柔性扁平循环圆液力元件叶栅系统设计方法*

魏　巍[1]　刘　城[2]　闫清东[2]

(1. 北京理工大学车辆传动国家重点实验室, 北京 100081;
2. 北京理工大学机械与车辆学院, 北京 100081)

【摘要】 为提高车用液力元件功率密度,从叶栅系统设计角度出发,通过对传统圆形循环圆宽度约束条件和设计流线构造方法进行分析研究,提出一种轴向宽度可柔性调节的循环圆设计方法,仅利用循环圆参数有效直径 D、最小直径 d_0 和宽度极限 W_{lim} 3 个参数,可将其扁平比从原有 0.31 无级压缩至 0.19,据此实现了对应叶栅系统设计,并编制了简便快捷的程序。与传统液力元件对比表明,在有效直径和最小直径一致的情况下,采用柔性设计方法,当循环圆压缩至轴向最小极限位置时工作腔体积减小至 40.9%,有效地提高了液力元件功率密度,同时简化了原有基于经验的循环圆设计方法。

关键词: 液力变矩器　扁平循环圆　叶栅系统　功率密度

中图分类号: TH137.332　　**文献标识码**: A　　**文章编号**: 1000-1298(2011)04-0033-06

Blades Design Method of Hydrodynamic Components with Flexible Flat Circular Circle

Wei Wei[1]　Liu Cheng[2]　Yan Qingdong[2]

(1. *National Key Lab of Vehicular Transmission*, *Beijing Institute of Technology*, *Beijing* 100081, *China*
2. *School of Mechanical Engineering*, *Beijing Institute of Technology*, *Beijing* 100081, *China*)

Abstract

In order to improve power density of vehicular hydrodynamic transmission components, with the aspect of structure design of cascade system, a blades design method for flat circular circle was put forward. Based on the analysis of constraint conditions and design streamline of traditional circular circle, the flatness ratio could be changed from 0.31 to 0.19 with only three parameters of effective diameter D, minimum diameter d_0 and width limit W_{lim}. Besides, the program was rapid and convenient. Compared with traditional hydrodynamic components, the working volume obtained by flexible flat circular circle could be compressed to 40.9% with the same maximum diameter D and minimum diameter d_0. The power density of hydrodynamic components was improved effectively and meanwhile traditional circular circle design method was simplified distinctly.

Key words　Hydrodynamic torque converter, Flat circular circle, Cascade system, Power density

引言

随着车辆传动系统向高功率密度方向发展,对液力变矩器等液力元件尺寸空间要求也变得更为严格。作为在自动变速车辆中广泛使用的核心部件,面向车用液力元件的高功率密度化设计一方面从提高外在输入转速的角度实现,另一方面也可以通过内在的循环圆扁平化等角度实现。自 Ejiri E 和 Kubo M[1] 提出扁平比这一概念以来,国内外研究人员在循环圆扁平化流场分析与设计方面开展了一系列研究[2~7]。

对于目前采用的传统圆形循环圆形式的液力变

收稿日期: 2010-04-11　修回日期: 2010-05-07

* 国家自然科学基金资助项目(50905016)、车辆传动国家重点实验室基金资助项目(9140C35020905)和北京理工大学优秀青年教师计划资助项目(2008Y0309222)

作者简介: 魏巍,副教授,主要从事车辆传动及液力传动技术研究,E-mail: weiweimails@126.com

矩器等液力元件,其所采用的一维束流设计理论发展较为成熟,但从循环圆基本设计理论角度对这种方法进行分析,还存在如下不足:①对轴向占据空间尺寸没有理论上的限制,而是采用经验公式进行约束,且经验公式中宽度值与有效直径 D 和最小直径 d_0 存在耦合关系[8],这导致其轴向方向设计空间利用效率不高,所传递功率密度受到限制。②限于以往加工工艺条件,各条流线一般由几段圆弧拼接,且需从外环流线依次求得设计流线和内环流线,并采用导数修正法等方法[9]再基于设计流线确定外环及内环流线,循环圆整体设计过程较为繁琐,且难于实现参数建模。③液力元件的系列化大多由有效直径的缩放进行几何相似设计实现,由于每一个有效直径 D 唯一对应一个轴向宽度极限 $W_{\lim}$,在给定有效直径 D 和最小直径 d_0 而轴向尺寸紧凑的情况下,缺乏对应原始特性的替代产品。

为满足对车辆液力传动系统尺寸限制日益严格的需要,节省轴向空间,基于前期提出的柔性扁平循环圆设计方法[10~11],以保证过流面积恒定不变为原则,在不过分影响传动特性的前提下,压缩循环圆轴向占据尺寸,将轴向宽度限值与径向尺寸解耦,探索具有宽度柔性调节特征的扁平循环圆液力元件叶栅系统设计方法。

1 柔性扁平循环圆设计方法

传统的三圆弧循环圆设计是先由经验公式求出外环 3 段圆弧,然后再由外环初步确定设计流线。

由于确定设计流线时以外环上各点法线作为准截面线,而实际截面线为设计流线上各点法线,故要对设计流线进行修正,最后再由设计流线确定内环流线。传统设计过程只需给定有效直径 D 及最小直径 d_0,其 3 段圆弧半径、圆心及循环圆宽度由经验公式确定,过约束给设计人员留下很小的调整余地,且由于需反复修正设计,各参数均要显式指定,不能满足现在对液力变矩器轴向尺寸的要求。为解决这个问题,提出了液力元件柔性扁平循环圆的设计方法。设计思想如下:液力元件外廓尺寸由外环决定,而设计流线又可以决定外环流线,因此调整轴向尺寸实质上就是调整设计流线形状的过程。因此在柔性扁平循环圆的设计过程中,应首先做出设计流线,再由循环圆的基本特征做出其外环及内环流线。

这里内、外环流线由垂直于设计流线的各截面线端点样条拟合而成,鉴于当前数控加工精度可以实现设计要求的加工精度,因此省去传统多段圆弧流线设计中修正设计流线并拟合内环及外环圆弧的过程,从而提高设计效率。

为了满足循环圆设计流线处处相切的要求,减少流动损失,设计流线由两段圆弧及一段与它们均相切的直线组成,如图 1 所示。据统计,大部分液力变矩器循环圆均有对称的性质,所以这里设计变宽循环圆时,也假设循环圆为对称。设计流线由圆心均在 R 轴上的两段圆弧(O_1、O_2)和两条分别与两圆弧分切的直线(line)构成,且内环流线与外环流线由设计流线平分截面流道内过流面积得到。

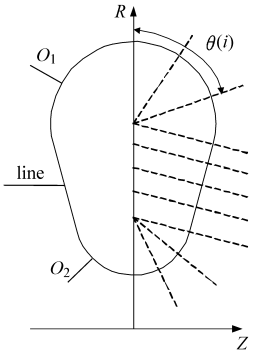

图 1 扁平循环圆设计流线

Fig. 1 Design streamline of lat circular circle

若设计流线分点坐标为($Z_{_mid}(i)$,$R_{_mid}(i)$),设计流线与 R 轴上、下两交点分别为(0,$R_{_mid_up}$)和(0,$R_{_mid_down}$),则

$$R_{_in}(i)=\sqrt{R^2_{_mid}(i)-0.5A\cos\theta(i)/\pi} \quad (1)$$

$$R_{_out}(i)=\sqrt{R^2_{_mid}(i)+0.5A\cos\theta(i)/\pi} \quad (2)$$

$$R_{_mid_up}=\sqrt{D^2/4-0.5A/\pi} \quad (3)$$

$$R_{_mid_down}=\sqrt{d_0^2/4+0.5A/\pi} \quad (4)$$

式中 $R_{_in}(i)$、$R_{_out}(i)$——对应截面线上内环和外环流线上各分点坐标值

D——循环圆有效直径

d_0——循环圆最小直径

$\theta(i)$——各垂直于设计流线的截面线与 R 轴夹角

A——截面流道内过流面积

A 与有效直径 D 间存在一一对应关系

$$A=fD^2/(4\pi) \quad (5)$$

式中 f——过流截面系数,一般取 0.22~0.23

基于经典的 Jandasek V J[12]设计方法,为保证过流截面在循环圆各处完全相等,应使设计流线上任一点处过流直径 d 与该点径向位置 Y 的乘积为常数。对于设计流线为圆弧-直线-圆弧形式的循环圆,有 $r_{O_1}<r_{O_2}$、$r_{O_1}=r_{O_2}$ 和 $r_{O_1}>r_{O_2}$ 3 种情况,如图 2 所示。图中虚线为设计流线,实线为外环流线,为更好地利用轴向空间,令传动介质传递更多能量,应尽量使外环等宽,即设计流线设计参数满足 $r_{O_1}>r_{O_2}$。

然后设定 3 个控制参数:有效直径 D、最小直径 d_0 和宽度极限 $W_{\lim}$,即可实现对应柔性扁平循环圆的设计,具体设计推导过程见文献[9]。

在设计过程中,所遵循的基本原则是:①循环圆外环最大宽度由设计流线上端圆弧 O_1(圆心为 P_1)

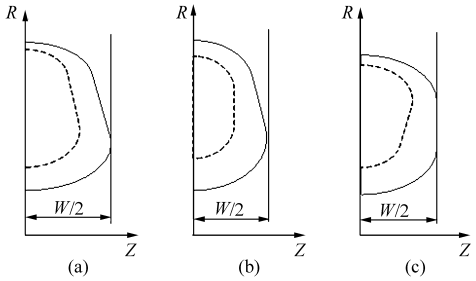

图 2　3 种不同形式设计流线对应的不同外环流线

Fig. 2　Different outer rings corresponding to three different types design streamlines

(a) $r_{O_1} < r_{O_2}$　(b) $r_{O_1} = r_{O_2}$　(c) $r_{O_1} > r_{O_2}$

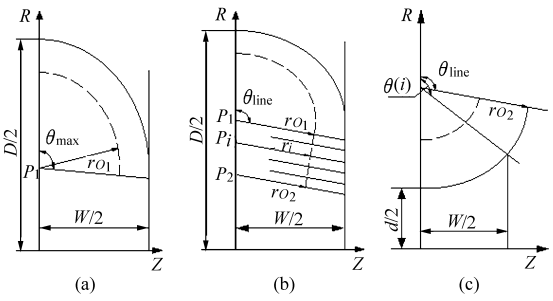

图 3　扁平循环圆设计流线构成及其对应外环流线

Fig. 3　Constitution of design streamlines and its outer rings

(a) O_1　(b) line　(c) O_2

确定，且只存在一个扫掠角度 θ_{max} 对应这一最大宽度。②设计流线直线段 line 对应斜率由上端圆弧 O_1 和宽度极限 W_{lim} 确定，即直线段的设计应考虑外环对应部位是否越界。③下端圆弧 O_2（圆心为 P_2）的参数由宽度极限 W_{lim} 和扫掠角度 θ_{max} 确定。对应设计流线的 3 段组成部分（上端圆弧、直线段和下端圆弧）设计示意图如图 3 所示。

由设计流线确定内、外环上点坐标公式

$$z_{_in}(i) = \frac{R_{_in}(i) - R_{_mid}(i) + \cot\theta(i) z_{_mid}(i)}{\cot\theta(i)} \quad (6)$$

$$z_{_out}(i) = \frac{R_{_out}(i) - R_{_mid}(i) + \cot\theta(i) z_{_mid}(i)}{\cot\theta(i)} \quad (7)$$

内、外环上的 Z、R 坐标由式(1)、(2)、(6)、(7)给出，由于是对称设计，设计流线对应外环宽度 W 也就是 $z_{_out}(i)$，搜索出满足宽度要求的设计流线参数后，即可确定内、外环流线，进而进行叶片的三维设计。

基于上述设计模型，编制了循环圆生成及其叶轮划分绘制程序，几种不同扁平比设计结果如图 4 所示，其中定义扁平比 $r_w = W_{lim}/D$。

2　扁平循环圆叶栅系统设计

叶片和循环圆共同决定了液力变矩器的性能，因此叶片设计是液力元件设计的关键环节。传统的叶片设计，是先确定循环圆及叶片的入口和出口角度、叶片厚度，然后设计叶片骨线展开图，再作出叶片的投影图，最后综合确定叶片的整体形状。这种

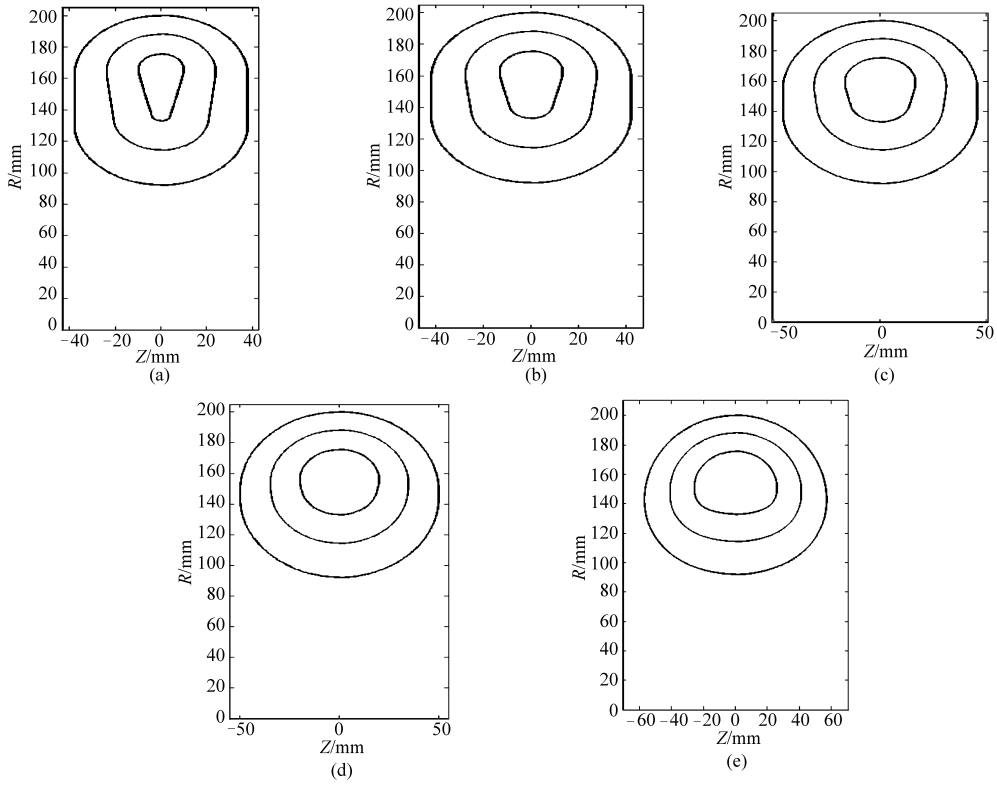

图 4　不同扁平比循环圆设计结果

Fig. 4　Design results of different flatness ratios of circular circle

(a) $r_w = 0.19$　(b) $r_w = 0.21$　(c) $r_w = 0.23$　(d) $r_w = 0.25$　(e) $r_w = 0.31$

将三维设计转化成了展开平面设计,简单易行,但是设计过程中涉及的参数较多,不易调整,且依赖于设计人员的经验,不利于优化设计。扁平循环圆的叶片设计在多圆柱面等角射影原理的基础上,对传统方法进行参数解耦等改进,使设计出来的叶片能够适合不同扁平比形状的循环圆,并最终保证液力变矩器的性能。叶片设计流程为:

(1)骨线展开图设计。如图 5,叶片骨线采用"直线-抛物线-直线"构成,直线与抛物线连接的地方相切,且直线段满足叶片入、出口处角度条件,图中 L_1 表示循环圆 $R-Z$ 坐标系中叶片设计流线展开长度在流动方向上投影长度,两直线段斜率可由叶片入口角 β_1 和出口角 β_2 确定,再由经验给定直线段参数 L_A、L_B,由两端相切的条件即可解出抛物线段。

(2)叶片加厚流线型设计。得到叶片骨线后,基于骨线利用加厚规律做出一系列以厚度为直径的圆,这一系列圆的包络线即为展开图中叶片工作面与背面的展开曲线。

(3)流动入口及出口处理。对叶片的入、出口进行端部圆弧过渡处理(图 5),这样可以减少液流冲击损失,提高液力变矩器效率。处理完毕后,得到叶片骨线展开图。

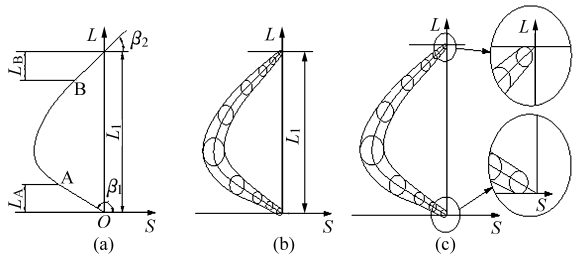

图 5 展开图设计过程

Fig. 5 Design process of expansion diagram

(a) 骨线构成 (b) 厚度处理 (c) 端部处理

(4)三维空间映射。获取循环圆及叶片骨线展开图两个相互具有耦合关系的二维图形,应用多圆柱面等角射影原理,使外环和内环相对于设计流线转动一定角度 γ,完成叶片的三维造型设计。

在叶片生成过程中,设计综合利用了 Matlab 数学运算功能和 UG 的三维实体建模功能,便于调试和叶片的实时生成,开发环境如图 6 所示。

基于循环圆和叶片设计方法,在已有 D400 液力变矩器叶栅系统(对应 $r_w=0.31$)基础上,针对不同扁平比循环圆,进行叶栅系统设计,设计出不同扁平比下叶栅系统如图 7a ~ 7d 所示。

对应不同扁平比 r_w,其循环圆宽度极限 W_{lim}、宽

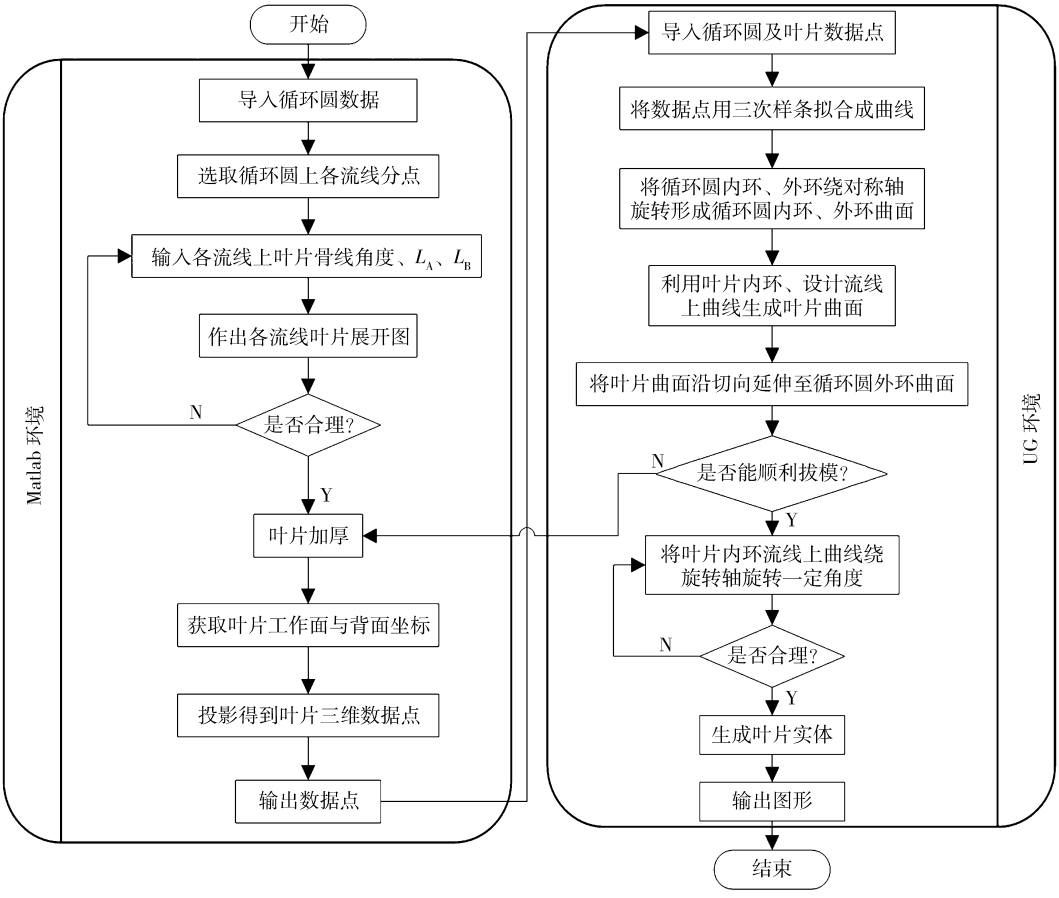

图 6 叶片设计程序流程图

Fig. 6 Flow diagram of blade design program

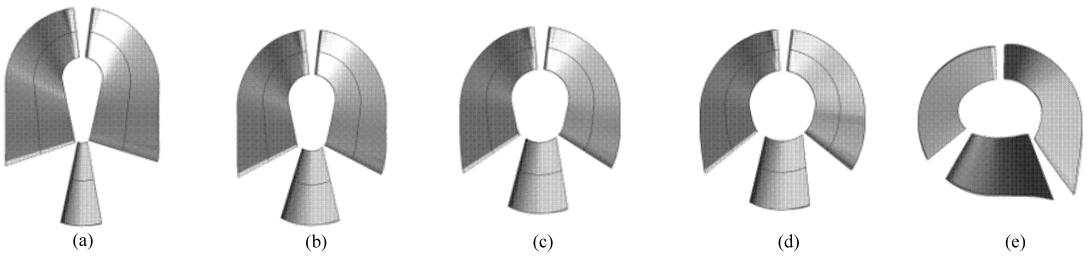

图 7　不同扁平比下叶栅系统设计结果

Fig. 7　Blade design results of different flatness ratios

(a) $r_w = 0.19$　(b) $r_w = 0.21$　(c) $r_w = 0.23$　(d) $r_w = 0.25$　(e) $r_w = 0.31$

度极限与原循环圆宽度极限之比 W^*_{lim}、循环圆占据空间体积 V 以及占据体积与原循环圆体积之比 V^* 见表 1 和图 8。

表 1　不同扁平比循环数据对比

Tab. 1　Comparison between circular circles of different flatness ratios

r_w	0.31	0.25	0.23	0.21	0.19
W_{lim}/mm	124	100	92	84	76
W^*_{lim}/%	100	80.6	74.2	67.7	61.3
V/L	14.10	6.55	6.30	6.03	5.77
V^*/%	100	46.5	44.7	42.8	40.9

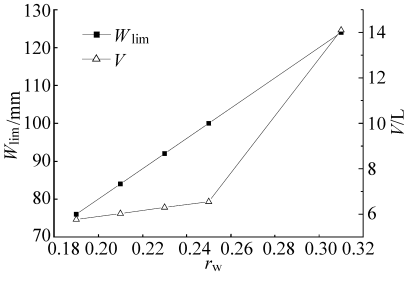

图 8　不同扁平比下循环圆宽度及流道体积曲线

Fig. 8　Width and volume curves of circular circle with different flatness ratios

其中 $r_w = 0.31$ 为传统设计方法设计出的叶栅系统，$r_w = 0.19$ 是柔性扁平循环圆设计方法所能达到的最小扁平比，更低的扁平比会导致导轮内环段循环圆无法构造。

可见，在给定循环圆有效直径 D 和最小直径 d_0 后，随着对宽度极限的不断压缩，其扁平比不断减小，并且由于这种循环圆构造方法的约束，循环圆占据空间体积也随着扁平比的线性减小而近似线性地缩减，直至达到 $r_w = 0.19$ 的扁平比理论极限。

3　结论

对液力元件循环圆流线构成机理和扁平循环圆设计方法进行了深入分析，得出：

（1）提出了一种具有宽度柔性调节特征的扁平循环圆液力元件叶栅系统设计方法，当循环圆压缩至轴向最小极限位置时，轴向尺寸可减小至 61.3%，工作腔体积可减小至 40.9%，有效提高了体积功率密度。

（2）在循环圆径向尺寸保持不变的情况下，可实现不同扁平比循环圆的液力元件系列化设计，且其扁平比理论上最小可压缩至 0.19。

（3）通过对循环圆径向和轴向设计参数的解耦，大大减少了循环圆总体设计参数，为后续包含数值模拟分析的三维叶栅系统优化设计提供了便利。

参　考　文　献

1　Ejiri E, Kubo M. Influence of the flatness ratio of an automotive torque converter on hydrodynamic performance[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1999, 121(3): 614 ~ 620.

2　Kim Giwoo, Jaeduk Jang. Effects of stator shapes on hydraulic performances of an automotive torque converter with a squashed torus[C]. SAE Paper 2002 - 01 - 0886, 2002.

3　刘春宝. 轿车扁平化液力变矩器研究[D]. 长春：吉林大学, 2009.
Liu Chunbao. Research on flat hydrodynamic torque converter for passenger car[D]. Changchun: Jilin University, 2009. (in Chinese)

4　刘春宝，朱喜林，马文星. 轿车液力变矩器扁平率研究[J]. 农业机械学报, 2010, 41(10): 23 ~ 27.
Liu Chunbao, Zhu Xilin, Ma Wenxing. Flatness ratio of flat hydrodynamic torque converter for passenger car[J]. Transactions of the Chinese Society for Argricultureal Machinery, 2010, 41(10): 23 ~ 27. (in Chinese)

5　王欢，吴光强，冀海燕. 超扁平化液力变矩器泵轮流场主流特征分析[J]. 江苏大学学报, 2009, 30(5): 463 ~ 466.
Wang Huan, Wu Guangqiang, Ji Haiyan. Main flow features analysis on impeller of super flat automotive torque converter [J]. Journal of Jiangsu University, 2009, 30(5): 463 ~ 466. (in Chinese)

6 陈柏仲. 扭力转换器扁平化设计的数值模拟分析[D]. 台南:成功大学,2009.
Chen Baizhong. Numerical simulation of torque converter squashing design[D]. Tainan: National Cheng Kung University, 2009. (in Chinese)

7 魏巍,闫清东. 液力变矩器叶栅系统样条拟合参数设计体系[J]. 农业机械学报,2009,40(2):22~26.
Wei Wei, Yan Qingdong. Parameterization design architecture of cascade in a hydrodynamic torque converter based on spline fit curve[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(2): 22~26. (in Chinese)

8 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.

9 王彦,王玉鹏,马文星. 液力变矩器循环圆的综合描述及导数修正法[J]. 吉林大学学报:工学版,2002,32(1):80~82.
Wang Yan, Wang Yupeng, Ma Wenxing. Synthetic description of circulatory circle of hydrodynamic torque converter and method of differential amendment[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2002, 32(1): 80~82. (in Chinese)

10 闫清东,魏巍. 液力变矩器变宽循环圆设计方法研究[J]. 工程机械,2006,37(1):47~49.
Yan Qingdong, Wei Wei. Research on design of width-variable circulatory circle of torque converter[J]. Construction Machinery and Equipment, 2006, 37(1): 47~49. (in Chinese)

11 闫清东,魏巍. 液力变矩器宽度比敏感性数值研究[J]. 北京理工大学学报,2006,26(5):413~416.
Yan Qingdong, Wei Wei. Width sensitivity numerical simulation of torque converter[J]. Transaction of Beijing Institute of Technology, 2006, 26(5): 413~416. (in Chinese)

12 Jandasek V J. Design of single-stage, three-element torque converter[M]. SAE. Design Practice: Passenger Car Automatic Transmissions (AE-18), 3rd edition, SAE International, 1944: 75~102.

(上接第 16 页)

参 考 文 献

1 蔡萍,何玉林,吴茂盛. 汽车变速器机械能封闭式负荷试验台设计[J]. 压电与声光,2008,30(3):291~293.
Cai Ping, He Yulin, Wu Maosheng. The design of automobile gearbox load test bed with machine energy return[J]. Piezoelectrics & Acoustooptics, 2008, 30(3): 291~293. (in Chinese)

2 葛楠,彭光正,余麟,等. 基于直流调速技术的变速箱加载试验台[J]. 北京理工大学学报,2008,28(1):70~74.
Ge Nan, Peng Guangzheng, Yu Lin. Gearbox loading test bench based on DC speed regulation[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2008, 28(1): 70~74. (in Chinese)

3 满益明,陈慧岩,龚建伟,等. 自动机械变速器试验技术及联调试验台设计[J]. 北京理工大学学报,2008,28(6):500~504.
Man Yiming, Chen Huiyan, Gong Jianwei, et al. Design of a test bench system for automated mechanical transmission[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2008, 28(6): 500~504. (in Chinese)

4 程广伟,周志立,邓楚南. 履带车辆液压机械无级变速器试验台测控系统研究[J]. 武汉理工大学学报,2007,31(4):656~659.
Cheng Guangwei, Zhou Zhili, Deng Chu'nan. Research on tracked vehicles HMT test-bed measure and control system[J]. Journal of Wuhan University of Technology, 2007, 31(4): 656~659. (in Chinese)

5 郁飞鹏,贾鸿社. 基于 LabVIEW 的车辆动力换档变速箱测试系统[J]. 河南科技大学学报:自然科学版,2006,27(3):15~17.
Yu Feipeng, Jia Hongshe. Test system of tractor power shift transmission based on LabVIEW[J]. Journal of Henan University of Science & Technology: Natural Science, 2006, 27(3): 15~17. (in Chinese)