轴功率不再像普通轴流泵那样随流量的增加而减小。为了分析前后叶轮的相互作用,预测不同的后叶轮叶片偏转角条件下的串列泵性能,结果表明后叶轮的叶片偏转角对串列泵性能有重大的影响。

关键词: 串列式轴流泵 数值模拟 流动特性

中图分类号: U664.34

0 前言

喷水推进是水面和水下航行器的一种常用推进方式^[1-2]。轴流式喷水推进器具有流量大、结构紧凑、抗空化性能好等优点^[2]。随着航行器航速的提高,对推进器推力的要求也越来越高。在径向空间受到限制时,基于实现大的水推力的需要,常采用多级轴流泵级形式^[3-4]。为了进一步改善推进器的性能,减小其几何尺寸和质量,提高功率密度,近年来,人们开始探索串列式轴流泵的概念^[5]。所谓串列式轴流泵是两个动叶轮直接串联和后面的导叶形成的泵级。和普通的双级泵比较由于减少了一级导叶而可以显著地减小喷水推进器的轴向尺寸,这在高速航行器领域具有非常重要的意义^[4]。从泵级的流体动力而言,由于两个动叶轮直接串联,将导致前后级叶轮内的流动相互作用,影响前后级叶轮内的速度分布和压力分布,同时也对叶片表面边界层的分离产生影响,从而造成泵级空化和能量特性的变化^[6]。这是一个崭新的水力机械水动力学问题。有关对该水动力学问题研究不仅对串列式推进泵的研制具有重要意义,同时也可以推动火箭发动机高速燃料泵等高空化性能、高功率密度水力机械研发技术的发展。

近年来,随着计算机技术的发展,基于计算流体动力学(Computational fluid dynamics, CFD)技术的泵级性能分析的研究工作得到了较快的发展。在

单级泵方面,基于 SIMPLEC 算法采用自编程序的方法对斜流式喷水推进器内部流场进行研究,预测性能和试验结果有较好的一致性^[7];运用 CFD 商业软件分别研究了轴流和斜流喷水推进器泵级模型的内部三维紊流流场和性能^[8-9],并基于 CFD 的计算结果对水力性能进行了优化^[10]。由于对高功率密度航空发动机和大功率船舶推进螺旋桨研制的需要^[11],基于串联叶栅理论的串列式叶轮机械及串列式螺旋桨的研究已取得了阶段性的成果^[12-14]。如德国汉诺威大学叶轮机械研究所研制的 4 级轴流式压气机,其中 2、3、4 级的转子采用串列叶栅形式,其最高效率达到了 88%^[15]。上海船舶运输科学研究所研制的串列螺旋桨,经试验表明在重负荷、限制直径的条件下,推进效率比普通螺旋桨有较大提高^[16]。在串列泵研究领域,国内有关单位也进行了泵级的相关试验研究,证明了串列泵的可行性并对其特性进行了初步的探索^[17]。

本文使用两个已完成性能试验的不同比转速的轴流泵叶轮作为串列式双级轴流泵的前后级叶轮,并根据两级叶轮的性能重新设计了导叶,形成了一串列轴流泵。采用数值模拟的方法研究了串列式轴流泵的内部流场及其能量特性,并与两个泵级的性能试验结果进行了对比,讨论了串列泵这种新型泵级的在内部流场和能量特性方面的特点。

1 串列式双级泵计算模型

1.1 串列叶轮的选取

由于前后叶轮在泵级中的位置和作用的不同,

* 国家自然科学基金资助项目(50679001)。20061209 收到初稿, 20070820 收到修改稿

串列泵前后叶轮的选取, 应综合考虑载荷分配、抗空化性能、扬程等因素的影响, 对于首级叶轮来说, 应主要防止空化产生的危险, 由于高比转速泵具有较大的流量系数, 扬程较低, 因此首级宜采用较高比转速的叶轮; 对于次级叶轮, 其进口的预压较高, 不易产生空化, 因此应主要考虑其做功的能力, 由于在相同流量和转速下, 低比转速的叶轮的功率系数比较大, 产生的扬程高, 因此次级叶轮宜选取比转速较低的叶轮。在本研究中, 为了保证计算结果和试验结果的对比, 并对串列叶轮的 performance 进行分析, 选取了两个有试验结果的叶轮, 其具体参数见表 1。

表 1 串列叶轮基本参数

参数	首级叶轮	次级叶轮
比转速 n_s	700	600
叶片数目 N_b	5	6
轮毂比 \bar{d}_h	0.56	0.56
转速 $n/(r \cdot \text{min}^{-1})$	1 450	1 450
叶轮直径 D/mm	300	300

1.2 次级叶轮的布置

普通的双级轴流泵是由第一级叶轮、第一级导叶、第二级叶轮和第二级导叶组成的, 水沿轴向入流, 经过第一级叶轮的作用后, 进入到第一级导叶, 导叶将叶轮出口的环量转换为压强, 从而保证第二级叶轮的入流满足无预旋条件, 即按轴向入流^[18]。但对于串列式轴流泵来说, 其布置采用了第一级叶轮、第二级叶轮和第二级导叶串列的形式, 减少了两级动叶轮之间导叶的整流作用, 从而使次级叶轮处于首级叶轮旋转尾流之中, 次级叶轮的入流也不再满足无预旋条件。在本研究中由于前后叶轮都是按无预选条件设计的, 此时如果次级叶轮仍旧按照原来的安放角布置, 不可避免地会在进口引起较大的冲击损失, 同时也达不到使第二级叶轮在设计工况下做功的目的, 因此要求第二级叶轮的入流满足无冲击进口条件, 即令第二级叶轮的进口相对流动角和叶片安放角相等。图 1 为串列叶轮的速度三角形, 其中 $\triangle ABC$ 为首级叶轮的进口速度三角形, $\triangle ADC$ 为首级叶轮出口的速度三角形, $\triangle EFG$ 为次级叶轮的进口速度三角形, $\triangle EHG$ 为次级叶轮出口的速度三角形。由于首级叶轮和次级叶轮具有相同的轮毂比, 且具有相同的旋转速度, 如果能忽略掉两个泵级叶轮之间的能量损失, 即认为首级叶轮出口的绝对速度和次级叶轮进口的速度相同, 那么 $\triangle ADC$ 和 $\triangle EFG$ 是完全一样的。根据次级叶轮满足无冲击进口条件, 叶轮的相对流动角 $\angle EGF$ 和 $\angle ACB$ 之差应为次级叶轮在原来安放角的基础上

应该旋转的角度。对于所选的叶轮, 其各个断面处的安放角均不相同, 考虑到叶轮的主要做功区域在叶片的中上部, 选叶片中部 0.7 斜断面处所旋转的角度作为次级叶轮安放角偏转的角度^[17]。经计算, 次级叶轮在原来安放角的基础上应偏转 12° 。

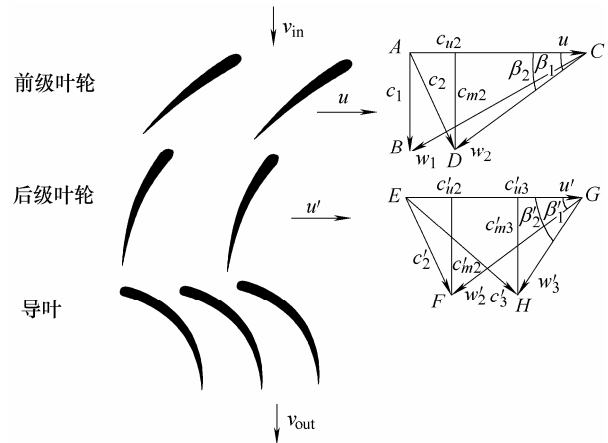


图 1 串列叶轮速度三角形

- 图中 v_{in}, v_{out} —— 泵级进、出口速度
 u, u' —— 前、后级叶轮圆周速度
 c_1, c_2 —— 前级叶轮进、出口绝对速度
 c'_2, c'_3 —— 后级叶轮进、出口绝对速度
 w_1, w_2 —— 前级叶轮进、出口相对速度
 w'_2, w'_3 —— 后级叶轮进、出口相对速度
 c_{m2} —— 前级叶轮出口轴面速度
 c_{u2} —— 前级叶轮出口绝对速度的圆周分量
 c'_{m2}, c'_{m3} —— 后级叶轮进、出口轴面速度
 c'_{u2}, c'_{u3} —— 后级叶轮进、出口绝对速度的圆周分量
 β_1, β_2 —— 前级叶轮进、出口相对流动角
 β'_1, β'_2 —— 后级叶轮进、出口相对流动角

2 泵内部流场计算方法

2.1 几何建模

目前在水泵内部流场 CFD 计算中, 可通过多种方法进行泵级的几何建模, 一种方法是直接使用 CFD 软件前处理模块来建立模型, 另一种方法是采用专业三维绘图软件(Pro/E、UG、CATIA 等)来建立模型。虽然使用专业三维绘图软件进行几何建模, 需要在不同软件之间进行相互数据传递, 但考虑到 Pro/E 的强大绘图功能, 以及其可视化功能, 尤其在处理叶片前端圆角修圆、导叶体尾部减薄等方面具有较强的功能, 本研究中, 使用了 Pro/E 来建立三维模型, 然后将三维模型转化为相应的数据文件

导入到计算软件中。整个计算区域包括进水段、首级叶轮、次级叶轮和导叶区域。

2.2 网格划分

网格的划分利用 NUMECA 的 AutoGrid 模块完成，并使用 IGG 模块搭接成整体计算网格。图 2 是计算区域网格图，采用了结构化网格，这种网格的生成速度较快，生成质量也较高。由于整个计算区域较长，且涉及到动叶和静叶之间的结合面，为控制网格质量，将复杂的计算区域划分为三部分，即进口区域及首级叶轮部分，次级叶轮部分和导叶出口区域部分。进口区域及首级叶轮部分采用 I 型网格，次级叶轮部分采用 O 型网格，导叶出口区域采用 O-H 型网格，间隙处采用蝶型网格，这样生成的网格没有负网格，且网格的正交性、长宽比和扩展比都较好，最终划分为 9 个块，网格总数为 886 497。

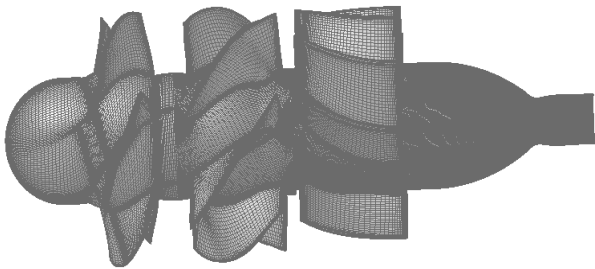


图 2 计算模型网格图

2.3 边界条件和计算方法

计算域的进口采用均匀入流条件，取值根据工况流量确定；出口给定静压；对于所有固壁采用无滑移边界条件。

本文的数值计算采用 NUMECA 的 Fine/TURBO 软件包，求解三维定常 Navier-Stokes 方程组。差分采用空间中心差分格式，时间项采用四阶 Runge-Kutta 法进行迭代求解，CFL 数取为 2.0，湍流模型采用 Spalart-Allamaras 模型。为加快收敛速度，计算中采用隐式残差光顺方法和完全多重网格技术。对流道中的叶轮旋转区域和静止区域之间定义混合面，计算时采用混合平面法，即对上游的出口参数进行周向平均后作为下游叶片的进口参数。当进出口流量的误差在 1% 以内，且残差值达到 10^{-4} 时就认为当前工况的计算已收敛。

3 计算结果及分析

根据前后叶轮的性能特性，在本研究中分别针

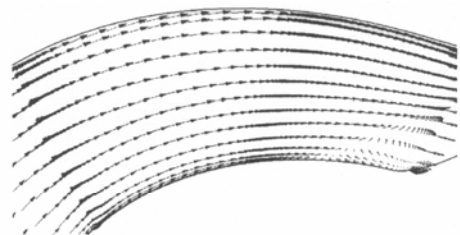
对表 2 所示的工况进行了计算。其中工况 2 是试验所得的前后叶轮的最佳流量工况。

表 2 计算工况

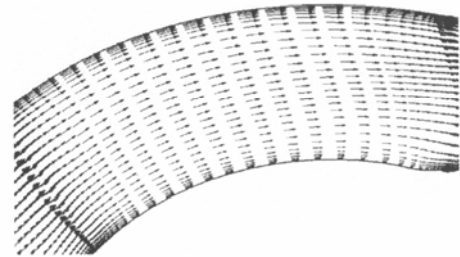
工况	1	2	3	4
流量系数 ϕ	7.97	8.68	9.07	9.96

3.1 首级叶轮计算结果分析

图 3 给出了首级叶轮不同流量时叶片表面的相对速度矢量分布图，不管在小流量($\phi=7.97$)还是在最佳流量工况($\phi=8.68$)，整体上速度分布比较均匀。从叶高方向看，随着半径的增大，相对速度也在增大。从水流形态看，压力面上的速度分布情况良好，没有出现分离；而吸力面上，其主要做功区域流动

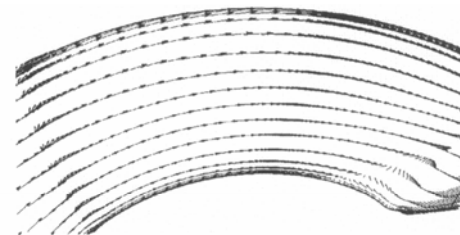


叶片吸力面

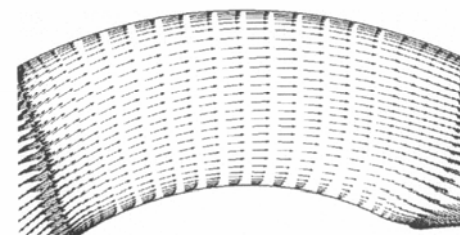


叶片压力面

(a) $\phi=7.97$



叶片吸力面



叶片压力面

(b) $\phi=8.68$ (最优工况)

图 3 不同流量时首级叶轮叶片表面的相对速度矢量分布图

情况良好,只是在叶片的尾部,发生了流动分离现象,出现了一个较小的旋涡。

为了进一步说明首级叶轮的特性,图 4 对比了基于数值计算结果预测的首级叶轮性能与试验所得单级泵级性能。图 4 中,横轴为流量系数 ϕ ,左侧纵轴为扬程系数 ψ ,右侧纵轴表示效率 η ,其定义分别为^[19]

$$\phi = \frac{1000Q}{nD^3} \quad (1)$$

$$\psi = \frac{H}{n^2D^2} \quad (2)$$

$$\eta = \frac{\rho gQH}{\omega T} \quad (3)$$

式中 Q ——流量

n ——泵级转速

D ——叶轮直径

H ——扬程

ρ ——水的密度

ω ——叶轮角速度

T ——液流作用于叶轮的转矩

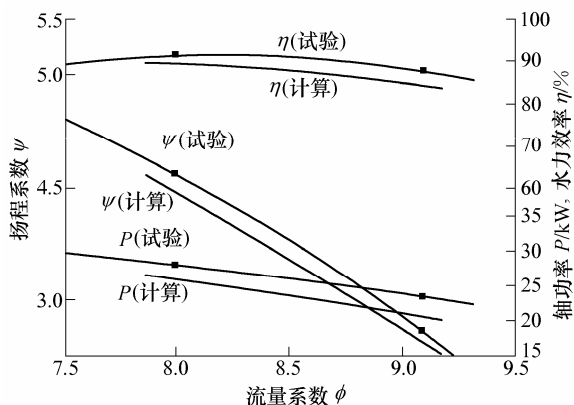


图 4 首级叶轮和单级泵级的性能曲线对比

泵的实际扬程可由式(4)计算得出^[19]

$$H = \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{P}{\rho g} \right)_i / N + \sum_{i=1}^n \left(\frac{V^2}{2g} \right)_i / N \right]_{\text{out}} - \left[\sum_{i=1}^n \left(\frac{P}{\rho g} \right)_i / N + \sum_{i=1}^n \left(\frac{V^2}{2g} \right)_i / N \right]_{\text{in}} \quad (4)$$

式中 p 为压力值, V 为绝对速度, N 为进、出口断面的节点数。

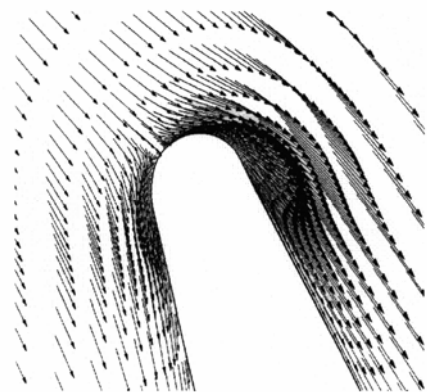
从图 4 可看出,采用普通轴流泵的叶轮做为串列泵的首级叶轮的扬程、功率、效率随流量的变化与单级轴流泵具有相同的变化趋势,但其性能全都

低于单级泵级的性能。说明在串列泵中,首级叶轮的内部流动及其特性和普通轴流泵基本相同,但是由于其出口的流动将受到次级叶轮的影响,比如静压强的变化,将直接影响叶片出口压力梯度的变化。

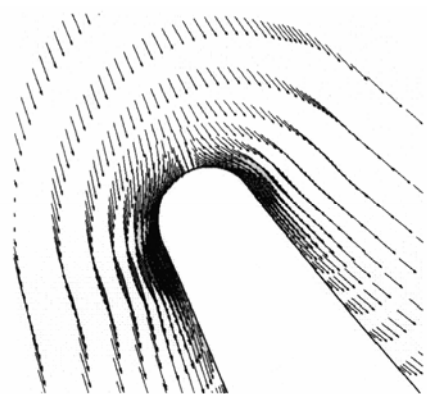
3.2 次级叶轮计算结果及分析

3.2.1 叶片偏转角对性能的影响

如前所述,根据无冲击入流条件,次级叶轮的安放角改变了 12° 。图 5 对比了设计流量下次级叶轮在普通轴流泵安放角和扭转 12° 后叶片进口边的相对速度分布情况。图 5a 是原叶片安放角的情况;图 5b 是当叶片扭转 12° 后的进口速度分布。



(a) 原叶片安放角(70%叶高)



(b) 叶片扭转 12° (70%叶高)

图 5 设计流量下叶片进口的相对速度分布

从图 5a 中明显可以看出,在原安放角条件下,次级叶轮进口液流产生了较大的负冲角,在压力面头部产生了脱流现象,形成了一漩涡流动区域;由图 5b 可以发现,当将叶片安放角扭转了 12° 后,由于该扭转角是根据叶高 70% 处的速度三角形计算得到的,因此在进口处液流角和叶片的进口角取得了非常好的一致。在上述两种情况下,分别预测了次级叶轮在不同流量下的扬程特性,如图 6 所示。

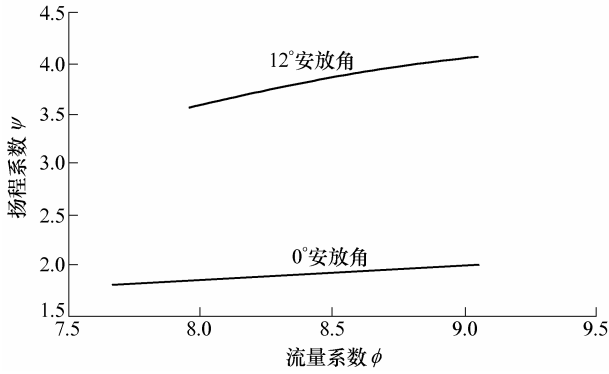


图6 次级叶轮在不同流量下的扬程特性

表3 最优流量时不同叶片扭转角的计算结果

参数	叶片扭转角 $\Delta\beta_0/(\circ)$		
	10	12	14
进口速度 $V_{in}/(m \cdot s^{-1})$	8.748	8.735	8.736
进口压力 p_{in}/Pa	47 182.5	42 036.2	38 451.4
出口速度 $V_{out}/(m \cdot s^{-1})$	11.4	11.6	11.9
出口压力 p_{out}/Pa	84 221.9	88 613.8	81 053.9
扬程系数 ψ	3.44	4.11	4.07

可以发现，叶片的扭转对次级叶轮的做功能力具有重大的影响。当叶片没有扭转时，叶轮的做功能力很差且其扬程基本不随流量的增加而增加，但当叶片扭转 12° 后，叶轮的做功能力得到了充分的发挥。为了进一步说明扭转角的影响，表3给出了在最优流量下不同叶片扭转角下的计算结果。其中进口速度、压强和出口速度及压强均采用了周向平均值。可以发现，在最优流量下，叶片扭转角的变化对次级叶轮的扬程具有显著的影响。在以70%叶高处的速度三角形分析的叶片扭转角(12°)能够获得最大的扬程，说明文献[5]提出的以70%叶高处的断面作为特征断面的建议是合理的。同时可以发现，叶片角度的调整对进出口速度的影响不如对压力场的影响大，这是下一步的研究需要关注的。

3.2.2 次级叶轮叶片表面的速度分布

图7给出了最优工况时，次级叶轮叶片压力面和吸力面上的速度矢量分布。对比图3给出的首级叶轮叶片表面的速度矢量分布，可以发现尽管是在最优工况条件下，无论是叶片的压力面还是吸力面速度的分布都不是很均匀，在叶片的压力面上在出口靠近轮毂有一低速区域，在叶片的吸力面也有类似的状况，由于这一低速区域的存在，叶片表面的流动，如图中速度方向所示，有一个向轮缘方向偏转的趋势。对比吸力面和压力面上的速度大小，可以发现在次级叶轮中吸力面和压力面速度大小的差远远大于首级叶轮，这是因为次级叶轮是在首级叶

轮产生的流动环量下工作，叶片具有大的安放角。总之，对比前后级叶轮内的流动状态可以发现，次级叶轮内的流动已发生了非常大的变化，如何应对这种变化，是设计过程中应注意的问题。

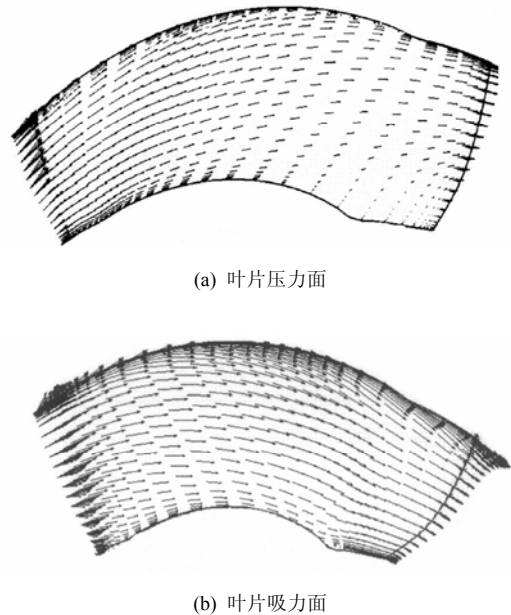


图7 $\phi = 8.68$ (最优工况)时次级叶轮叶片压力面和吸力面的速度矢量分布

3.3 前后叶轮间的流动状态

为了说明前后叶轮间的流动状态，图8给出了在叶高70%处截取的圆柱面上前后叶轮叶栅在不同流量下的流动状态。由于叶片的扭转是针对该叶栅流动的状态进行的，可以发现在不同工况尤其是设计工况下，前后叶轮在该叶栅面上的流动速度的还是比较均匀的，说明根据速度三角形来处理前后叶轮的叶片安放角是一种可以接受的设计方法。同时应该指出的是由于该计算中在前后两级叶轮中间采取了混合面的前后叶轮流场计算的耦合方法，虽然从平均的角度可以认为前后叶轮的流动是连续的，但无法捕捉前后叶轮瞬间的流动状态，以至于当对比图中不同流量下的前后叶轮间的流动状态时，无法获得更多细微的变化。

3.4 性能预估

为了进一步说明串联轴流泵的特点，基于上述流场计算的结果，得到了计算串联泵在不同流量工况的扬程、效率和功率，得出串联式轴流泵级的外特性曲线。为了比较串联泵与普通双级轴流泵的特性，将用来计算的两个单级泵级的试验结果在去除出水弯管影响的前提下，将同一流量下的扬程相加，并将效率按功率进行加权平均获得普通双级轴流泵的外特性。

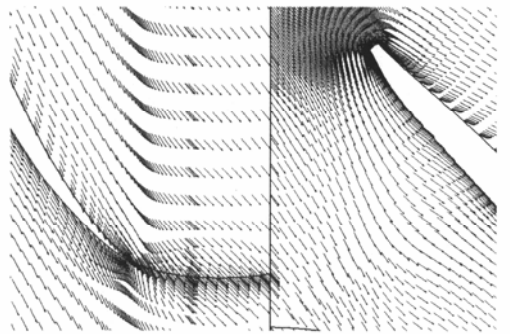
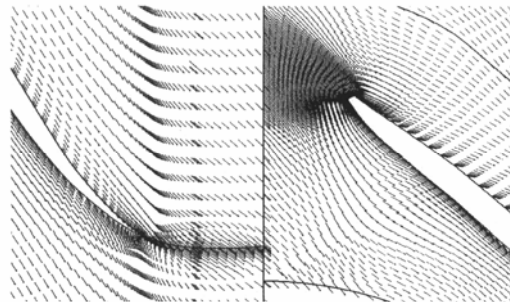
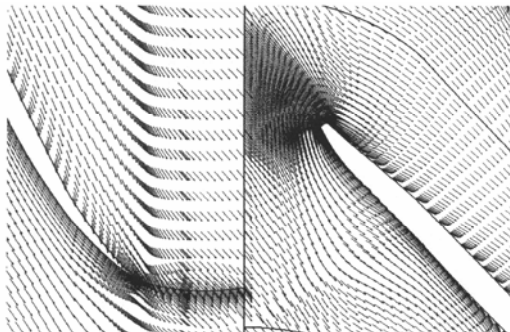
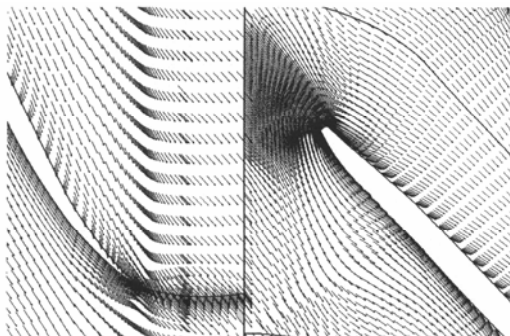
(a) $\phi=7.97$ (b) $\phi=8.68$ (c) $\phi=9.07$ (d) $\phi=9.96$

图 8 叶高 70% 处截取的圆柱面上前后叶轮叶栅在不同流量下的流动状态

图 9 比较了计算所得的串联式轴流泵和试验所得的双级轴流泵的外特性曲线。可以发现串联式两级轴流泵和普通的两级轴流泵的性能曲线形状明显不同。串联泵的效率曲线较普通轴流泵变得更加平坦, 高效区域宽广, 且高效率区向大流量偏移。流

量—扬程曲线也变得非常平坦, 最大的变化发生在流量和功率的关系上, 不同于一般轴流泵的轴功率随流量的增大而减小的特性, 串联式轴流泵的功率曲线变得非常平坦, 且具有随流量增大而增大的趋势。应该指出的是, 文献[17]的试验也得到了类似的结果。图 9 的对比也表明采用普通轴流泵串联所得到串联式泵的扬程和功率在小流量和设计流量的范围内均低于普通的轴流泵, 再由图 4 所示的首级叶轮的特性, 可知虽然通过速度三角形的分析, 进行叶片扭转使得从前叶轮流出的水流以并不明显增大的流动损失通过第二级叶轮, 但第二级叶轮的做功能力还远远没有发挥出来, 使得通过简单的串联所获得的串联泵的性能还低于普通双级轴流泵, 这揭示了进一步研究串联泵内的流动机理, 建立前后叶轮一体化设计方法的必要性。

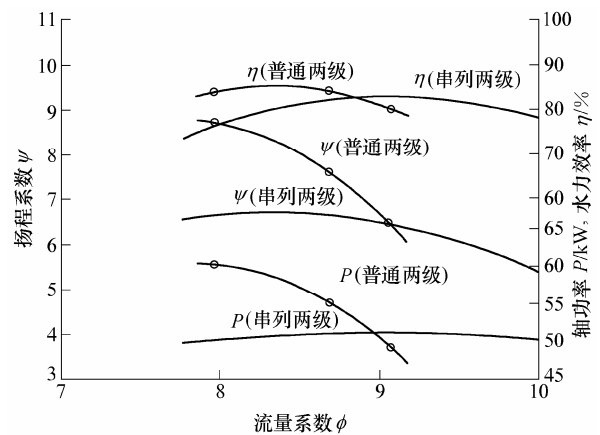


图 9 串联式轴流泵级与试验所得双级轴流泵级外特性曲线对比图

4 结论

(1) 串联式轴流泵和普通的轴流泵具有明显不同的能量特性。其流量—扬程和流量—效率曲线变化非常平缓, 高效区宽广。功率不再随流量的增大而减小。

(2) 首级叶轮内的流场和一般轴流泵基本相同, 由于其扬程要低于后面安装导叶时的情况, 说明次级叶轮的流场也在影响着首级叶轮。次级叶轮的内部流场和不同轴流泵叶轮具有明显的不同, 主要表现在压力面和吸力面的流速差值加大。

(3) 首级叶轮的液流角和次级叶轮叶片安装角的耦合对于串联泵的特性具有重要的影响。在进行叶片扭转时可以采用叶高 70% 的平面叶栅的分析结果。

(4) 这种简单串联的串联泵级的次级叶轮的做功能力远远没有发挥出来, 是导致串联式轴流泵级

的总扬程要小于两级叶轮单独工作时所提供的扬程之和的主要原因。

参 考 文 献

- [1] 王立祥. 船舶喷水推进[J]. 船舶, 1997(3): 45-52.
- [2] 魏晓巍. 喷水推进器[J]. 船舶, 1998(4): 39-41.
- [3] 唐宏芬, 张梁, 吴玉林. 双级轴流泵内部三维紊动流场的CFD分析[J]. 工程热物理学报, 2003, 24(3): 423-425.
- [4] 王立祥, 施丹. 两栖装甲车辆海上高速航渡技术初探[J]. 船舶, 1999(6): 11-16.
- [5] 王立祥, 傅建. 关于喷水推进串联式轴流泵叶轮参数选择与计算的探讨[J]. 船舶, 2003(6): 47-51.
- [6] 张敏弟, 王国玉, 鲁君瑞, 绕水翼初生空化涡的实验观测[J]. 力学学报, 2006, 38(4): 547-552.
- [7] 王国玉, 张美红, 刘淑艳, 等. 斜流式喷水推进器内部三维紊流流动的数值模拟与性能分析[J]. 北京理工大学学报, 2004, 24(8): 667-670.
- [8] 张震, 王国玉, 刘淑艳, 等. 轴流式喷水推进器泵级内部流场的数值计算[J]. 工程热物理学报, 2005, 26(3): 432-434.
- [9] 张震, 王国玉, 张晓英. 喷水推进器斜流模型泵级内部流场与性能的研究[J]. 兵工学报, 2005, 26(5): 588-591.
- [10] 张晓英, 王国玉, 余志毅, 等. 基于数值计算的斜流泵性能改进[J]. 工程热物理学报, 2006, 27(5): 772-774.
- [11] WENNERSTROM A J. Highly loaded axial flow compressors: history and current developments[J]. ASME J. of Turbomachinery, 1990, 112(3): 567-570.
- [12] SAHA U K, ROY B. Experimental investigations on tandem compressor cascade performance at low speeds[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 1997, 14: 263-276.
- [13] BAMMEERT K, BEELTE H. Investigations of an axial flow compressor with tandem cascades[J]. Journal of Engineering for Power, Transactions of the ASME, 1980, 102(4): 971-977.
- [14] BAMMEERT K, STAUDE R. New features in the design of axial-flow compressors with tandem blades[R]. ASME Paper: n81-GT-113.
- [15] 吴国钊. 串联叶栅理论[M]. 北京: 国防工业出版社, 1996.
- [16] 孙琴, 顾蕴德, 郑淑珍. 串联螺旋桨及其设计方法[M]. 北京: 人民交通出版社, 1985.
- [17] 傅建. 喷水推进串联式轴流泵水力性能的探索与研究[D]. 上海: 上海船舶及海洋工程研究所, 2004.
- [18] 沈阳水泵研究所, 中国农业机械化科学研究院. 叶片泵设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1983.
- [19] 斯捷潘诺夫. 离心泵和轴流泵理论、设计和应用[M]. 北京: 机械工业出版社, 1980.

NUMERICAL SIMULATION OF THE PERFORMANCE OF TANDEM AXIAL FLOW PUMP

WANG Guoyu¹ CHEN Rongxin¹ YU Zhiyi¹
LIU Shuyan¹ ZHANG Zhimin²

(1. School of Mechanics and Vehicle Engineering,
Beijing Institute of Technology, Beijing 100081;

2. China Institute of Water Resources
and Hydropower Research, Beijing 100038)

Abstract: To shed light on the flow mechanisms associated with performance characteristics of a tandem pump, two axial flow impellers, which have been tested experimentally, are used to form a tandem axial flow pump model. Pro-Engineer software is used to create the 3D solid model of the pump. The internal flows and the performances of the pump are simulated numerically. The computations are performed by using NUMECA commercial software. For various working conditions, the velocity distributions in both the front and rear impellers are obtained. Based on the computational fluid dynamics (CFD) results, the performances, including the head, efficiency and shaft power of the tandem pump are predicted under different flow rates. The numerical results are compared with the experimental performances. Compared with that in the front impeller of the pump, difference between the velocities on the pressure and suction surfaces of the rear impeller is large. The tandem axial flow pump has unique performances which are different from a conventional axial flow pump obviously. The operating range with higher efficiency becomes wider and the optimum operating condition is attained at higher flow rate. The shaft power does not decrease with the increasing of the pump flow rate. To address the interactions between the front and rear impellers, the performance of the pump also predicted in different blade angles of the rear impeller. The results show the changes of the blade angle can sufficiently affect the pump performances.

Key words: Tandem axial flow pump

Numerical simulation Flow characteristics

作者简介: 王国玉, 男, 1961年出生, 教授, 博士研究生导师。主要从事高速水动力学及水力机械的研究。

E-mail: wangguoyu@bit.edu.cn