

# 基于液力变矩器流固耦合的叶片厚度设计方法

王安麟, 刘伟国, 龙广成

(同济大学 机械与能源工程学院, 上海 201804)

**摘要:** 基于经验性流线公式的液力变矩器叶片厚度设计方法, 因难以表达变矩器叶片与流体间的耦合变矩关系, 易造成变矩器性能低下. 针对此问题提出基于液力变矩器内流固耦合的叶片厚度设计方法, 即以高精度流固耦合数值解析的液力变矩器性能为评价, 在满足叶片应力强度与叶片厚度变化曲率约束下, 推导出叶片厚度曲线方程. 通过液力变矩器设计实例, 显示液力变矩器叶片厚度分布与其流场分布具有强相关性, 验证了此方法对提高液力变矩器变矩比、效率和动力性能的有效性, 可作为液力变矩器叶片厚度设计的工程化设计参考流程.

**关键词:** 液力变矩器; 叶片厚度; 流固耦合

**中图分类号:** TH137.332

**文献标志码:** A

## Design Method of Blade Thickness based on Fluid-Structure Interaction of Hydrodynamic Torque Converter

WANG Anlin, LIU Weiguo, LONG Guangcheng

(School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China)

**Abstract:** Hydrodynamic torque converter blade thickness is traditionally determined by blade empirical streamline formula. However, this method fails to represent coupling torque variation between blades and fluid, and therefore easily results in poor performance of torque converter. Based on high-precision fluid structure interaction (FSI) analysis of hydrodynamic torque converter, this paper proposes a blade thickness design by evaluating converter performance. Blade thickness curve is deduced on the condition of meeting the constraints of blades stress intensity and blades thickness curvature variation. In this paper, a hydrodynamic torque converter example demonstrates that blades thickness has a strong correlation with fluid field distribution. And this method is effective on improving torque ratio, efficiency and dynamic performance, and provides a reference workflow for

hydrodynamic torque converter design in industry.

**Key words:** hydrodynamic torque converter; blade thickness; fluid-structure interaction

液力变矩器是汽车与工程机械传动系统中的重要组成部分, 它一般以液压油为工作介质, 是包含机械与液力元件的复杂流固耦合系统, 实现能量转换与动力传递的作用<sup>[1]</sup>. 在 20 世纪 80 年代以前, 对于液力变矩器的研究主要是基于一元束流理论的传统研究, 在研究过程中提出了多个理想化的条件假设, 因而理论计算与实际结果差距较大. 20 世纪 90 年代以后, 由于大量商用计算流体动力学(CFD)软件的出现, 基于液力变矩器三维流场解析的分析结果优化与设计方法更加真实地描述了液力变矩器的特性<sup>[2]</sup>. 目前大部分数值计算是稳态解析并默认液力变矩器的壳体与叶片为刚体, 不考虑其变形, 故计算结果仅局限于结构静力学的研究与分析. 在液力变矩器工作过程中由于实际工况复杂多变, 液力变矩器涡轮可能受到载荷陡增等强烈外载荷作用或传动液压油过热等工况, 液力变矩器内部液压油的压力以及离心力的作用会使液力变矩器的叶片产生不可避免的变形, 从而使液力变矩器的传动效率降低, 严重的会使叶片破裂、脱落<sup>[3]</sup>. 液力变矩器内部流场极其复杂, 叶片在流体作用下发生形变, 而其形变则会影响流场的分布, 从而对液力变矩器的性能产生影响, 若不考虑流场与叶片之间的相互耦合作用, 得到的数值计算结果与实际结果就会产生较大误差, 因此对液力变矩器进行数值计算时考虑流固耦合作用十分必要.

叶片形态是影响液力变矩器性能的关键因素之一, 故叶片形态设计是液力变矩器设计的关键部分. 叶片的设计方法一般有一维设计、二维设计、准三维

收稿日期: 2013-12-05

基金项目: 国家重大科技成果转化项目(财建[2012]258号)

第一作者: 王安麟(1954—), 男, 工学博士, 教授, 博士生导师, 主要研究方向为工程机械、机电液一体化健壮性设计等.

E-mail: wanganlin@tongji.edu.cn

设计和三维设计,但是目前仍以环量分配法和等倾角射影法为主,这在很大程度上依赖经验与试验统计规律,刘仕平等<sup>[4]</sup>也提出了环面流线设计法,但是上述的叶片设计方法都没有考虑到叶片厚度的设计。目前在叶片厚度设计方面基本以经验设计为主,采用在叶型骨线的两面加厚,考虑流线型结构,入口处叶片较厚,出口处叶片较薄,叶片呈流线型,同时考虑流道的扩散与收缩的方法,从而减小冲击损失,提高效率<sup>[5-6]</sup>。叶片厚度一般要求均匀地变化,使流道面积均匀变化,减小流道损失。叶片加厚的厚度函数一般用 NURBS(non-uniform rational B-splines)曲线构造,也有采用儒科夫斯基翼型。

上述的叶片厚度设计方法并未考虑到叶片的受力情况,仅是以流线型设计为基础,结合经验得到的厚度曲线,叶片最大厚度通常取值较大,以保证在运行时不会因流体冲击而导致破裂,但是此设计方法缺乏理论基础,无法为叶片厚度设计及优化提供理论依据。而叶片厚度分布与流场分布具有强相关性,故通过对液力变矩器内流场与叶片的高精度流固耦合数值模拟计算由叶片所受应力推导出叶片厚度更为合理。针对此提出基于液力变矩器内部流固耦合的叶片厚度设计方法,通过设计实例验证了此方法对提高液力变矩器变矩比、效率和动力性能的有效性,可作为液力变矩器叶片厚度设计的工程化设计参考流程。

## 1 叶片厚度设计思路

目前国内外学者对于叶片设计已经形成多种设计方法,通过计算叶片的中间流线或叶型骨线方程等,求得到叶片的叶面方程,但是之后对于叶片厚度设计的研究不多。下面的叶片厚度设计是在此基础上的一种设计方法,具体的叶片厚度设计过程如下:

(1)通过之前的设计计算,利用三维建模软件对

液力变矩器进行建模,叶片模型通过将叶片叶面直接拉伸得到,即得到一个准等厚度的叶片模型,形成液力变矩器流固耦合计算的叶片结构部分。

(2)通过三维建模软件将建好的液力变矩器叶片三维结构模型抽取出流道部分,形成了液力变矩器流固耦合计算的流体部分。

(3)分别对液力变矩器固体结构和流道进行网格划分以及边界条件设置,然后进行液力变矩器流固耦合计算并阐述计算的准确性。

(4)对数值模拟计算的结果进行分析,得到叶片受力与形变结果。

(5)根据叶片受力与形变结果推导出叶片应满足的厚度要求,并以此为基础推导出叶片厚度曲线与厚度函数。

(6)根据得到的叶片厚度曲线函数再次进行流固耦合计算,将两次计算得到的结果进行对比分析,说明该叶片厚度设计方法的有效性。

## 2 流固耦合仿真计算

本文采用有效直径为 390 mm 的某型号液力变矩器进行数值模拟计算,其泵轮、涡轮及导轮的叶片数分别为 20、18 和 14。目前大部分研究都是仅取液力变矩器的单一循环流道进行数值模拟计算,这样虽然降低了对计算机硬件的要求,通过缩短计算时间来降低计算成本,但是不可避免地带来了误差,因为仅计算单一流道与计算全流道必然存在差异,而只有进行全流道计算才能更加真实地描述液力变矩器内部流场的特征,因此本文对液力变矩器全流道模型进行计算。

### 2.1 流固耦合计算模型网格划分与边界条件设定

建立流固耦合计算模块,流固耦合计算材料及边界条件具体设置见表 1<sup>[7-9]</sup>。

表 1 流固耦合边界条件

Tab.1 Fluid-structure interaction boundary conditions

叶片材料参数			液压油材料参数			泵轮转速/ (r · min <sup>-1</sup> )	涡轮转速/ (r · min <sup>-1</sup> )	导轮
弹性模量 /GPa	泊松比	密度/ (kg · m <sup>-3</sup> )	密度/ (kg · m <sup>-3</sup> )	摩尔质量/ (kg · kmol <sup>-1</sup> )	动力粘度/ (Pa · s)			
210	0.3	2750	860	28.966	0.004 22	2 000	0~2 000	静止的

### 2.2 数值模拟计算结果及分析

从图 1 和图 2 中可以看出采用流固耦合数值模拟计算的液力变矩器计算结果与理论计算结果吻合性较好,考虑流固耦合作用的液力变矩器流场分析准确可靠,能够较好地表征液力变矩器内部流场特

征,为下一步进行叶片厚度设计提供了依据和基础。

由于现在叶轮叶片呈现薄壁,轻质和高强度的特点,因而在液力变矩器工作过程中叶片不可避免地会产生变形甚至被破坏,其原因主要是因为流场对于叶片产生的作用力,而其自身由于旋转产生的

离心力影响甚微。

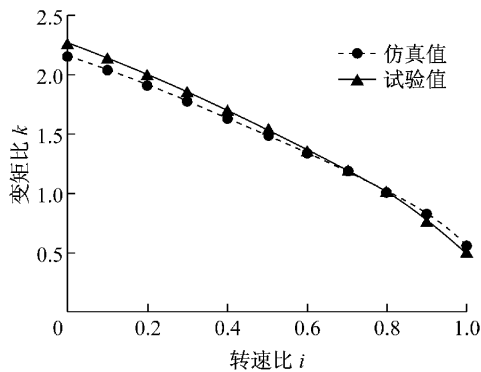


图1 试验与仿真变矩比图

Fig.1 Torque ratio of experiment and simulation

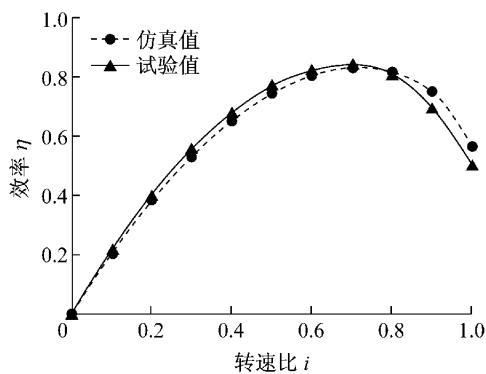


图2 试验与仿真效率图

Fig.2 Efficiency of experiment and simulation

流场变化在液力变矩器低速比时更为明显,液力传动油由静止开始流动,惯性力矩大,液力变矩器内部流场变化剧烈,从而对叶片产生较大的冲击力,流固耦合现象尤为突出,而叶片破裂现象也最易在此时发生。

图3和图4分别为转速比 $i=0$ 时的流道速度矢量图和流道压力图,由图可知流道的压力分布梯度比较均匀。在涡轮流道弯曲剧烈出的流体压力最大,而在泵轮出口涡轮入口交界处的流体速度最大,这与实际情况符合。

### 3 叶片厚度设计

#### 3.1 叶片厚度曲线方程

在叶片设计过程中,叶片应满足流体冲击的强度要求,同时叶片应尽量平滑,减少叶片对流体流动的阻碍与扰动。液力变矩器在工作过程中,低速比时流体对叶片的冲击最大,但是这段时间较短,液力变矩器大部分的工作时间是处于转速比为0.4到0.8的区域,在此工作时间段液力变矩器工作效率较高,

液压传动油的流动也较为平稳。因此在液力变矩器叶片厚度设计时这两个方面都应考虑,但是其中应主要考虑低速比时叶片所受的最大应力,保证叶片强度足够,即叶片厚度足够从而叶片不会因液压油冲击而被破坏,另外考虑到叶片厚度变化应该尽量平滑以减少对液压油的流动阻力,故在拟合叶片厚度曲线时应使其平滑。

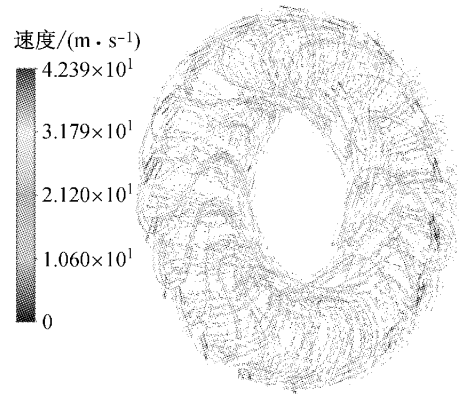


图3 流道速度矢量图

Fig.3 Velocity vector plots of flow channel

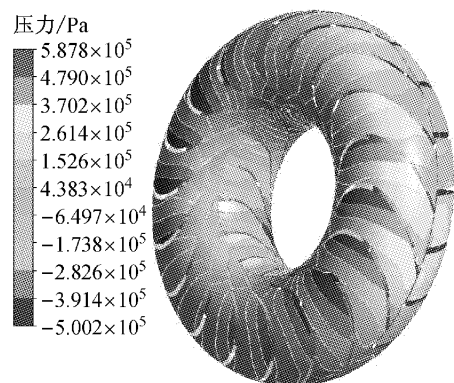


图4 流道压力图

Fig.4 Pressure chart of flow channel

下面以液力变矩器涡轮为例来分析其叶片所受应力情况以及如何根据应力的分布来设计涡轮叶片厚度。图5和图6分别为涡轮整体应力图和涡轮变形图,由图可知液力变矩器涡轮叶片受力并不是完全对称,这是由于液压油在从泵轮流动到涡轮的过程中由于泵轮与涡轮的叶片数不相等,泵轮的出口与涡轮的入口不可能完全对齐,导致涡轮叶片对液压油的流动有切割分流作用,而各个叶片对液压油的分割比例不同,导致叶片的受力不是完全对称的,因而其涡轮的变形量并非完全对称,这也说明进行全流道流场分析的必要性,如只是进行单流道的分析其结果肯定是不准确的。

图7为液力变矩器涡轮叶片工作面在低速比下

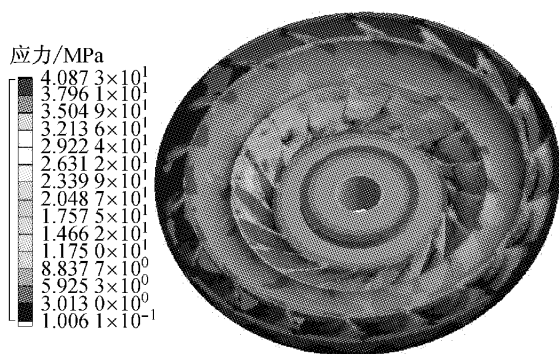


图 5 涡轮应力图

Fig. 5 Stress plots of turbine

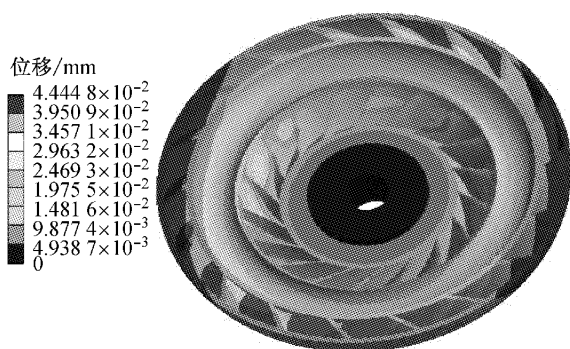


图 6 涡轮形变图

Fig. 6 Deformation map of turbine



图 7 涡轮叶片应力图

Fig. 7 Stress plots of turbine blade

受应力最大的叶片应力分布图,涡轮叶片工作面所受应力一般在其中间骨线处应力值较大,在叶片靠近内环面处的应力值次之,而在叶片靠近外环面处的应力值最小,因而可以用涡轮叶片工作面中间骨线处的应力值来近似地表征涡轮叶片受到的最大应力,如叶片厚度满足中间流线处应力,则也会满足其他位置处的应力要求,故无须对其他位置再进行校核。

由于叶片的工作面与吸力面的受力不同,通过数值模拟计算的结果显示,叶片吸力面所受应力整

体上要小于工作面所受应力,而它们的整体变化趋势相近,故下面的叶片厚度设计均以叶片工作面所受应力设计,叶片吸力面采用与工作面相同的厚度曲线,这样不仅使设计过程更为简洁,同时也使制造过程更加简单。

图 8 为叶片工作面中间骨线处的应力线,由图可知涡轮叶片在弯曲最明显以及靠近出口处的应力值较大,这是因为这部分叶片对流体速度方向改变剧烈,因而流体对叶片的冲击大,叶片应力值也大,对叶片的强度要求最高。沿叶片中间骨线的长度方向为正方向建立坐标轴,则最大压力(相对压力)处的坐标值约为 0.8。在中间流线上每隔一段沿垂直于中间流线方向测得其在此坐标处的叶片应力最大值,得到的值即视为此处的应力值,得到涡轮叶片在转速比  $i=0$  时的各点处的应力值见表 2。

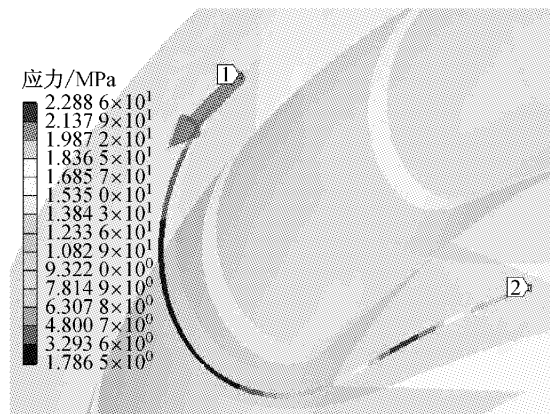


图 8 涡轮叶片骨线应力线

Fig. 8 Stress lines of Turbine blade bone lines

表 2 转速比  $i=0$  时涡轮叶片应力值Tab. 2 Speed ratio  $i=0$  stress values of Turbine blade

骨线相对坐标	叶片应力值/MPa	相对应力	骨线相对坐标	叶片应力值/MPa	相对应力
0	15.6	0.414	0.55	8.6	0.228
0.05	16.5	0.437	0.60	14.4	0.381
0.10	12.0	0.318	0.65	24.0	0.636
0.15	10.2	0.270	0.70	22.2	0.590
0.20	8.6	0.229	0.75	32.1	0.852
0.25	7.8	0.206	0.80	37.7	1.000
0.30	6.6	0.174	0.85	30.1	0.797
0.35	5.7	0.152	0.90	20.3	0.538
0.40	5.0	0.133	0.95	14.8	0.393
0.45	5.4	0.142	1.00	11.1	0.295
0.50	6.3	0.167			

对表 2 中的沿中间流线坐标轴不同坐标处的叶片所受应力值进行拟合,得到如图 9 所示的叶片的应力曲线,由图可知叶片骨线所受应力沿长度方向的分布情况。将得到的各点处的绝对压力值除以叶片所受最大应力值可以得到叶片各点处所受应力的

相对值,见表2。根据表2中数据拟合出相对压力曲线,如图10所示。

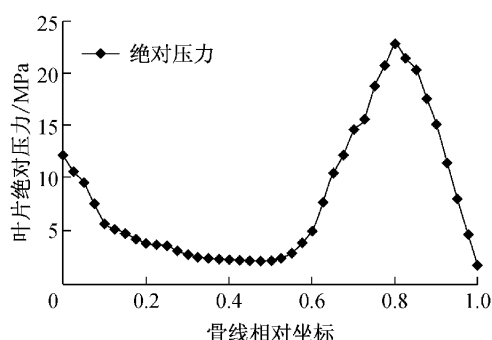


图9 涡轮叶片绝对应力曲线

Fig.9 Absolute stress curve of turbine blade

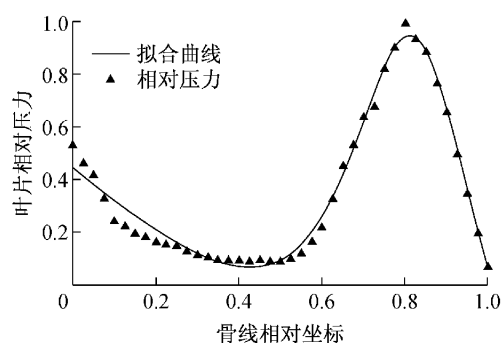


图10 涡轮叶片相对应力曲线

Fig.10 Relative stress curve of turbine blade

叶片所受应力直接影响叶片的形变,这对叶片的厚度提出要求,若叶片较薄,易导致叶片因不满足刚度要求而发生永久形变,甚至超出叶片的强度极限导致叶片断裂,这在工程实际中是绝对不允许发生的。

根据叶片不同部分所受应力不同来确定叶片的厚度,一方面满足了叶片的刚度以及强度要求,另一方面也可以节省材料,减轻液力变矩器自身重量,满足液力变矩器轻质薄壁高强度的发展趋势。

根据材料力学以及结构力学的知识,简化叶片横截面为矩形,设叶片中间流线全长为 $L$ ,在中间流线轴坐标 $x$ 处,叶片的宽度为 $B_x$ ,叶片厚度为 $H_x$ ,叶片所受应力为 $\sigma_x$ ,则其抗弯截面系数 $W$ 为

$$W = B_x \cdot H_x^2 / 6 \quad (1)$$

为满足强度要求,叶片强度应小于许用强度,而叶片所受弯矩必然小于 $\sigma_x \cdot B_x \cdot L^2 / 2$ ,故只需式(2)成立则叶片强度必然满足要求。设 $[\sigma]$ 为许用最大应力,有:

$$\frac{\sigma_x \cdot B_x \cdot L^2 / 2}{B_x \cdot H_x^2 / 6} = 3 \cdot L^2 \cdot \sigma_x / H_x^2 \leq [\sigma] \quad (2)$$

显然在坐标 $x$ 处,叶片的厚度 $H_x$ 的平方与叶

片所受应力 $\sigma_x$ 成正比,即可以表达为

$$H_x = k \cdot \sqrt{\sigma_x} \quad (3)$$

其中 $k$ 为比例系数,随不同的液力变矩器而不同。

由式(3)可以得到叶片最大厚度 $H_m$ 以及其他坐标的相对厚度

$$h_m = \frac{H_x}{H_m} = \sqrt{\frac{\sigma_x}{\sigma_m}} \quad (4)$$

式中, $\sigma_m$ 为叶片所受的最大应力。

式(4)即叶片的相对厚度 $h_x$ 的平方与叶片所受的相对应力相等,根据叶片的相对应力曲线可以得到叶片相对厚度曲线如图11所示。

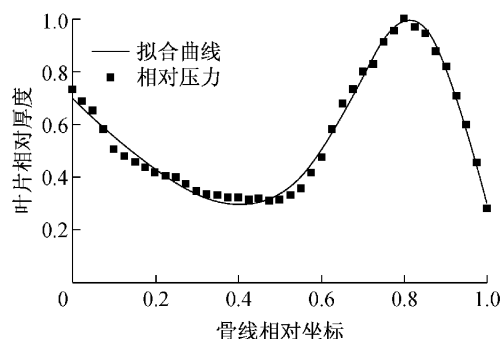


图11 叶片相对厚度曲线

Fig.11 Relative thickness curve of blade

拟合出叶片相对厚度曲线函数为

$$h_x = \frac{-1.869x^3 + 3.691x^2 - 2.326x + 0.538}{x^2 - 1.657x + 0.769} \quad (5)$$

### 3.2 性能仿真对比

根据式(5)中提供的叶片厚度公式对涡轮叶片的厚度进行重新建模并对改型后的液力变矩器模型进行三维数值模拟计算,对比改型前后的结果,如图12—13所示。

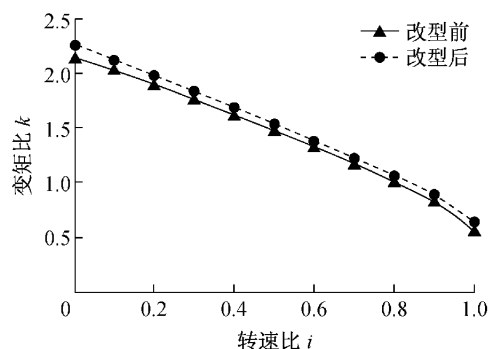


图12 改型前后变矩比对比图

Fig.12 Comparison chart of Torque ratio before and after modification

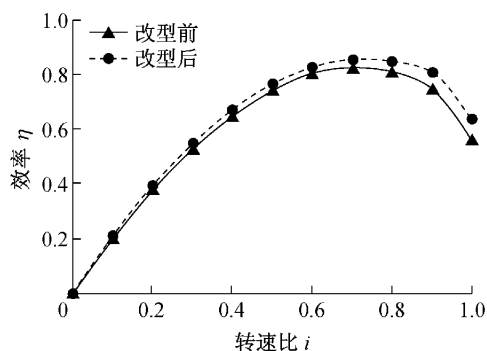


图 13 改型前后效率对比图

Fig. 13 Comparison chart of Efficiency before and after modification

从图 12—13 可知,改型后的液力变矩器的转矩比明显提升,平均比改型前提升了 5.4%。对于同一转速比,其转矩比越大其效率越高,故改型后效率也得到提升,尤其是在高转速比区间,平均比改型前提升了 3.8%,综上改型后的液力变矩器性能得到了提升。

## 4 结论

(1)液力变矩器内部流场进行流固耦合仿真结果与理论计算及实验结果较吻合,验证利用流固耦合技术来模拟液力变矩器内部流场状态的合理性与正确性。

(2)根据叶片应力推导的叶片厚度曲线及其方程在满足叶片结构强度要求同时提高了液力变矩器的启动转矩比和效率,为液力变矩器的轻质化提供了可能性,可作为液力变矩器叶片厚度设计的工程化设计参考流程。

(3)根据叶片应力推导的叶片厚度曲线是以特定型号的液力变矩器为前提的,但是推导叶片厚度曲线及其方程的方法具有普遍性,适用于各种型号的液力变矩器,其他型号的液力变矩器同样可以根据此方法来得到合适的叶片厚度曲线及其方程。

## 参考文献:

- [1] 吴光强,黄建勋,王立军.流固耦合作用对液力变矩器内流场和叶片强度的影响[J].汽车工程,2012,34(7):643.  
WU Guangqiang, HUANG Jianxun, WANG Lijun. The effects of fluid-structure interaction on the internal flow field and blade strength of hydraulic torque converter [J]. Automotive Engineering, 2012, 34(7):643.
- [2] 吴光强,王欢.液力变矩器研究综述[J].汽车技术,2009(3):1.  
WU Guangqiang, WANG Huan. Summary for torque converter research [J]. Automobile Technology, 2009(3):1.
- [3] 陆忠东,吴光强,殷学仙,等.液力变矩器流固耦合研究[J].汽车技术,2009(2):1158.  
LU Zhongdong, WU Guangqiang, YIN Xuexian, et al. Study on fluid-solid interaction of torque converter [J]. Automobile Technology, 2009(2):1158.
- [4] 刘仕平,权龙.三元件向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.  
LIU Shiping, QUAN Long. Torus streamline method design of 3-element centripetal-turbine hydraulic torque converters [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2009, 40(7):20.
- [5] 刘仕平.液力变矩器的数学模型、新型设计方法及内部流场研究[D].太原:太原理工大学机械电子工程系,2010.  
LIU Shiping. Research on mathematical model, new design methods and internal flow field of hydrodynamic torque converter [D]. Taiyuan, School of Mechanical and Electronic Engineering, Taiyuan University of Technology, 2010.
- [6] Rideout D G, Stein J L, Louca L S. Extension and application of an algorithm for systematic identification of weak coupling and partitions in dynamic system models[J]. Simulation Modelling Practice and Theory, 2009, 17:271.
- [7] Kanemoto T, Sakihama D, Seki S, et al. Flow through aerodynamic torque converter installed in new type turbofan engine[J]. Journal of Thermal Science, 2007,16(1):14.
- [8] 魏巍,闫清东,朱颜.液力变矩器叶片流固耦合强度分析[J].兵工学报,2008,29(10):1158.  
WEI Wei, YAN Qingdong, ZHU Yan. Strength analysis of fluid solid interaction field of hydrodynamic torque converter vanes [J]. Introducing Journal of China Ordnance, 2008, 29(10):1158.
- [9] 裴吉,袁寿其,袁建平.流固耦合作用对离心泵内部流场影响的数值计算[J].农业机械学报,2009,40(12):107.  
PEI Ji, YUAN Shouqi, YUAN Jianping. Numerical calculation for effect of fluid-structure interaction on flow field in centrifugal Pump [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2009, 40(12):107.