DOI: 10.3901/JME.2019.10.115

液力变矩器导轮叶片表面压力测量与分析*

闫清东^{1,2} 宋泽民¹ 魏巍^{1,2} 谭路³ 刘博深⁴

(1. 北京理工大学车辆传动国家重点实验室 北京 100081;

2. 北京电动车辆协同创新中心 北京 100081;

3. 一汽-大众汽车有限公司成都分公司 成都 610199;

4. 北京科技大学机械工程学院 北京 100083)

摘要: 为深入理解液力变矩器这种典型旋转叶轮机械内部复杂三维流动现象, 获取导轮叶片表面典型部位压力分布规律, 提出一种定子叶片表面液体压力场测试方案, 通过在导轮叶片压力面埋入微型动态压力传感器, 对不同输入转速和速比工况下的导轮叶片表面典型部位压力进行试验测试并进行流场数值模拟对比。结果表明, 测试数据与模拟结果高度吻合, 较准确地描述了叶片表面压力场的变化趋势, 叶片表面压力脉动频率与旋转叶轮转速及叶片数有关。这种压力测试方法不仅能对流场数值模拟进行有效性验证, 同时也能为叶轮动态性能设计提供参考依据。

关键词: 液力变矩器; 压力测试; 计算流体力学; 定子叶片

中图分类号: TH137

Pressure Measurement and Analysis of Stator Blade Surface of Hydrodynamic Torque Converter

YAN Qingdong^{1,2} SONG Zemin¹ WEI Wei^{1,2} TAN Lu³ LIU Boshen⁴

(1. National Key Lab of Vehicular Transmission, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081;

2. Collaborative Innovation Center of Electric Vehicles in Beijing, Beijing 100081;

3. FAW-Volkswagen Automotive CO., Ltd., Chengdu Branch, Chengdu 610199;

4. School of Mechanical Engineering, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083)

Abstract: In order to deeply understand the complex three-dimensional flow phenomenon in a rotating machinery such as a hydrodynamic torque converter and obtain the pressure distribution law of the typical sites of the stator blades surface, a testbench scheme of the fluid pressure field on the stator blade surface is proposed. The micro dynamic pressure sensors are adopted to measure pressure distribution of typical sites on the stator blade surface under different operation conditions of various input speeds and speed ratios. The test data are compared with the CFD numerical simulation of flow field. The results show that the test data are in good agreement with the simulation results. The variation trend of the pressure field on the blade surface is accurately described. The frequency of the pressure pulsation on the blade surface is related to the rotational speed of the impeller and the number of blades. This pressure field test not only validates the numerical simulation of flow field, but also provides a theoretical reference for the design of dynamic performance of rotating machinery.

Key words: hydrodynamic torque converter; pressure measurement; computational fluid dynamic; stator blades

0 前言

高功率密度液力变矩器体积小、传递功率大, 是重型车辆, 特别是特种车辆液力机械传动的核心部件^[1]。设计和优化高性能液力变矩器有助于提高我国地面装备的整体性能, 而设计先进液力变矩器

的关键是分析并深入理解液力变矩器的内流场^[2]。

国外研究机构开展了大量的液力变矩器三维流场试验研究和数值计算, 积累了丰富的军用、民用液力变矩器开发技术。BY 等^[3-6]通过导管将壁面及叶片压力引导到机械扫描阀上, 并通过滑环装置传递压力信号, 先后测试了液力变矩器三个叶轮的表面压力, 获得了叶轮表面的静压分布。MARATHE 等^[7-8]开发了一种高频响的五孔探针用于测量涡轮出口的流场, 他们将测得的流动参数分解成平均分

* 国家自然科学基金(51475041)、国家部委基础产品创新计划(237099000000170009)和车辆传动国家重点实验室基金(614221304040517)资助项目。20180610 收到初稿, 20181218 收到修改稿

量,周期分量、非周期分量和未知分量,分析了各分量在流场中的影响。BAHR^[9]利用一维多普勒测速仪对导轮内部五个过流截面进行了速度测试,观察到导轮中存在的分流区、二次流现象。BURN 等^[10-12]测试了泵轮和涡轮内部流场的三维速度分布,发现各个叶轮内部流场受到流动上游叶轮影响较大,受到流动下游叶轮影响较小。WATANABE 等^[13]制作了全透明液力变矩器装置,并用高速相机捕捉液力变矩器旋转产生的空化现象,发现高频振动可能是由空化气泡的塌陷产生,提供了一种利用频率捕捉空化现象的方法。

而国内对液力变矩器流场测试的研究相对滞后,过学迅等^[14-15]提出了开窗式液力变矩器内流场的方案,应用激光多普勒流速计对 YB-355 型变矩器内部流场速度分布进行了初步的测试和分析,李晋^[16]提出激光流场速度测试方案,并通过数值模拟手段对变矩器内部流场的流动特性进行观测,与 CFD 数值模型进行交互验证分析。李德生^[17]运用二维激光多普勒测速仪,对 YB-355 型变矩器泵轮和涡轮内部流场进行了测试,利用提出的变矩器三维流动设计计算的理论与方法完成了三维流场计算。才委等^[18-19]利用 CFD 分析软件对越野车 W305 型液力变矩器的内部流场进行了数值模拟,并用激光多普勒测速系统对其导轮的流场进行测试,将测试结果与计算结果进行了对比分析,验证了 CFD 数值模拟的可靠性。

综上,国内研究机构对于液力变矩器内流场的测试研究大多限于速度场测试,由于变矩器内部结构复杂封闭,对压力场的研究一般仅停留于三维数值模拟计算阶段,国内相关压力场测试技术的研究处于空白。

因此,本文针对某型大功率液力变矩器的静止导轮叶片表面压力场测试方法开展研究,提出了一种旋转流体机械内部复杂封闭流场定子叶片表面液体压力场测试方法,建立了液力变矩器导轮叶片表面压力场测试系统,通过在导轮叶片表面典型特征部位埋入 4 枚动态压力传感器,测量叶片表面相对位置的压力分布和非定常压力脉动,为液力变矩器叶栅系统三维流动设计、轴向载荷预测和叶轮流固耦合强度分析提供准确、可靠的载荷条件,为今后进一步测量旋转叶片表面压力和流道压力积累了丰富的经验。

1 压力测试试验

1.1 试验系统及测试工况

压力测试系统布置如图 1 所示,系统包括三部

分系统:控制系统、机械系统和数采系统。控制系统包括泵站控制系统和电机控制系统;机械系统包括动力端与加载端电机、转速转矩传感器和变矩器试验包箱;数采系统包括性能数据采集系统和压力数据采集系统。

图 1 压力测试系统组成图

如表 1 所示,试验主要分为两个部分,稳态工况压力测试试验和动态工况压力测试试验。稳态工况在泵轮转速 $n_p=400$ r/min、600 r/min、800 r/min、1 000 r/min 条件下,速比 $i=0\sim 0.9$ 以步长 $\Delta=0.1$ 依次进行。动态工况在泵轮转速维持 $n_p=800$ r/min,速比在 25 s 内匀速从 0 升至 0.9 和匀速从 0.9 降至 0 两种工况下进行。

表 1 试验工况方案

试验工况	泵轮转速 n_p /(r/min)	速比 i	测量方式
稳态工况	400、600、 800、1 000	$0\sim 0.9$ $\Delta=0.1$	在每个稳定速比 下采样 30 s
动态工况	800	$0\sim 0.9$	在 25 s 内均匀变 化采样

1.2 压力传感器选型与布置

前期流场仿真表明,导轮叶片表面的压力值变化幅值在 ± 0.3 MPa 以内,并设定泵站进出口油压不高于 0.8 MPa,试验时液力变矩器工作温度不高于 50 °C,因此选择 LL-125-17BARA 型 Kulite 动态微型贴片式压力传感器,如图 2 所示。其主要性能参数如表 2 所示。

图 2 Kulite 压力传感器

根据前期仿真结果,在导轮叶片工作面靠近外环入口处存在最大压力值,中间流线上压力变化能反映导轮叶片表面的压力变化。选择在叶片压力面压力最大处和中间流线上三处布置压力传感器,如

图 3 所示 P_1 、 P_2 、 P_3 、 P_4 位置。

表 2 压力传感器性能参数

名称	数值或性能
额定压力/MPa	1.7
过载压力/MPa	3.4
测量类型	绝对压力
额定工作电压/VDC	10
满量程输出/mV	100
分辨率	无限小
工作温度范围/℃	-55~+120
补偿温度范围/℃	+25~+80

图 3 压力传感器布置

1.3 试验包箱

为了满足测试系统信号传输要求, 试验包箱需提供布线通道。如图 4 所示为变矩器试验包箱剖视图, 在靠近导轮出口处、外环、导轮固定座打孔, 如图虚线所示, 压力传感器信号线从此穿过。

图 4 试验包箱剖视图

1.4 数采系统

压力数据采集系统示意图如图 5 所示。

图 5 压力数据采集系统示意图

采集器选择德维创(DEWETRON)公司研制的 DEWE-43-V 型数据采集仪。采集仪与 4 个压力传感器和 2 个轴编码器相连。2 个轴编码器分别安装于输入输出轴用于记录叶轮的转速与相位信号。压力传感器用 10 V 外接稳压电源供电。计算机中数据采集分析软件具备数据组态显示、储存、回放、分析和导出功能。

采样频率对数据采集的完整性至关重要, 根据本试验泵轮和涡轮最大转速, 由于非定常流动压力脉动与叶轮转速和叶片数相关, 本试验最大基频 $f_{\max}=1\,200/60\times 24=480\text{ Hz}$, 根据采样定理和设备性能, 选择 5 kHz 作为本次试验的采样频率。

2 数值模拟

本文研究对象为循环圆直径为 400 mm 的某型液力变矩器, 泵轮、涡轮和导轮的叶片数分别 22、24 和 20。

2.1 网格无关性分析

提取液力变矩器单流道几何模型, 后进行结构化网格划分。图 6 为网格无关性验证曲线。

图 6 网格无关性验证曲线

考虑求解精度和计算成本选择虚线处的网格数量模型, 如图 7 所示, 并对边界层进行网格加密,

图 7 单流道模型网格图

各叶轮的网格数如表 3 所示。

表 3 液力变矩器叶轮网格数目表

叶轮	网格类型	网格数	节点数
泵轮	六面体网格	55 200	62 208
涡轮	六面体网格	27 567	33 320
导轮	六面体网格	87 220	98 800

2.2 控制方程

控制方程为质量守恒方程与 N-S 方程, 湍流模型选择剪应力输运模型(SST 模型)。将叶轮内外环和叶片设置为无滑移壁面, 叶轮进出口面为交界面, 交界面模型选择冷冻转子法。

2.3 求解格式

流场求解采用迎风模式, 目标计算精度为动量、质量的均方根值小于 1×10^{-5} , 初始迭代次数为 300 次, 在不满足均方根值小于 1×10^{-5} 时可以增加迭代次数。

3 时均结果对比

取仿真模型上与试验测点对应位置压力值, 试验与仿真压力值对比曲线如图 8 所示, 试验值与仿真值误差控制在 10% 以内, 试验值与仿真值吻合较好。但测试值在液工况下小于计算值, 这是因为仿真模型未考虑泄漏区影响, 实际工作时由于泄漏区的存在导致压力下降。

图 8 试验与仿真压力对比曲线图

4 试验数据分析

对试验数据进行时域和频域处理, 并结合数值模拟结果和性能数据进行分析。

4.1 稳态工况压力场时域分析

在每个稳态工况下采集数据 30 s, 采样频率为 5 kHz, 对数据进行时均处理, 可得到各稳态工况下的压力值, 如图 9 所示。

图 9 各转速下导轮压力面中间流线压力变化曲线

从图 9 中可以看出, 导轮入口处压力值随速比增加逐渐减小。结合导轮速度场数值模拟结果分析, 如图 10 所示。随着速比增加, 油液进入导轮的入射角逐渐减小, 导致入口处动压减小, 随着速比进一步增加, 油液入射角出现负值, 极易导致入口冲击射流。

图 10 不同速比下导轮速度场分布

导轮叶片中部和出口处压力随速比增加逐渐增大。这是由于流体在入口处的冲击损失减小, 导致下游流动能量增加。

在泵轮转速较低 ($n_p=400$ r/min、 600 r/min), 速比较低 ($i=0 \sim 0.75$) 时, 中间流线上压力分布呈现从

入口到出口递减的明显趋势。速比 $i > 0.75$ 时, 出现 P_2 点压力值小于 P_3 点压力值的现象, 这是由于此时油液入射角出现负值, 导轮入口处可能存在油液冲击射流现象。

图 11 为导轮入口处压力与变矩器效率关系图, 中间流线上的压力变化与变矩器效率密切相关。导轮入口处压力的变化可表征工作油液能量的变化。导轮入口处压力减小, 对应液力变矩器效率升高。这是因为低速比时油液入射角大, 导致在导轮入口的冲击损失较大, 在速比为 0.75 左右时, 油液入射角接近 0° , 冲击损失最小, 故变矩器效率最高。

图 11 导轮入口处压力与变矩器效率关系图

图 12 为起动工况下导轮叶片中间流线上压力随泵轮转速变化曲线图, 从图 12 中可以看出, 随着泵轮转速的升高, P_2 点压力值随泵轮转速升高而升高。这是因为当泵轮转速升高时, 工作油液循环流量增加, 冲击导轮入口处叶片流速增大导致压力值增加。此时由于油液冲击产生的能量损失也增加, 内部流动更趋复杂, 导轮叶片中部和出口处压力减小。

图 12 起动工况导轮叶片中间流线压力随泵轮转速变化曲线

4.2 稳态工况压力场频域分析

经分析四个测点的频谱特性表现出一致性, 在泵轮转速 $n_p=800$ r/min, 速比 $i=0.2$ 、0.4、0.6、0.8, 对 P_2 压力信号进行快速傅里叶变换得到频谱图如图 13 所示。

图 13 泵轮转速 $n_p=800$ r/min 时 P_2 频谱图

从图 13 中可以看出几个明显的峰值。 f_{Tshaft} 是涡轮的转动频率, f_{Tshaft} 满足

$$f_{Tshaft} = \frac{n_T}{60}$$

式中, f_{Tshaft} 为涡轮的转动频率, n_T 为涡轮转速。低频率区的若干峰值为涡轮转动频率的倍频。

f_T 为涡轮旋转对导轮产生的脉动频率, 随着速比的增加, f_T 逐渐增大。不同速比下 f_T 的值如表 5 所示。 f_T 满足

$$f_T = \frac{n_T}{60} \times S_T = f_{Tshaft} \times S_T$$

式中, S_T 为涡轮叶片数。此峰值为涡轮旋转对工作油液造成的脉动, 受到涡轮转速和涡轮叶片数的影响。

表 5 泵轮转速 800 r/min 时不同速比下 f_T 的频率

速比 i	0.2	0.4	0.6	0.8
频率 f_T /Hz	64	128	192	256

f_p 为泵轮旋转对导轮产生的脉动频率。图 14 为不同泵轮转速下 P_2 的频谱图, 对应的 f_p 值如表 6 所示。 f_p 满足

$$f_p = \frac{n_p}{60} \times S_p$$

式中, f_p 为泵轮旋转对流场产生的脉动基频, S_p 为泵轮叶片数, n_p 为泵轮转速。该峰是泵轮旋转时对工作油液造成了脉动, 并且工作油液穿过涡轮流道后这种脉动依然存在, 从而对导轮叶片产生脉动冲击。随着泵轮转速的升高, f_p 的幅值也逐渐增大。

图 14 不同泵轮转速下 P_2 频谱图

表 6 不同泵轮转速下波峰出现频率

泵轮转速 $n_p/(r/min)$	400	600	800	1 000	1 200
频率 f_p/Hz	146.7	220	293.3	366.7	440

f_{p-T} 为泵轮与涡轮共同作用下产生的脉动频率。随着速比的增加, f_{p-T} 逐渐减小, 不同速比下 f_{p-T} 的值如表 7 所示。 f_{p-T} 满足

$$f_{p-T} = f_p - f_T$$

表 7 泵轮转速 800 r/min 时不同速比下 f_{p-T} 的频率

速比 i	0.2	0.4	0.6	0.8
频率 f_{p-T}/Hz	229.5	165.5	101.5	37.5

f_{p-T} 为工作油液流经泵轮和涡轮传递给导轮的脉动, 其幅值大小与泵轮和涡轮的交互能量相关。在速比 $i=0\sim 0.8$ 时, 随着速比的升高, 变矩器效率逐渐增大, f_{p-T} 的幅值减小。

4.3 动态工况压力场分析

绘制 25 s 内速比匀速增加和匀速减小时入口处压力传感器 P_1 随时间变化曲线, 如图 15 所示。

(a) 加速过程压力随时间变化曲线

(b) 减速过程压力随时间变化曲线

图 15 动态工况压力随时间变化曲线

加速过程与减速过程压力变化规律表现一致。随着涡轮转速的升高, P_1 压力值基本呈下降趋势, 在涡轮转速低于 50 r/min 时压力值出现了剧烈的波动, 波动的压力幅值约为 0.015 MPa, 原因可能是在低速比时, 变矩器内部工作液体的流动规律极其复杂, 出现了二次流等不稳定的流动现象, 造成了导轮入口处的压力不稳定。当涡轮转速上升至 500 r/min 左右时, 压力值开始趋于稳定, 这是由于液力变矩器动轮之间转速差减小, 内部流场流动开始趋于规律。

5 结论

(1) 液力变矩器压力场测试数据与 CFD 数值模拟分析数据的趋势一致性较好, CFD 数值模拟能够较好地反映液力变矩器内流场的流动特征。

(2) 导轮叶片表面压力值与变矩器性能和能量损失密切相关。泵轮转速和速比变化分别影响导轮入口处油液冲击角度和冲击速度, 油液冲击角度和冲击速度变化是引起导轮入口处压力变化的主要原因, 也是油液在流经导轮产生损失的主要原因。

(3) 在压力频谱图中可观测到由于泵轮和涡轮旋转在导轮内部产生的压力脉动, 这些脉动受到变矩器工况和结构影响。压力脉动的峰值变矩器的传递功率、输出效率有密切关系。

(4) 导轮叶片表面压力在低速比时存在明显波动, 这是因为低速比时, 液力变矩器内部流动复杂, 存在二次流等不稳定流动导致导轮叶片表面出现压力不稳定。

参 考 文 献

- [1] 闫清东, 魏巍, 刘城, 等. 车用高功率液力变矩器设计理论与方法[J]. 液压与气动, 2015 (4): 1-8.
YAN Qingdong, WEI Wei, LIU Cheng, et al. Torque converter modern design theory and methodology[J]. Chinese Hydraulic & Pneumatics, 2015(4): 1-8.

- [2] 严鹏, 吴光强, 谢硕. 液力变矩器泵轮流场数值分析[J]. 汽车工程, 2004 (2): 183-186.
YAN Peng, WU Guangqiang, XIE Shuo. Numerical analysis on pump flow field in a torque converter[J]. Automotive Engineering, 2004(2): 183-186.
- [3] BY R R. Measurement and analysis of static pressure field in a torque converter pump[J]. Journal of Fluids Engineering, 1995, 117(1): 109-115.
- [4] BY R R, LAKSHMINARAYANA B. Measurement and analysis of static pressure field in a torque converter turbine[J]. Journal of Fluids Engineering, 1995, 117 (3): 473-478.
- [5] BY R R, LAKSHMINARAYANA B. Static pressure measurement in a torque converter stator[R]. SAE, 1991: 1-10.
- [6] MARATHE B V, LAKSHMINARAYANA B, DONG Y. Experimental and numerical investigation of stator exit flow field of an automotive torque converter[J]. Journal of Turbomachinery, 1996, 118 (4): 835-843.
- [7] MARATHE B V, LAKSHMINARAYANA B, MADDOCK D G. Experimental investigation of steady and unsteady flow field downstream of an automotive torque converter turbine and inside the stator: Part I—Flow at exit of turbine[J]. Journal of Turbomachinery, 1997, 119(3): 624-633.
- [8] MARATHE B V, LAKSHMINARAYANA B, MADDOCK D G. Experimental investigation of steady and unsteady flow field downstream of an automotive torque converter turbine and inside the stator: Part II—Unsteady Pressure on the Stator Blade Surface[J]. Journal of Turbomachinery, 1997, 119 (3): 634-645.
- [9] BHAR H M. Laser velocimeter measurements in the stator of a torque converter[J]. SAE (Society of Automotive Engineers) Transactions, 1990, 99(6): 1625-1634.
- [10] BRUN K, FLACK R D. Laser velocimeter measurements in the turbine of an automotive torque converter: Part I—Average measurements[J]. Journal of Turbomachinery. 1997, 119 (3): 646-654.
- [11] BRUN K, FLACK R D. Laser Velocimeter measurements in the turbine of an automotive torque converter: Part II—Unsteady measurements[J]. Journal of Turbomachinery. 1997, 119(3): 655-662.
- [12] BRUN K, FLACK R D, GRUVER J K. Laser velocimeter measurements in the pump of an automotive torque converter: part II-unsteady measurements[J]. Journal of Turbomachinery, 1996, 118 (3): 570-577.
- [13] WATANABE S, OTANI R, KUNIMOTO S, et al. Vibration characteristics due to cavitation in stator element of automotive torque converter at stall condition[R]. ASME Paper, FEDSM 2012-72418.
- [14] 过学迅. 应用激光多普勒流速计测定液力变矩器内部流场的探讨[J]. 工程机械, 1988(2): 37-41.
GUO Xuexun. Application of laser doppler velocimeter to measurement of flow in torque converter[J]. Construction Machinery and Equipment, 1988(2): 37-41.
- [15] 朱经昌, 过学迅. 用激光多普勒流速计测量液力变矩器流场的速度分布[J]. 工程机械, 1990(3): 23-26.
ZHU Jingchang, GUO Xuexun. Measurement of velocity distribution in torque converter velocity field by laser doppler velocimetry[J]. Construction Machinery and Equipment, 1990(3): 23-26.
- [16] 李晋. 液力变矩器内流场测试与分析技术研究[D]. 北京: 北京理工大学, 2015.
LI Jin. Numerical and experimental investigation of internal flow field of an hydrodynamic torque converter[D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2015.
- [17] 李德生. 液力变矩器三维流动理论的计算方法与试验研究[D]. 长春: 长春理工大学, 2006.
LI Desheng. Theoretical and experimental research on three-dimensional viscous flow field of torque converter[D]. Changchun: Changchun University of Science and Technology, 2006.
- [18] 才委, 马文星, 褚亚旭, 等. 液力变矩器导轮流场数值模拟与试验[J]. 农业机械学报, 2007, 38(8): 11-14.
CAI Wei, MA Wenxing, CHU Yaxu, et al. Numerical simulation and experimental research on flow field in the stator of a torque converter[J]. Transaction of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(8): 11-14.
- [19] 褚亚旭, 马文星, 刘春宝, 等. 越野车液力变矩器流场分析与试验研究[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2009(7): 212-214.
CHU Yaxu, MA Wenxing, LIU Chunbao, et al. Analysis and experimental research on flow field of torque converter equipped in off-road car[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2009(7): 212-214.

作者简介: 闫清东, 男, 1964 年出生, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为车辆传动理论和液力传动技术。

E-mail: yanqd@bit.edu.cn

宋泽民, 男, 1995 年出生, 硕士研究生。主要研究方向为液力传动及测试技术。

E-mail: zemin_song@163.com

巍巍(通信作者), 男, 1978 年出生, 副教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为车辆传动理论和液力传动技术。

E-mail: weiweibit@bit.edu.cn

谭路, 男, 1992 年出生, 硕士。主要研究方向为液力传动及测试技术。

E-mail: tanlubit@163.com

刘博深, 男, 1988 年出生, 博士。主要研究方向为液力传动和计算流体力学。

E-mail: lbsustb@126.com