

液力缓速器叶片变角度的缓速性能分析^{*}

严军 何仁

(江苏大学汽车与交通工程学院, 镇江 212013)

【摘要】 采用雷诺时均 N-S 方程、标准 $k-\epsilon$ 模型和 SIMPLEC 算法对液力缓速器内部流场进行了数值模拟, 分析倾角为 50° 、 55° 、 60° 时液体流动的速度分布、压力分布和湍动能分布规律。以 Rothalpy 值的变化作为损失分析指标, 定量比较不同倾角对制动力矩的影响, 得出叶片倾角为 55° 时缓速能力最大, 其原因是沿程摩擦阻力损失与冲击损失的叠加使得液力损失最大。

关键词: 液力缓速器 前倾角 湍流模型 数值模拟

中图分类号: U463.53⁺3 **文献标识码:** A

Performance Analysis for Hydrodynamic Retarder with Different Vanes

Yan Jun He Ren

(School of Automobile and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract

Hydrodynamic retarder under different vane degree condition was simulated. By using the time-averaged N-S equation and the standard $k-\epsilon$ turbulence and the SIMPLEC algorithm simultaneously, the internal characteristics of flow field were simulated. The calculated velocity, pressure and turbulent kinetic energy distribution of the turbulent flow in hydrodynamic retarder were given. The method of loss analysis was proposed which changed value of Rothalpy was used to compare the retarder ability. The result shows that the model under 55° vane degree has the biggest impact because the loss of friction and impact made hydrodynamic loss most.

Key words Hydrodynamic retarder, Vane degree, Turbulent flow, Numerical simulation

引言

随着道路条件不断改善, 汽车行驶速度不断提高, 发动机的功率越来越大, 常规制动装置制动力不足, 已无法满足高速重型车辆制动的实际要求。

液力缓速器作为一种重要的辅助制动装置, 在国外商用汽车上得到了广泛应用。适用于高速、大功率车辆连续长时间制动, 尤其是当车辆在长坡道下行时, 能提高下坡行驶速度, 减少机械制动的磨损, 提高运输车辆的安全性及经济性, 是其他制动方式难以达到的。

叶片角度是影响液力缓速器性能的重要因素之

一, 以往液力缓速器叶片前倾角的设计主要依靠经验设计, 或借用液力耦合器的叶片倾角。国内外文献尚未见到关于液力缓速器叶片前倾角的变化对缓速能力影响的报道。因此, 本文基于 CFD 技术, 分析叶片前倾角的变化对液力缓速器性能的影响。

1 液力缓速器制动工作原理

液力缓速器主要由动轮、定轮、快速充放油机构、减少泵气损失机构等组成, 如图 1 所示。动轮和定轮共同组成工作腔。液力缓速器工作时, 工作腔中充油, 油液在动轮叶片带动下在工作腔中循环冲击, 动量矩发生变化, 产生制动力矩, 将旋转机械的

收稿日期: 2008-08-01 修回日期: 2008-08-22

^{*} 高等学校博士学科点专项科研基金资助项目(200602990110)和江苏大学博士生创新基金资助项目(1293000416)

作者简介: 严军, 博士生, 主要从事汽车机电一体化技术研究, E-mail: yanjunssp@126.com

通讯作者: 何仁, 教授, 博士生导师, 主要从事汽车机电一体化技术研究, E-mail: heren1962@163.com

机械能转换为工作液体的热能,通过散热机构将热量带走。

2 液力缓速器单流道模型的建立

液力缓速器动轮、定轮叶片数为36,叶片为径向斜叶片,叶片的前倾角度从5°变化到70°。计算是在满充液条件下进行的,为便于数值结果的比较,模型直径均为 $R = 147.5 \text{ mm}$, $R_1 = 97.5 \text{ mm}$,以 x 轴为旋转轴,动轮转速

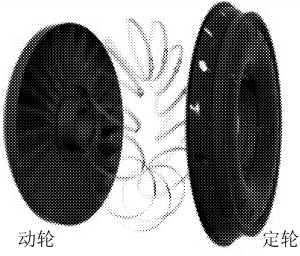


图1 液力缓速器工作原理
Fig.1 Working principle of hydrodynamic retarder

为正, $n = 1500 \text{ r/min}$,液体密度 ρ 和动力粘度 μ 均为常量。由于各工作轮每个叶片间流道内的流动完全相同,具有周向对称性^[1],这里只计算单流道内部的流动区域。

2.1 控制方程

对液力缓速器内部三维不可压流场进行数值模拟。采用雷诺平均 N-S 方程作为流动基本方程,湍流模型选用工程中广泛使用的标准 $k-\epsilon$ 湍流模型^[2-6]。根据雷诺时均法则,连续方程和动量方程为

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{u}_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u_i u_j} \right] \quad (2)$$

($i = 1, 2, 3; j = 1, 2, 3$)

式中 \bar{u} ——平均速度

u'_i, u'_j ——脉动速度分量

\bar{p} ——平均压力 $\rho \overline{u_i u_j}$ ——雷诺应力

对雷诺应力的不同处理方法,形成了不同的湍流模型。对于标准 $k-\epsilon$ 模型有

$$\rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_i} =$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\eta + \frac{\eta_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \eta_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \epsilon \quad (3)$$

$$\rho u_k \frac{\partial \epsilon}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\left(\eta + \frac{\eta_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_k} \right] +$$

$$\frac{C_1 \epsilon}{k} \eta_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (4)$$

$$\eta_t = \rho C_\mu k^2 / \epsilon \quad (5)$$

式中 η ——粘性系数 η_t ——湍动能粘性系数

k ——湍动能 ϵ ——湍动能耗散率

$C_\mu, C_1, C_2, \sigma_k, \sigma_\epsilon$ ——模型常量

根据经验值分别取 $C_\mu = 0.09, C_1 = 1.44, C_2 = 1.92, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3$ 。

将整个流动分为2部分:包含在动轮内部的流动区域,定义为旋转区域;包含在定轮内部的流动区域,定义为静止区域。液力缓速器的液流出、入口处于同一平面内,液流在动轮旋转引起的离心力驱动和循环流道的约束下,表现为封闭的螺旋运动。因此将动静交界面定义为内部边界,以实现动轮与定轮的场量传递。采用专用流场分析软件 Fluent 对液力缓速器内部三维流动区域进行分析。

2.2 周期性边界条件

由于工作轮每个叶片流道内的流动完全相同,具有周向对称性,将模型动轮、定轮流道分割面定义为周期性边界。

2.3 固壁边界条件与壁面函数法

将流道叶片和后壁定义为墙。固壁上满足无滑移条件,即相对速度 $w = 0$;压力取为第二类边界条件,即 $\partial p / \partial n = 0$ 。

在接近流道叶轮固体壁面时,壁面的存在迫使流动产生剧烈的速度梯度,而 $k-\epsilon$ 湍流模型仅对于充分发展的湍流成立。本文在计算时采用壁面函数进行修正。

2.4 算法选择

采用 SIMPLEC 算法,二阶迎风格式离散差分方程,代数方程迭代计算采取亚松弛,各项系数分别为:压力亚松弛系数 0.3,动量亚松弛系数 0.7,湍动能亚松弛系数 0.8,湍动能耗散率 0.8,设定收敛精度为 10^{-3} 。

3 仿真结果分析

在稳态工况下,工作油液处于不断冷却的循环油路中,因此工作介质的温度变化不大,忽略温度影响,仅研究流场的速度、压力和湍动能分布。

从图2可以看出,随着叶片前倾角的逐渐增大,仿真计算得出的制动力矩也逐渐增大,前倾角为55°时,制动力矩达到最大。当前倾角继续增加,制动力矩则下降。现取前倾角为50°、55°、60°3个模型作一比较。为便于分析,作一轴面平行于叶片方向,得到流场的速度、压力和湍动能分布。

液体在动轮内作离心运动,在定轮内作向心运动。定轮出口处速度最小,动轮出口处速度最大。从图3可以看出:由于叶片前倾角不同,液流速度的最大值也有变化。前倾角为55°时速度最大,为104.9 m/s;50°时次之,为89.3 m/s;60°时最小,为84.3 m/s。在动轮内吸收了能量的液流以一定速度和压力冲击定轮叶片,在定轮的出口区域(靠近内环

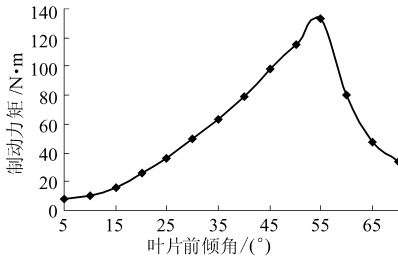


图2 叶片前倾角与制动力矩的关系曲线
Fig.2 Relation between the braking torque and the degree of vane

处)形成一个速度较小的漩涡。前倾角 60° 的最小速度为 0.689 m/s, 50° 和 55° 的最小速度相近, 分别为 1.839 m/s 和 1.668 m/s。

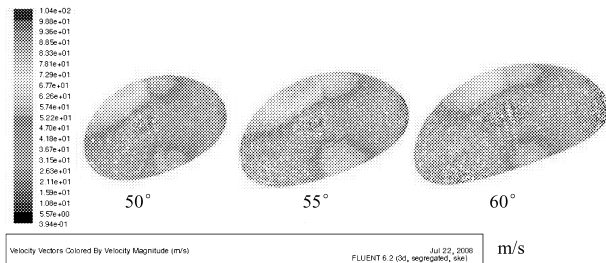


图3 轴面的速度矢量分布图

Fig.3 Velocity vector in axial section

流道压力呈明显的环状特性, 即从循环圆中心到外环, 压力逐渐增大, 在靠近外环处达到最大。静压最大值分布在定轮入口处, 最小值在动轮入口处。从图 4 可以看出: 叶片前倾角度不同, 静压值也不同。静压最大是 55° 倾角的 2.62 MPa, 60° 次之为 2.24 MPa, 50° 时最小为 2.03 MPa。静压分布范围最大的是 55° 倾角 (最小静压为 -1.81 MPa), 50° 次之 (最小静压为 -1.69 MPa), 60° 最小 (最小静压为 -0.967 MPa)。

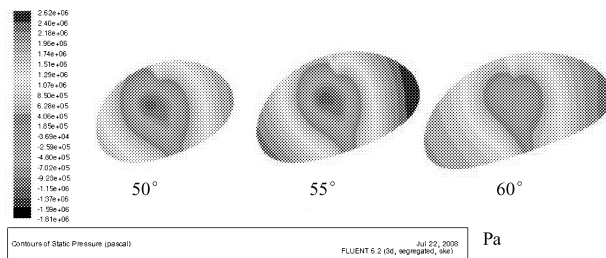


图4 轴面的静压分布等值线图

Fig.4 Contours of static pressure in axial section

湍动能在流道剖面中呈环形分布, 靠近固壁处较小, 较大处出现在动轮内环与靠近交界面和定轮外环与交界面相邻处。这是由于高速的流体冲击定轮入口处, 造成湍动能最大, 而液体在动轮入口处受流道的约束及叶片的搅动, 故湍动能值也较大。

从图 5 可以看出, 前倾角 55° 时湍动能分布范围较大, 数值也较高。湍动能最大值从大到小是 55°

(118.2 m²/s²)、50° (103 m²/s²)、60° (90.36 m²/s²)。湍动能分布范围最大的是 55° (最小值 2.59 m²/s²), 50° 次之 (最小值 4.5 m²/s²), 60° 最小 (最小值 0.39 m²/s²)。

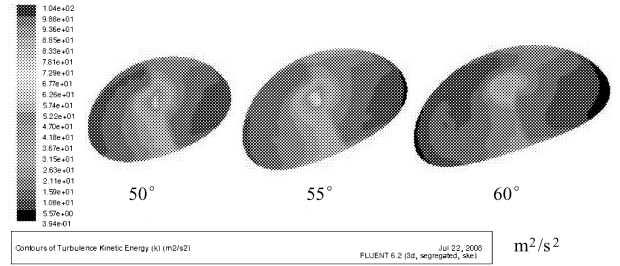


图5 轴面的湍动能等值线图

Fig.5 Contours of turbulence kinetic energy in axial section

4 液力缓速器损失分析

为了更直观地研究流动状况并对其进行定量评价, 本文引入了损失分析方法。Bernoulli 方程指出^[4], 在流体的无粘、无热传导的定常运动中, 单位质量流体的总能量沿着同一条流线保持不变, 即

$$H = p/\rho + 1/2\omega^2 + \Psi = C \quad (6)$$

式中 p ——静压 ω ——相对速度

Ψ ——单位质量体积力势能

C ——常数

在旋转叶轮中流体质点的体积力 f 主要是离心力, 体积力势能 Ψ 的表现形式为

$$\Psi = -fr/2 = -\omega^2 r^2/2 = -U^2/2 \quad (7)$$

式中 ω ——旋转速度 U ——圆周速度

r ——流体中质点距离旋转轴的半径

由此, Rothalpy 常量定义为^[7]

$$\text{Rothalpy} = p/\rho + W^2/2 - U^2/2 \quad (8)$$

对于不可压缩的非粘性流动, Rothalpy 值沿着流线是一常量, 而对于粘性流动, 同一流线上两点之间该参数的差值就代表了液力损失^[8]。

由于液力缓速器动轮与定轮出入口在同一平面内, 没有清晰的分界线, 无法按流线给出沿程的 Rothalpy 值。而液流在动轮内作离心运动, 为便于比较, 以定轮叶片的压力面为例, 以进口弦处坐标为零, 出口弦处坐标为 1, 图 6 给出不同前倾角下, 定轮叶片压力面弦线的 Rothalpy 变化情况。从图 6 可以看出, 55° 的 Rothalpy 值变化最大为 2 010 m²/s², 50° 次之为 1 940 m²/s², 60° 最小为 1 120 m²/s²; 即 55° 前倾角的液力损失最大, 60° 的最小。

流动阻力损失一般分为 2 大类, 一类与液流的相对速度有关, 或与循环流量 Q 的平方成正比。这类流动阻力包括摩擦、转向、突然扩大与缩小、收缩

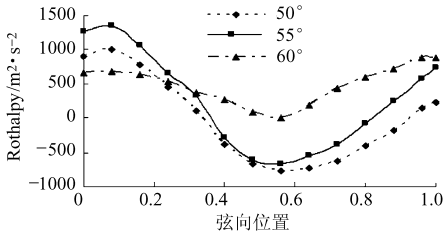


图 6 定轮压力面弦线方向的 Rothalpy 变化
Fig. 6 Changing curve of Rothalpy on the pressure side of rotor blade

和扩散损失等,称为通流损失。在通流损失中起主要作用的是叶片间流道内的沿程摩擦阻力损失,而其他损失相对较小。另一类是动轮和定轮进口处因圆周分速度产生突变而引起的冲击损失,它与液流的冲击角有关,与循环流量 Q 的平方不成正比关系。

随叶片前倾角增加,轴面循环圆的面积也随之增大,在通流损失中起主要作用的沿程摩擦阻力损失也随之增大,缓速力矩逐渐增加。当倾角从 55° 增加到 60° 时,缓速力矩却下降,这是由于在动轮和定轮进口处因圆周分速度产生突变而引起的冲击损失发生变化使冲击角发生变化,影响了进出口的冲击系数,故应研究 55° 倾角和 60° 倾角的动轮进口处的冲击角。

液力缓速器工作轮叶片数目是有限的,叶片骨线并不能完全成为液体与叶轮相对运动的轨迹,由于旋转离心力、哥氏力、叶片工作面与非工作面之间的压差以及轴向涡旋等因素的影响,在叶片间流道内液体的相对运动的方向和大小都会产生一定的变化,尤其在液体离开叶片间流道时,液流并不沿着叶片出口角流出,而是有所偏离^[9]。液流角与叶片角之差,称为液体流到叶片间流道时的冲击角,即 $\Delta\beta = \beta' - \beta$ 。其中 β' 为液流角, β 为叶片进口角。

以液力缓速器的动轮为例,在正冲击角的情况

下,液体冲向叶片的高压面,液流将在低压面处与叶片发生脱流,而且脱流区域常常沿整个叶片表面发生,这将使流动情况恶化,产生较大的冲击损失。在动轮叶片进口截面将液流角从 Fluent 软件中导出以便作统计分析。

从图 7 可看出,动轮冲击角在倾角为 35° 时达到最大,然后逐渐降低。叶片前倾角为 55° 时,动轮进口截面的平均冲击角为 52.5° ;前倾角为 60° 时,动轮的平均冲击角为 41.2° ,冲击角下降了 11.3° ,造成进口的冲击损失大幅下降,沿程摩擦阻力损失增加,不足以弥补冲击损失的下降。两者叠加的结果使得叶片前倾角为 55° 时缓速能力最大。

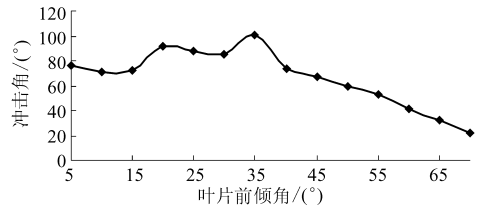


图 7 叶片前倾角与动轮冲击角的关系
Fig. 7 Relation between the impact angle and the degree of rotor vane

5 结束语

通过对不同叶片前倾角的液力缓速器内部流动区域的数值计算,模拟了液力缓速器叶轮流道内部的流动状况,分析了不同倾角对流动的影响,以 Rothalpy 值的变化作为液力缓速器损失分析指标,定量比较不同前倾角对液力缓速器制动力矩的影响。随着叶片的前倾角度逐渐增加,流道轴面循环圆的面积也逐渐增加,沿程摩擦阻力损失也随之增加,而冲击角度却处于变化中。当前倾角为 55° 时,冲击损失和摩擦损失之和达到最大,缓速能力亦达到最大。从而为液力缓速器叶栅系统的设计提供了理论分析依据。

参 考 文 献

- 1 王峰,闫清东,马越,等. 基于 CFD 技术的液力减速度器性能预测研究[J]. 系统仿真学报,2007,19(6):1 390~1 392, 1 396.
Wang Feng, Yan Qingdong, Ma Yue, et al. Prediction and analysis on hydraulic retarder performance based on CFD technology[J]. Journal of System Simulation,2007,19(6):1 390~1 392,1 396. (in Chinese)
- 2 韩占忠,王敬,兰小平. FLUENT 流体工程仿真计算实例与应用 [M]. 北京:北京理工大学出版社,2004:14~19.
- 3 王福军. 计算流体动力学分析——CFD 软件原理与应用[M]. 北京:清华大学出版社,2004:120~124.
- 4 何有世,袁寿其,郭晓梅,等. 分流叶片离心泵叶轮内变工况三维数值分析[J]. 江苏大学学报:自然科学版,2005, 26(3):193~197.
He Youshi, Yuan Shouqi, Guo Xiaomei, et al. Numerical simulation for inner flow of impeller with splitting vanes of centrifugal pump under different operating condition[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2005, 26(3):193~197. (in Chinese)

从图 12 可以看出,实际的倾斜偏心状态下容积效率高,结果最大相差 4.96% 左右,这与倾斜偏心状态下泄漏量减小的计算与仿真结果相符。

6 结论

(1) 高压高转速条件下,柱塞副处于偏心倾斜状态。

(2) 高压高转速条件下,柱塞副实际泄漏流量与理论假设的完全同心状态下泄漏流量变化趋势相同,但脉动量更大。

(3) 高压高转速条件下,柱塞副在整个 360° 旋转周期内,实际泄漏流量比理论假设的完全同心状态下泄漏流量小,误差大约为 30%。

参 考 文 献

- 1 金朝铭. 液压流体力学[M]. 北京:国防工业出版社,1994.
- 2 薛定宇. 控制系统计算机辅助设计——MATLAB 语言及应用[M]. 北京:清华大学出版社,1996.
- 3 张百海. 车辆用液压泵-马达系统的理论与实验研究[D]. 北京:北京理工大学,1997.
Zhang Baihai. Theory and test research about hydraulic pump-motor system[D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 1997. (in Chinese)
- 4 余祖耀,张铁华,李壮云. 柱塞泵中柱塞与缸孔环形缝隙的泄漏流量计算[J]. 机械工程师,2000,32(8):32~33.
Yu Zuyao, Zhang Tiehua, Li Zhuangyun. Flowrate calculation of the annular clearance between piston and cylinder in hydraulic piston pump[J]. Mechanic Engineer, 2000,32(8):32-33. (in Chinese)
- 5 胡纪滨,张心俊,苑士华. 球活塞式液压泵球塞副泄漏量的理论研究[J]. 机床与液压,2005,33(8):100~103.
Hu Jibin, Zhang Xinjun, Yuan Shihua. Theoretical study on leakage of ball piston pump's ball piston pair[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2005,33(8):100~103. (in Chinese)
- 6 苑士华,张心俊,胡纪滨. 油液粘度变化对球塞泵球塞副泄漏量的影响[J]. 农业机械学报,2007,38(4):135~137.
Yuan Shihua, Zhang Xinjun, Hu Jibin. Influence of varying oil viscosity on leakage of ball piston pump's ball piston pair [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007,38(4):135~137. (in Chinese)
- 7 艾青林,周华,张增猛,等. 轴向柱塞泵配流副与滑靴副润滑特性实验系统的研制[J]. 液压与气动,2004,28(11):22~25.
Ai Qinglin, Zhou Hua, Zhang Zengmeng, et al. Development of lubricating characteristics testing system of friction pair in axial piston pump[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2004,28(11):22~25. (in Chinese)

(上接第 209 页)

- 5 杨敏官,刘栋,贾卫东,等. 离心泵叶轮内部三维湍流流动的分析[J]. 江苏大学学报:自然科学版,2006,27(6):524~527.
Yang Minguan, Liu Dong, Jia Weidong, et al. Analysis on turbulent flow in impeller of centrifugal pump[J]. Journal of Jiangsu University: Natural Science Edition, 2006,27(6):524~527. (in Chinese)
- 6 施卫东,叶忠明,刘建瑞,等. 一种新型射流式自吸泵进口流场的数值模拟[J]. 农业机械学报,2006,37(10):50~52.
Shi Weidong, Ye Zhongming, Liu Jianrui, et al. Numerical simulation of inlet flow of new-jetted self-priming pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2006,37(10):50~52. (in Chinese)
- 7 Ejiri E, Kubo M. Performance analysis of automotive torque converter elements[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1999,121(2):266~275.
- 8 田华. 液力变矩器现代设计理论的研究[D]. 长春:吉林大学,2005.
Tian Hua. Research on the modern design theory of torque converter[D]. Changchun: Jilin University, 2005. (in Chinese)
- 9 王峰. 基于流场分析的液力减速器制动性能研究[D]. 北京:北京理工大学,2007.
Wang Feng. Study on the braking performance of the hydraulic retarder based on flow field analysis[D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2007. (in Chinese)