

DOI:10.3969/j.issn.1000-1298.2010.10.005

# 轿车液力变矩器扁平率研究<sup>\*</sup>

刘春宝<sup>1</sup> 朱喜林<sup>2</sup> 马文星<sup>1</sup>

(1. 吉林大学汽车动态模拟国家重点实验室, 长春 130025; 2. 浙江师范大学工学院, 金华 321004)

**【摘要】** 为研究扁平率对液力变矩器性能的影响,提出了基于椭圆的循环圆设计方法,定义椭圆短轴与长轴比值为扁平率,设计出4种不同扁平率液力变矩器。利用CFD软件对不同扁平率液力变矩器内部瞬态流场和特性进行计算。深入分析了不同扁平率液力变矩器的内流场及性能。液力变矩器内部流动结构随扁平率变化而改变,如低速比工况涡轮叶片工作面高压区随扁平率下降而扩大,数值上却降低。流动结构的改变引起性能的变化,计算表明液力变矩器最高效率随扁平率减小而降低。适当减小扁平率可以提高起动变矩比,继续减小后将下降。适当减小扁平率也可以使低速比工况泵轮容量系数降低,泵轮将吸收更大功率。总体上,液力变矩器性能随扁平率减小而降低。

**关键词:** 车辆 液力变矩器 扁平率 流场

**中图分类号:** TH137.332 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2010)10-0023-05

## Flatness Ratio of Flat Hydrodynamic Torque Converter for Passenger Car

Liu Chunbao<sup>1</sup> Zhu Xilin<sup>2</sup> Ma Wenxing<sup>1</sup>

(1. State Key Laboratory of Automobile Dynamic Simulation, Jilin University, Changchun 130025, China)

(2. College of Engineering, Zhejiang Normal University, Jinhua 321004, China)

### Abstract

Hydrodynamic torque converters for passenger cars were designed with an increasingly narrower profile for the purpose of achieving smaller axial size that would cause the change of inner flow field and performances. Understanding the change rules under different flatness ratio could guide the design of flat torque converter. To investigate the change rules, four different flatness ratio torque converters were designed by means of bran-new flat torus design method and blade design method based on quadratic function distribution of momentum. Flatness ratio was also redefined, and then the change of flatness ratio can completely reflect the change of whole torus. The internal flow field of the flat torque converters was calculated by CFD software. The character of the flow field in pump, turbine and stator was analyzed in detail. Through the analysis, several valuable conclusions were educed. Based on the numerical solution, the performances of the flat torque converter were predicted. By comparing with the performances of different flatness ratio torque converters designed by same method, the influence of the flatness ratio of torque converter on hydrodynamic performance was found out.

**Key words** Vehicle, Hydrodynamic torque converter, Flatness ratio, Flow field

### 引言

由于前置发动机前驱轿车的空间结构有限,轿

车液力变矩器的研究向扁平循环圆、无气蚀、高偶合点、小容量系数等方向发展<sup>[1-2]</sup>。轿车液力变矩器扁平后,其内部流场及外部性能都将发生变化。日

收稿日期: 2009-10-16 修回日期: 2009-12-03

<sup>\*</sup> 浙江省科技厅重大科技专项项目(2008C01036-4)和吉林大学汽车动态模拟国家重点实验室创新团队计划资助项目

作者简介: 刘春宝, 讲师, 博士, 主要从事液力传动与自动变速计算研究, E-mail: liuanbc@126.com

通讯作者: 马文星, 教授, 博士生导师, 主要从事液力传动与自动变速计算研究, E-mail: mawx@jlu.edu.cn

本科研人员在传统循环圆基础上研究扁平率对扁平性能影响,得到一些有意义的结论<sup>[3-4]</sup>。为进一步了解扁平率对液力变矩器性能的影响规律,采用基于椭圆的循环圆设计法,并定义椭圆短轴与长轴的比值为扁平率,设计4种不同扁平率液力变矩器。基于CFD的液力变矩器数值计算方法,对扁平液力变矩器内部瞬态流场和特性进行对比分析,从而得出扁平率对扁平液力变矩器性能的影响规律。

## 1 扁平液力变矩器设计

传统多圆弧循环圆固有的缺陷是难以保证沿轴面流线保持过流面积不变;容易出现过流面积的扩散、收缩和局部波动;各圆弧间虽然相切,但其曲率变化不连续。多圆弧循环圆尽管有一定的缺陷,过去限于工艺装备条件,被沿用了几十年。随着数控加工设备等先进加工技术的广泛应用,设计更加合理的非圆弧循环圆的条件已经成熟。

为解决传统循环圆设计方法存在的问题,采用基于椭圆的循环圆设计法。如图1所示,在ROZ坐标系中定义循环圆中间流线为椭圆,则液力变矩器扁平率 $e$ 定义为椭圆短轴 $a$ 与长轴 $b$ 的比值,即 $e = a/b$ 。从而改变椭圆的长短轴就可得到不同扁平率的变矩器,并且这种扁平率定义能够反映整个循环圆形状变化。设计中,改变由外环到内环的传统设计次序,从中间流线开始设计,以沿轴面中间流线过流面积恒等为原则,根据截面宽度确定外环、内环<sup>[5]</sup>。当然,过流面积不仅可以恒等,也可根据设计要求按一定规律变化。

图2为采用传统多圆弧设计法和文中提出方法设计出的D245型液力变矩器扁平率为0.9时循环圆对比图。二者形状误差较小(为了便于安装单向离合器,导轮专门设计为直线,设计时单独考虑),

首先说明提出的新方法能够用于轿车变矩器设计;其次新方法可以方便的按照内外环过流面积进行设计,能够保证设计流线与元线相垂直,不必进行多次修正,而且新方法设计结果流线光滑,曲率连续;最后新方法更易于编制相应程序,只需修改相应参数就可快速进行循环圆设计。表1为设计的4种扁平率循环圆结构参数表,包括新旧扁平率、有效直径和宽度。图3为各扁平率循环圆示意图。循环圆设计完成后,可进行叶片设计。图4为不同扁平率液力变矩器叶片三维图。

表1 不同扁平率循环圆结构参数

Tab. 1 Parameters of tours with different flatness ratios

扁平率 $e$	0.9	0.8	0.7	0.6
传统扁平率 ( $B/D$ )	0.28	0.26	0.24	0.21
有效直径 $D/\text{mm}$	245	245	245	245
循环圆宽度 $B/\text{mm}$	69.0	63.5	58.0	52.5

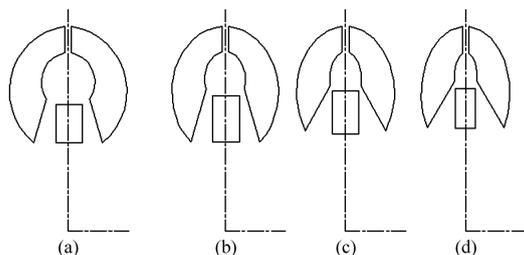


图3 不同扁平率循环圆示意图

Fig. 3 Torus with different flatness ratios

(a)  $e = 0.9$  (b)  $e = 0.8$  (c)  $e = 0.7$  (d)  $e = 0.6$

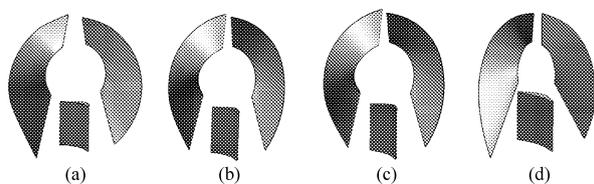


图4 不同扁平率液力变矩器叶片三维图

Fig. 4 Blades of torque converters with different flatness ratios

(a)  $e = 0.9$  (b)  $e = 0.8$  (c)  $e = 0.7$  (d)  $e = 0.6$

## 2 扁平液力变矩器内流场计算与分析

### 2.1 液力变矩器瞬态数值计算方法

只有三维瞬态流动计算才能比较准确的预测流体的真实流动。液力变矩器多叶轮共同工作,叶轮转速不同,流场极为复杂。液力变矩器瞬态流动控制方程为:

连续性方程

$$\nabla V = 0 \quad (1)$$

式中  $\nabla$ ——哈密顿算子

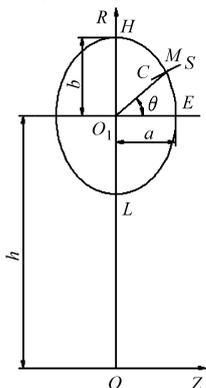


图1 椭圆循环圆中间流线示意图

Fig. 1 Design flow line of ellipse torus

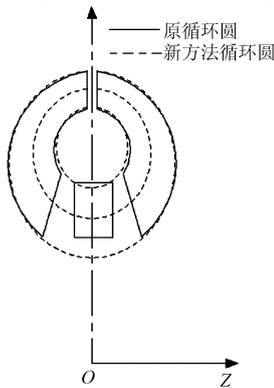


图2  $e = 0.9$ 时循环圆对比图

Fig. 2 Comparison of torus

动量方程

$$\frac{dV}{dt} = F - \frac{1}{\rho} \nabla p + \frac{1}{\rho} \mu \nabla^2 V \quad (2)$$

式中  $p$ ——粘性流体平均意义上的压力

$\mu$ ——工作液体的动力粘度

$F$ ——流体的质量力

式(1)与式(2)称为 N-S 方程组。

直接求 N-S 方程组解析解极其困难,而工程实际中,与三维时间相关的全部细节对于解决实际问题往往没有太大意义。因为从工程应用观点来看,在流体机械中最重要的是湍流所引起的平均流场的变化,是整体的效果。雷诺在研究湍流流动时,假定流体处于不规则的非定常的湍流状态,并用对时间平均的运动方程来描述,则湍流时均控制方程为

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \quad (3)$$

$$\rho \frac{d\bar{V}}{dt} + \rho \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u'_j u'_j}) = \rho F - \nabla \bar{p} + \mu \nabla^2 \bar{V} \quad (4)$$

为使方程封闭,计算中采用 RNG  $k-\varepsilon$  模型,它是在标准  $k-\varepsilon$  湍流模型基础上发展出来的,通过大尺度运动和修整后的粘度项体现小尺度的影响,计算中可忽略小尺度运动从而简化计算。

应用时均控制方程求解变矩器瞬态流动时,控制方程的离散、求解与稳态计算一致,但多出了时间项的离散和计算,同时叶轮间流动参数必须实时传递。滑动网格法可实时与准确地反映出上、下游叶轮之间的物理量传递<sup>[6]</sup>。采用滑动网格法对轿车扁平率液力变矩器瞬态复杂流场进行数值模拟。滑动网格法对网格模型要求较高,同时要求相对滑移的交界面在空间上始终相交,因此取叶轮整体流道作为计算模型,以保证各工况下 3 个叶轮交界面在计算中始终相交。图 5 为滑动网格计算的示意图(图中  $n_B$  为泵轮转速,  $n_T$  为涡轮转速)。图 6 为网格模型。

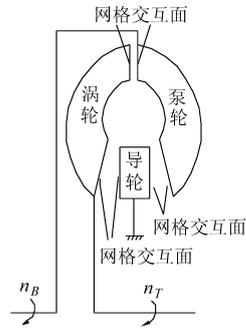


图 5 滑动网格计算模型  
Fig. 5 Model of sliding mesh

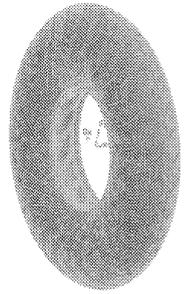


图 6 液力变矩器网格模型  
Fig. 6 Model of torque converter's passage mesh

$10^{-3}$ 。计算中定义叶轮交互面为网格分界面,其他边界条件都为壁面条件。为便于性能对比,叶轮转速根据液力变矩器性能试验的相关标准确定。

### 2.2 典型工况扁平率对内流场影响分析

图 7 为起动机况不同扁平率液力变矩器整体压力分布。如图所示,扁平率为 0.8 时变矩器压力分布与原型接近,但泵轮流道中部到出口区域的压力有所增大,而涡轮流道中叶片工作面一侧高压区域明显增大,此区域的增大有利于提高变矩器性能,导轮内流动变化不明显,但进口区域压力增大。

扁平率为 0.7 时泵轮流道中部到出口的高压区域减小,数值降低,而涡轮流道中的高压区域也减小,导轮中叶片非工作面一侧低压区域明显增大,整体循环流量降低,变矩器性能将降低。

与其他扁平率相比,扁平率为 0.6 时最高压力值最大,但是泵轮流道出口附近、涡轮流道进口处高压区域明显减小。涡轮出口压力较高,但是导轮非工作面低压区变得更大。由于扁平率很低,循环圆形状导致流道曲率变化更剧烈,流动分布不均匀。

综上所述,泵轮中,由于内外环和叶片的形状弯曲,流场中存在的压力梯度和旋转引起的 Coriolis 力作用下,形成较为复杂的流动,出现典型的射流/尾流结构和二次流动。低速比工况,随着扁平率下降,泵轮流道出口附近高压高速流区域先减小后增大,尤其是在内环处更为明显。

涡轮内流动受扁平率影响较大。低速比工况,

计算中采用分离式求解法中的 SIMPLE 算法,空间离散格式为一阶上游迎风格式,湍流模型为 RNG  $k-\varepsilon$  模型,收敛条件为两次迭代残差小于

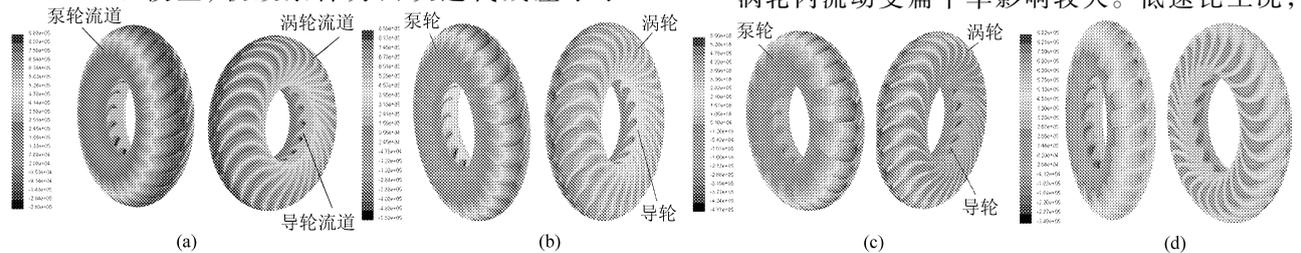


图 7 起动机况不同扁平率液力变矩器压力分布

Fig. 7 Pressure of flow field with different flatness ratios

(a)  $e = 0.9$  (b)  $e = 0.8$  (c)  $e = 0.7$  (d)  $e = 0.6$

随扁平率下降,涡轮叶片工作面一侧高压区域扩大,数值上却降低。

导轮中,主要由于不同工况入口液流角的大范围变化及导轮叶片形状,导致流场结构变化。在低速比工况随着扁平率降低,导轮内压力有所下降。

### 3 不同扁平率液力变矩器特性分析

液力变矩器内部流动决定外部性能,流动结构的改变必然引起液力变矩器的性能变化。基于液力变矩器瞬态流场数值解可以计算出液力变矩器的性能。将不同扁平率液力变矩器性能进行对比,以得到扁平率对性能的影响规律。

图8为不同扁平率效率对比曲线(图中横坐标为速比 $i$ ,  $i = n_T/n_B$ )。液力变矩器循环圆变扁平后,最高效率下降,扁平率越小,其值越小。一般泵轮和涡轮出口段循环圆曲率较大时,流动损失较小,因此扁平率越小的循环圆流动损失越大。而涡轮出口过小的曲率半径将使液流在内环处产生流动分离并增加出口流场的不均匀性。当扁平率为0.6时,最高效率仅为0.845,统计资料表明轿车变矩器最高效率一般都高于0.85,因此可以认为设计扁平变矩器时扁平率不能低于0.6。

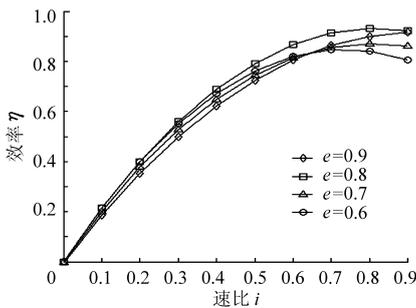


图8 不同扁平率液力变矩器效率对比曲线

Fig. 8 Comparison of efficiency

图9为不同扁平率液力变矩器变矩比对比曲线。如图所示,适当的减小扁平率可以提高起动变矩比。这是因为涡轮进口处液流冲击外环工作面区域,形成高压,在叶片非工作面形成低压,这种压力差使得涡轮旋转做功,适当减小扁平率使得最大压力差区域发生在涡轮进口段之后,这使得作用力力臂更长,涡轮获得的转矩也就较大。当扁平率进一步降低后,由于流动恶化,流动损失加剧,起动变矩比将下降,在中速比及高速比工况下,变矩器扁平后变矩比略有下降,但幅度较小。同样,当扁平率为0.6时,起动变矩比为1.79,通过对轿车变矩器的起动变矩比进行统计,一般都大于1.80,因此也同样

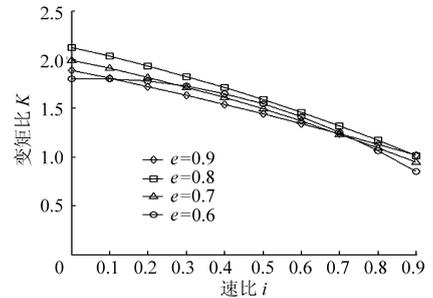


图9 不同扁平率液力变矩器变矩比对比曲线

Fig. 9 Comparison of torque ratio

可以得出扁平率不宜低于0.6的结论。

图10为不同扁平率泵轮容量系数对比曲线,如图所示,随着扁平率下降,泵轮容量系数增大,尤其是在低速比工况。高速比工况,扁平率越小,泵轮容量系数也随之减小。

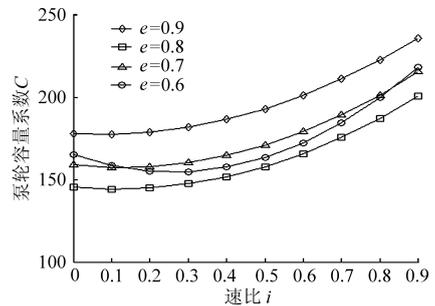


图10 不同扁平率液力变矩器泵轮容量系数对比曲线

Fig. 10 Comparison of torque capacity

### 4 结论

(1) 低速比工况,随着扁平率下降,泵轮流道出口附近高压高速流区域先减小后增大,尤其是在内环处更为明显。涡轮流场受扁平率影响较大,低速比工况,随扁平率下降,涡轮叶片工作面一侧高压区扩大,数值上却降低。高速比工况,随着扁平率的降低,流道内进口及中前部压力升高,而出口区域压力变化较小,局部略有下降。导轮中,主要由于不同工况入口液流角的大范围内变化及导轮叶片形状,导致流场结构变化,但在高速比导轮中流场比较均匀。扁平率对导轮流动影响不明显,但在低速比工况随着扁平率降低,导轮内压力有所下降。

(2) 轿车变矩器扁平化后,最高效率下降,扁平率越小,其值越小。适当减小扁平率可以提高起动变矩比,继续减小后其值也会下降。适当的减小扁平率也可以使低速比工况泵轮容量系数降低,泵轮将能吸收更大功率。总体而言,随着扁平率减小,轿车扁平液力变矩器性能将恶化。综合考虑轿车对液力变矩器的性能要求,应保证扁平率  $e \geq 0.6$ 。

## 参 考 文 献

- 1 Toru O, Hiroaki T, Hiromichi K, 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.
- 2 Tomasz K, Michael F. 248 mm elliptical torque converter from Daimler Chrysler Corporation[C]. SAE Paper 2007-01-0241, 2007.
- 3 Eiji E, Masaaki K. Performance analysis of automotive torque converter elements[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1999, 121(2): 266~275.
- 4 Eiji E, Masaaki K. Influence of the flatness ratio of an automotive torque converter on hydrodynamic performance[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1999, 121(3): 614~620.
- 5 李忠禄, 刘冀察. 一种新的液力变矩器循环圆构想及其设计方法[J]. 工程机械, 2005(1): 48~49.  
Li Zhonglu, Liu Jicha. A new conception and design method of hydrodynamic torque converter circulatory circle[J]. Construction Machinery and Equipment, 2005(1): 48~49. (in Chinese)
- 6 刘春宝, 马文星, 褚亚旭. 多流动区域耦合算法在液力元件中的应用[J]. 吉林大学学报:工学版, 2008, 38(6): 1342~1347.  
Liu Chunbao, Ma Wenxing, Chu Yaxu. Application coupling algorithm for multi-flow-region in hydrodynamic components[J]. Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition, 2008, 38(6): 1342~1347. (in Chinese)

(上接第 22 页)

### 3 结束语

提出了基于灵敏度和碰撞的汽车车身轻量化设计方法,并将这种方法具体应用到某轿车,讨论了其实施方法;在保证车身刚度和模态性能的前提下,通

过对车身主要结构件的灵敏度分析和优化计算,对车身结构进行轻量化设计,降低了车身质量;对轻量化后的车身进行了整车和乘员约束系统的侧面碰撞模拟计算,与原车结果进行对比,说明轻量化后的车身满足碰撞安全性的要求,验证了这种轻量化设计方法的可行性。

## 参 考 文 献

- 1 Merklein M, Geiger M. New materials and production technologies for innovative lightweight constructions[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2002, 125~126: 532~536.
- 2 龙江启, 兰凤崇, 陈吉清. 车身轻量化与钢铝一体化结构新技术的研究[J]. 机械工程学报, 2008, 44(6): 27~35.  
Long Jiangqi, Lan Fengchong, Chen Jiqing. New technology of lightweight and steel-aluminum hybrid structure car body[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(6): 27~35. (in Chinese)
- 3 孙宏图, 申国哲, 胡平, 等. 考虑碰撞安全性的汽车车身轻量化设计[J]. 机械科学与技术, 2010, 29(3): 379~382.  
Sun Hongtu, Shen Guozhen, Hu Ping, et al. Lightweight design of an auto body considering its crash performance[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2010, 29(3): 379~382. (in Chinese)
- 4 张勇. 基于近似模型的汽车轻量化优化设计方法[D]. 长沙: 湖南大学, 2009.  
Zhang Yong. Optimization design method of vehicle lightweight based on approximate model[D]. Changsha: Hunan University, 2009. (in Chinese)
- 5 Yang R J, Chuang Chinghung, Che Xiangdong, et al. New applications of topology optimization in automotive industry[J]. International Journal of Vehicle Design, 2000, 23(1~2): 1~15.
- 6 Fredricson H. Structural topology optimization: an application review[J]. International Journal of Vehicle Design, 2005, 23(1): 67~80.
- 7 Craig K J, Nielen Stander, Dooge D A, et al. MDO of automotive vehicle for crashworthiness and NVH using response surface methods[C]//9th AIAA/ISSMO Symposium on Multidisciplinary Analysis and Optimization, Atlanta, Georgia, 2002.