

泵装置拍门阻力损失数值模拟与试验*

杨帆 周济人 刘超

(扬州大学水利科学与工程学院, 扬州 225009)

【摘要】 采用数值模拟与模型试验相结合的方法对模型泵装置出口拍门的阻力损失进行研究。通过模型试验获得了出口拍门在不同开启角度时的阻力损失值,归纳了拍门阻力损失随流量变化的规律。结果表明:拍门阻力损失受导叶出口环量的影响,阻力损失与流量的平方不呈正比,在相同流量时,泵装置效率下降值与拍门开度亦非正相关。应用CFD软件对泵装置设计工况时拍门开启角度 25° 及无拍门时出水流态进行数值计算,分析了有、无拍门的出流流态,依据数值模拟结果预测了拍门阻力损失,在设计工况时的数值预测值与试验结果吻合较好。

关键词: 泵装置 拍门 阻力损失 数值模拟 试验

中图分类号: TV136⁺.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2011)09-0108-05

Numerical Simulation and Experiment on Resistance Loss of Flap Gate

Yang Fan Zhou Jiren Liu Chao

(College of Hydraulic Science and Engineering, Yangzhou University, Yangzhou 225009, China)

Abstract

In order to investigate the resistance characteristics of flap gate, the experimental and numerical simulation studies of resistance loss of flap gate were performed. Outlet circulation of the pump has great influence on resistance loss of flap gate, so the resistance loss and the square value of flow do not show the proportional relationship. In the conditions of the same flow, efficiency decreased value of pump system was negative correlated with the open angle of flap gate. On the basis of numerical simulation, flow patterns of the outlet were analyzed with and without flap gate under designed operating condition. The resistance loss of flap gate was predicted. A good agreement was achieved between the predicted data and the experimental data under designed operating condition.

Key words Pump system, Flap gate, Resistance loss, Numerical simulation, Experiment

引言

拍门是泵装置在停机运行时切断水流保证机组安全的重要设备。普通的拍门在正常运行时,靠水流冲力将门体顶开而外流,停机后随水流冲力的迅速减小,门体因受自身重力而下落,所以在正常运行时拍门需消耗一定的能量^[1]。在泵站设计中,人们习惯采用拍门阻力系数来计算拍门阻力损失,但每个泵站拍门的实际边界条件不相同,人们往往忽视了此点而采用相同的拍门阻力系数,并认为拍门开启角度必须达到 60° 以后,拍门水头损失才不会对

泵装置效率产生较大的影响。为了确定拍门阻力损失和阻力损失系数,国内学者曾进行相关试验研究^[2-4]。

目前,大中型泵站常采用的整体式拍门主要有平衡锤式和油压保持式。油压保持式拍门的开启角度可通过油压装置进行调节,以使拍门的水力损失最小(可以忽略)并控制闭门时的撞击力。油压保持式拍门最早见于日本的埃及依尔-麦克斯泵站,国内采用此拍门形式的泵站有江苏省临洪西泵站和湖北省樊口泵站等^[5]。拍门开启角度多大时其水力损失最小,鉴于拍门前后水流运动的复杂性,迄今尚

收稿日期: 2010-09-21 修回日期: 2010-10-28

* “十一五”国家科技支撑计划资助项目(2006BAB04A03)和江苏省产学研前瞻性联合研究项目(BY2009138)

作者简介: 杨帆, 博士生, 主要从事水泵内部流动试验及数值模拟研究, E-mail: sqzyangfan@126.com

通讯作者: 刘超, 教授, 博士生导师, 主要从事水泵、泵站工程研究, E-mail: liuchao@yzu.edu.cn

无一致的认识。拍门水力损失用一般的水力学方法计算比较困难,而采用数值计算和试验手段相结合来解决应作为一种较好的方法,为此本文通过试验研究不同固定开启角度的整体式拍门对泵装置性能的影响及拍门阻力损失与流量的关系,并利用 CFD 软件对拍门出口流态进行数值模拟,预测拍门阻力损失,为此类泵站的实际运行提供参考。

1 理论分析

根据流体力学理论,水流在边界形状变化的区域,会产生局部水头损失。将带拍门的流(管)道出口损失作为局部水头损失,计算示意图如图 1 所示。根据能量关系,列出伯努利方程可得出流(管)道出口局部损失表达式为

$$\Delta h_j = Z_1 - Z_2 + \frac{p_1 - p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_1 \bar{v}_1^2 - \alpha_2 \bar{v}_2^2}{2g} \quad (1)$$

式中 $Z_1、Z_2$ ——相对于同一基准面的位能,m

$p_1、p_2$ ——出水通道出口断面前、后的流(管)道中心压力,Pa

$\bar{v}_1、\bar{v}_2$ ——出水通道出口断面前、后的平均流速,m/s

$\alpha_1、\alpha_2$ ——动能修正系数

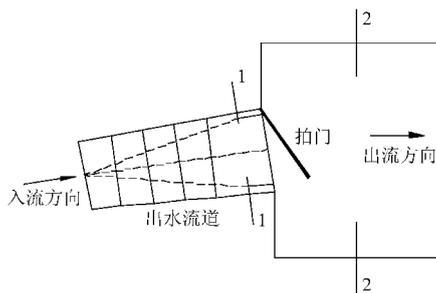


图 1 计算示意图

Fig. 1 Schematic diagram of calculation

因出水流(管)道出口处装有拍门,局部水头损失包括出口突然扩大导致的出口水头损失和拍门引起的阻力损失,计算公式为

$$\Delta h_j = \Delta h_c + \Delta h_p \quad (2)$$

泵站出水流(管)道的出口一般均为断面突然扩大的下游河渠断面,断面突然扩大导致的出口水头损失,计算公式为

$$\Delta h_c = \zeta_1 \frac{(\bar{v}_1 - \bar{v}_2)^2}{2g} \quad (3)$$

式中 ζ_1 ——出口断面扩大的局部水头损失系数

若出水流(管)道出口为容积很大的出水渠道, $\bar{v}_2 \approx 0$,则拍门的阻力损失计算公式为

$$\Delta h_p = Z_1 - Z_2 + \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} - \zeta_1 \frac{v_1^2}{2g} = \zeta_p \frac{v_1^2}{2g} \quad (4)$$

式中 ζ_p ——拍门阻力损失系数

2 模型泵装置拍门试验

2.1 试验台

模型泵装置拍门阻力损失试验在扬州大学江苏省水利动力工程重点实验室的高精度水利机械试验台上进行。该试验台为立式封闭循环系统,效率综合允许精度在 $\pm 0.39\%$ 范围内,满足 SL140—2006《水泵模型及装置模型验收试验规程》精度要求。试验台主要技术参数:流量 $0.1 \sim 0.5 \text{ m}^3/\text{s}$,扬程 $-6 \sim 21 \text{ m}$,转矩 $0 \sim 500 \text{ N}\cdot\text{m}$,转速 $0 \sim 2000 \text{ r}/\text{min}$ 。

2.2 泵装置试验模型

模型泵装置由进水水道、叶轮、导叶、出水水道组成,进水水道形式为肘形进水水道,出水水道为上升式短直管出水水道,水道断面四角均为圆弧连接。在水道内部表面进行了涂层处理,以保证水道阻力相似。出水水道及出口断面示意图(长度单位:cm)如图 2 所示。

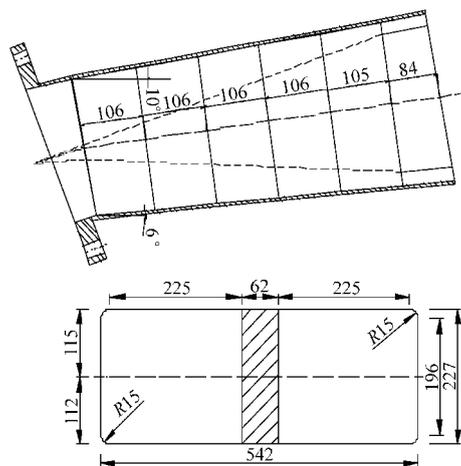


图 2 出水水道及出口断面尺寸

Fig. 2 Dimensions of outlet conduit and outlet section

拍门的模型尺寸为 $344 \text{ mm} \times 340 \text{ mm}$,厚度 4 mm ,为整体式拍门,铰型连接,开启自如,拍门安装在泵装置出口处。

2.3 测量仪表、试验方法

试验泵装置扬程由 EJA110A 型差压变送器测取,模型泵轴传递力矩由 ZJ 型扭矩仪直接测得,流量采用 E-mag 型电磁流量计测取,差压变送器、扭矩仪及流量计均由国家计量单位标定。

试验按照 SL140—2006《水泵模型及装置模型验收试验规程》进行。先测出未安装拍门时泵装置的能量性能,得出扬程-流量($H-Q$)性能曲线,然后安装拍门,再测出泵装置在拍门不同开度下的能量性能,得出扬程-流量(H_p-Q_p)性能曲线,由于前后试验仅改变拍门的开启角度,其他条件均未作任何

变化,采用相同的坐标系得出扬程-流量($H-Q$)性能曲线、效率-流量($\eta-Q$)性能曲线,则在相同流量下,泵装置扬程的降低就是因拍门的阻力损失造成的,差值 $\Delta h = H - H_p$,即为拍门的阻力损失,并通过式(4)计算出不同流量时的拍门阻力损失系数 ζ_p ,并进行相关分析。

3 拍门模型装置试验结果

在叶片安放角为 0° 工况时,先进行不安装拍门的能量试验,再依次进行拍门开启角度为 15° 、 20° 、 25° 、 30° 及 45° 工况不同流量下的拍门阻力损失试验,拍门阻力损失与流量的关系曲线如图3所示,泵装置效率下降值与流量的关系曲线如图4所示。

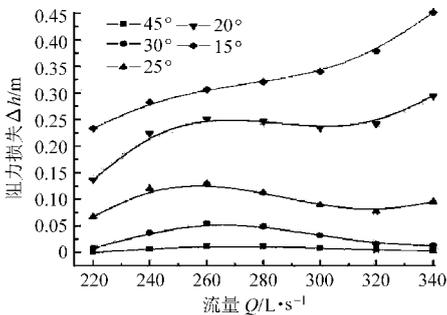


图3 拍门阻力损失与流量关系曲线

Fig. 3 Resistance loss of flap gate Δh vs flow Q

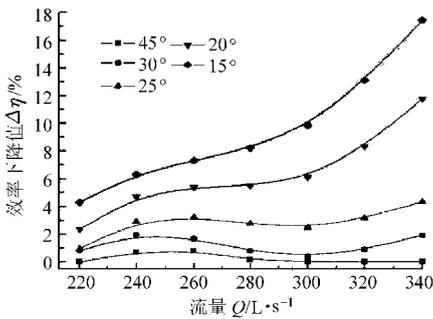


图4 效率下降值与流量关系曲线

Fig. 4 Efficiency drops $\Delta\eta$ vs flow Q

通过对拍门阻力损失与流量关系曲线的拟合,得出不同拍门开启角度时,阻力损失 Δh 与流量 Q 的关系式如下:

拍门开启 15° 时

$$\Delta h = 306.8Q^3 - 251.69Q^2 + 69.503Q - 6.1421$$

拍门开启 20° 时

$$\Delta h = 548.44Q^3 - 469.29Q^2 + 133.15Q - 12.283$$

拍门开启 25° 时

$$\Delta h = 387.09Q^3 - 333.84Q^2 + 94.742Q - 8.7403$$

拍门开启 30° 时

$$\Delta h = -31944Q^5 + 46466Q^4 - 26681Q^3 +$$

$$7549.4Q^2 - 1051.4Q + 57.635$$

拍门开启 45° 时

$$\Delta h = -12594Q^5 + 18143Q^4 - 10359Q^3 + 2926.7Q^2 - 408.83Q + 22.576$$

可见拍门阻力损失与流量关系并不满足 $\Delta h = SQ^2$ 的关系,拍门开启角度在 25° 以下,拍门阻力损失与流量呈三次方关系;开启角度在 30° 以上,阻力损失与流量呈五次方关系,主要因叶轮旋转使水流具有环量,不同工况时水流角不同,故导叶对环量的回收程度不同,低扬程时导叶出流剩余环量小,而高扬程时导叶出口剩余环量较大。剩余环量的大小对出水通道隔墩两侧的水量分配及内部流态也会产生影响,最终致使隔墩两侧出流的平均流速与流态均不对称,对拍门的冲击程度也不同。导叶出流剩余环量大时,水流以较大的偏角进入出水通道,隔墩两侧流量分配与流态差异较大,隔墩两侧水流受拍门的排挤影响也不相同,出口处水体质点间的相互碰撞和掺混较强,会产生附加的水力损失。导叶出流剩余环量小时,出水通道出流引起的附加水力损失相对较小,附加水力损失与流量的关系难以确定,且对拍门阻力损失公式推导所采用的伯努利能量方程中的动能项未包括环量所具有的漩涡能。因此采用水力学的一般方法计算拍门的阻力损失偏差较大,而通过模型试验测定拍门的阻力损失较符合实际。

拍门开度 15° 、 20° 时,拍门对泵装置效率的影响,呈现出流量越大而效率下降越大的趋势。拍门开度 45° 时,拍门对装置性能的影响已低于 1% ,在流量 $240 \sim 260 \text{ L/s}$ 范围内,效率下降较明显,主要原因是拍门两侧水流的运动均为轴向流动与环向旋转的合成流动,式(1)中动能项未能反映环量具有的漩涡能。泵装置进入小流量工况时,叶轮内部流动的不稳定影响了装置性能测试的稳定性。

为进一步说明,对同一流量不同拍门开启角度时的拍门阻力损失与拍门开启角度关系,采用比值 β 进行比较, $\beta = \Delta h/H$ 。比值 β 与流量的关系曲线如图5所示。流量越大,扬程越小,拍门开启角度越小,拍门阻力损失占扬程的比值越大,当拍门开启角度达 30° 及以上时,拍门阻力损失占扬程的比值已

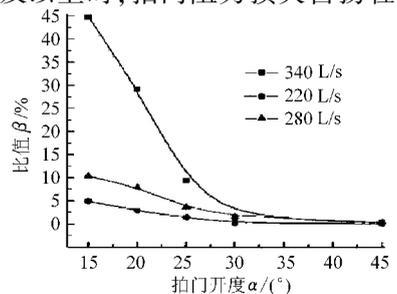


图5 拍门阻力损失比值曲线

Fig. 5 Proportion of resistance loss β vs open angle of flap gate α

经很小,比值 β 均低于5%,对于超低扬程或低扬程的泵站,是否选用拍门作为断流方式需慎重考虑。

根据式(4)计算出拍门各开启角度时的拍门阻力损失系数,拍门阻力损失系数 ζ_p 与流量的关系曲线如图6所示,拍门阻力损失系数并未在某一定值附近波动,而呈现出和拍门阻力损失与流量相似的关系曲线,拍门的阻力损失系数与泵装置的运行工况相关。

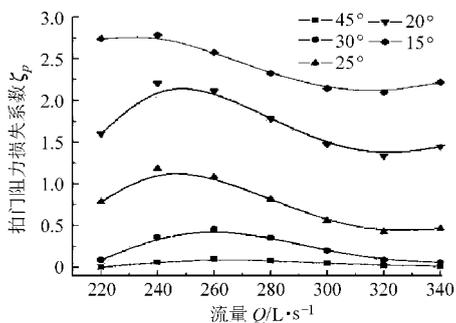


图6 拍门阻力损失系数曲线

Fig. 6 Resistance loss coefficient of flap gate

$$\zeta_p \text{ vs flow } Q$$

4 数值计算

4.1 数学模型与计算方法

数值模拟和模型试验所采用的装置模型尺寸均按原模型叶轮名义直径几何比换算而得,泵装置的计算区域包括前池、进水流道、叶轮、导叶体、出水流道和出水池,计算区域如图7所示。本文采用ANSYS TurboGrid软件对叶轮和导叶进行网格剖分,计算时考虑了叶片叶顶间隙的影响,其余部分均应用ICEM软件完成网格剖分工作。湍流模型选用RNG $k-\epsilon$ 模型,采用全隐式网格耦合求解,该湍流模型参照文献[6~8]。进口采用质量流量条件;出口采用平均静压条件;固体壁面处规定为无滑移条件,速度分布则由标准壁面函数处理;叶轮与导叶、进水流道的交界面采用动静交界面。此次数值模拟为无拍门及开启角度 25° 两种情况下的拍门处三维

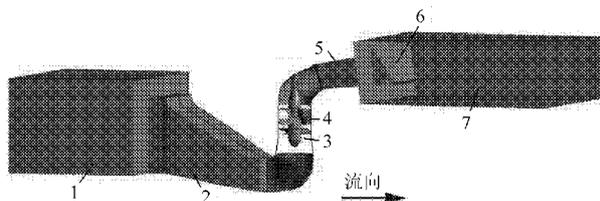


图7 计算区域

Fig. 7 Computational domain

1. 进水前池 2. 肘形进水流道 3. 叶轮 4. 导叶体 5. 出水流道
6. 拍门 7. 出水池

流动情况。

4.2 数值计算结果及分析

文献[7~8]研究表明泵段及泵装置在设计工况时预测的扬程、效率吻合较好,而非设计工况偏差较大,根据文献[7~8]所得结论,本文对设计工况下的泵装置进行数值计算,根据CFD计算结果对拍门阻力损失进行计算,拍门阻力损失计算采用与试验相同的方法,即有、无拍门时泵装置的扬程差值。

在拍门开度 25° ,设计工况时数值计算的拍门阻力损失与试验结果对比见表1。

表1 拍门阻力损失数值计算与模型试验结果比较

Tab. 1 Comparison between results of numerical calculation and model test

类别	无拍门		拍门开度 25°		拍门阻力损失/m	效率下降/%
	扬程/m	效率/%	扬程/m	效率/%		
数值计算	3.569	72.124	3.434	69.395	0.135	2.729
试验结果	3.701	73.818	3.572	70.609	0.129	3.209

在设计流量下,三维数值模拟预测拍门阻力损失值与试验结果较接近,数值计算结果略大于试验结果,而数值计算预测的效率下降值与试验结果相比偏小,主要因试验系统所用伯努利方程中的动能项未能反映环量所具有的漩涡能,以及计算模型出水池的尺寸与实际也有差别等原因,计算的扭矩大于试验所测扭矩。

在无拍门时,出水流道为上升式短直管出水流道,出口水流以一定的冲角离开出水流道的出口,导致在出水流道出口的上方、出水池的下方均出现了漩涡,且随着出口水流流速的增大,漩涡的强度逐渐变大,图8给出了设计流量时纵剖面流速矢量图。

在拍门开启角度 25° 时,因拍门未完全开启,改变了出水流道出口水流的边界条件和过流断面面积,出口水流受拍门挤压,大部分水流从拍门下面继续往前流动,少部分水流绕过拍门两侧继续往前流动,由此在出水池后壁处产生了小漩涡,因水流自身的特性,水流既要保持原来的运动方向,又要充满整个空间,导致拍门两侧产生对称的漩涡区,如图9所示,随着水流远离流道出口,受拍门的影响逐渐降低,漩涡强度随之降低,并逐渐恢复无漩涡状态。因拍门下侧(铅垂方向)水流流速较快,上侧(铅垂方向)水流流速较慢,出现了脱离边壁而不随主流前进的漩涡区,漩涡区与主流的交界面所产生的液团的交互作用,形成了反向流动。

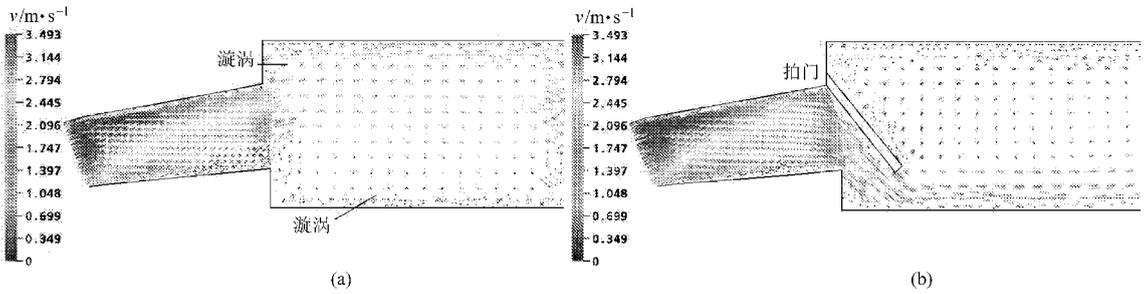


图8 设计工况时有无拍门时流速矢量图

Fig.8 Velocity vector images under designed operating condition

(a) 无拍门 (b) 拍门开度 25°

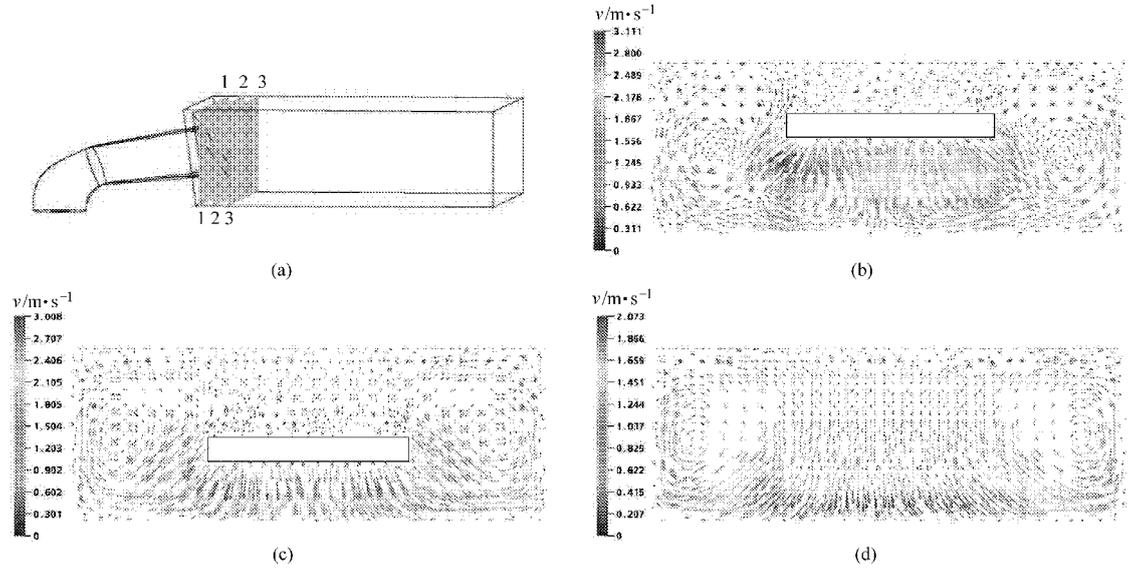


图9 拍门出口处纵断面流速图

Fig.9 Velocity vector images of cross sections

(a) 1-1~3-3 断面示意图 (b) 1-1 断面速度矢量图 (c) 2-2 断面速度矢量图 (d) 3-3 断面速度矢量图

5 结论

(1) 对于相同的拍门开启角度(小于 25°时),流量越大,效率下降值越明显,当拍门开启角度大于 25°时,效率的下降值并没有因流量大而效率下降明显,拍门开启角度达 45°时,拍门对泵装置效率的影响就很小。

(2) 拍门阻力损失受泵段出口环量的影响,拍门在一定的开启角度下,不再满足 $\Delta h = SQ^2$ 的关系,

拍门阻力损失系数与装置的运行工况有关,可参照模型试验的拍门阻力损失拟合公式来估算各工况时拍门的阻力损失。

(3) 在拍门开启 25°的情况时,出口水流受拍门挤压的作用,在出水通道出口两侧产生了对称的漩涡区,影响了出水通道的出流流态和水力损失,在设计工况时预测的拍门阻力损失与试验的结果较接近,表明该方法可用于预测拍门的阻力损失。

参考文献

- 刘超. 水泵及水泵站[M]. 北京:中国水利水电出版社,2009.
- 朱红耕,冯汉民. 双节拍门水头损失系数模型试验研究[J]. 水利学报,1996,27(9):63~67.
Zhu Honggeng, Feng Hanmin. Model study on the head loss coefficient of two-stage flap valves[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 1996,27(9):63~67. (in Chinese)
- 何成连,由彩堂,董盛. 水泵模型装置拍门试验研究[J]. 水利水电工程设计,2002,21(4):45~47.
He Chenglian, You Caitang, Dong Sheng. Experimental research on flap door of pump model[J]. Design of Water Resources & Hydroelectric Engineering, 2002,21(4):45~47. (in Chinese)
- 陈坚,李娟,周龙才,等. 新型自由侧翻式拍门研究[J]. 水利水电科技进展,2008,28(1):66~69.
Chen Jian, Li Juan, Zhou Longcai, et al. Study on new type of laissez-aller side-turn-over flap gate [J]. Advances in Science and Technology of Water Resources, 2008,28(1):66~69. (in Chinese)

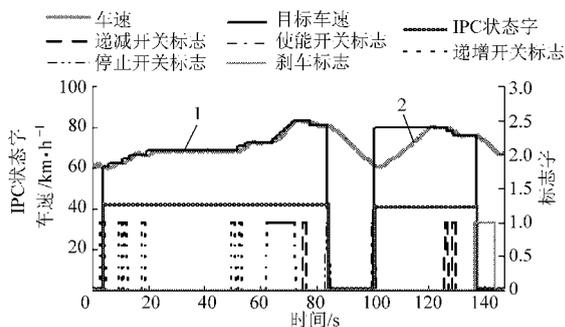


图8 巡航整车道路实验结果

Fig. 8 Test result of CCS

1. 以当前车速开始巡航,微增调整目标车速
2. 以上次车速开始巡航,微减调整目标车速

此时发动机转速迅速平稳地跟随目标怠速而变化。图7为PTO功能分别在1挡、2挡、3挡和4挡下使能的控制情况,在各挡位下,调整PTO目标转速时发动机转速随目标转速的变化迅速而平稳,控制效果理想,当处于4挡时,由于车速超过使能范围而强

制退出PTO功能。图8所示为巡航功能的控制效果,图中分别以当前车速和上次车速使能巡航功能,并实时调整目标车速,无论是在使能还是调速瞬间,实际车速都能迅速平稳过渡到目标车速。

4 结论

(1)在对怠微调、PTO、巡航控制进行模块化和可复用分析的基础上,以花费最小的软、硬件资源代价,在GD电控柴油机上实现了怠速微调、PTO和CCS控制功能。硬件在环仿真和整车道路实验结果表明,基于软硬件复用的怠速微调、PTO和CCS控制功能互不干涉,控制效果理想,满足了实际的使用要求。

(2)控制算法具有较好通用性和标准的接口,使模块具有良好的可复用性,在不同控制功能中反复调用,减少了开发中的重复劳动,降低了系统成本,提高了产品对市场的适应能力。

参 考 文 献

- 1 魏仁选,周祖德. 制造控制系统的软件构件模型[J]. 计算机工程,2004,30(12):48~50.
Wei Renxuan, Zhou Zude. Software component model for manufacturing controlling system[J]. Computer Engineering, 2004, 30(12):48~50. (in Chinese)
- 2 Demmin D M, Hallman Eric. Power take-off (PTO) safety[R]. Department of Agricultural and Biological Engineering, Cornell University, New York, 2009.
- 3 Anthony Spiteri Staines. Modeling and analysis of a cruise control system[J]. International Journal of Electrical and Computer Engineering, 2008,3(10):652~656.
- 4 诺莱斯 D. 汽车计算机控制系统[M]. 钱志鸿,译.北京:机械工业出版社,1998.
- 5 潘旭峰. 现代汽车电子技术[M]. 北京:北京理工大学出版社,1998.
- 6 ETAS GmbH. ASCET V5.0 user's guide[S]. ETAS GmbH, Stuttgart, Germany, 2008:145~150.
- 7 David Harel. Statecharts: a visual formalism for complex systems[J]. Science of Computer Programming, 1987,8(3):231~274.

(上接第112页)

- 5 陆伟刚. 泵站拍门断流的力学特性研究[D]. 上海:上海大学,2008.
Lu Weigang. Studies on the mechanical characteristics of flap valve cutoff device in pumping stations [D]. Shanghai: Shanghai University, 2008. (in Chinese)
- 6 Felix A Muggli, Peter Holbein, Philippe Dupont. CFD calculation of a mixed flow pump characteristic from shutoff to maximum flow[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2002, 124(3):798~802.
- 7 汤方平,王国强,刘超,等. 高比转数轴流泵水力模型设计与紊流数值分析[J]. 机械工程学报,2005,41(1):119~123.
Tang Fangping, Wang Guoqiang, Liu Chao, et al. Design and numerical analysis on an axial-flow model pump with high specific speed [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 41(1):119~123. (in Chinese)
- 8 成立,刘超,汤方平,等. 基于 RNG 紊流模型的立式轴流泵站三维流动数值模拟及性能预测[J]. 机械工程学报,2009,45(3):252~257.
Cheng Li, Liu Chao, Tang Fangping, et al. 3D Numerical simulation and performance predication of vertical axial flow pumping station by RNG turbulent model [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(3):252~257. (in Chinese)