

文章编号:1671-1637(2014)03-0065-08

基于反求技术的液力变矩器涡轮叶片设计

刘宗其,李志远,夏光

(合肥工业大学 机械与汽车工程学院,安徽 合肥 230009)

摘要:为了解决变矩器设计周期过长和对经验数据依赖过多的问题,运用反求技术对冲压型涡轮叶片数据进行计算、分析,在建立广义的液流环坐标系基础上,提炼出涡轮叶形设计流线的数学表达式,获得叶片内、外环加工点的准确坐标,推导出新的变矩器原始特性表达式。根据计算结果制成新的涡轮叶片,比较了装有新涡轮叶片的液力变矩器与原样机的特性。试验结果表明:新设计的变矩器和原样机的效率和失速变矩仅降低了0.5%,转矩系数降低了1%,新叶片与原叶片的误差小于0.6052%,因此,本文在环坐标系下得到变矩器环面和轴面方程式是准确的,保证了产品的设计性能,并缩短了研发周期,拓宽了变矩器研发的新途径。

关键词:车辆工程;液力变矩器;反求技术;叶片设计;环坐标系

中图分类号:U463.221 **文献标志码:**A

Design of turbine blades of torque converter based on reverse technology

LIU Zong-qi, LI Zhi-yuan, XIA Guang

(School of Mechanical and Automotive Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009, Anhui, China)

Abstract: In order to shorten the design cycle of torque converter and reduce the dependence of experience in design, the reverse technology was used to calculate and analyze the data of turbine's stamping blades. Based on the generalized torus coordinate system of liquid flow, the mathematical expression of blade design baseline was deduced, the machine coordinates of blade were obtained accurately on both inside and outside rings, and the original characteristic expression of new torque converter was described. Then, new torque converter with designed blades was tested and compared with prototype. Test result indicates that new converter efficiency and torque ratio with new turbine blades are only 0.5% lower than prototype, and the torque coefficient is only 1% lower. The error between new blade and origin one is less than 0.6052%. Therefore, the torus and axial surface equations obtained from torus coordinate system is accurate. This method offers a new choice to ensure the reliability of product and shorten its cycle in the design of torque converter. 2 tabs, 20 figs, 13 refs.

Key words: vehicle engineering; torque converter; reverse technology; blade design; torus coordinate system

Author resume: LIU Zong-qi(1963-), male, senior engineer, PhD, +86-551-65125695, hgdlzq@163.com.

0 引言

液力变矩器是汽车与工程机械自动变速系统中

最核心的部件之一,国内外很多学者对其内部液流特性进行研究。Dong 等对泵轮流场进行了数值模拟,建立切合实际的数学模型,得到了不同速比下液

收稿日期:2013-11-12

基金项目:国家自然科学基金项目(51205101);安徽省科技攻关项目(12010202032)

作者简介:刘宗其(1963-),男,安徽合肥人,合肥工业大学教授级高级工程师,工学博士,从事车辆传动技术研究。

流的流速分布规律^[1];Ejiri 等应用稳态交互面技术将 3 个工作轮连接起来,计算了各工作轮的内流场,解决了叶片间相互作用时边界条件难以准确界定的难题^[2];Shin 等应用 $\kappa\text{-}\epsilon$ 模型计算了各工作轮内部稳态流场,分析了内漏与能容的相互关系^[3];By 等模拟了液力变矩器内流场,认为泵轮入口速度分布和泵轮旋转引起二次流动现象的产生^[4];Tsujita 等研究了泵轮内流场流体流动速度和泵轮转速对二次流动的影响,发现了由流道弯曲引起的离心力和由转动引起的科氏力的比值对二次流动的影响^[5];Dong 等研究了气蚀与液流压力和泄漏的关系,推导出气蚀和泄露对液力变矩器效率影响的规律^[6];褚亚旭等研究了叶片的准三维设计方法,使液力变矩器内部复杂的三维流动问题得到了合理的解决^[7];雷雨龙等在液力变矩器三元流场数值计算和分析的基础上,改进了叶形进、出口角、骨线形状和厚度分布等参数^[8];巍巍等开发了一套包含束流初值搜索、循环圆与叶形的参数化设计、网格划分、流场分析、试验设计和优化算法在内的三维优化设计系统,初步实现了液力变矩器叶栅系统的完全三维设计与优化^[9];严鹏等开展了液力变矩器现代设计与分析方法研究,开发了液力变矩器设计与分析系列软件,实现了液力变矩器设计与分析的有机集成^[10]。然而从这些研究中可以发现目前对于三维流场数值模拟方法研究还不成熟,很多参数还需通过大量的试验获得,产品的研发周期耗时、耗力。

反求技术是一门综合性很强的多学科技术,以设计方法学为指导,以现代设计理论与技术为基础的一种逆向思维的方法论^[11],被广泛地应用在许多工程领域。本文运用反求技术对叶片参数进行研究,通过大量的试验数据与误差分析,找出叶片流线的数值表示方法,为叶形的工业化设计探索新的途径。

1 变矩器在反求技术下的参数计算

1.1 涡轮叶片设计流线图解

以某款性能优良的变矩器涡轮叶片为研究对象(图 1、2),叶片设计流线与设计流线剖面展开分别见图 3、4。图 4 中: W 为液流相对速度; V 为液流绝对速度; V_1 为绝对速度子午分速度; V_2 为绝对速度圆周分速度; β 为 W 与 V_2 的夹角。

1.2 建立广义的环坐标系

液力变矩器工作时,流体质点在其内部的运动轨迹是环流与涡流合成的螺旋运动,用广义环坐标系进行描述,见图 5~8。环流中心点与直角坐标系

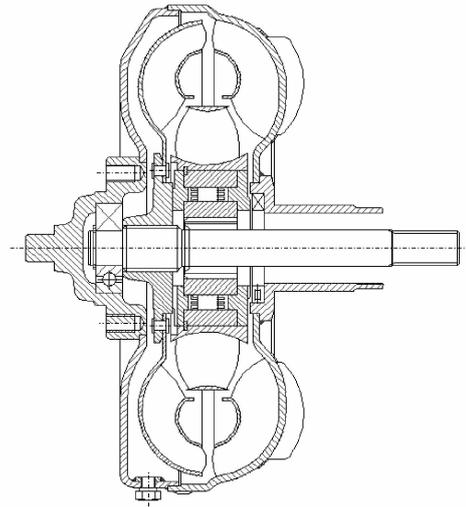


图 1 液力变矩器

Fig. 1 Torque converter



图 2 涡轮

Fig. 2 Turbine

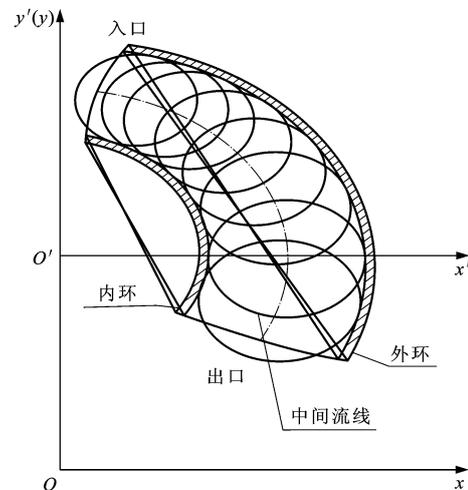


图 3 叶片设计流线

Fig. 3 Design baseline of blade

xOy 原点重合,涡流中心点与直角坐标系 $x'O'y'$ 原点重合,环的轴线和 x 轴重合,过旋转轴线(x 轴)作轴截面,因为对称性,取轴截面一半来研究。极点与环

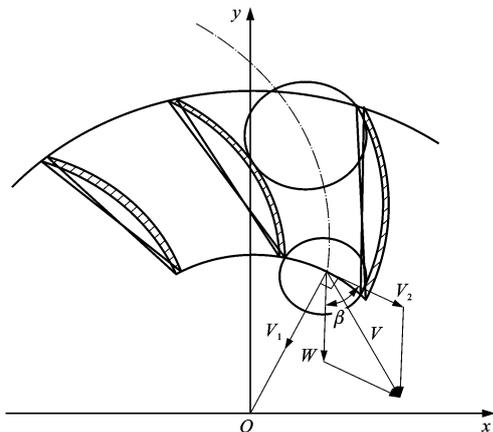


图 4 设计流线剖面

Fig. 4 Profile along design baseline

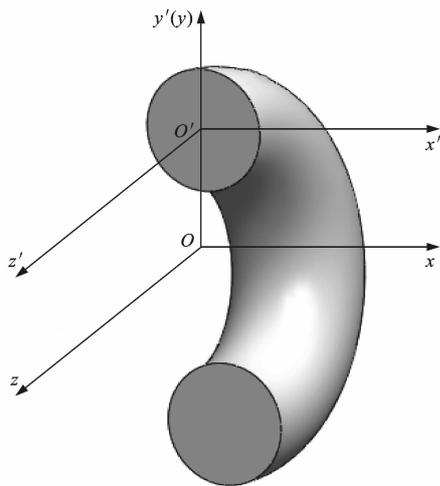


图 5 环坐标系

Fig. 5 Torus coordinate systems

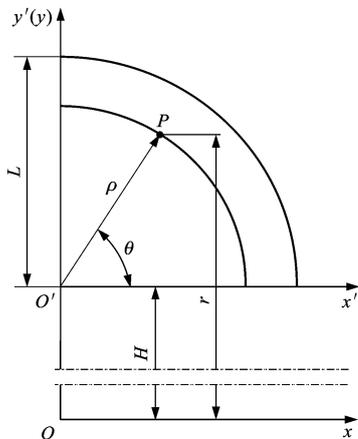


图 6 轴向投影

Fig. 6 Axial projection

面流线的距离为极半径 ρ , 这样流线上任意一点 P 的坐标可以由 ρ, θ 和 s 或 ψ 唯一确定^[12]。图 6、7 中: θ 为涡流上任意点 P 的极角; r 为点在叶片上对应的半径; s 为环流上任意点的弧长; ψ 为环流上任意

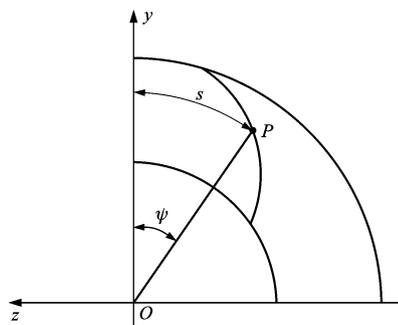


图 7 正投影

Fig. 7 Orthographic projection

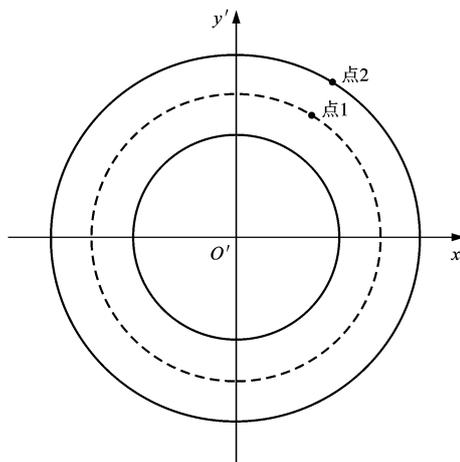


图 8 过流截面

Fig. 8 Flow section

点弧长所对的圆心角; H 为涡流中心与环流中心的距离; L 为涡流的最大极径(外环流线的极半径)。

1.3 涡轮叶片设计流线的计算

1.3.1 涡轮叶片反求流程

钣金冲压式叶片主要由 3 部分组成: 叶片曲面、内外环折边和倒圆角。根据这个特点, 在叶片反求重构三维模型时, 应先建立叶片曲面与内、外环折边, 再对两者相交处倒角, 其流程见图 9。由图 9 的数据输出可以获得液力变矩器叶轮内、外环和叶片曲面的数据, 而在设计计算中, 设计流线数据才是最主要的设计参数, 故应先提取设计流线。设计流线往往是通过内、外环公切圆圆心连线来模拟(图 3), 提取出来的设计流线以多圆柱面投影方法展开可得设计流线的剖面展开图(图 4), 进而可得涡轮叶片的进、出口角及设计流线的极半径和环流与涡流回转中心的距离。

1.3.2 涡轮叶片轴面设计流线计算

通过图 9 的反求数据可得涡轮叶片的主要参数: 循环圆直径为 265 mm; 设计流线入口角与出口角分别为 0.62、2.49 rad; 设计流线的入口极坐标为

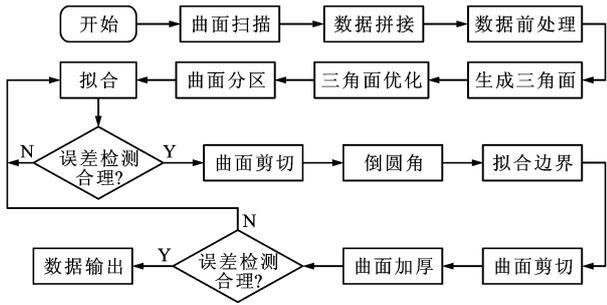


图 9 叶片反求流程

Fig. 9 Reverse flow chart of blade

(30.01, 3.81); 出口极坐标为(28.80, 1.67); 极轴坐标为(28.80, 3.14); L 为 43.0 mm; H 为 93.3 mm。任意一点 (x, y, z) 的直角坐标与环坐标的关系为

$$\begin{cases} x = \rho \cos(\theta) \\ y = [H + \rho \sin(\theta)] \cos(\psi) \\ z = [H + \rho \sin(\theta)] \sin(\psi) \end{cases} \quad (1)$$

马文星提出循环圆轴面流道截面积处处相等, Kammerer 等认为变矩器最理想过流面积约为循环圆直径的 23%^[13], 因此, 过流面积可计算如下

$$F = f_0 \pi D^2 / 4 \quad (2)$$

式中: F 为过流面积; f_0 为过流截面系数; D 为循环圆直径。

点 1、2 之间的线段绕(点 1、2 分别在设计流线和外环流线上, 见图 8) x 轴旋转一周得到的形状为圆台, 利用圆台侧面积公式可以建立外环流线与设计流线的关系(图 8), 正圆台侧面积为变矩器过流面积的一半, 则有

$$F/2 = \pi(L - \rho)[2H + (\rho + L)\sin(\theta)] \quad (3)$$

整理式(3)可得

$$\rho = \frac{-H + \sqrt{[H + L\sin(\theta)]^2 - F\sin(\theta)/2\pi}}{\sin(\theta)} \quad (4)$$

1.3.3 涡轮环面设计流线的计算

为了建立涡轮叶片环面设计流线的微分方程, 应用投影于多圆柱面展开的等角射影法来分析叶片流线上任意一点 P 的轴面投影弧微分、正投影弧微分 ds 和与之对应角度的关系, 见图 6、7。流体环面上的流线微分方程^[12]为

$$ds = \rho \cot(\beta) d\theta \quad (5)$$

为了便于积分, 可以将变矩器进、出口角的余切函数用自变量 θ 的一次线性方程表示

$$\cot(\beta) = a\theta + b \quad (6)$$

式中: a, b 为方程的系数, a 取 -0.874, b 取 3.950。

由于式(5)中含有变量 ρ , 很难直接进行积分, 针对三元件向心涡轮液力变矩器的涡轮轴面流线极

半径 ρ 随转角 θ 变化平缓的特点, 可以构造二次多项式来近似表达 ρ , Sehyun 等已证明使用该转换所得的计算误差小于 1%, 因此, 可设

$$\rho = e\theta^2 + f\theta + g \quad (7)$$

将已知系数 e, f, g 代入式(7)得

$$\rho = 1.19\theta^2 - 5.73\theta + 35.05 \quad (8)$$

将式(6)、(7)代入式(5)得

$$s = \int (-1.04\theta^3 + 9.70\theta^2 - 53.26\theta + 138.45) d\theta$$

将极坐标(30.01, 3.81)代入式(8)得流体环面方程, 为

$$s = -0.26\theta^4 + 3.23\theta^3 - 26.63\theta^2 + 138.45\theta + 40.20 \quad (9)$$

式(4)、(9)分别为涡轮叶片轴面、环面的设计流线方程。基于设计流线方程, 在进、出口极角 (θ_1, θ_2) 内等距取 20 个点, 根据过同一过流截面上叶片表面为直线的原则可得叶片内、外环点的坐标(表 1、图 10)。

表 1 涡轮叶片外环点与内环点的坐标

Tab. 1 Coordinates of points on outer cycle and inner cycle of turbine blade

点	x/mm	y/mm	z/mm
1	130.14	33.45	2.89
2	123.59	22.83	10.15
3	128.05	13.33	18.57
4	118.72	6.54	26.09
5	107.72	5.02	2.43
6	93.97	9.57	35.77
7	85.58	17.58	35.02
8	75.18	26.43	34.93
9	88.59	34.90	32.51
10	55.00	42.41	28.82
11	80.27	26.02	11.19
12	80.19	22.76	12.64
13	90.94	19.18	13.02
14	95.82	15.63	14.27
15	97.00	21.29	14.52
16	100.50	9.54	14.11
17	104.75	8.16	12.66
18	148.55	12.25	10.17
19	111.29	13.35	7.29
20	113.00	14.25	4.48

1.4 样机涡轮叶片与新涡轮叶片的对比

由表 1 中外环点 1~10 与内环点 11~20 的坐标可以准确建立新涡轮叶片的三维模型, 见图 11,

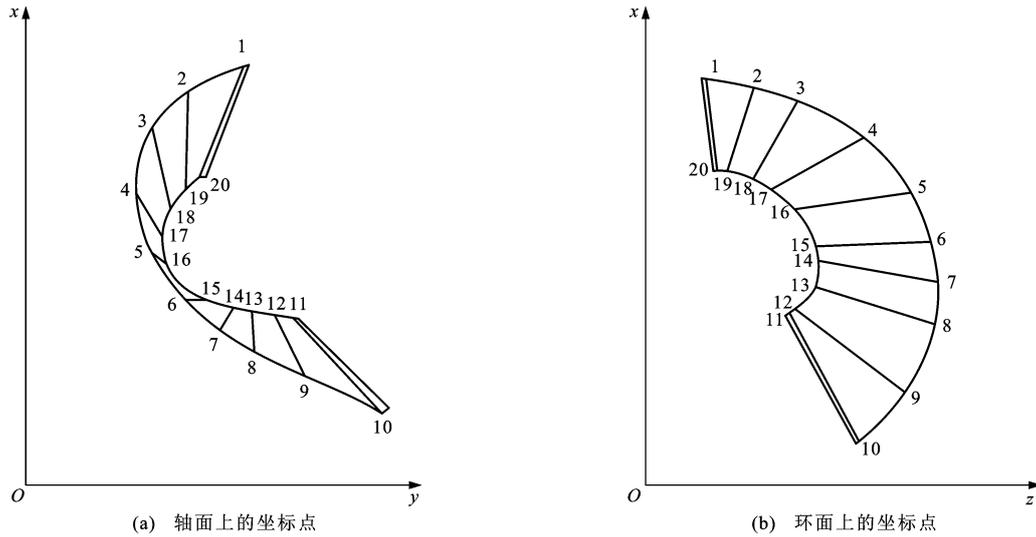


图 10 涡轮叶片坐标点

Fig. 10 Coordinate points on turbine blade

样机涡轮叶片见图 12。由数据对比统计表 2 可以看出,通过反求技术获得新涡轮叶片数据与样机叶片数据之间的最大误差、最小误差、误差均方根、标准离差等统计数据基本上都在设计范围内,且在许用值内和许用值外的区域所占整个区域的百分比分别为 99.124 8%和 0.875 2%,这里许用值取±0.3 mm。由各叶片对比的误差均方根可以看出,两叶片误差均方根均小于 0.1 mm,说明样机涡轮叶片与新涡轮叶片三维模型相近。从数据对比误差分布统计图(图 13)可以看出,两涡轮叶片误差分布百分比基本符合正态分布。

表 2 计算误差

Tab. 2 Computation errors

最小误差/mm	-0.600 1
最大误差/mm	0.605 2
平均误差/mm	0.001 9
误差均方根/mm	0.055 5
标准离差/mm	0.055 5
样本方差/mm ²	0.003 1
许用值内误差比例/%	99.124 8
许用值外误差比例/%	0.875 2

1.5 设计叶片的理论校核

以泵轮转速 n 为 $2\ 000\ \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ 和涡轮设计流线环面与轴面方程为基础计算不同速比 i 下的液力变矩器原始特性。首先在得到涡轮叶片内、外环坐标的条件下,准确计算流线的过水断面,图 14 为涡轮叶片的水力模型的轴面投影。若叶片数为 N ,点 G' 、 H' 分别为公切圆与内、外环的切点,点 O' 为公切



图 11 新涡轮叶片

Fig. 11 New turbine blade

圆的圆心,点 K' 是三角形 $O'G'H'$ 的重心, r_c 为过流断面弧长的形心,通过轴面和环面方程获得中间流线上点的坐标,进而可以推导过流断面面积 F 。过流断面宽度 $\widehat{G'H'}$ 为

$$\widehat{G'H'} = \frac{2G'H' + G'O' + H'O'}{3}$$

由于叶片的厚度 δ 将占去一部分旋转曲面的面积,则涡轮入口处有效过流面积为

$$F = \widehat{G'H'} \left[2\pi r_c - \frac{N\delta}{\sin(\beta)} \right]$$

绝对速度为

$$V_i = \frac{d\theta}{dt} \sqrt{\left(\frac{d\theta}{d\theta}\right)^2 + \left(\frac{ds}{d\theta}\right)^2} \quad (10)$$



图 12 样机涡轮叶片

Fig. 12 Prototype of turbine blade

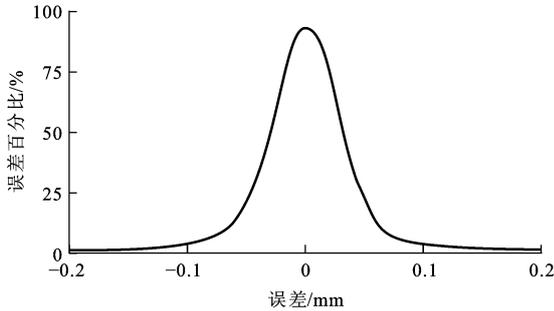


图 13 误差分布

Fig. 13 Error distribution

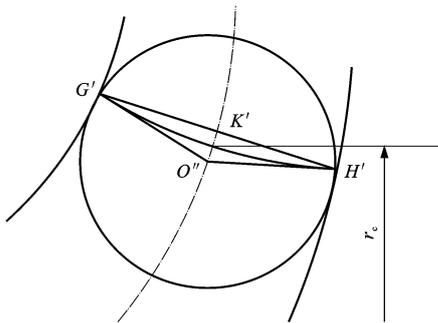


图 14 水力模型轴面投影

Fig. 14 Axial projection of hydraulic model

$$V_1 = \frac{\rho d\theta}{dt}$$

$$r = H + \rho \sin(\theta)$$

$$V_i = \sqrt{u_i^2 + W_i^2}$$

$$u_i = \omega_i r$$

$$W_i = \frac{V_{1i}}{\sin(\beta)}$$

$$\omega_i = \frac{2\pi n}{60i}$$

由图 6 知
已知

可得

$$V_1 = 10^3 (6.2\theta^4 - 59.8\theta^3 + 1480.3\theta^2 - 6434.5\theta + 71868) / [0.84\theta^4 - 12.7\theta^3 + 86\theta^2 - 319\theta + 572 - 1/\sin(\beta)]$$

由 $Q_i = V_i F$ 与能量守恒可得

$$M_{iT} = \frac{Q_i \rho_0}{g} \left[\frac{r_2 \cot(\beta_2)}{F_2} - \frac{r_1 \cot(\beta_1)}{F_1} \right] + \frac{Q_i \rho_0}{g} (r_2^2 \omega_2 - r_1^2 \omega_1) \tag{11}$$

$$M_{iB} = Q_i \rho_0 \left[\frac{r_1 \cot(\beta_1)}{F_1} - \frac{r_3 \cot(\beta_3)}{F_3} \right] + \frac{Q_i \rho_0}{g} (r_1^2 \omega_1 - r_3^2 \omega_3) \tag{12}$$

转矩系数为

$$\lambda_{iB} = \frac{M_i}{\rho_0 n^2 D^5}$$

变矩比为

$$K_i = \frac{-M_{iT}}{M_{iB}}$$

效率为

$$\eta_i = K_i i$$

式中： λ_i 、 K_i 、 η_i 分别为变矩器在不同速比 i 下所对应的转矩系数 λ 、变矩比 k 和效率 η ； ρ_0 为流体密度； Q_i 为液体流量； r_1 、 r_2 、 r_3 分别为泵轮、涡轮、导轮叶片的出口半径； β_1 、 β_2 、 β_3 分别为泵轮、涡轮、导轮叶片的出口角； F_1 、 F_2 、 F_3 分别为泵轮、涡轮、导轮叶片的过流面积； ω_1 、 ω_2 、 ω_3 分别为泵轮、涡轮、导轮叶片的角速度；其他带下标 i 的变量为速比 i 下的相应变量； t 为时间。

根据涡轮叶片环面和轴面方程所确定进、出口点的数据可得变矩器在不同速比下的流量 Q_i ，根据某一速比下泵轮和涡轮流量相等原则求得泵轮扭矩，进而得到变矩比和效率。采用 MATLAB 编制的程序可得变矩器原始特性曲线见图 15~17。

2 液力变矩器试验

由表 1 点的坐标加工出的涡轮叶片应用于液力变矩器后，在变矩器台架上进行特性测试，试验所得样机与装有新涡轮叶片液力变矩器原始特性的对比见图 18~20。样机、装有新涡轮叶片及理论计算的变矩器失速变矩比分别为 3.15、3.12、3.10，最高效率分别为 0.812、0.808、0.805，泵轮转矩系数的走向趋势相近，但同一速比对应的计算值与试验数据误差较大，这是由于一维束流理论过多的假设造成的，致使计算性能与试验性能有一定的出入。从试

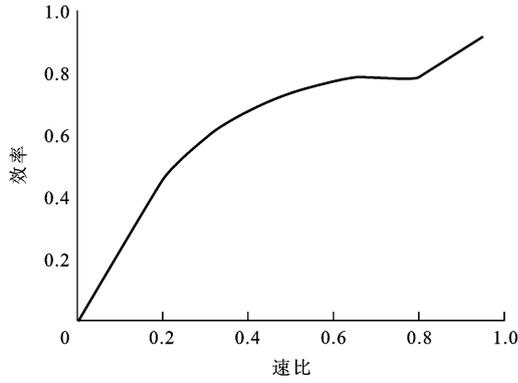


图 15 原始效率
Fig. 15 Original efficiency

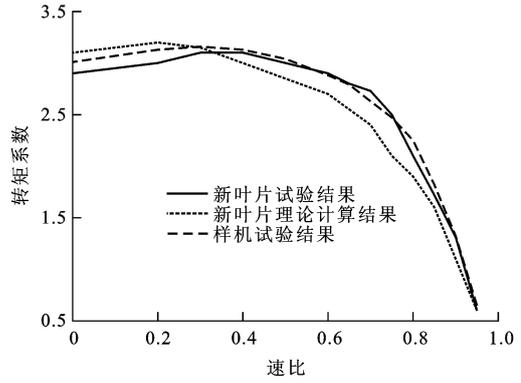


图 18 转矩系数对比
Fig. 18 Comparison of torque coefficients

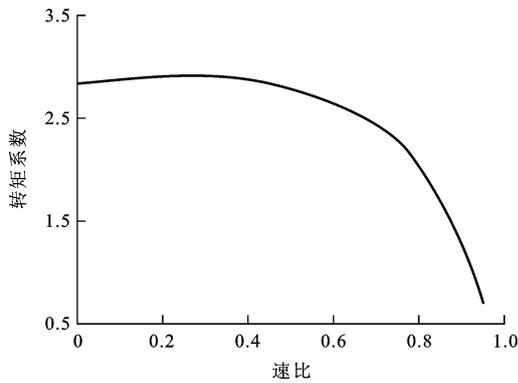


图 16 原始转矩系数
Fig. 16 Original torque coefficient

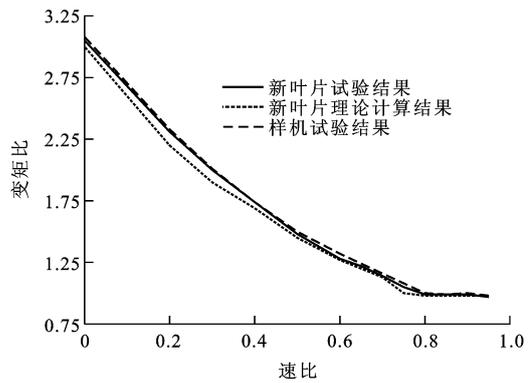


图 19 变矩比对比
Fig. 19 Comparison of torque ratios

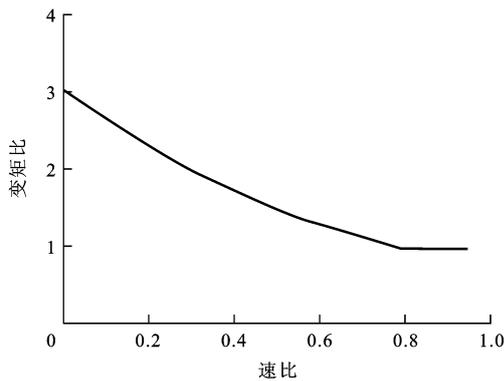


图 17 原始变矩比
Fig. 17 Original torque ratio

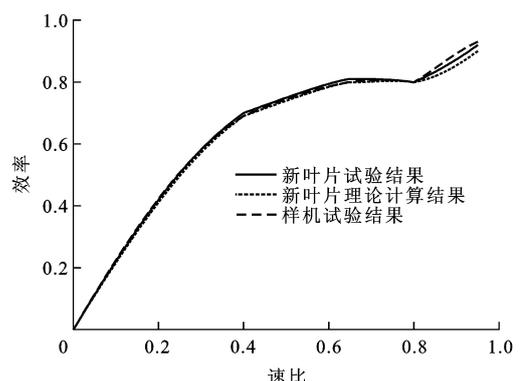


图 20 效率对比
Fig. 20 Comparison of efficiencies

验数据分析可知反求技术对于液力变矩器涡轮叶片的设计是有效的,能够提升产品的设计质量。

3 结 语

(1)采用在环坐标系下对涡轮叶片反求数据的计算,首次得到设计流线的轴面和环面方程,并获得叶片的产品图,其坐标的平均误差为 0.001 9%,且为正态分布,许用值内的区域所占整个区域的百分比达到 99.124 8%,验证了该方法的可行性。

(2)利用变矩器自适应性特点和轴面与环面方程推算了涡轮子午面上液流速度,得到了在不同速比下的流量,这给所求的轴面和环面方程的正确性提供了合理的理论依据。

(3)通过提炼出的叶片理论表达式,进而推导出变矩器的原始特性,通过试验验证,新的变矩器与样机性能较吻合,其效率和失速变矩只降低了 0.5%,转矩系数降低了 1%,该方法缩短了新产品的研发周期,减小了设计风险,探索了一条新的变

矩器设计路径。

参 考 文 献 :

References :

- [1] DONG Y, LAKSHMINARAYANA B, MADDOCK D. Steady and unsteady flow field at pump and turbine exits of a torque converter[J]. Journal of Fluids Engineering, 1998, 120(3): 538-548.
- [2] EJIRI E, KUBO M. Performance analysis of automotive torque converter elements[J]. Journal of Fluids Engineering, 1999, 121(2): 266-275.
- [3] SHIN S, CHANG H, ATHAVALE M. Numerical investigation of the pump flow in an automotive torque converter[J]. SAE Paper, 1999-01-1056.
- [4] BY R R, KUNZ R, LAKSHMINARAYANA B. Navier-Stokes analysis of the pump flow field of an automotive torque converter[J]. Journal of Fluids Engineering, 1995, 117(1): 116-122.
- [5] TSUJITA H, EJIRI E, MIZUKI S, et al. Analysis of flow within pump impeller of torque converter[J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, 1993, 59(564): 2500-2508.
- [6] DONG Y, KORIVI V, ATTIBELE P, et al. Torque converter CFD engineering part II: performance improvement through core leakage flow and cavitation control[J]. SAE Paper, 2002-01-0884.
- [7] 褚亚旭, 马文星, 方 杰, 等. 液力变矩器三维流动的计算[J]. 农业机械学报, 2005, 36(8): 107-110.
CHU Ya-xu, MA Wen-xing, FANG Jie, et al. Three dimensional flow calculation of hydrodynamic torque converter[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2005, 36(8): 107-110. (in Chinese)
- [8] 雷雨龙, 葛安林, 田 华, 等. 基于内流场分析的液力变矩器改型设计[J]. 机械工程学报, 2006, 42(2): 125-128.
LEI Yu-long, GE An-lin, TIAN Hua, et al. Amending redesign of torque converter based on internal flow field simulation[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(2): 125-128. (in Chinese)
- [9] 魏 巍, 闫清东. 液力变矩器叶栅系统三维优化设计方法研究[J]. 流体传动与控制, 2006(4): 41-44, 48.
WEI Wei, YAN Qing-dong. Research on three-dimensional optimization design method of torque converter cascade[J]. Fluid Power Transmission and Control, 2006(4): 41-44, 48. (in Chinese)
- [10] 严 鹏, 吴光强. 液力变矩器性能分析[J]. 同济大学学报: 自然科学版, 2004, 32(11): 1504-1507.
YAN Peng, WU Guang-qiang. Performance investigation of torque converter[J]. Journal of Tongji University: Natural Science, 2004, 32(11): 1504-1507. (in Chinese)
- [11] LEE K H, WOO H, SUK T. Data reduction methods for reverse engineering[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2001, 17(10): 735-743.
- [12] 刘仕平, 权 龙. 三元件离心涡轮液力变矩器环面流线法设计[J]. 农业机械学报, 2009, 40(7): 20-24.
LIU Shi-ping, QUAN Long. Torus streamline method design of 3-element centripeta-turbine hydraulic torque converters[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2009, 40(7): 20-24. (in Chinese)
- [13] KAMMERER S, MAYER J F, STETTER H, et al. Development of a three-dimensional geometry optimization method for turbomachinery applications[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2004, 10(5): 373-385.

《交通运输工程学报》2014 年征订通知

《交通运输工程学报》是由国家教育部主管、长安大学主办、国务院学位委员会交通运输工程学科评议组、东南大学与西南交通大学共同协办的交通运输领域的学术理论刊物, 两院院士沈志云教授任名誉主任委员; 主要刊载道路与铁道工程、载运工具运用工程、交通运输规划与管理、交通信息工程与控制等领域高水平的学术论文和重大工程实践项目产生的论文; 主要读者对象为国内外交通运输领域的科研人员、工程技术人员及大专院校相关专业的师生。

《交通运输工程学报》为双月刊, 大 16 开本, 128 个页码, 每期定价 30.00 元, 全年共 180.00 元。可到当地邮局订阅, 邮发代号为 52-195, 也可直接汇款至《交通运输工程学报》编辑部订阅。

开户银行: 中国银行西安翠华路支行

账 号: 102407337258

账 户: 长安大学杂志社

邮政编码: 710064

联 系 人: 胡广平

电 话: 029-82334382

地 址: 陕西省西安市南二环路中段长安大学杂志社

E-mail: jygc@chd.edu.cn