

三元件向心涡轮液力变矩器环面流线法设计^{*}

刘仕平^{1,2} 权 龙¹

(1. 太原理工大学机械电子研究所, 太原 030024; 2. 华北水利水电学院机械系, 郑州 450011)

【摘要】 对三元件向心涡轮液力变矩器的设计方法进行了研究,提出了基于环面流线的设计方法。将流体质点在液力变矩器内部的运动看作为在环面上的曲线运动并可分解为轴面分量和周向分量,推导了轴面流线方程和环面流线方程。分析了叶片对于流线的影响,给出了流线型叶片厚度函数。将叶型骨线和叶片厚度函数相结合,得到了叶片表面的计算方程。研究表明,三元件向心涡轮液力变矩器的轴面流线和环面流线都比较接近抛物线。

关键词: 液力变矩器 叶片 设计 环面流线 厚度函数

中图分类号: TH139

文献标识码: A

Torus Streamline Method Design of 3-element Centripetal-turbine Hydraulic Torque Converters

Liu Shiping^{1,2} Quan Long¹

(1. Institute of Mechatronic Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China

2. Department of Mechanical Engineering, North China Institute of Water Conservancy and Hydro-electric Power, Zhengzhou 450011, China)

Abstract

The design method of 3-element centripetal-turbine hydrodynamic torque converters was investigated. A new design method based on torus streamline was proposed. The particle movement inside the hydrodynamic torque converter was considered as the curvilinear movement on a torus surface, and could be decomposed into meridional component movement and circumferential component movement. The meridional streamline equations and torus streamline equations were derived. The blade influence on streamline was analyzed and a streamlined thickness function was put forward. The equations of blade camber line combined with the thickness function, the blade surface equation was obtained. The research result shows that either a meridional streamline or a torus streamline is an approximate parabola.

Key words Hydraulic torque converter, Blade, Design, Torus streamline, Thickness function

引言

液力变矩器最重要的设计环节是叶片设计,一般可分为一维设计、二维设计、准三维设计和三维设计。由于受流场理论研究的制约,直接进行叶片准三维设计和三维设计困难较大,目前应用的设计方法仍是环量分配法和投影于多圆柱面的等角射影原理^[1]。准三维设计和三维设计的理论和方法尚处在探索阶段^[2~7]。本文对三元件向心涡轮液力变矩

器设计方法加以研究,结合时间平均流线概念^[8],提出一种叶片设计方法——环面流线设计法。

1 轴面流线方程

液体在液力变矩器内部的流动属于三维粘性紊流,如果取时间平均值,仍然可以采用流线的概念。这样,流体质点在液力变矩器中复杂的螺管运动就可以看作在不同环面上的运动。在轴截面内反映各个环面的方程称为轴面流线方程,在环面上反映流

动的方程称为环面流线方程。

1.1 设计流线的确定

设计流线又称中间流线或平均流线,是一维流束理论的基本概念。在循环圆设计中,由于变矩器工作过程中外环附近液流比内环附近液流的作用大,一般认为尽量保持外环为圆形而修改内环,近期利用 CFD 软件对液力变矩器三维流场计算的结果表明,外环不需要保持圆形^[9~10]。这里选择设计流线为圆形,从而保证了轴面设计流线具有均匀的最大曲率半径。

1.2 轴面流线通用方程

过旋转轴线(x 轴)作轴截面(简称轴面),考虑到图形的对称性,取一半轴截面研究,在轴截面内可以用极坐标描述。极坐标系的极点定在设计流线的中心点,极点到环面的距离为极半径 ρ ,极半径 ρ 和 x 轴的夹角为极角 θ 。假定设计流线的极半径为常数 R ,极点到旋转轴的距离为 h ,如图 1 所示。

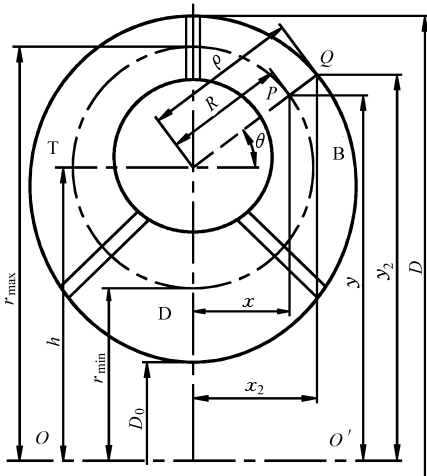


图 1 外环流线和设计流线关系简图

Fig. 1 Relation between outer wall streamline and mean streamline

由直线 \overline{PQ} 绕轴线 $\overline{OO'}$ 旋转一周得到的形状为正截头圆锥体,利用正截头圆锥体侧面积公式就可以建立外环流线和设计流线的关系。该正截头圆锥体侧面积为液力变矩器过流面积的一半,因而有

$$A/2 = \pi(\rho - R)(y_1 + y_2)$$

$$\text{即 } A/2 = \pi(\rho - R)[2h + (R + \rho)\sin\theta]$$

整理可得

$$(2\sin\theta)\rho^2 + 4h\rho - (4hR + 2R^2\sin\theta + A/\pi) = 0$$

利用一元二次方程求根公式可得外环流线方程为

$$\rho = \frac{\sqrt{(h + \sin\theta)^2 + A\sin\theta/(2\pi)} - h}{\sin\theta} \quad (1)$$

采用同样的推导可得内环流线方程为

$$\rho = \frac{\sqrt{(h + \sin\theta)^2 - A\sin\theta/(2\pi)} - h}{\sin\theta} \quad (2)$$

可以看出,内环流线方程和外环流线方程具有类似的形式,如果选取控制参数 ξ ($-1 \leq \xi \leq 1$),则可将上述两个方程合成一个方程,即

$$\rho = \frac{\sqrt{(h + R\sin\theta)^2 + \xi A\sin\theta/(2\pi)} - h}{\sin\theta} \quad (3)$$

当 $\theta = k\pi$ 时函数不连续,考察下列极限

$$\lim_{\theta \rightarrow k\pi} \frac{\sqrt{(h + R\sin\theta)^2 + \xi A\sin\theta/(2\pi)} - h}{\sin\theta}$$

$$\lim_{\theta \rightarrow 0} \frac{\sqrt{(h + R\theta)^2 + [\xi A/(2\pi)]\theta} - h}{\theta} = R + \xi A/(4\pi h)$$

这说明当 $\theta = k\pi$ 时为可去间断点,在这一点可以给函数补充定义。

式(3)是一个通用方程,不同的参数 ξ 可以代表不同的流线。不仅能表达中间流线、内环流线和外环流线,也能表达任意轴面流线。将通用轴面流线方程描绘成曲线,如图 2 所示。

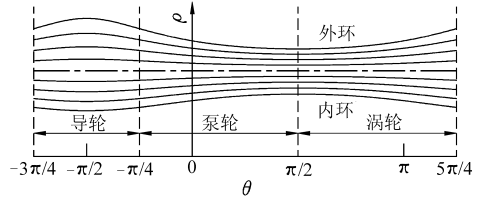


图 2 轴面流线随极角的变化规律

Fig. 2 Relation of meridional streamline vs polar angle

由图 2 可以看出,轴面流线随极角的变化比较平缓,为便于运算可用简单的函数来逼近。

根据文献[1],最佳过流面积为有效直径圆面积的 23%,则有

$$A = 0.25\pi D^2 \times 23\% = 0.180642D^2$$

液力变矩器的直径比一般取 3,即 $D_0 = D/3$,因此,设计流线的最大旋转半径为

$$r_{\max} = \sqrt{D^2/4 - A/(2\pi)} = 0.470372D$$

设计流线的最小旋转半径为

$$r_{\min} = \sqrt{A/(2\pi) + D_0^2/4} = 0.237756D$$

设计流线的几何半径为

$$R = (r_{\max} - r_{\min})/2 = 0.116308D$$

极点到旋转轴的距离为

$$h = R + r_{\min} = 0.354064D$$

2 环面流线的数学描述

2.1 主要物理量的表达式

2.1.1 旋转半径

任意流线上的旋转半径都可以表示为

$$r(\theta) = \sqrt{(h + R\sin\theta)^2 + \xi A\sin\theta/(2\pi)} \quad (4)$$

2.1.2 速度

任意一点的圆周速度为

$$u = \omega r(\theta) \quad (5)$$

绝对速度的圆周分速度为

$$v_u = \omega r(\theta) + v_m \cot \beta \quad (6)$$

式中 v_m ——任意流线上轴面分速度

β ——叶片倾角

2.1.3 叶片倾角关系

按照反势流原则有

$$v_u/r = v_{us}/r_s \quad (7)$$

式中 v_{us} ——设计流线上绝对速度的圆周分速度

v_u ——任意流线上绝对速度的圆周分速度

r_s ——设计流线上的旋转半径

r ——任意流线上的旋转半径

任意流线上叶片倾角的余切 $\cot \beta$ 和设计流线

上叶片倾角的余切 $\cot \beta_s$ 之比为

$$\frac{\cot \beta}{\cot \beta_s} = \frac{v_u - \omega r(\theta)}{v_{us} - \omega(h + R \sin \theta)} =$$

$$\frac{\frac{v_u}{r(\theta)} - \omega}{\frac{v_{us}}{h + R \sin \theta} - \omega} \frac{r(\theta)}{h + R \sin \theta} = \frac{h + \rho \sin \theta}{h + R \sin \theta}$$

所以,不同旋转曲面上叶片倾角关系为

$$\cot \beta = k(\theta) \cot \beta_s \quad (8)$$

其中 $k(\theta) = (h + \rho \sin \theta) / (h + R \sin \theta)$

2.2 环面上流线的微分方程式

为了建立环面上流线的微分方程式,需要分析泵轮、涡轮和导轮的速度三角形,各个工作轮无冲击进出口的速度三角形如图3所示。

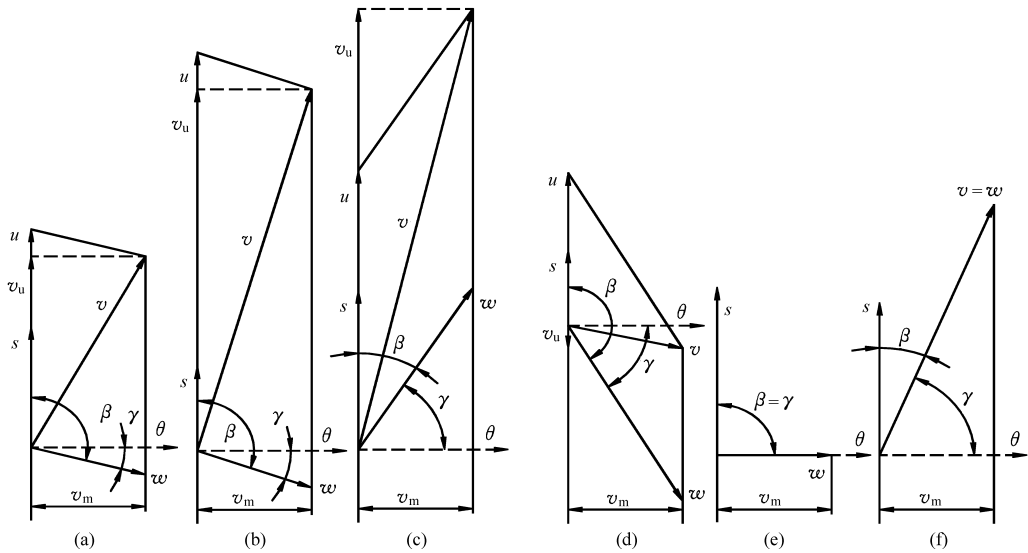


图3 各个叶轮进口和出口的速度三角形

Fig. 3 Velocity triangles of pump, turbine and stator

(a) 泵轮进口 (b) 泵轮出口 (c) 涡轮进口 (d) 涡轮出口 (e) 导轮进口 (f) 导轮出口

图3中 θ 为极坐标的极角, s 为轴截面的偏移弧长。从图3可以看出,叶片的倾角 β 是从圆周速度方向开始顺时针计算,与常规坐标系规定不符。起始点不同,旋转方向不同,需要变换为新的角度。令

$$\gamma = -(\beta - \pi/2) = \pi/2 - \beta$$

$$\tan \gamma = \tan(\pi/2 - \beta) = \cot \beta \quad (9)$$

按照导数的几何意义可得

$$\frac{ds}{\rho d\theta} = \tan \gamma = \cot \beta$$

$$ds = \rho \cot \beta d\theta \quad (10)$$

即式(10)就是流体环面上流动的流线微分方程式,如果选定了合适的函数关系 $\rho = \rho(\theta)$ 和 $\cot \beta = f(\theta)$, 就可以进行积分。

2.3 环面上流线的表达式

叶片倾角余切对极角的函数可以选取线性函数,形式为 $\cot \beta = E + F\theta$, 其中 E 和 F 为待定常数,

根据工作轮的极角和要求的进出口叶片倾角就可以确定这两个常数。

当 $\theta = \theta_1$ 时, $\cot \beta_1 = k(\theta_1) \cot \beta_{s1}$; 当 $\theta = \theta_2$ 时, $\cot \beta_2 = k(\theta_2) \cot \beta_{s2}$ 。取

$$\begin{cases} \cot \beta_1 = E\theta_1 + F \\ \cot \beta_2 = E\theta_2 + F \end{cases}$$

解上述方程组则可得

$$\begin{cases} E = \frac{\cot \beta_2 - \cot \beta_1}{\theta_2 - \theta_1} \\ F = \frac{\theta_2 \cot \beta_1 - \theta_1 \cot \beta_2}{\theta_2 - \theta_1} \end{cases}$$

为了便于积分,式(3)可用插值公式构造二次多项式近似表示。

当极角 $\theta = 0$ 或者 $\theta = 180^\circ$ 时极半径为

$$a = R + \xi A / (4\pi h)$$

当极角 $\theta = 90^\circ$ 时极半径为

$$b = \rho(\pi/2) = \sqrt{h^2 + 2ah + R^2} - h$$

当极角 $\theta = 270^\circ$ 时极半径为

$$c = \rho(-\pi/2) = h - \sqrt{h^2 - 2ah + R^2}$$

泵轮与导轮、涡轮与导轮交界处的极半径为

$$e = \rho(-\pi/4) = \rho(5\pi/4) = \rho(-3\pi/4) =$$

$$\sqrt{2h - \sqrt{2h^2 - 2\sqrt{2}ah + R^2}}$$

这样, 泵轮轴面流线的二次多项式为

$$\rho_B = C_{B0} + C_{B1}\theta + C_{B2}\theta^2 \quad (11)$$

其中

$$C_{B0} = a$$

$$C_{B1} = 2(3a + b - 4e)/(3\pi)$$

$$C_{B2} = 8(2e - 3a + b)/(3\pi^2)$$

涡轮轴面流线的二次多项式为

$$\rho_T = C_{T0} + C_{T1}\theta + C_{T2}\theta^2 \quad (12)$$

其中

$$C_{T0} = -5a + 10b/3 + 8e/3$$

$$C_{T1} = 2(7a - 3b - 4e)/\pi$$

$$C_{T2} = -8(a - b/3 - 2e/3)/\pi^2$$

导轮轴面流线的二次多项式为

$$\rho_D = C_{D0} + C_{D1}\theta + C_{D2}\theta^2 \quad (13)$$

其中

$$C_{D0} = (-3c + 4e)$$

$$C_{D1} = 16(e - c)/\pi$$

$$C_{D2} = 16(e - c)/\pi^2$$

上述近似公式具有较高的逼近精度, 式(11)和式(12)的逼近误差不超过 0.86%, 式(13)的逼近误差不超过 0.67%。

利用近似公式进行积分

$$s_B = \int \rho_B \cot \beta d\theta =$$

$$\int (C_{B0} + C_{B1}\theta + C_{B2}\theta^2)(E\theta + F)d\theta =$$

$$C_{11}\theta + C_{12}\theta^2 + C_{13}\theta^3 + C_{14}\theta^4 + C$$

式中

$$C_{11} = FC_{B0} \quad C_{12} = (EC_{B0} + FC_{B1})/2$$

$$C_{13} = (EC_{B1} + FC_{B2})/3 \quad C_{14} = EC_{B2}/4$$

利用边界条件 $\theta = \theta_1, s_B = 0$ 可得

$$C = -C_{11}\theta_1 - C_{12}\theta_1^2 - C_{13}\theta_1^3 - C_{14}\theta_1^4$$

所以对于泵轮有

$$s_B = C_{11}(\theta - \theta_1) + C_{12}(\theta^2 - \theta_1^2) + C_{13}(\theta^3 - \theta_1^3) + C_{14}(\theta^4 - \theta_1^4) \quad (14)$$

同样对于涡轮有

$$s_T = C_{21}(\theta - \theta_1) + C_{22}(\theta^2 - \theta_1^2) + C_{23}(\theta^3 - \theta_1^3) + C_{24}(\theta^4 - \theta_1^4) \quad (15)$$

式中

$$C_{21} = FC_{T0} \quad C_{22} = (EC_{T0} + FC_{T1})/2$$

$$C_{23} = (EC_{T1} + FC_{T2})/3 \quad C_{24} = EC_{T2}/4$$

对于导轮有

$$s_D = C_{31}(\theta - \theta_1) + C_{32}(\theta^2 - \theta_1^2) +$$

$$C_{33}(\theta^3 - \theta_1^3) + C_{34}(\theta^4 - \theta_1^4) \quad (16)$$

式中

$$C_{31} = FC_{D0} \quad C_{32} = (EC_{D0} + FC_{D1})/2$$

$$C_{33} = (EC_{D1} + FC_{D2})/3 \quad C_{34} = EC_{D2}/4$$

式(14)~(16)即为液体在环面上流动的流线方程, 由于没有考虑叶片的影响, 故称叶型骨线方程。这些方程为 4 次方程, 实际上, 在每个方程的 4 个系数中, 后面的系数都比前面的小一个数量级。在设计流线上为抛物线, 在其他流线上接近于抛物线规律。该方程的二阶导数 $d^2s/d\theta^2$ 不会等于零, 没有突变, 说明曲线不仅几何上光滑, 力学上也光滑。

3 厚度函数的确定

以上公式表示的环面流线没有考虑叶片的数目和厚度, 实际上叶片是有厚度的, 所以要在叶型骨线的两面沿弧长方向加厚, 以便得到叶片的两个表面——工作面和背面。确定叶片厚度时要考虑流线型结构、进口处为圆头、出口尽可能薄, 还要考虑流道的扩散与收缩。叶片厚度对流线的影响如图 4 所示。

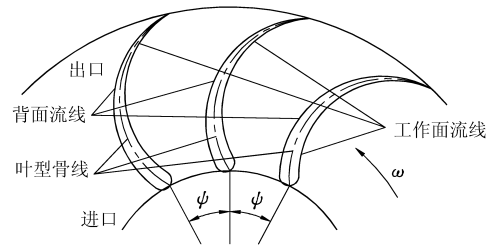


图 4 叶片厚度对流线的影响

Fig. 4 Blade thickness influence on streamline

假设叶片厚度在叶型骨线的两边厚度相同, 可以建立厚度函数。厚度函数可用三次样条来构造, 也可以采用儒科夫斯基翼型^[11], 这里建议厚度函数取为解析形式

$$t = \sqrt[4]{4} t_m \left(1 - \frac{\theta - \theta_1}{L}\right) \left[1 - \left(1 - \frac{\theta - \theta_1}{L}\right)^n\right]^{1/n} \quad (17)$$

式中 L ——叶片在轴截面内的理论包角

t_m ——最大厚度

n ——指数, $n = 2, 3, 4, \dots$

该厚度函数的曲线如图 5 所示。

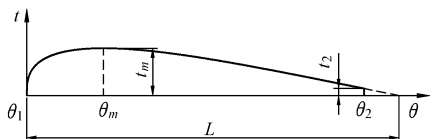


图 5 厚度函数曲线

Fig. 5 Curve of the thickness function

取该函数的一阶导数为零, 可得极大值点位置

$$\theta_m = \theta_1 + \left(1 - \frac{1}{\sqrt[4]{2}}\right)L \quad (18)$$

由此可见, 所选的指数不同, 则极大值点的位置

不同,指数越大,极大值点的位置越是靠近叶片的起始点。另一方面可以看到,该函数最大的好处在于可以调整极大值点的位置。

为了求得参数 L , 将出口极角 θ_2 和出口厚度 t_2 代入式(17)并整理得

$$\frac{t_2^n}{4t_m^n} = \left(1 - \frac{\theta_2 - \theta_1}{L}\right)^n \left[1 - \left(1 - \frac{\theta_2 - \theta_1}{L}\right)^n\right]$$

令 $\omega = [1 - (\theta_2 - \theta_1)/L]^n$, 则有一元二次方程

$$\omega^2 - \omega + t_2^n/(4t_m^n) = 0$$

解该方程可得

$$\omega = 0.5(1 - \sqrt{1 - t_2^n/t_m^n})$$

所以有

$$L = \frac{\theta_2 - \theta_1}{1 - \sqrt{0.5(1 - \sqrt{1 - t_2^n/t_m^n})}} \quad (19)$$

4 叶片表面方程

有了叶型骨线方程和厚度函数,可以方便地写出叶片正面和反面的方程。设泵轮、涡轮和导轮的叶片数分别为 z_B 、 z_T 和 z_D , 则各轮的流道角计算公式为

$$\begin{cases} \Psi_B = 2\pi/z_B \\ \Psi_T = 2\pi/z_T \\ \Psi_D = 2\pi/z_D \end{cases} \quad (20)$$

泵轮叶片正反面的弧偏移量为

$$\hat{s}_i = s_i(\theta) \pm \left[\frac{\Psi_i}{2} r(\theta) - t(\theta) \right] \quad (21)$$

式中 i 取 B、T 或 D, 叶片工作面取“+”号, 背面取“-”号。

这样,叶片表面的参数方程为

$$\begin{cases} \rho = \frac{\sqrt{(h + R\sin\theta)^2 + \xi A \sin\theta/(2\pi)} - h}{\sin\theta} \\ \hat{s}_i = s_i(\theta) \pm \left[\frac{\Psi_i}{2} r(\theta) - t(\theta) \right] \end{cases} \quad (22)$$

叶片表面直角坐标方程为

$$\begin{cases} x = \rho(\theta)\cos\theta \\ y = r(\theta)\cos\left[\frac{s_i(\theta)}{r(\theta)} \pm \left(\frac{\Psi_i}{2} - \frac{t(\theta)}{r(\theta)}\right)\right] \\ z = r(\theta)\sin\left[\frac{s_i(\theta)}{r(\theta)} \pm \left(\frac{\Psi_i}{2} - \frac{t(\theta)}{r(\theta)}\right)\right] \end{cases} \quad (23)$$

式中 $r(\theta) = \sqrt{(h + R\sin\theta)^2 + \xi A \sin\theta/(2\pi)}$

根据式(22)编制程序,并利用图形接口可以直接用计算机自动绘制出叶片的三维图形,泵轮、涡轮和导轮叶片三维图形如图6所示。

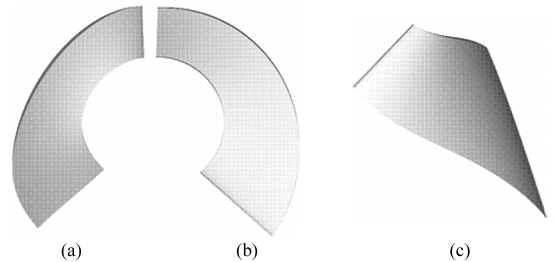


图6 液力变矩器叶片的三维图形

Fig. 6 3-D graph of converter wheels

(a) 涡轮叶片 (b) 泵轮叶片 (c) 导轮叶片

5 结束语

通过对环面流线设计法进行系统研究,导出了三元件向心涡轮液力变矩器的轴面流线方程和环面流线方程,探讨了叶片厚度的影响,给出了具有流线型的叶片厚度函数,得到了表示叶型骨线和叶片表面的方程。

该成果用流线理论将数学描述和设计方法统一起来,建立了一种新的解析设计体系。流线设计法具有物理意义明确、理论依据充分、设计过程简捷等特点。此外,利用叶片表面方程并借助于图形接口还可以直接获得叶片的三维图形,在液力变矩器的研究与设计中具有工程实用价值。

参考文献

- 1 马文星. 液力传动理论与设计[M]. 北京:化学工业出版社,2004.
- 2 Schulz H, Greim R, Volgmann W. Calculation of three-dimensional viscous flow in hydrodynamic torque converters[J]. Journal of Turbomachinery, 1996, 118(6):578~589.
- 3 Ma Wenxing, Lou Bangjie, Wu Shurong. The research on quasi-three-dimensional flow design of hydrodynamic torque converter blades[C]. SAE Paper 912701, 1991.
- 4 Kämmerer 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.
- 5 王健,葛安林,雷雨龙,等. 液力变矩器叶片三维成型法及其性能分析[J]. 吉林大学学报:工学版, 2007,37(1): 45~49. Wang Jian, Ge Anlin, Lei Yulong, et al. Three-dimensional design for hydraulic torque converter blades and its performance analysis[J]. Journal of Jilin University: Engineering and technology Edition, 2007, 37(1): 45~49. (in Chinese)
- 6 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)

- 3 Sun Debo. Dead-reckoning/vision integrated navigation for mobile robot[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2003, 10(2): 145~150.
- 4 吕国雄. 浅谈 AGV 的双钉引导技术[C]//第七届物流工程学术年会, 中国, 大连, 2004: 102~105.
- 5 陈顺平, 梅德庆, 陈子辰. 激光导引 AGV 的自动引导系统设计[J]. 工程设计学报, 2003, 10(5): 279~282.
Chen Shunping, Mei Deqing, Chen Zichen. Design of intelligent navigation system for laser assisted automated guided vehicle[J]. Journal of Engineering Design, 2003, 10(5): 279~282. (in Chinese)
- 6 姜涌, 曹杰, 杜亚玲. 基于各种传感器的自动导引车的制导方式[J]. 传感器技术, 2005(8): 1~4.
Jiang Yong, Cao Jie, Du Yaling. Automatic guided vehicle's guide based on sorts of sensors[J]. Journal of Transducer Technology, 2005(8): 1~4. (in Chinese)
- 7 林义忠, 王新华, 陈远玲, 等. 基于负载特性的自动导引车转向偏差补偿方法[J]. 农业机械学报, 2008, 39(4): 122~124, 121.
Lin Yizhong, Wang Xinhua, Chen Yuanling, et al. Orientation compensation method based on load characteristics for AGV [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(4): 122~124, 121. (in Chinese)
- 8 焦俊, 陈无畏, 王继先, 等. 基于遗传算法的自动导引车自适应变结构控制[J]. 农业机械学报, 2008, 39(7): 114~118.
Jiao Jun, Chen Wuwei, Wang Jixian, et al. Automated guided vehicle self-adaptive variable structure control based on genetic algorithm [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(7): 114~118. (in Chinese)
- 9 Arimoto S, Kawamura S, Miyazaki F. Bettering operation of robots by learning[J]. Journal of Robot Systems, 1984, 1(2): 123~140.
- 10 胡玉娥, 翟春艳. 迭代学习控制现状与展望[J]. 自动化仪表, 2005, 26(6): 1~4.
- 11 Tomoya Fujimoto, Jun Ota, Tamio Arai, et al. Semi-guided navigation of AGV through iterative learning [C] // Proceedings of the 2001 IEEE/RSJ, International Conference on Intelligent Robots and Systems, Maui, Hawaii, USA, 2001, 2: 968~973.

~~~~~

(上接第 24 页)

- 7 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): 41~48.  
Wei Wei, Yan Dongqing. Optimized design of visualization of blades and forecast of performance based on genetic algorithm [J]. Fluid power transmission and control, 2006(4): 41~48. (in Chinese)
- 8 Potter M C, Wiggert D C. Mechanics of fluids[M]. Beijing: Chinese Machine Press, 2002.
- 9 Schweitzer J, Gandham J. Computational fluid dynamics in torque converters: validation and application[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2003, 9(6): 411~418.
- 10 Kimura H, Ochi T, Takeuchi H, et al. Development of a super-flat torque converter for the new Toyota FWD 6-speed automatic transaxle[C]. SAE Paper 2006-01-0149, 2006.
- 11 刘冀察. 儒科夫斯基翼型用于液力变矩器叶型设计的研究[J]. 工程机械, 2003(1): 22~24.  
Liu Jicha. The study of using Joukowski shape wing in the design of hydraulic torque converter vanes[J]. Construction Machinery and Equipment, 2003(1): 22~24. (in Chinese)

~~~~~

(上接第 28 页)

参 考 文 献

- 1 周晓峰. 基于隔振理论的发动机悬置系统研究及其工程应用[D]. 合肥: 合肥工业大学, 2006.
Zhou Xiaofeng. Study of engine mounting system based on vibration isolation theory and engineering application[D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2006. (in Chinese)
- 2 庞剑, 谌刚, 何华. 汽车噪声与振动——理论与应用[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2006.
- 3 贾维新, 郝志勇, 杨金才. 6108G 型柴油机机体虚拟改进设计及性能预测[J]. 内燃机工程, 2005, 6(1): 16~19.
Jia Weixin, Hao Zhiyong, Yang Jincai. Virtual improving design and performance prediction for 6108G diesel engine block [J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2005, 6(1): 16~19. (in Chinese)