

# 液力变矩器内三维非定常动静干涉流动计算

韩克非, 吴光强

(同济大学汽车学院, 上海市嘉定区 201804)

## Calculation of Three Dimension Unsteady Rotor and Stator Interaction Flow in Torque Converter

HAN Kefei, WU Guangqiang

(Automotive School, Tongji University, Jiading District, Shanghai 201804, China)

**ABSTRACT:** To study the three dimensions unsteady flow characteristics caused by interactions among pump, stator and turbine in torque converter, the turbulent flow of torque converter was simulated based on sliding mesh technique and RNG  $k-\varepsilon$  turbulence model. Then, the main features of fluid pressure in the whole flow passage of pump were observed. The simulation results show that the fluid pressures present significant fluctuations in the whole flow passage of pump. The pressure fluctuation peak values are directly proportional to radius in the invariant turbine speed and inversely proportional to turbine speed in the same radius. Furthermore, the results of spectrum analysis to pressure fluctuations obtain that with the changes of turbine speeds or radii of monitoring points, the frequency components of pressure fluctuations of monitoring points in the whole flow passage of pump are basically identical; however, the influence frequency components are different from each other in proportion.

**KEY WORDS:** torque converter; impeller; rotor-stator interaction; sliding mesh; unsteady flow

**摘要:** 为研究液力变矩器内泵轮、导轮和涡轮间动静干涉引起的三维非定常流动特性, 利用滑移网格技术和 RNG  $k-\varepsilon$  湍流模型计算液力变矩器内湍流流动, 得到泵轮全流道内流体压力的主要特征。仿真结果表明: 泵轮全流道内流体压力脉动明显; 在涡轮转速不变的情况下, 压力脉动峰值与半径成正比; 在相同半径处, 压力脉动峰值与涡轮转速成反比。此外, 由压力脉动值的频谱分析结果可知: 随涡轮转速或监测点半径变化, 泵轮全流道内各监测点压力脉动的频率成分基本一致, 但各影响频率成分所占的比例不同。

**基金项目:** 国家 863 高技术基金项目(2007AA04Z132); 上海市科委资助项目(08DZ0500900)。

The National High Technology Research and Development of China 863 Program (2007AA04Z132); The Program of Shanghai Science and Technology Commission (08DZ0500900).

**关键词:** 液力变矩器; 叶轮; 动静干涉; 滑移网格; 非定常流动

## 0 引言

液力变矩器是一种包含离心泵轮、向心涡轮和轴流式导轮的透平机械, 它是机械和液力机构的复杂耦合系统, 装有液力变矩器的动力传动系统可以使整个系统平稳起步、无级变速和变矩, 因此液力变矩器是其中的关键部件之一<sup>[1-4]</sup>。液力变矩器的流道是由内环、外环及许多叶片构成的空间。液力变矩器工作时, 由于流道的几何形状变化复杂、液体介质的黏性及其不可压缩性等, 使得液体在流道内的运动不断地发生变化。此外, 液力变矩器中泵轮、导轮和涡轮流道间相对运动的产生存在动静干涉的问题, 并且各叶轮流道内部的流动情况时刻受相邻叶轮的影响, 故其内部流动呈现为非定常的湍流特征。

为此, 国外学者对叶轮机械中动、静叶轮流道间相互干涉流动等非定常流动问题进行了大量研究, Marathe B V 等<sup>[5]</sup>采用五孔探针监测在非定常流场中涡轮等对导轮不同位置的压力影响。Dong Y 等<sup>[6]</sup>将五孔探针安装在泵轮旋转流道内监测泵轮内流场流动特征, 并分析得出各流动特征的产生机制。Kraus S O 等<sup>[7]</sup>利用激光测速仪测量不同转速下液力变矩器非定常流动的周期性速度, 分析泵轮和涡轮交界面流场周期性流动的原因。Schlienger J 等<sup>[8]</sup>通过试验测量转子叶片出口流动, 研究轴流式涡轮中涡流-尾流叶片相互干涉等非定常流动机制。Payne S J 等<sup>[9]</sup>试验研究了在发动机典型工况下高压涡轮级的非定常流动损失, 探讨转子叶片相互

干涉的影响情况。

由于透平机械非定常流动的研究对实验硬件要求非常高,国内的研究还主要局限于数值仿真分析,谢永慧<sup>[10]</sup>和刘占生等<sup>[11]</sup>计算分析了透平级三维黏性非定常流动特性以及不同工况下的离心泵叶轮上的稳态和瞬态作用力的变化规律。目前,国内对液力变矩器非定常流动研究的方法相对较少,而且尚未发现基于滑移网格技术来研究液力变矩器内动、静叶轮流道间相互干涉问题的国内外公开文献。

因此,本文借助滑移网格技术在各静止和旋转部件间引入交界面,利用 RNG  $k-\varepsilon$  湍流模型,建立了液力变矩器三维黏性非定常流动计算模型,基于该模型分析包含 2 排动叶(即泵轮和涡轮)和 1 排静叶(即导轮)的液力变矩器内动、静叶轮流道间相互干涉引起的三维非定常流场特性,以液力变矩器泵轮为研究对象,获得其所受流体压力的主要特征;同时,得到作用于泵轮随时间变化的激振力,通过频谱分析出对泵轮产生影响的主要激振力成分,为研究液力变矩器内三维非定常湍流流动规律以及叶轮的振动响应和疲劳失效提供了理论依据。

## 1 数值方法

### 1.1 控制方程和湍流模型

液力变矩器内不可压缩液体的三维非定常湍流流动可以用雷诺平均动量方程<sup>[12]</sup>描述:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}[\mu(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial u_k}{\partial x_k})] + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\overline{\rho u'_i u'_j}) \quad (1)$$

式中:  $\delta_{ij}$  为克罗内克符号,定义为  $\delta_{ij} = \begin{cases} 1, & i=j \\ 0, & i \neq j \end{cases}$ ;

$\rho$  为流体密度;  $\mu$  为流体的动力黏度;  $u_i, u_j, u_k(i, j, k=1, 2, 3)$  为流体速度;  $-\overline{\rho u'_i u'_j}$  为雷诺应力,是唯一的脉动量项,故可认为该脉动量是通过雷诺应力来影响平均运动。雷诺平均动量方程中雷诺应力是未知的,故采用 RNG  $k-\varepsilon$  双方程模型使其封闭,该模型对求解有较大曲率半径和易脱流的液力变矩器各叶轮内部流动有较好的适应性,由 Yakhov V 和 Orszag S A<sup>[13]</sup>提出,其形式如下:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}[\alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j}] + G_k - \rho \varepsilon \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j}[\alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j}] + \frac{C_{1\varepsilon}^*}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3)$$

式中:  $\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$ ;  $\mu_t = \rho C_\mu (k^2/\varepsilon)$ ;  $C_\mu = 0.0845$ ;  $\alpha_k = \alpha_\varepsilon = 1.39$ ;  $C_{1\varepsilon}^* = C_{1\varepsilon} - \frac{\eta(1-\eta/\eta_0)}{1+\beta\eta^3}$ ;  $C_{1\varepsilon} = 1.42$ ;  $C_{2\varepsilon} = 1.68$ ;  $\eta = (2E_{ij} \cdot E_{ij})^{1/2} k/\varepsilon$ ;  $E_{ij} = (\partial u_i/\partial x_j + \partial u_j/\partial x_i)/2$ ;  $\eta_0 = 4.377$ ;  $\beta = 0.012$ ;  $G_k$  为平均速度梯度变化引起的湍动能  $k$  的产生项。

在近壁区流动的处理采用加强的壁面函数法。

### 1.2 网格划分、边界条件设定及交界面处理

考虑流道内部液体流动复杂,单个流道在周期性边界条件下不能完全模拟出整体模型的效果,故采用全流道模型仿真。利用 Gambit 采用 Tet/Hybrid 体网格形式进行网格划分,划分过程中对于曲率变化剧烈的地方网格划分稠密些,如叶栅的工作面、非工作面、叶栅尖角部分以及流道的内外环,对于曲率变化平缓处,网格可适当稀疏些以达到在同等计算精度下缩短求解时间。模型中泵轮、涡轮和导轮的网格单元数分别为 779898, 601864 和 275310。

滑移网格技术通常处理周期性的问题,也可计算非周期性问题。该技术特点:计算域至少包含 2 个以上存在相对运动的子域,每个运动子域至少有一个与相邻子域连接的交界面。允许交界面相邻网格间发生相对滑动,并且网格界面上的节点无需对齐或相互重合,流动参数不经平均直接在相邻两侧节点间参数传递,可真实模拟动静区域间的干涉流动。每次迭代步后只需根据交界区的重合面计算交界面上通量,并使其相等,无须重新划分网格,减少插值工作量的同时加快计算时间。

利用滑移网格(sliding mesh)技术,泵轮的边界条件设定如图 1 所示,泵轮进、出口边界条件设为 interface,内、外环和叶片的压力面、吸力面边界条件设定为壁面 wall,涡轮和导轮的边界条件设定与此类似。

对于滑移网格模型传递数据信息的交界面,遵循设置的交界面面积先小后大的原则以降低插值

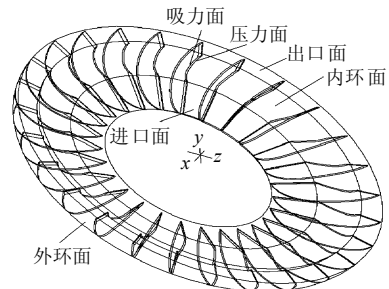


图1 泵轮计算模型边界条件设定  
Fig. 1 Boundary condition settings of pump calculation model

引起的误差，具体设定如下：1) 泵轮的进口相对导轮的出口；2) 泵轮的出口相对涡轮的进口；3) 导轮的进口相对涡轮的出口。

### 1.3 计算算法

针对本文研究的某型液力变矩器内三维非定常动静干涉流动计算，采用非定常的二阶隐式算法，取时间步长  $\tau=5 \times 10^{-4}$  s。在时间和空间上将控制方程进行离散。时间离散包括每一项在一个时间步长内不同方程的积分；空间离散为利用有限体积法将控制方程转化成可计算的代数方程，并体现到每一个计算单元上的流场参数。压力与速度的耦合采用 SIMPLEC 算法，压力项离散格式采用 PRESTO!，其他项均用二阶迎风差分格式，代数方程求解时使用亚松弛迭代，频谱分析采取快速傅里叶变换。

### 1.4 仿真与试验原始特性对比

参数设置好后，对模型进行仿真计算，得到的结果与试验对比如图 2 所示。由图 2 可知，变矩比  $T_r$ 、传动效率  $\eta$  和  $K$  因子的均方根误差分别为  $\sigma_{T_r}=0.0514$ ， $\sigma_{\eta}=0.0219$ ， $\sigma_K=2.5716$ ，仿真计算中变矩比  $T_r$  和传动效率  $\eta$  与试验的结果吻合较好，在低速比下，仿真得到的  $K$  因子与试验值有较大差别。产生的原因是试验中低速比下工况复杂，仿真计算还未考虑液力变矩器的内环泄漏、气蚀现象和仿真的随机误差等因素，进而影响叶轮的流量和力矩变化，同时也导致  $\sigma_K$  的值较大。综上，可认为仿真得到的  $K$  因子的结果是合理的，并可进一步借助该仿真方法进行液力变矩器内叶轮流道间动静干涉流动和流体激振力等研究。

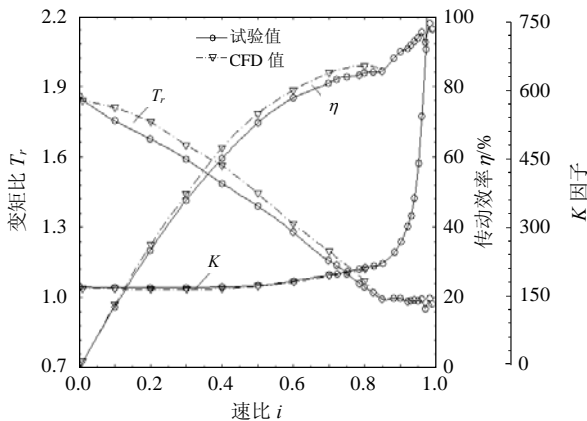


图 2 仿真与试验性能参数对比

Fig. 2 Comparison of performance parameters between simulation and test

## 2 计算结果分析

为分析液力变矩器动静干涉沿周向的变化程

度，并且液力变矩器全流道模型呈圆周对称，故以液力变矩器泵轮(即动叶)为研究对象，在半径为 85.64 mm，角度为  $0^\circ \sim 90^\circ$  范围内每隔  $10^\circ$  取一监测点，观测泵轮受到的随时间变化的流体压力脉动情况。图 3 所示为液力变矩器泵轮的压力监测点分布图，图 4 反映了在液力变矩器泵轮转速为 2 000 r/min、涡轮转速为 20 r/min，即速比  $s_r=0.01$  时各监测点压力脉动的峰值沿周向变化情况。

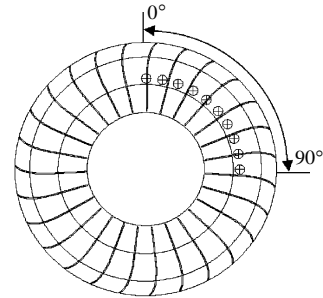


图 3 周向压力监测点分布图

Fig. 3 Distribution on the monitoring points of circumferential pressure

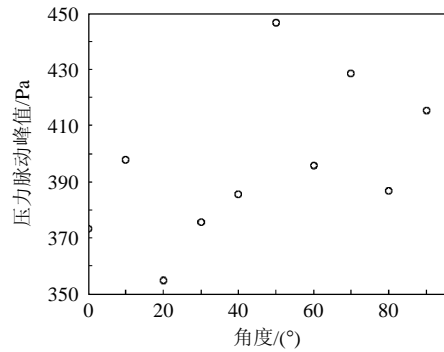


图 4 速比为 0.01 时周向各监测点压力脉动峰值变化图

Fig. 4 Variation on the pressure fluctuation peak values of circumferential monitoring points when speed ratio is 0.01

保持液力变矩器泵轮转速为 2 000 r/min，改变半径和涡轮转速的大小，计算工况下各监测点压力脉动的峰值如表 1 所示。

由图 4 可知，泵(涡轮)与导轮流道间的动静干涉对液力变矩器内流体造成不稳定流动，泵轮受到较大的压力脉动。压力脉动沿圆周方向分布并不均匀，当泵(涡轮)叶片每经过导轮叶片时，就会产生旋转叶片与静止叶片流道间的动静干涉。

由表 1 中液力变矩器涡轮转速在 800 r/min(即速比 0.4)时各点压力脉动峰值可知，泵轮所受流体压力脉动峰值是随着半径的增加而增大的，在相同半径处，各监测点压力脉动的峰值与涡轮转速(或速比)成反比。这是因为泵轮出口附近流体的动能相对进口处较大，进而动压的增加导致流体总压的增

表1 液力变矩器泵轮在0°~90°范围内的压力脉动峰值

**Tab. 1 Pressure fluctuation peak values among 0°~90° on the torque converter pump** kPa

涡轮转速/ (r/min)	半径/ mm	角度									
		0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
20	85.64	373.36	397.77	354.94	375.67	385.39	446.57	395.88	428.46	386.78	415.40
800	66.65	212.99	232.40	224.11	260.84	209.41	238.47	209.72	262.22	255.62	258.64
800	85.64	363.05	327.55	350.44	352.46	349.99	365.68	374.52	370.74	379.87	406.17
800	110.75	671.58	674.10	699.69	706.49	840.19	723.06	709.72	684.13	949.13	710.19
1 600	85.64	309.44	316.28	299.14	337.52	348.45	335.42	338.25	331.93	327.22	321.18

高，而速比的提高使泵轮内流体流量降低，相应地动能减少，最后以致流体总压的降低。此外，在各计算工况(速比 0.01、0.4 和 0.8)下，液力变矩器泵轮内流场的压力脉动峰值在 40°~90°范围内较大。由于流体压力脉动的存在，各叶轮所受到的流体压力值也随着叶轮的旋转而改变。图 5(a)和(b)分别为液力变矩器泵轮转速为 2 000 r/min、涡轮转速为 20 r/min，即速比 0.01，时间  $t=0.3605$  和  $0.4205$  s 时泵轮外环的流体总压分布。

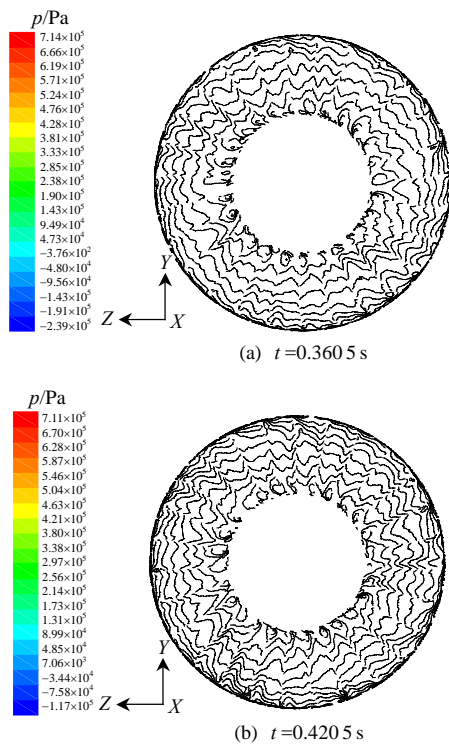


图5 泵轮外环总压分布

Fig. 5 Total pressure contour on the pump shell

图 6 所示液力变矩器泵轮转速 2 000 r/min、涡轮转速 800 r/min，半径分别为 66.65、85.64 和 110.75 mm 时，在 50°位置处的监测点压力脉动频谱图。由图 6(a)、(b)和(c)知，在同一涡轮转速下，液力变矩器泵轮内各点压力脉动的频谱差异不大，保持了很好的一致性。在流体压力的脉动中， $P_s$ 、 $T_s$ 、 $8T_s$  分别为泵轮、涡轮的转频及其倍频，该部分为

泵轮轴和涡轮轴的旋转对流体流动产生激振影响，其值分别约为 33、12 和 109 Hz，与理论分析的 33.33、13.33 和 106.67 Hz 相吻合。 $P$ 、 $T$  分别为泵轮叶片和涡轮叶片相对导轮的通过频率，即  $P=27P_s$ ， $T=25P_s$ (其中，泵轮和涡轮叶片数分别为 27 和 25)， $2(P-T)$  为  $P$  与  $T$  的通过频率之差的倍频，

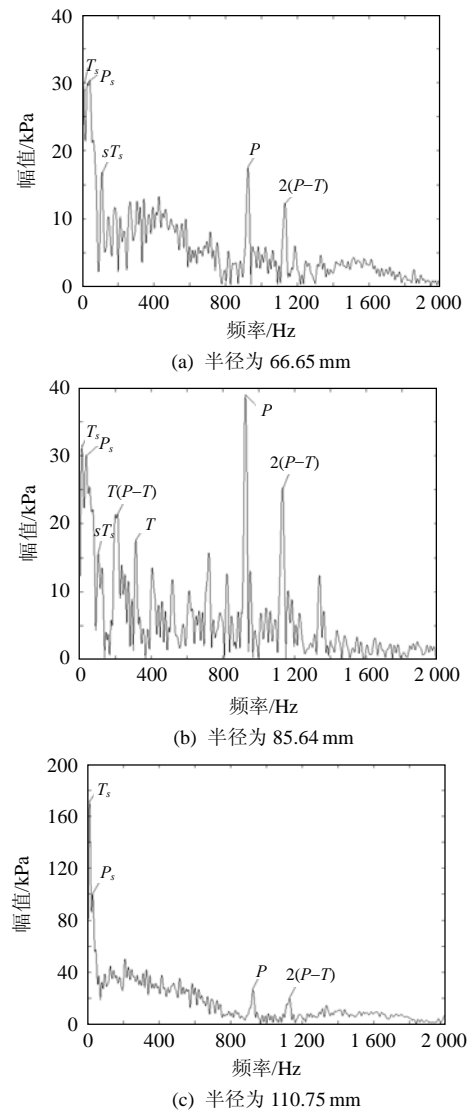


图6 涡轮转速 800 r/min，角度为 50°时的压力脉动频谱图

Fig. 6 Pressure fluctuation spectrogram when turbine speed is 800 r/min and angle is 50°

$T-(P-T)$ 为 $T$ 与 $(P-T)$ 的通过频率的差频,上述部分产生的激振力来源于液力变矩器内动、静叶轮叶片间相互干涉作用。

图7所示液力变矩器泵轮转速2000 r/min、涡轮转速1600 r/min、半径为85.64 mm时在50°位置处的监测点压力脉动频谱图。由图7可知,在高速比下,液力变矩器内对流体流动产生激振力的影响频率成分较多,其幅值最大的影响频率为 $(P-T)$ ,即泵轮叶片和涡轮叶片相对导轮的通过频率 $P$ 和 $T$ 的差频,其值约为205 Hz,与理论分析的233.33 Hz相吻合,其他与图6类似。此外,由图6(b)和图7对比知,保持泵轮转速、监测点半径和角度等参数不变,随着涡轮转速的增加,叶轮叶片对流体流动的各影响频率的大小相应地降低,范围约在1~23 kPa之间。

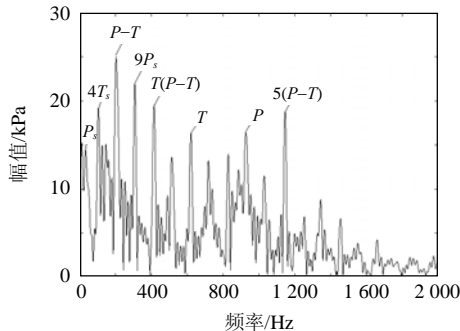


图7 涡轮转速1600 r/min、角度为50°时监测点的压力脉动频谱图

Fig. 7 Pressure fluctuation spectrogram when turbine speed is 1600 r/min and angle is 50°

### 3 结论

1) 采用SIMPLEC算法和RNG  $k-\epsilon$ 湍流模型仿真液力变矩器的非定常内流场,仿真与试验对比的结果较吻合,验证了该方法的合理性。

2) 在液力变矩器内三维非定常流动计算中,利用滑移网格技术较好地模拟出动、静叶轮流道间相互干涉等问题。仿真结果表明,动、静叶轮流道间流体压力变化明显。在涡轮转速不变的情况下,压力脉动峰值随着半径的增加而增大;在相同半径处,各点压力脉动的峰值与涡轮转速成反比。

3) 对各监测点的压力脉动值进行频谱分析,结果表明:液力变矩器泵轮全流道内的压力脉动频率成分基本一致,只是随涡轮转速或监测点半径变化,各影响频率成分所占的比例不同。

### 参考文献

[1] 韩克非, 吴光强, 王欢. 基于CFD的泵轮叶栅关键参数对液力变

矩器的性能影响预测[J]. 汽车工程, 2010, 32(6): 465, 497-500.  
Han Kefei, Wu Guangqiang, Wang Huan. Prediction of the effects of key parameters of pump impeller cascade on the performance of torque converter based on CFD[J]. Automotive Engineering, 2010, 32(6): 465, 497-500(in Chinese).

- [2] 王欢, 吴光强, 冀海燕. 超扁平化液力变矩器泵轮流场主流特征分析[J]. 江苏大学学报: 自然科学版, 2009, 30(5): 463-466.  
Wang Huan, Wu Guangqiang, Ji Haiyan. Main flow features analysis on impeller of super flat automotive torque converter[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2009, 30(5): 463-466(in Chinese).
- [3] Wu Guangqiang, Yan Peng. System for torque converter design and analysis based on CAD/CFD integrated platform[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 21(4): 35-39.
- [4] Flack R. Experimental flow fields in an automotive torque converter—an invited summary and review paper[J]. International Journal of Vehicle Design, 2005, 38(2-3): 240-258.
- [5] Marathe B V, Lakshminarayana B, Maddock D G. Experimental investigation of steady and unsteady flow field downstream of an automotive torque converter turbine and inside the stator: Part II-Unsteady pressure on the stator blade surface[J]. Journal of Turbomachinery, 1997, 119(3): 634-645.
- [6] Dong Y, Lakshminarayana B. Rotating probe measurements of the pump passage flow field in an automotive torque converter[J]. Journal of Fluids Engineering, 2001, 123(1): 81-91.
- [7] Kraus S O, Flack R, Habsieger A, et al. Periodic velocity measurements in a wide and large radius ratio automotive torque converter at the pump/turbine interface[J]. Journal of Fluids Engineering, 2005, 127(2): 308-316.
- [8] Schlienger J, Kalfas A I, Abhari R S. Vortex-wake-blade interaction in a shrouded axial turbine[J]. Journal of Turbomachinery, 2005, 127(4): 699-707.
- [9] Payne S J, Ainsworth R W, Miller R J, et al. Unsteady loss in a high pressure turbine stage: Interaction effects[J]. International Journal of Heat and Fluid Flow, 2005, 26(5): 695-708.
- [10] 谢永慧, 蓝吉兵, 樊涛. 透平级三维粘性非定常流动及气流激振力研究[J]. 中国电机工程学报, 2008, 28(5): 78-84.  
Xie Yonghui, Lan Jibing, Fan Tao. Investigation of three dimensional viscous unsteady flow and excitation force of turbomachinery stage [J]. Proceedings of the CSEE, 2008, 28(5): 78-84(in Chinese).
- [11] 刘占生, 刘全忠, 王洪杰. 离心泵变工况流场及叶轮流体激振力研究[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2008, 29(12): 1304-1308.  
Liu Zhansheng, Liu Quanzhong, Wang Hongjie. Analysis of off-design flow fields in centrifugal pumps and hydrodynamic forces on impellers[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2008, 29(12): 1304-1308(in Chinese).
- [12] 林建忠, 阮晓东, 陈邦国, 等. 流体力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 2005: 215-223.  
Lin Jianzhong, Ruan Xiaodong, Chen Bangguo, et al. Fluid mechanics[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2005: 215-223(in Chinese).
- [13] Yakhot A, Orszag S A. Renormalization group analysis of turbulence I. Basic theory[J]. Journal of Scientific Computing, 1986, 1(1): 3-51.



韩克非

收稿日期: 2010-08-05.

作者简介:

韩克非(1986), 男, 硕士研究生, 研究方向为液力传动相关研究, 本文通讯作者, hkf\_041@163.com;

吴光强(1965), 男, 教授, 博士生导师, 研究方向为先进设计与仿真实验及方法、多体系统动力学与非线性控制, wuguangqiang@tongji.edu.cn.

(责任编辑 车德竞)