大出口角叶轮离心泵输送粘油性能计算

李 文 广
(兰州理工大学 能源与动力工程学院,甘肃 兰州 730050)

摘 要:采用FLUENT计算了44°大出口角叶轮离心泵输送水和粘油的水力性能,通过研究叶轮理论扬程、滑移系数、水力损失系数等重要参数,重点研究了液体粘度对泵水力性能的影响,并将计算的泵扬程和效率与试验数据进行了对比.分析了"扬程突升"现象和叶轮理论扬程曲线出现驼峰的原因.结果表明,计算的泵扬程和效率与试验值仅能部分吻合.虽然能够预测出"扬程突升"现象,但是不能象试验那样在较宽粘度范围内得到维持.小流量工况的蜗壳与叶轮的强烈作用是叶轮理论扬程出现驼峰的原因.增加叶片出口角会使各个工况下的蜗壳和小流量下叶轮水力损失加大,但大流量下叶轮水力损失下降.

关键词:离心泵;叶轮;蜗壳;粘度;性能;计算流体力学
中图分类号:HT311 **文献标志码**:A **文章编号**:1005-6254(2009)05-0291-06

Performance computations of centrifugal pump with large blade discharge angle for handling viscous oils

Li Wenguang
(School of Energy and Power Engineering, Lanzhou Technological University, Lanzhou, Gansu 730050, China)

Abstract: Hydraulic performance of centrifugal pump with a large blade discharge angle of 44°was investigated numerically with FLUENT when both water and viscous oils were used as working fluids. Attention was paid on the effect of liquid viscosity on the pump performance through examining several critical variables, such as impeller theoretical head, slip factor, hydraulic efficiency and hydraulic loss coefficient etc. Moreover, the computed pump head and efficiency were compared with the experimental data. The causes for the "sudden-rising head effect" and the peak onset on the impeller theoretical head curve at a low flow rate were clarified. It shows that a partial agreement between CFD simulations and experiments is achieved for the pump head and efficiency. Although the "sudden-rising head effect" onset is well predicted, unlike that in the experiments, it cannot persist in a wide range of liquid viscosity. The substantial interaction between volute and impeller at a low flow rate gives rise to the peak occurrence in the impeller theoretical head curves. The increased blade discharge angle results in the increasing hydraulic losses in the volute at the whole working condition and in the impeller at the low flow rate, but decreasing losses in the impeller at the high flow rate.

Key words: centrifugal pump; impeller; volute; viscosity; performance; CFD

文献[1]采用了CFD程序FLUENT计算了叶片出口角为20°的离心泵输送水和3种不同粘度的粘油时泵的水力性能和内部流动,提出了分析离心泵叶轮和蜗壳内水力损失的推算方法.重点研究了各种流道表面粗糙度下液体粘度泵水力性能的影响,并将计算结果与试验数据进行了对比.为了进一步

收稿日期:2008-07-28
作者简介:李文广(1964—),男,辽宁兴城人,教授(liwg40@sina.com),主要从事泵水动力学和生物流体力学研究.

万方数据

确认已经取得的结果,笔者继续采用 FLUENT 计算另一个叶片出口角为44°的试验用离心泵输送水和3种不同粘度的粘油时泵的水力性能和内部流动,旨在从理论上研究大出口角离心泵输送粘油时水力性能的变化规律以及出口角对泵水力性能的影响情况,进一步确认 CFD 计算离心泵输送粘油时水力性能的有效性.

1 计算模型

1.1 流体域

计算用模型泵为文献[2-10]中的试验用离心泵.该泵为单级、单吸悬臂式蜗壳离心泵.其比转速为93,设计流量为 25 m^3/h、扬程为 8 m、转速为 1 450 r/min.叶片数 $Z=4$ 枚,叶片出口角 $\beta_2=44°$,叶片包角为90°,叶片出口宽度 $b_2=18$ mm.叶轮进口直径为 62 mm,出口直径为 180 mm.蜗壳基圆直径为190 mm,蜗壳宽度为40 mm,蜗壳出口管直径为50 mm,蜗壳断面为矩形.图1是大出口角叶轮(B)与文献[1]的20°小出口角叶轮(A)的叶片形状对比.除非特别说明,后面的计算结果都是针对大出口角叶轮(B)的.

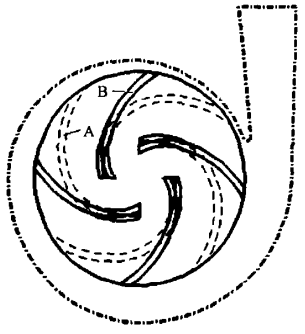


图1 大出口角叶轮(B)与小出口角叶轮(A)的叶片形状对比

Fig. 1 Comparison of blade shape of impellers with large (B) and small (A) outlet angles

与文献[1]相似,建立由吸入管、叶轮和蜗壳组成的模型泵流体域模型.在不同流体域之间设置滑移面.采用多参照系下的定常法计算叶轮与蜗壳相互作用.没有考虑叶轮盖板外侧与泵壳体之间的两个空腔.第一个是静止的吸入管流体域;第二个是旋转的叶轮流体域;第三个是静止的蜗壳流体域.叶轮轴向基准面为位于叶片出口宽度中央的轴垂面.叶轮进口设在距离基准面上游 35 mm 处,在该处设有吸入管-叶轮动静滑移面.在叶轮出口外面半径为92.5 mm 的圆柱面上设有叶轮-蜗壳动静滑移面.文献[1]证实,可以采用从隔舌量起到叶片1工作面末端的圆周角 θ 来表示两者之间的相对位置,并且 $\theta=45°$ 时的性能曲线与各个不同位置的性能数据平均值所在曲线接近.故笔者仅计算了 $\theta=45°$ 时泵的水力性能,并用之代表泵的平均水力性能.

1.2 液体物理参数

模型泵输送的液体有4种,即水、油1、油2和油3.20 ℃时,它们的密度和运动粘度值分别见表1.20 ℃时,这些液体都是牛顿流体.

表1 液体物理参数

Tab. 1 Physical properties of working liquids

液体	水	油1	油2	油3
密度 ρ/(kg/m³)	1 000	839	851	858
运动粘度 ν/(mm²/s)	1.00	24.47	48.48	60.70

1.3 计算工况与流动模型

一共选取13个计算工况点来覆盖泵整个流量工作范围 1~11 L/s.认为模型泵输送的液体是不可压的,在任何工况下泵内部流动都是三维紊流流动,时均化后的流动是定常的.流动满足时间平均连续方程和 Navier-Stokes 方程.采用标准 $k-\varepsilon$ 紊流模型描述紊流流动.采用非平衡固体壁面函数来计算沿壁面法向存在压力梯度的边界层对主流流动的作用.

1.4 数值计算方法

选用了求解定常、不可压的三维紊流流动的最常用的数值计算方法(SIMPLE).选择非结构化网格——四面体划分流体域.当网格数达到103万个时(吸入管17万个、叶轮33万个、蜗壳53万个),计算的性能曲线不再变化.本文后面给出的结果均是在该网格数下得到的.

计算时,压力、速度、紊流动能和耗散率的松弛系数分别取0.3,0.5,0.8和0.8.无量纲收敛残差都取为 1.5×10^{-4},对应的泵进、出口质量流量之差约为 9.72×10^{-5} kg/s.

1.5 边界条件与粗糙度设置

在与流体接触的湿润固体边界上,流体满足无滑移条件.在吸入管入口,流体绝对速度是均匀的,只有轴向速度分量,其值由给定的流量和吸入管内径确定.对一般砂型铸造表面 $Ra=12.5\sim50$ μm.实际分别取 $Ra=0$,50和100 μm.对应的等价砂粒粗糙度 $k_s=6\,Ra$,$k_s=0$,300和600 μm.粗糙度系数 $C=0.75$.

万方数据

2　结果与讨论

2.1　叶轮水力性能

叶轮理论扬程 H_i 为叶轮出口的液体总能头的质量平均值与叶轮进口的液体总能头的质量平均值之差. 水力效率定义为叶轮理论扬程与叶轮产生该扬程所消耗的功率所对应的扬程之比，该扬程为

$$H_{th} = \frac{\eta_v M_n \omega}{\rho g Q}$$

式中 Q 为泵流量；g 为重力加速度；ω 为叶轮旋转角速度；η_v 为泵容积效率，据文献[2]的试验数据，估算 $\eta_v = 0.875$. 与文献[1]不同的，这里 M_n 为叶片和叶轮盖板内侧作用于液体的总扭矩，由 CFD 计算得到.

图2为叶轮理论扬程 H_i、叶轮水力效率 η_{hi}、水力损失系数 ξ_i 和叶轮滑移系数 σ 随流量的变化曲线. 湿润壁面粗糙度 $Ra = 50$ μm. 作为参考，图2中还画出了 Wiesner 和 Stodola 滑移系数以及分别对应的一元无粘性叶轮理论扬程. 滑移系数的定义和计算见文献[1]. 图中的叶轮水力损失系数 ξ_i 定义为叶轮水力损失 Δh_i 与叶轮圆周速度对应的速度头之比，$\xi_i = \frac{g\Delta h_i}{u_2^2}$. 三元(3D)粘性流体叶轮理论扬程与一元(1D)无粘性叶轮理论扬程出现了很大差异. 粘性流体叶轮理论扬程不再随流量的减小而一直升高，而是在流量等于 5 L/s 处，出现最大值，即出现"驼峰". 三元粘性流体叶轮理论扬程与基于 Wiesner 滑移系数的一元无粘性叶轮理论扬程十分接近，而与基于 Stodola 滑移系数的理论扬程相差比较远. 因此，Wiesner 滑移系数比 Stodola 滑移系数可能更适合数量少，出口角较大的后弯叶片. 由于粘性流体叶轮理论扬程与流量不再是线性关系，所以由粘性流体叶轮理论扬程计算的滑移系数不再是与流量无关的常数，而是随流量而变化. 在大流量和小流量工况下，滑移系数值比较大.

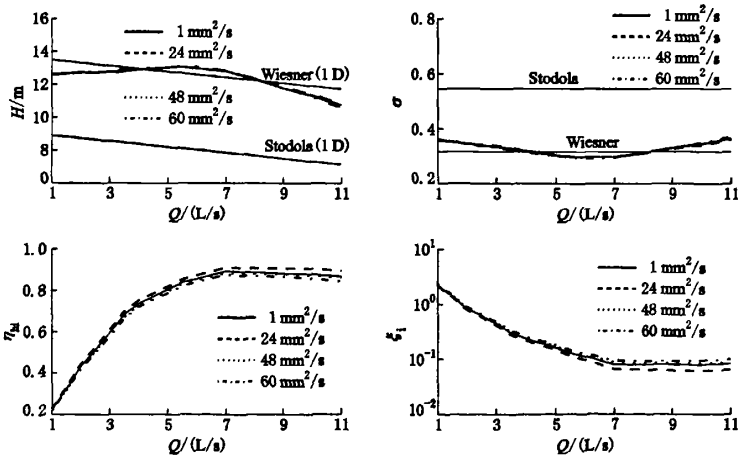


图2　叶轮理论扬程、滑移系数、水力效率和水力损失系数随流量的变化曲线

Fig. 2　Impeller theoretical head, slip factor, hydraulic efficiency and hydraulic losses in terms of flow rate

叶轮水力效率最高点位于 $Q = 7$ L/s 处，最高水力效率接近 90%. 当流量减小时，叶轮内部流动出现的较强旋涡以及过大的正冲角，致使水力损失系数迅速增大，$Q = 1$ L/s 处的水力损失系数大约是最小水力损失系数的25倍. 当流量大于7 L/s时，水力损失系数随流量的增大略有增大. 叶轮水力效率和水力损失系数也随液体粘度而变化. 总体上，水力效率随液体粘度而增大. 当 $\upsilon = 24$ mm²/s，流量大于7 L/s时，水力效率比 $\upsilon = 1$ mm²/s 的还高，叶轮水力性能比输送水时还好，性能得到改善.

2.2　泵水力性能

图3表示泵的扬程 H、水力效率 η_h、蜗壳水力损失系数 ξ_V 和泵的总水力损失系数 $(\xi_V + \xi_i)$ 随流量的变化曲线. 壁面粗糙度为 50 μm. 蜗壳水力损失系数 ξ_V 定义为蜗壳水力损失与叶轮圆周速度对应的速度头之比，$\xi_V = g\Delta h_V / u_2^2$. 图中的符号 Exp 表示文献[2]试验测量的扬程和效率. 试验扬程随流量下降速度比计算的快，两者不完全吻合，最大误差为22%. 计算的扬程下降斜率比试验扬程的斜率小. 可能由蜗壳实际几何尺寸与图纸尺寸可能不符，特别

万方数据

是蜗壳喉部面积所致. 另外,当 Q = 4 L/s时,计算的泵扬程曲线出现驼峰,但试验扬程并没有驼峰,两者出现不一致. 根据从试验数据估算的叶轮圆盘摩擦损失和容积效率以及 CFD 计算的泵水力效率,可以得到泵的效率. 除粘度 24 mm^2/s 情况外,计算的泵效率均比试验泵效率低 2% ~3%. 试验表明,尽管个别高粘度下泵扬程比输送水的高,但泵效率随粘度的增高而下降,并不出现升高. 而计算的泵效率在此粘度下出现升高,试验和计算结果出现了不一致. 这可能与忽略叶轮外侧的流动有关.

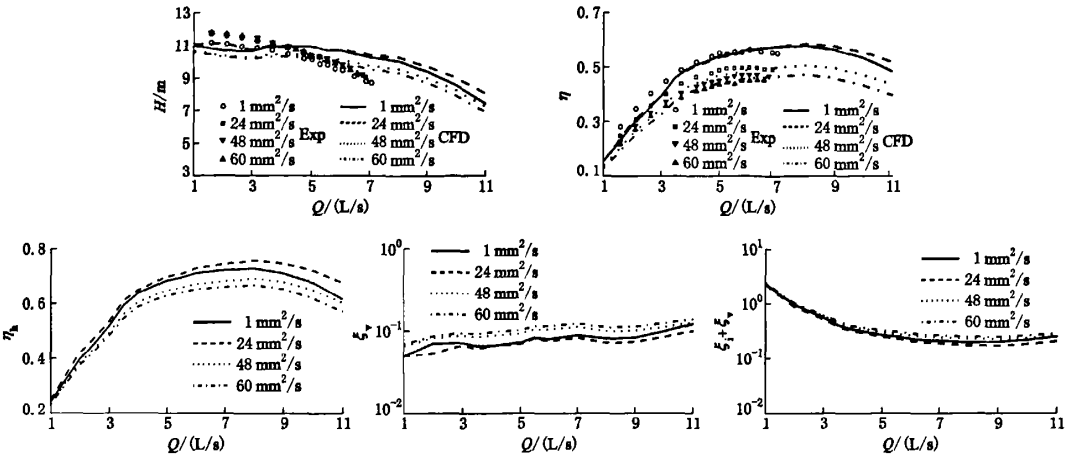


图3 泵的扬程、效率、水力效率、蜗壳水力损失系数和泵总水力损失系数随流量的变化曲线

Fig. 3 H, η, η_h, ζ_v, $\zeta_i+\zeta_v$ in terms of flow rate

泵最高水力效率均低于75%,蜗壳使泵水力效率至少降低 15%. 与叶轮水力损失系数不同,蜗壳水力损失系数随流量增加而增大,当流量从 1 L/s 增加到 11 L/s 时,蜗壳水力损失系数大约是小流量的 1.8 倍. 泵的总水力损失系数在流量 Q = 7 L/s 附近最小. 当流量减小时,叶轮和蜗壳总水力损失系数剧烈增大;当流量增加时,总水力损失系数缓慢增长. 小流量工况,叶轮的水力损失是主要的;大流量工况,蜗壳的水力损失是主要的. 当 Q = 7 L/s 时,蜗壳水力损失是叶轮的 1.8 倍;而当 Q = 1 L/s 时,两者水力损失相等. 因此,对于出口角较大的叶轮,降低蜗壳水力损失对提高泵水力性能可能有利.

图3 表明,随着液体粘度的增加,泵的扬程和水力效率不断下降. 但是当 ν = 24 mm^2/s 时,扬程和水力效率却比粘度 ν = 1 mm^2/s(水)的还高. 表明大出口角叶轮的泵内也存在"扬程突升"现象. 文献[2]的试验表明,液体粘度增加到 24 ~60 mm^2/s 时,泵扬程都比输送水的高,"扬程突升"现象在这个粘度范围内一直维持,而计算的扬程仅在粘度 24 mm^2/s 的时候存在. 计算结果不能完全重复试验现象. 因此,流动计算模型还有待于改进. 与文献[1]的结果类似,当粗糙度 Ra = 0 μm,计算的扬程随粘度的升高而连续下降,不出现"扬程突升"现象. 但是,当粗糙度 Ra = 100 μm 时,"扬程突升"现象又出现. 因此,泵扬程"扬程突升"现象与流道内表面的粗糙度有密切关系.

2.3 扬程突升现象的原因

图4 给出了叶轮和蜗壳内表面作用于液体的平均摩擦阻力系数随流量的变化曲线. 平均摩擦阻力系数的定义见文献[1].

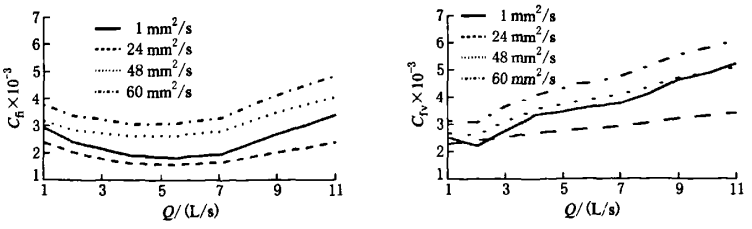


图4 叶轮和蜗壳平均摩擦阻力系数随流量的变化曲线

Fig. 4 Impeller and volute averaged skin friction coefficients as a function of flow rate

万方数据

图 4 表明，叶轮和蜗壳平均摩擦阻力系数与流量的关系曲线不同，但两者数值大小接近. 叶轮摩擦阻力系数在流量等于 5 ~ 7 L/s 处有最小值，蜗壳摩擦阻力系数则随流量缓慢增加. 当液体粘度增加时，摩擦阻力系数也增大，但是当粘度为 24 mm^2/s 时，叶轮摩擦阻力系数在整个流量范围内，蜗壳摩擦阻力系数从流量 2.5 L/s 开始小于粘度为 1 mm^2/s (水)时的摩擦阻力系数. 摩擦阻力系数的减小意味着摩擦水力损失的下降. 这时候，泵性能就表现出扬程的提高和水力效率的增加. 因此，“扬程突升”现象是由叶轮和蜗壳摩擦阻力损失减小造成的.

2.4　叶轮理论扬程出现驼峰的原因

叶轮理论扬程出现驼峰的主要原因是小流量处动扬程太小所致. 而动扬程太小主要是由叶轮出口液体绝对速度的圆周分速度太小所致. 虽然粘度对势扬程和动扬程的大小有一定影响，但对驼峰的大小没有太大的影响.

2.5　叶轮出口角的影响

图 5 表示当 Ra =50 μm，υ =1，60 mm^2/s 时，分别安装小出口角叶轮(A)和大出口角叶轮(B)时，泵的水力效率 η_h、水力损失系数($\xi_i + \xi_v$)、叶轮表面平均摩擦阻力系数 C_{fi} 和蜗壳表面平均摩擦阻力系数 C_{fv} 随流量 Q 的变化曲线. 大出口角叶轮的最优工况流量明显高于小叶轮出口角. 当 υ = 1 mm^2/s 时，在最优工况附近(Q = 6 L/s)，小出口角叶轮的离心泵水力效率高于大出口角叶轮的泵. 然而，当粘度增加到 60 mm^2/s 时，小出口角叶轮离心泵水力效率低于大出口角叶轮的泵，且流量越大，水力效率比小出口角叶轮离心泵高出越多. 这个计算结果与文献[2]的试验结论完全一致. 说明 CFD 较好地反映了液体粘度对泵性能的影响. 泵内部水力损失的变化与水力效率完全对应.

与小出口角叶轮相比，大出口角叶轮对应的平均摩擦阻力系数明显大于小出口角叶轮，说明叶轮出口角的增加会加大蜗壳水力损失. 但是大出口角叶轮的平均摩擦阻力系数在小流量下高于小出口角叶轮，在大流量下小于小出口角叶轮. 这表明，大出口角叶轮低粘度下效率低于小出口角叶轮而高粘度下效率高于小出口角叶轮是由叶轮表面平均摩擦阻力系数特殊的变化规律造成的.

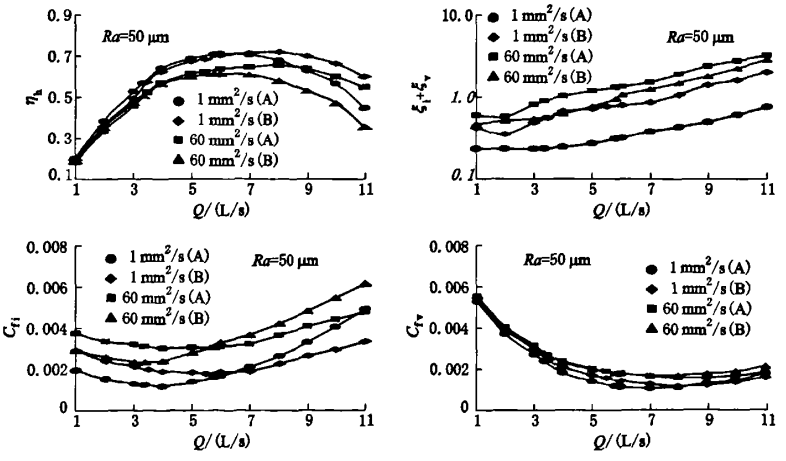


图 5　泵的水力效率、水力损失系数、叶轮和蜗壳表面平均摩擦阻力系数变化曲线

Fig. 5　Hydraulic efficiency and loss coefficient, averaged impeller and volute skin friction coefficients in pump

3　结　论

采用 FLUENT 计算了大出口角离心泵输送水和粘油时的水力性能，并将扬程和泵效率与试验结果进行了对比. 重点考察了液体粘度对叶轮和蜗壳水力性能的影响. 定量地讨论了叶轮理论扬程、水力效率、水力损失系数等重要性能参数随粘度的关系. 分析了泵“扬程突升”现象和叶轮理论扬程出现驼峰的存在原因以及叶轮出口角对水力性能的影响. 结果表明，CFD 计算结果确实能刻画泵内部水力损失等参数随粘度的变化规律以及出口角对泵水力性能的影响，同时，蜗壳对叶轮出口附近流动的影响也能得到较准确的反映. 另外，虽然能够预测出“扬程突升”现象，但是该现象不能像试验那样在较宽粘度范围内维持，计算的泵扬程和效率与试验值也不能

万方数据

完全吻合.特别是不同粘度下,蜗壳形状的变化、喉部面积的改变以及流动模型的变化对泵性能影响的CFD计算还有待进一步考察.

参考文献(References)

[1] 李文广.离心泵输送粘油的性能计算[J].排灌机械,2008,26(4):1-7.
Li Wenguang. Performance computations of centrifugal pump handling viscous oils[J]. *Drainage and Irrigation Machinery*, 2008, 26(4): 1-7. (in Chinese)

[2] 李文广,胡泽明.离心高粘油泵性能试验[J].流体机械,1997,25(2):3-8.
Li Wenguang, Hu Zeming. Experiments on performance of centrifugal highly viscous oil pump[J]. *Fluid Machinery*, 1997, 25(2): 3-8. (in Chinese)

[3] 李文广,胡泽明.离心泵叶轮内部二维紊流时均流动测量[J].水泵技术,1996(4):18-29.
Li Wenguang, Hu Zeming. Measurements of time-averaged two-dimensional turbulent flow in impeller of centrifugal pump[J]. *Pump Technology*, 1996 (4): 18-29. (in Chinese)

[4] 李文广,胡泽明.离心泵蜗壳断面内的二维紊流时均流动测量[J].水泵技术,1995(3):3-10.
Li Wenguang, Hu Zeming. Measurements of time-averaged two-dimensional turbulent flow in volute of centrifugal pump[J]. *Pump Technology*, 1995 (3): 3-10. (in Chinese)

[5] 李文广,薛敦松,朱宏武.离心泵蜗壳内部高粘油时均流动的LDV测量[J].工程热物理学报,1997,18(1):61-64.
Li Wenguang, Xue Dunsong, Zhu Hongwu. LDV measurements of time-averaged viscous oil flow in volute of centrifugal pump[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 1997, 18(1): 61-64. (in Chinese)

[6] 李文广.离心泵叶轮内部清水流动试验研究[J].水利学报,1998(11):29-32.
Li Wenguang. Experimental study on water flow in impeller of centrifugal pump[J]. *Journal of Hydraulics*, 1998 (11): 29-32. (in Chinese)

[7] 李文广,薛敦松.离心泵叶轮内部粘油流动激光测速计测量[J].机械工程学报,1998,34(6):97-101.
Li Wenguang, Xue Dunsong. LDV measurement of internal flow in impeller of centrifugal pump while handling viscous oils[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 1998, 34(6): 97-101. (in Chinese)

[8] Li Wenguang. Effects of viscosity on the performance of a centrifugal oil pump and the flow pattern in the impeller[J]. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2000, 21(2): 271-275.

[9] 李文广,薛敦松.离心泵输送粘油时叶轮内部流动测量[J].机械工程学报,2000,36(6):33-36.
Li Wenguang, Xue Dunsong. Measurement of internal flow in impeller of centrifugal pump while handling viscous oils[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2000, 36(6): 33-36. (in Chinese)

[10] 李文广,薛敦松.粘度对离心泵蜗壳内部流动的影响[J].农业机械学报,2003,34(2):30-33.
Li Wenguang, Xue Dunsong. Effect of viscosity on internal flow in volute of centrifugal pump[J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2003, 34(2): 30-33. (in Chinese)

(责任编辑 贾国方)

万方数据