

液力耦合器轴向力计算方法*

孙波¹ 马文星² 李永泽¹ 吕英军¹

(1. 空军航空大学航空机械工程系, 长春 130022; 2. 吉林大学机械科学与工程学院, 长春 130025)

摘要: 提出了一种基于计算流体动力学(CFD)计算液力耦合器轴向力的方法。通过获得耦合器内三维、两相流动流场的数值解进行轴向力计算。对在制动工况、牵引工况和额定工况下不同充液率时调速型耦合器工作腔的流场进行了分析,并获得轴向力的变化规律。对不同充液率下耦合器轴向力进行了试验测试,计算结果与试验值对比,平均误差为8%,验证了该计算方法是有效可行的。

关键词: 液力耦合器 轴向力 计算方法 流体动力学

中图分类号: TH137.331 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)02-0040-07

引言

液力耦合器的工作介质是液体,液力元件本身不存在磨损,液力耦合器的可靠性和寿命主要取决于轴承和密封圈的可靠性,过大的轴向力会加剧轴承的磨损。当前液力耦合器的轴向力研究主要有基于一维束流理论的方法和试验方法^[1-8]。束流理论建立在许多假设和简化的基础上,而且很多参数的选取依靠设计者的经验确定,因此计算获得的轴向力误差较大;试验研究获得的结果虽然准确可靠,然而目前液力耦合器正在向大功率、高转速的方向发展,测试需要大功率的试验台,试验成本很高,且试验需在样机装配之后进行,不能指导液力耦合器的结构设计和轴承选型。本文提出一种采用CFD计算液力耦合器轴向力的方法,以期液力耦合器的支承方案确定和轴承选型提供理论依据。

1 液力耦合器轴向力分析

1.1 轴向力产生原因

压力和粘性力是液力耦合器产生轴向力的主要因素,但由于液力耦合器内流体粘性系数较小,且流体循环流动,粘性力产生的轴向力较小,与压力引起的轴向力相比可忽略不计,故只研究压力产生的轴向力。

图1是液力耦合器轴向力分析简图。液力耦合器由工作腔G和辅腔F组成,液力耦合器工作时,工作腔内的流体在叶片的作用下于泵轮和涡轮之间

循环流动,而辅腔内无叶片,这就造成了工作腔与辅腔的压力分布不同;同时由于液力耦合器结构的非对称性,各压力的作用面积也不同,这些不平衡就产生了轴向力。液体对涡轮与对泵轮的轴向作用力是一对大小相等、方向相反的力,故以泵轮轴向力为例来说明液力耦合器的轴向力计算方法。

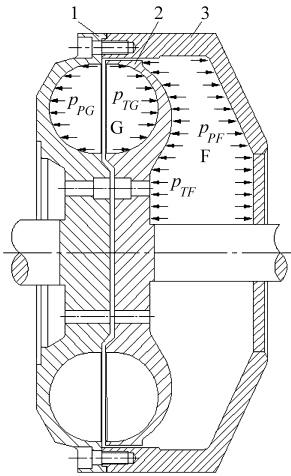


图1 液力耦合器轴向力分析简图
Fig.1 Schematic diagram of hydrodynamic coupling axial force

1. 泵轮 2. 涡轮 3. 泵轮罩

1.2 辅腔轴向力分析

辅腔压力 p_{PF} 作用在泵轮罩内表面而产生的轴向力为

$$F_{PF} = \int_{R_q}^{R_2} 2\pi p_{PF} R dR \tag{1}$$

式中 R_2 ——辅腔的最大旋转半径,m

收稿日期: 2013-05-26 修回日期: 2013-10-25
* 国家高技术研究发展计划(863计划)资助项目(2007AA05Z256)
作者简介: 孙波,副教授,博士,主要从事液力传动与自动变速研究,E-mail: sunbo1965@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研究,E-mail: mawx@jlu.edu.cn

R_q ——液面高度位置处半径, m

文献[9]对辅腔轴向力计算采用的是一维流动理论,为更准确计算轴向力,本文对工作腔和辅腔均采用 CFD 方法计算。

1.3 工作腔轴向力分析

工作腔轴向力主要是由于流体动量在轴向发生变化而产生的。根据动量定理,叶轮内表面对流体的作用力 F_{pG} 为单位时间流出与流进叶轮通道的流体的动量差。即

$$F_{pG} = \iint_{A_p} \rho \mathbf{v}^2 dA \tag{2}$$

式中 $\mathbf{v}$ ——叶轮通道中任一点的速度矢量, m/s
 ρ ——流体密度, kg/m³
 A_p ——泵轮叶轮进、出口截面

泵轮轴向力 F_p 为工作腔轴向力 F_{pG} 和辅腔轴向力 F_{pF} 的合力, 即

$$F_p = F_{pF} + F_{pG} \tag{3}$$

2 轴向力数值计算方法

2.1 计算模型

计算模型选取 YOCQ_Z465 型液力偶合器。该液力偶合器为前置齿轮增速型调速液力偶合器传动装置,其循环圆有效直径 $D = 465$ mm,泵轮与涡轮叶片均为径向直叶片,叶片数分别为 48、46,叶轮间距

$\Delta = 4.65$ mm。由于泵轮和涡轮之间的工作液循环流动强烈,而辅腔与工作腔之间的流动比较稳定,且考虑到计算机的运算速度,将泵轮流道和涡轮流道组成的工作腔流域作为一个整体进行计算,单独计算辅腔流域的轴向力。采用四面体和六面体单元进行网格划分,得到工作腔和辅腔的网格模型。

2.2 算法选择

液力偶合器内部的流动是三维、粘性的、非定常气液两相流动^[10-15]。考虑到计算的稳定性、经济性、计算精度及调速型液力偶合器内部气液两相流动特点,在对液力偶合器内部两相流动进行模拟时,两相流模型采用混合模型,湍流模型采用 Realizable $k-\varepsilon$ 模型;空间离散格式采用二阶迎风格式,速度压力耦合算法采用 PISO 算法。

2.3 边界条件

对于工作腔流域,如图 2a 和 2b 所示,将泵轮上的进口口设置为压力进口边界条件,将涡轮上的出油口设置为自由出流边界条件,将泵轮和涡轮的交界面设置为网格交界面边界条件,泵轮和涡轮的叶片及外环设置为壁面边界条件。

对于辅腔流域,如图 2c 所示,将与泵轮罩接触的流道边界设置为转速与泵轮转速一致的旋转壁面边界条件,将与涡轮壳体接触的流道边界设置成转速与涡轮转速一致的旋转壁面边界条件。

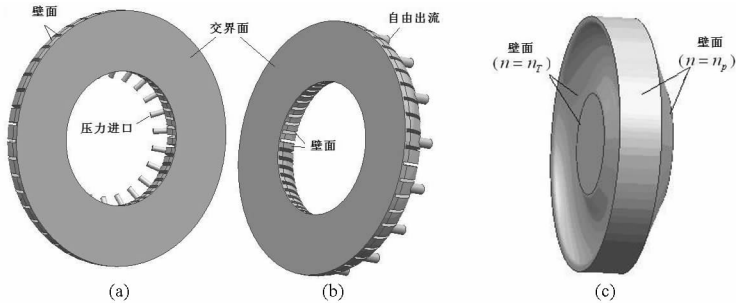


图 2 边界条件设置
Fig. 2 Boundary conditions
(a) 泵轮 (b) 涡轮 (c) 辅腔

3 流场计算结果分析

3.1 制动工况流场分析

图 3 是制动工况下工作腔的压力场。在制动工况下,工作腔内压力较大,明显呈层状分布,由内向外压力逐渐增大,在外壳处压力最大。因为在制动工况涡轮不转,滑差大,工作腔内循环流量较大,沿整个外环形成大环流动,由于壳体阻滞,在外环形成高压区,造成较大的轴向力,这是制动工况轴向力较大的主要原因。对比泵轮和涡轮流场看出,其压力分布有差别,泵轮流场的高压区主要集中在外环接

近出口处 E ;而涡轮高压区出现在外环中部偏上的位置处 F ,在涡轮入口出现局部高、低压区。对比两种充液率 q_c 的压力场可以看出,不同充液率的压力分布规律相似,但压力相差较大,充液率越大,压力越大。

图 4 是制动工况下工作腔速度场。在制动工况下,流体沿循环圆流动形成环流,只是在中心处有小部分涡流区,且高能流体主要沿循环圆外环流动,流速呈现出由内向外逐渐增大的分布。但高速区分布在循环圆上部,即回转半径较大处,图 4b 中 G 处。此时涡轮和泵轮间循环流量大,轴向动量变化较大,

产生的轴向力大。

3.2 典型牵引工况流场分析

图 5 是典型牵引工况工作腔压力场,在典型牵引工况,压力仍呈由内到外的层状分布,与制动工况

比,压力分布规律相似,但压力有所减小。因为转速比增加,涡轮转速有所增大,但涡轮中作向心流动的流体还具有足够动能克服涡轮旋转产生的离心力而沿涡轮外环流动到最小回转半径的出口处,形成大

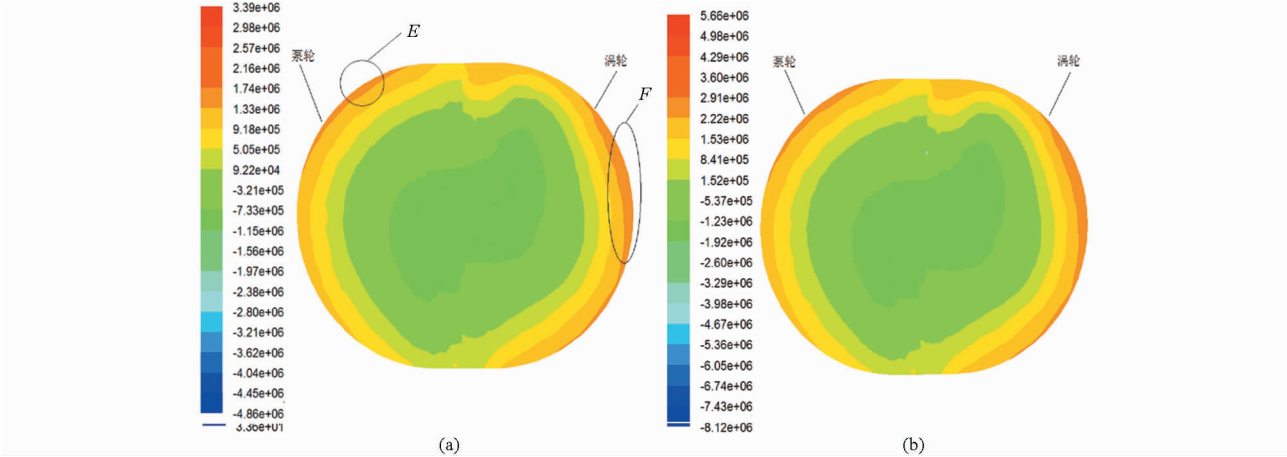


图 3 制动工况下工作腔压力场

Fig. 3 Pressure of working chamber in braking condition

(a) $q_c = 60\%$ (b) $q_c = 100\%$

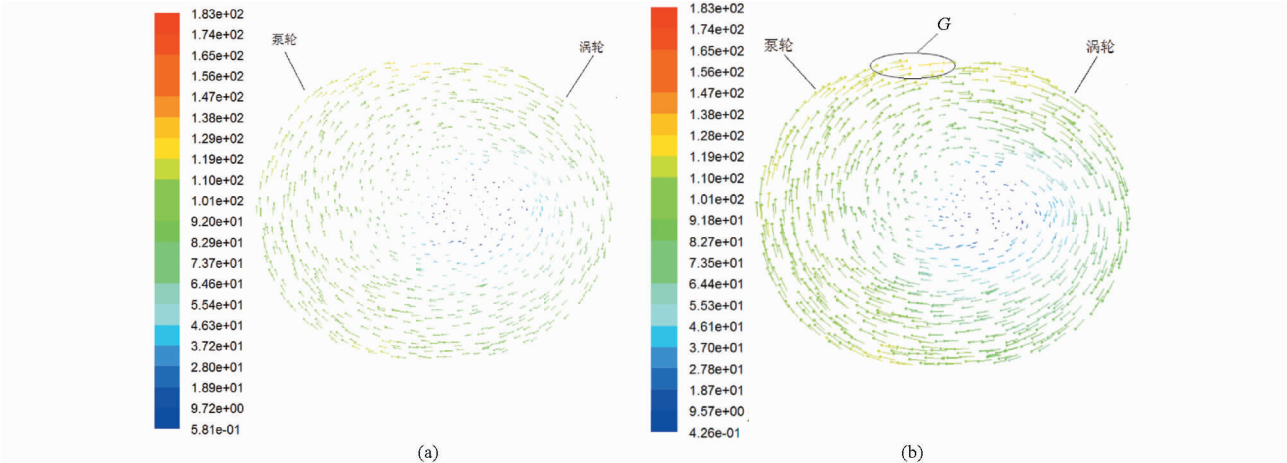


图 4 制动工况下工作腔速度场

Fig. 4 Velocity of working chamber in brake condition

(a) $q_c = 60\%$ (b) $q_c = 100\%$

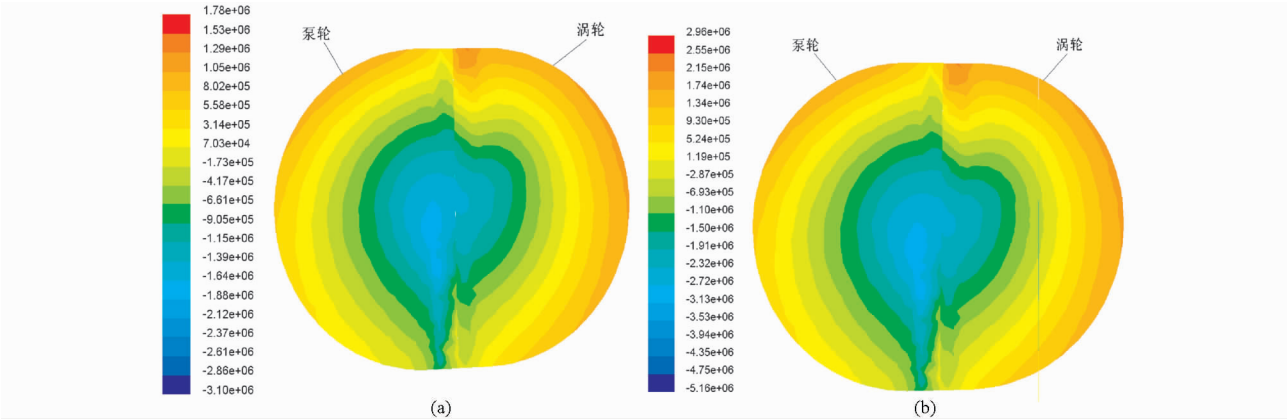


图 5 牵引工况下工作腔压力场

Fig. 5 Pressure of working chamber in traction condition

(a) $q_c = 60\%$ (b) $q_c = 100\%$

环流,但与制动工况比,环流流量减小,压力减小,轴向力也随之减小。不同充液率的压力场分布很相似,压力仍随充液率增大而增大。

图 6 是典型牵引工况工作腔速度场。在典型牵

引工况,工作腔内流动状态仍然是大环流,速度分布与制动工况的相似。与制动工况比,涡轮出口环流速度减小较多,环流流量减小,流体轴向动量变化量减小,产生轴向力减小。

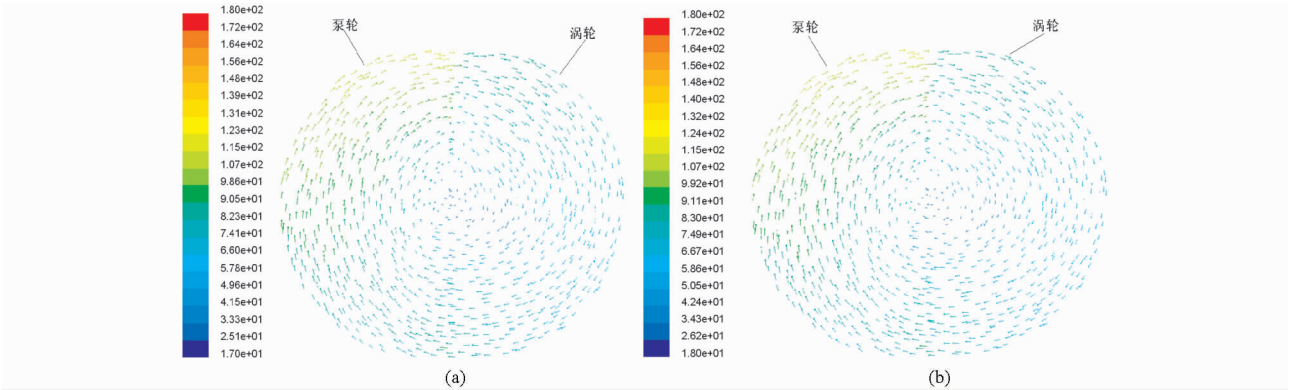


图 6 牵引工况下工作腔速度场
Fig. 6 Velocity of working chamber in traction condition
(a) $q_c = 60\%$ (b) $q_c = 100\%$

3.3 额定工况流场分析

图 7 是额定工况下工作腔压力场,额定工况工作腔的压力场与制动工况和典型牵引工况差别很大。压力随回转半径增大而增大, $i = 0.97$ 时,涡轮

与泵轮转速接近,液体在涡轮与泵轮之间流量很少,液体压力基本上是由旋转离心力产生的静压力,因此呈图 7 的分布。对比两种不同充液率情况看,充液率对压力分布基本无影响,但影响压力的大小。

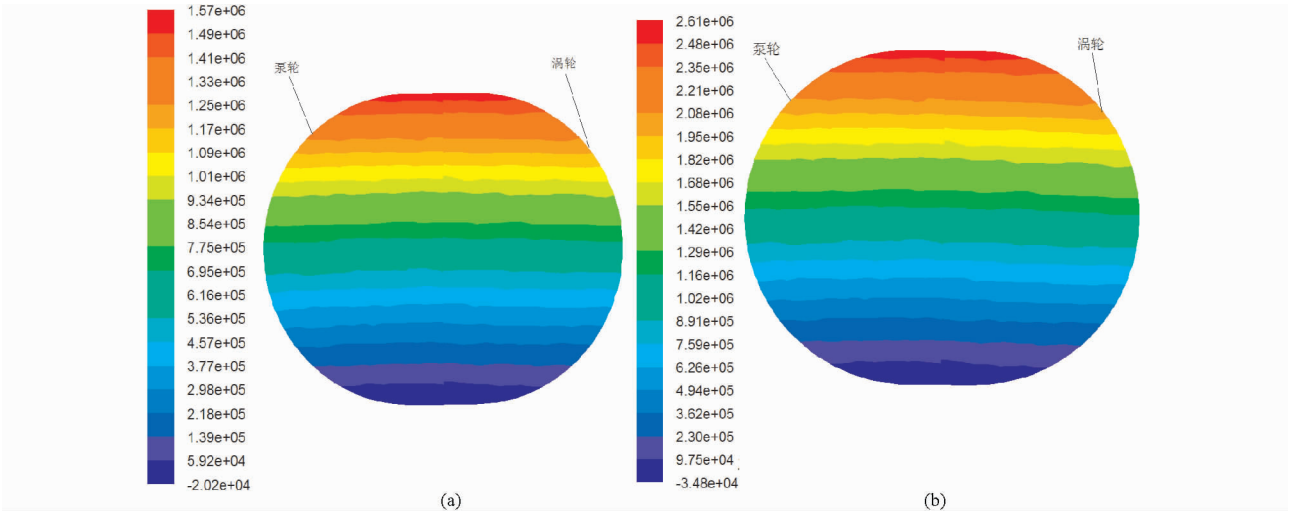


图 7 额定工况下工作腔压力场
Fig. 7 Pressure of working chamber in rating condition
(a) $q_c = 60\%$ (b) $q_c = 100\%$

图 8 是额定工况下工作腔的速度场。额定工况时工作腔内的速度场与制动工况和典型牵引工况有较大差别。泵轮与涡轮之间流动很少,从速度大小和方向看出,轴向速度很小,且高速区主要集中在回转半径最大的外环处,即泵轮出口和涡轮入口处,这是由于泵轮和涡轮都高速旋转造成的。

通过对不同工况流场分析,得出结论:① 在低转速比工况,偶合器内部是沿外环的大循环流动,循环流量较大;泵轮和涡轮的压力场分布相差较大,且不规律,主要由于低转速比时,泵轮和涡轮的转速相

差较大,其内部流动状态相差较大,压力场分布自然相差较大。但各工况下,泵轮和涡轮压力场在轴向作用的综合效果相近,对涡轮和泵轮产生的轴向力是相当的。这一点可由轴向力计算结果看出。② 高转速比时工作腔流场趋于均匀,沿半径方向压力逐渐增大的规律更明显,泵轮和涡轮的流场趋于相同,循环流量明显减小,轴向流速变小,轴向力变小。③ 随转速比增大,工作腔内压力场压力减小,轴向速度减小,循环流量减小。随充液率增大,压力场和速度场的值增大。

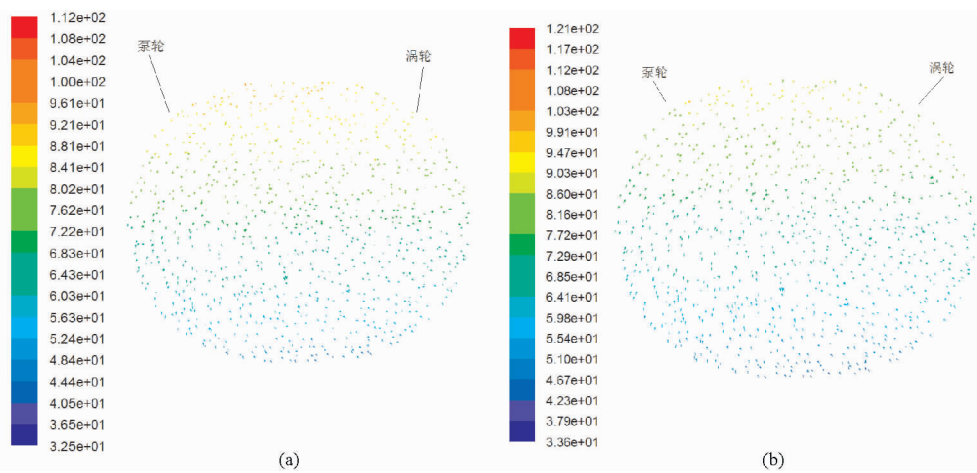


图 8 额定工况下工作腔速度场

Fig. 8 Velocity of working chamber in rating condition
(a) $q_c = 60\%$ (b) $q_c = 100\%$

4 试验验证与结果分析

在通过 CFD 计算获得耦合器内流场数值解的基础上,通过 1.2 节和 1.3 节的方法,可计算出耦合器的轴向力,如表 1 所示。为了验证数值计算方法的准确性及精度,通过如图 9 所示的试验台,采用测量液力耦合器推力盘轴向应变来测量轴向力的方法测试了额定工况下 YOCQ_Z465 型液力耦合器的轴向力。试验中通过直流调速电动机控制泵轮输入转速

n_p 为 $(3\ 200 \pm 5)\text{ r/min}$,等转速稳定之后,通过手动调节匀管的方式控制液力耦合器的充液率,先使充液率由 0 升至 20%,稳定一段时间后,再依次将充液率调至 30%、50% 和 100%,完成充液过程的测试;在排液过程的测试中,依次将充液率由 100% 调至 50%、30%、20% 和 0。试验采用 DHDAS-5923 型动态数据采集系统进行数据采集,将采集结果中的干扰信号进行滤波处理,最终获得的 YOCQ_Z465 型液力耦合器的轴向力信号如图 10 所示。对各稳定

表 1 额定工况下液力耦合器轴向力计算值

Tab. 1 Calculating results of hydrodynamic coupling axial force in rating condition

充液率 $q_c/\%$	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
泵轮轴向力/kN	0.03	2.07	4.45	6.74	8.30	10.36	12.47	14.50	15.96	18.57	20.33
涡轮轴向力/kN	0.03	2.06	4.39	6.66	8.37	10.45	12.59	14.61	16.02	18.65	20.21

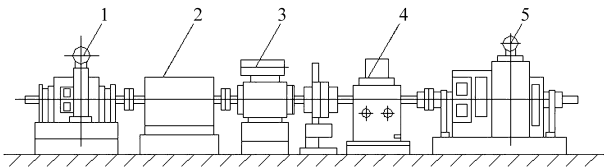


图 9 液力耦合器试验台

Fig. 9 Test bench of hydrodynamic coupling

1. 测功机 2. 齿轮箱 3. 输出端转矩测量仪 4. 被测液力耦合器 5. 驱动电动机

状态下的数据取平均值,并根据标定值进行换算,获得的额定工况下 YOCQ_Z465 型液力耦合器在不同充液率下的轴向力如表 2 所示。

数值计算结果和试验结果的对比如图 11 所示。由图 11 可以看出,在额定工况下,液力耦合器轴向力随充液率的增加而增加,并近似呈线性关系,满充液率时轴向力最大。当充液率 $q_c = 0$ 时,理论上轴向力应等于零,但试验结果并不为零,这是由于工作

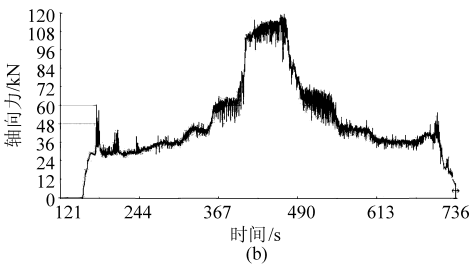
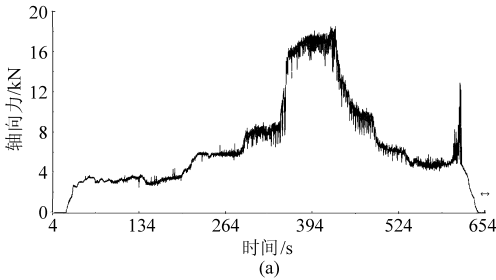


图 10 液力耦合器轴向力采集信号

Fig. 10 Axial force signal of hydrodynamic coupling
(a) 泵轮 (b) 涡轮

表 2 额定工况下液力偶合器轴向力试验值
Tab.2 Experimental results of hydrodynamic coupling axial force in rating condition

项目	充液过程 $q_c/\%$					排液过程 $q_c/\%$				
	0	20	30	50	100	50	30	20	0	
泵轮轴向力/kN	0.6	3.8	5.6	8.7	19.7	9.1	6.1	3.9	0.7	
涡轮轴向力/kN	0.5	3.7	5.9	10.1	19.9	10.6	6.2	3.8	0.6	

腔内的工作液不可能完全排空,残余工作液的循环

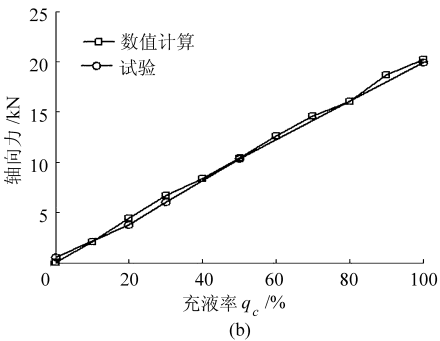
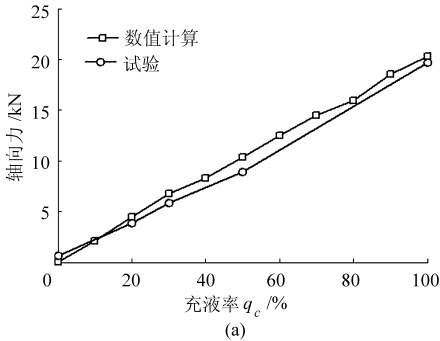


图 11 额定工况下轴向力计算值与试验值对比

Fig.11 Axial force of calculating results and experimental ones in rating condition
(a) 泵轮 (b) 涡轮

5 结束语

分析了液力偶合器轴向力产生的原因和计算方法,利用 CFD 数值计算方法对偶合器内流场进行计

算、分析,在此基础上计算了额定工况下工作腔和辅腔的轴向力,并将数值计算结果与试验结果进行了对比,证明采用 CFD 数值计算方法计算液力偶合器轴向力是可行的。

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 何延东,刘刚,朱向哲. 大功率调速型液力偶合器数值计算与实验[J]. 农业机械学报, 2012,43(8):37-41,93.
He Yandong, Liu Gang, Zhu Xiangzhe. Numerical calculation and experiment of high-power variable speed hydrodynamic coupling [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012,43(8):37-41,93. (in Chinese)

3 刘应诚,杨乃乔. 液力偶合器应用与节能技术[M]. 北京:化学工业出版社,2006.

4 闫清东,邹波,魏巍,等. 液力减速器充液过程瞬态特性三维数值模拟[J]. 农业机械学报, 2012,43(1):12-17.
Yan Qingdong, Zou Bo, Wei Wei, et al. Numerical investigation on transient oil-filling process of hydraulic retarder [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012,43(1):12-17. (in Chinese)

5 童祖楹. 液力偶合器[M]. 上海:上海交通大学出版社,2000.

6 刘春孝,王海燕. 液力耦合器的轴向力及实用计算[J]. 安阳工学院学报, 2008(2):35-36.

7 董建福. 液力偶合器力矩系数与轴向力的试验研究[J]. 传动技术, 1995(1):8-13.
Dong Jianfu. The trial research on hydraulic couple torque coefficient and axial force[J]. Drive System Technique, 1995(1):8-13. (in Chinese)

8 夏焕文,张景香. 液力偶合器强度及轴向力分析[J]. 测试技术学报, 1996,10(2):411-417.
Xia Huanwen, Zhang Jingxiang. Fluid coupling strength calculation and axial force analysis[J]. Journal of Test and Measurement Technology, 1996,10(2):411-417. (in Chinese)

9 Sun Bo, Ma Wenxing, He Yandong. Research on axial force of fluid hydrodynamic coupling based on 3-D flow numerical solution [C]//The 2009 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation, ICMA2009, 2009:1 629-1 633.

10 Degond Pierre, Dimarco Giacomo, Mieussens Luc. A moving interface method for dynamic kinetic-fluid coupling[J]. Journal of Computational Physics, 2007,227(2):1 176-1 188.

11 孙波. 大功率调速型液力偶合器轴向力研究[D]. 长春:吉林大学,2011.
Sun Bo. Research on axial force of variable speed high-power hydrodynamic coupling[D]. Changchun: Jilin University, 2011. (in Chinese)

12 何延东. 基于 CFD 的大功率调速型液力偶合器设计[D]. 长春:吉林大学,2009.
He Yandong. Design of variable speed high-power hydrodynamic coupling based on CFD[D]. Changchun: Jilin University, 2009.

(in Chinese)

13 何延东,马文星,刘春宝. 液力耦合器部分充液流场数值模拟与特性计算[J]. 农业机械学报,2009,40(5):24-28.
He Yandong, Ma Wenxing, Liu Chunbao. Numerical simulation and characteristic calculation of hydrodynamic coupling[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2009,40(5):24-28. (in Chinese)

14 袁生杰,刘艳芳,石传龙,等. 液力变矩器内部流场的三维数值模拟[J]. 工程机械,2011,42(7):35-42.
Yuan Shengjie, Liu Yanfang, Shi Chuanlong, et al. 3-D numerical simulation of inner flow for hydraulic torque convertor[J]. Construction Machinery and Equipment,2011,42(7):35-42. (in Chinese)

15 陈见. 基于三维流动计算的液力减速器性能仿真研究[D]. 武汉:武汉理工大学,2008.
Chen Jian. Simulation and research of a hydrodynamic retarder's performance in vehicle based on 3-D flow caculation[D]. Wuhan: Wuhan University of Technology,2008. (in Chinese)

Axial Force Caculation Method of Hydrodynamic Coupling

Sun Bo¹ Ma Wenxing² Li Yongze¹ Lü Yingjun¹

(1. Department of Aviation Mechanical Engineering, Aviation Univercity of Air Force, Changchun 130022, China
2. College of Mechanical Science and Engineering, Jilin University, Changchun 130025, China)

Abstract: A method is proposed based on CFD to calculate axial force of hydrodynamic coupling. By using the numerical solutions of hydrodynamic coupling inner flow field, which is unsteady, incompressible and viscous two-phase flow, the axial force is calculated. The flow field in working chamber of variable speed hydrodynamic coupling is analyzed in different filling rates under breaking condition, traction condition and rated condition, and the variation low of axial force is obtained. Axial force is measured by experiments in variable speed of high-power hydrodynamic coupling. The comparison of the calculating results with the experimental ones shows that the mean error is 8% , and the calculation method based on CFD is feasible.

Key words: Hydrodynamic coupling Axial force Calculation method Fluid dynamics