

DOI: 10.7652/xjtub201707012

面向变矩器设计性能的平面流模型选用方法

李文嘉¹, 王安麟¹, 曹岩¹, 李晓田¹, 张庆武²

(1. 同济大学机械与能源工程学院, 201804, 上海; 2. 山推工程机械股份有限公司, 272073, 山东济宁)

摘要: 为探求叶轮平面流模型与变矩器起步转矩比、效率、最大能容等设计性能间的动力学映射关系,以双涡轮液力变矩器为研究对象,提出了面向变矩器设计性能的叶轮平面流模型选用方法。在通过变矩器台架试验验证其计算流体力学(CFD)仿真精度的基础上,利用正交试验法,将变矩器4个叶轮及反势流、等速流和有势流模型3种典型平面流模型的全部组合设计为9个叶轮及平面流模型的组合模型,并进行CFD仿真试验。依据仿真试验结果,定量分析不同叶轮平面流模型对变矩器各设计性能的影响,对于叶片角组合满足基本设计性能要求的变矩器,可以通过选用合适的叶轮平面流模型,提高其性能;若以起步转矩比评价变矩器,采用导轮为等速流或有势流、第一涡轮为有势流或反势流模型;若以效率评价变矩器,采用导轮为等速流或反势流、泵轮为反势流模型;若以最大能容评价变矩器,采用导轮为等速流模型。所提面向变矩器设计性能的叶轮平面流模型选用方法,可以在叶片数、叶片角度、叶片厚度不变的情况下,通过合理选用平面流模型提升变矩器某方面性能,对提高其变矩器设计性能具有工程参考价值。

关键词: 液力变矩器;平面流模型;设计性能;正交试验;计算流体力学

中图分类号: TH137.332 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2017)07-0078-06

A Method of Selecting Planar Flow Model for the Design Performance of Torque Convertors

LI Wenjia¹, WANG Anlin¹, CAO Yan¹, LI Xiaotian¹, ZHANG Qingwu²

(1. School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China;

2. Shantui Construction Machinery Co., Ltd., Jining, Shandong 272073, China)

Abstract: Aiming at improving the design performance of hydraulic torque convertors, a method of selecting applicable impeller planar flow model was put forward, taking twin-turbine torque converter as the study object, to study the dynamic mapping relationship between the impeller planar flow model and hydraulic torque convertor design performance (starting torque ratio, efficiency and maximal capacity). Nine composite models were designed for computational fluid dynamics simulation tests by orthogonal test method with three classic planar flow models (irrotational flow, uniform flow and rotational flow models) and four impellers. The accuracy of CFD simulation was proved by hydraulic torque convertor bench test. The performance affected by different impeller planar flow models was analyzed quantitatively according to the results of simulation test. The performance could be enhanced by selecting appropriate impeller planar flow model for all the torque convertors where the blade angle combinations can meet the basic design

收稿日期: 2016-12-28。 作者简介: 李文嘉(1989—),男,博士生;王安麟(通信作者),男,副教授,博士生导师。 基金项目: 国家重大科技成果转化资助项目([2012]258)。

网络出版时间: 2017-04-17

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20170417.1202.008.html>

performance requirements; considering the evaluation criteria of torque ratio, uniform or rotational flow models should be selected to design the stator and irrotational flow model should be selected to design the first turbine. Focusing on efficiency, uniform or irrotational flow models should be selected to design the stator and irrotational flow model should be selected to design the pump. To get maximal capacity, uniform flow model should be selected to design the stator. With the method proposed in this paper, the performance could be improved by changing the planar flow model without changing the number of blades, the blade angle and blade thickness. The method could be taken as a good reference for improving the performance of hydraulic torque convertors in engineering.

Keywords: torque convertor; planar flow model; design performance; orthogonal test; computational fluid dynamics

液力变矩器广泛应用在推土机、装载机、汽车等行走机械,然而不同行走机械由于各自用途和工况不同,对变矩器的性能要求有一定差异^[1]。变矩器的叶片对变矩器的性能有很大影响,因此变矩器的叶片设计应考虑整机的性能要求。目前,变矩器叶片设计方法主要有等角射影法和环量分配法^[2],这两种方法都需要确定内、外环骨线的进出口叶片角,环量分配法甚至需要确定内、外环骨线上各计算点的叶片角,而内、外环骨线上的叶片角需要根据平面流模型计算获得^[2-3]。因此,平面流模型对叶片形态有着重要影响。

变矩器叶片形态对其设计性能的影响国内外学者做了大量研究。Hazen 利用贝塞尔曲面进行三维叶片直接造型,建立了基于三维曲面造型的叶片参数化设计系统^[4];Kesy 结合车辆动力传输系统对变矩器叶片进行优化^[5];王立军在现有变矩器基础上进行改形设计,优化进出口处的叶片角^[6];赵永志等改进了环量分配规律,设计出更好形态的叶片,并分析其性能^[7-8];Kesy 利用蒙特卡洛和遗传算法对液力变矩器结构参数进行优化^[9-10];Banerjee 建立变矩器关键参数对性能影响的敏感度方程,并优化变矩器结构参数^[11]。但是,这些研究都没有从平面流模型选用的角度入手研究变矩器设计性能,对于平面流模型的选用,大多根据经验确定,缺乏足够的理论依据。

本文以双涡轮液力变矩器为研究对象,提出了面向变矩器设计性能的叶轮平面流模型选用方法。从变矩器叶片设计过程入手,介绍变矩器设计过程中的3种典型平面流模型;在通过变矩器台架试验验证其CFD仿真精度的基础上,利用正交试验法,将3种典型平面流模型与变矩器4个叶轮的全部组合设计为9组叶轮组合的CFD仿真试验,根据试验

结果分析不同叶轮平面流模型对变矩器各设计性能的显著性得出结论。

1 3种典型平面流模型

在变矩器叶片设计过程中,需要计算变矩器叶片内、外环骨线上各计算点的叶片角,可根据一元束流理论假设下的速度三角形对叶片角进行计算^[3],变矩器泵轮的轴面速度投影如图1所示。

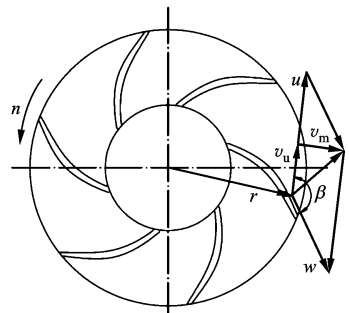


图1 变矩器泵轮的轴面速度投影

根据投影图,可得液流绝对速度的圆周分速度(简称圆周分速度)

$$v_u = u + v_m \cot \beta \quad (1)$$

式中: u 为计算点的圆周速度; v_m 为液流绝对速度的轴面分速度(简称轴面分速度); β 为计算点骨线的叶片角。

在变矩器叶片设计时,轴向平面分速度是定值,圆周速度可由叶轮角速度与计算点半径获得,式(1)同样适用于中间流线处骨线叶片角的计算,且在环量分配法中,中间流线处的圆周分速度可以依据环量的分配规则得到,因此中间流线处骨线的叶片角可根据式(1)直接进行计算。内、外环骨线的圆周分速度则需要根据平面流模型确定,典型的平面流模型有反势流、等速流和有势流模型^[12-13],平面流模型如图2所示。

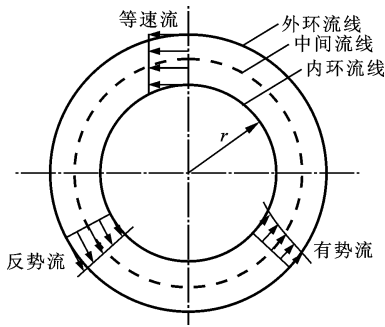


图2 3种典型的平面流模型

根据等速流模型可知,同一过水断面上各处的 v_u 相等。根据此模型,可得内、外环骨线的叶片角计算公式

$$\left. \begin{aligned} \cot\beta_2 &= \frac{v_{u1} - (r_2/r_1)u_1}{v_{u1} - u_1} \cot\beta_1 \\ \cot\beta_3 &= \frac{v_{u1} - (r_3/r_1)u_1}{v_{u1} - u_1} \cot\beta_1 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

式中: r_1 、 r_2 和 r_3 为中间流线处的骨线半径、内环骨线半径和外环骨线半径。

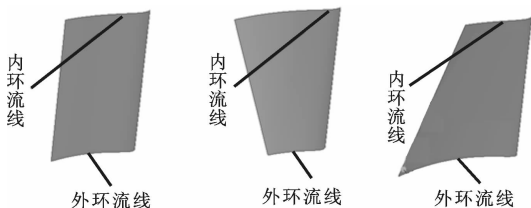
根据有势流模型,同一过水断面上各处的 v_u 与半径成反比。根据此模型可得内、外环骨线的叶片角计算公式

$$\left. \begin{aligned} \cot\beta_2 &= \frac{(r_1/r_2)v_{u1} - (r_2/r_1)u_1}{v_{u1} - u_1} \cot\beta_1 \\ \cot\beta_3 &= \frac{(r_1/r_3)v_{u1} - (r_3/r_1)u_1}{v_{u1} - u_1} \cot\beta_1 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

根据反势流模型,同一过水断面上各处的 v_u 与半径成正比。根据此模型,可得内、外环骨线的叶片角计算公式

$$\left. \begin{aligned} \cot\beta_2 &= \frac{r_2}{r_1} \cot\beta_1 \\ \cot\beta_3 &= \frac{r_3}{r_1} \cot\beta_1 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

根据式(2)~式(4),可确定不同平面流模型下内、外环骨线的叶片角与中间流线处骨线叶片角的对应关系,结合环量分配规则等即可完成变矩器叶片设计^[2]。研究发现,不同平面流模型对叶片形态有显著影响,根据3种典型平面流模型建立的导轮叶片如图3所示。叶片形态上的差异会对变矩器性



(a)等速流模型 (b)反势流模型 (c)有势流模型

图3 根据3种典型平面流模型建立的导轮叶片

能造成影响,因此本文将探索平面流模型对液力变矩器性能的影响。

2 平面流模型与叶轮组合的试验设计

双涡轮液力变矩器有4个工作轮,每个工作轮有3种可选用的平面流模型,若按控制变量法设计试验,有 3^4 种组合,由于组合数过多,因此本文按正交试验进行研究。正交试验的设计原则是既可以均匀安排试验的全部因素,又使水平组合数尽可能少。对于本文研究的问题,可建立正交试验表设计正交试验^[14],各叶轮的平面流模型如表1所示。

表1 正交试验设计中各叶轮的平面流模型

试验	泵轮	第1涡轮	第2涡轮	导轮
1	反势流	反势流	反势流	反势流
2	反势流	等速流	等速流	等速流
3	反势流	有势流	有势流	有势流
4	等速流	反势流	等速流	有势流
5	等速流	等速流	有势流	反势流
6	等速流	有势流	反势流	等速流
7	有势流	反势流	有势流	等速流
8	有势流	等速流	反势流	有势流
9	有势流	有势流	等速流	反势流

3 基于正交仿真试验的设计性能分析

3.1 仿真试验精度

对于正交试验设计的9组模型,加工并试验固然可以获得变矩器的性能,然而加工试验周期长、成本高。随着计算机技术的飞速发展,计算流体力学(CFD)得到了充分发展和广泛应用,对于变矩器性能的计算效果也得到了证实^[15-16]。本文对某型号双涡轮液力变矩器进行了台架试验,并与其三维模型的CFD仿真进行了对比。CFD仿真设置网格大小为4 mm,选取交界面模型、湍流模型(SST),差分格式选取迎风模式,壁面边界为无滑移光滑壁面,对CFD仿真得到的输入轴、输出轴转矩进行标定,即

$$\left. \begin{aligned} \omega'_B &= \omega_B k_B \\ \omega'_O &= \omega_O k_O \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

$$\left. \begin{aligned} k_B &= \begin{cases} -3.47i^2 + 0.0811i + 1.41, & i < 0.35 \\ -0.035i + 1.02, & i \geq 0.35 \end{cases} \\ k_O &= \begin{cases} -1.31i + 1.55, & i < 0.34 \\ -0.523i + 1.29, & 0.34 \leq i < 0.66 \\ 0.0188i + 0.926, & i \geq 0.67 \end{cases} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

式中: ω_B 、 ω_O 为CFD仿真得到的输入、输出轴转矩; k_B 、 k_O 为输入轴转矩、输出轴转矩标定系数; i 为变

矩器传动比。标定之后的转矩比 K 、效率 η 、泵轮能容 M_{bg} 平均相对误差分别为 0.86%、0.47% 和 1.02%，结果如图 4 所示。

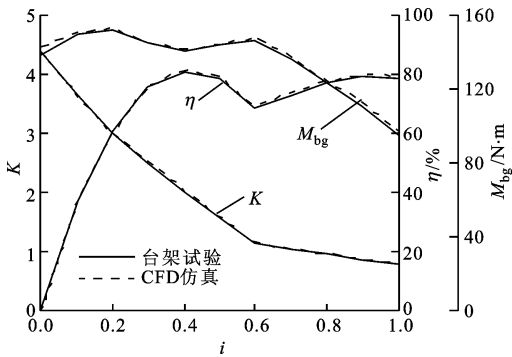


图 4 台架试验与 CFD 仿真对比

经过式(5)、(6)对变矩器输入轴、输出轴转矩标定后,会大幅降低转矩比等性能误差,但其适用范围有待讨论,因此本文均采用 CFD 仿真结果,而不对其进行标定。

3.2 正交仿真试验结果

对设计正交试验的模型进行 CFD 仿真,并整理仿真数据,可以得到面向变矩器设计性能的正交试验结果,如表 2 所示。其中高效区占比表征高效区范围,在本文定义为效率大于 80% 的传动比区间与仿真选取的传动比区间(0~1)之比。

表 2 变矩器设计性能的正交仿真试验结果

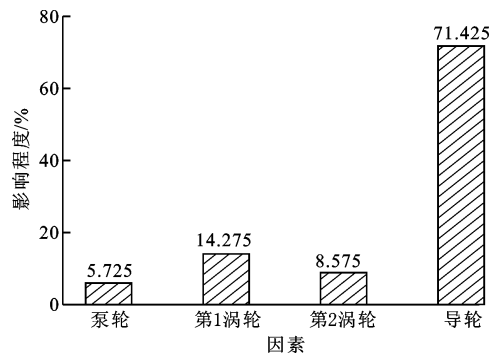
试验	起步转矩比	高效区占比/%	低速区最高效率/%	高速区最高效率/%	最大能容/(N·m)
1	4.00	46	82.93	86.88	132.29
2	4.08	47	83.47	86.55	123.49
3	4.15	38	81.38	86.31	116.51
4	4.13	33	80.51	86.59	117.30
5	3.98	44	82.74	86.79	133.43
6	4.09	45	82.59	86.87	123.51
7	4.12	40	81.63	86.10	122.07
8	4.02	29	79.90	86.59	116.12
9	3.98	43	82.15	87.06	132.02

3.3 平面流模型对变矩器设计性能的定量分析

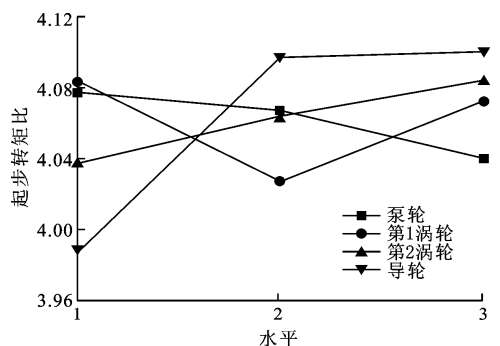
对变矩器设计性能的正交试验结果可关注双涡轮变矩器的 5 个指标,并进行单指标和多指标综合分析。本文研究面向变矩器设计性能的叶轮平面流模型,需要采用单指标分别分析不同叶轮、平面流模型对设计性能的影响。对于多指标综合分析,可确定各指标的归一化权重,得到多指标综合分析的量化值,采用与单指标分别分析相同的办法进行。

对于高速区最高效率,不同平面流模型对其影响不足 1%,对于其余 4 个指标,可采用正交试验的方差分析法^[14]对试验结果进行分析,分析过程主要关注显著性分析和主效应图。

3.3.1 起步转矩比评价分析 根据正交试验结果的起步转矩比可得各叶轮平面流模型对起步转矩比的影响,结果如图 5 所示,其中横坐标水平 1 表示反势流,2 表示等速流,3 表示有势流。由图 5 可知:导轮的平面流模型对变矩器起步转矩比影响显著,选取合理可将起步转矩比提高 0.11,第 1 涡轮次之;若以起步转矩比作为变矩器设计性能评价指标,则导轮选用等速流或有势流模型,第 1 涡轮选用有势流或反势流模型。



(a) 显著性分析

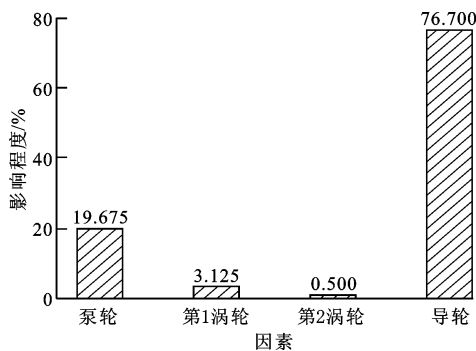


(b) 主效应图

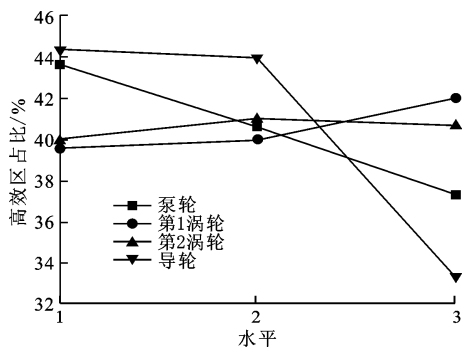
图 5 各叶轮平面流模型对起步转矩比的影响

3.3.2 高效区占比评价分析 根据正交试验结果的高效区占比可得各叶轮平面流模型对高效区占比的影响,结果如图 6 所示。由图 6 可知:导轮的平面流模型对变矩器高效区占比影响显著,选取合理可拓宽高效区占比 10%,泵轮次之,第 2 涡轮影响很小;若以高效区占比作为变矩器设计性能评价指标,则导轮选用等速流或反势流模型,泵轮选用反势流模型。

3.3.3 低速区最高效率评价分析 根据正交试验结果中的低速区最高效率可得各叶轮平面流模型对

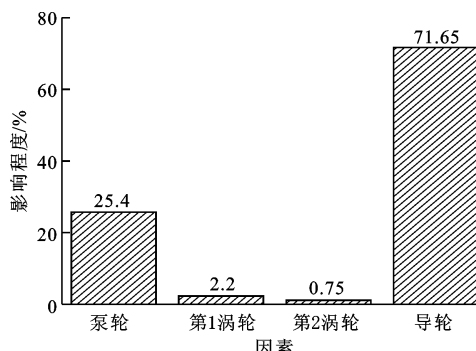


(a)显著性分析

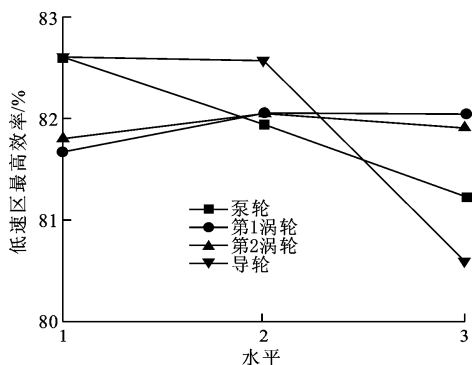


(b)主效应图

图6 各叶轮平面流模型对高效区占比的影响



(a)显著性分析



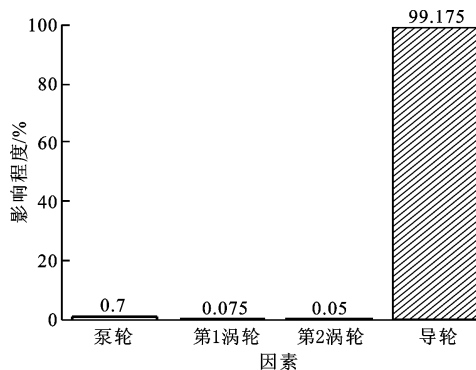
(b)主效应图

图7 各叶轮平面流模型对低速区最高效率的影响

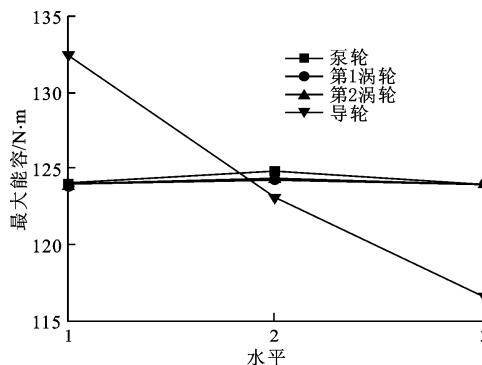
低速区最高效率的影响,结果如图7所示。由图7可知:导轮的平面流模型对变矩器低速区最高效率影响显著,选取合理可提高低速区最高效率2%,泵轮次之;若以低速区最高效率作为变矩器设计性能评价指标,则导轮选用等速流或反势流模型,泵轮选用反势流模型。

3.3.4 最大能容评价分析 根据正交试验结果中的最大能容可得各叶轮平面流模型对最大能容的影响,结果如图8所示。由图8可知:导轮的平面流模型对变矩器最大能容影响显著,选取合理可提升最大能容 16 N·m,其余叶轮影响很小;若以最大能容作为变矩器设计性能评价指标,则导轮选用等速流模型。

综上所述:导轮的平面流模型对变矩器起步转矩比、效率、最大能容影响最大,泵轮的平面流模型对变矩器效率影响较大,第1涡轮的平面流模型对变矩器起步转矩比有一定影响,第2涡轮的平面流模型对变矩器各方面性能影响较小。面向变矩器设计性能的叶轮平面流模型选用的基本原则为:若以起步转矩比为评价,导轮采用等速流或有势流模型,第1涡轮采用有势流或反势流模型;若以效率为评价,导轮采用等速流或反势流模型,泵轮采用反势流模型;若以最大能容为评价,导轮采用等速流模型。



(a)显著性分析



(b)主效应图

图8 各叶轮平面流模型对最大能容的影响

4 结 论

本文以双涡轮液力变矩器为研究对象,在通过变矩器台架试验验证其CFD仿真精度的基础上,利用正交试验法,将3种典型平面流模型与变矩器4个叶轮的全部组合,设计为9组的CFD仿真试验,探求叶轮平面流模型与变矩器设计性能间的动力学映射关系。相对于传统的根据经验选取平面流模型的方法,本文研究手段更系统,研究过程有仿真和试验依据,结论更具说服力。通过仿真试验数据的分析,得到以下结论。

(1)指出了不同叶轮各种平面流模型对不同设计性能的显著性,导轮的平面流模型对变矩器起步转矩比、效率、最大能容影响最大,泵轮的平面流模型对变矩器效率影响较大,第1涡轮的平面流模型对变矩器起步转矩比有一定影响,第2涡轮的平面流模型对变矩器各方面性能影响均较小。

(2)在变矩器叶片角组合满足变矩器基本设计性能的条件下,通过选用各叶轮的平面流模型,可实现高性能变矩器设计。若以起步转矩比评价变矩器,导轮采用等速流或有势流模型,第1涡轮采用有势流或反势流模型;若以效率评价变矩器,导轮采用等速流或反势流模型,泵轮为反势流模型,若以最大能容评价变矩器,导轮采用等速流模型。

(3)本文所提变矩器设计性能的叶轮平面流模型选用方法,可在叶片数、叶片角度、叶片厚度不变的情况下,通过合理选用平面流模型提升变矩器某方面性能,对提高其变矩器设计性能具有工程参考价值。

参考文献:

- [1] 王安麟,章明犬,李文嘉,等. 采用装载机整机实验的液力变矩器性能匹配指标[J]. 西安交通大学学报, 2015, 49(10): 54-60.
WANG Anlin, ZHANG Mingquan, LI Wenjia, et al. Performance matching index of torque converter based on loader tests [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2015, 49(10): 54-60.
- [2] 马文星. 液力传动理论与设计[M]. 北京: 化学工业出版社, 2004: 146-163.
- [3] 朱经昌. 液力变矩器的设计与计算[M]. 北京: 国防工业出版社, 1991: 137-138.
- [4] HAZEN F A. Incorporation of sweep in a transonic fan design using a 3D blade-row geometry package intended for aero-structural-manufacturing optimization

[D]. Monterey, California: Naval Postgraduate School, 1997: 17-32.

- [5] KESY A. Mathematical model of a hydrodynamic torque converter for vehicle power transmission system optimization [J]. International Journal of Vehicle Design, 2012, 59(1): 1-22.
- [6] 王立军,吴光强,王欢. 基于叶片角变化规律的液力变矩器改型设计法[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2011, 39(11): 1673-1679.
WANG Lijun, WU Guangqiang, WANG Huan. Design strategy for modification of torque converters based on variation law of blade angle [J]. Journal of Tongji University (Natural Science), 2011, 39(11): 1673-1679.
- [7] 赵永志. 液力变矩器的叶片设计[D]. 长春: 吉林大学, 2005: 58-68.
- [8] 刘伟辉,刘春宝,汪清波,等. 基于二次函数环量分配的液力变矩器叶片设计方法[J]. 农业机械学报, 2008, 39(8): 145-148.
LIU Weihui, LIU Chunbao, WANG Qingbo, et al. Design method of torque converter blade based on quadratic function distribution [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(8): 145-148.
- [9] KESY A, KADZIELA A. Construction optimization of hydrodynamic torque converter with application of genetic algorithm [J]. Archives of Civil and Mechanical Engineering, 2011, 6(4): 905-920.
- [10] KESY A, KADZIELA A. Mathematical model of hydrodynamic torque converter applied to optimization calculations using genetic algorithm [J]. International Journal of Computer Applications in Technology, 2010, 39(4): 199-206.
- [11] BANERJEE J, ADIBI A H, LASHGARIAN A N, et al. Parametric importance analysis and design optimization of a torque converter model using sensitivity information [J]. SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems, 2012, 5(1): 621-638.
- [12] ABE H, TSURUOKA M, MUTO A, et al. Development of super ultra flat torque converter with multi-plate lock-up clutch [J]. SAE International Journal of Engines, 2009, 2(1): 48-55.
- [13] 王松岭. 流体力学[M]. 北京: 中国电力出版社, 2007: 179-203.
- [14] TAGUCHI G, YOKOYAMA T. Experiment design method textbook [M]. Tokyo, Japan: Japanese Standards Association, 1981: 15-36.

(下转第155页)