

液力变矩-减速装置制动特性流场分析

闫清东^{1,2}, 邹 波^{1,3}, 魏 巍^{1,2}

(1. 北京理工大学 机械与车辆学院, 北京 100081; 2. 北京理工大学 车辆传动国家重点实验室, 北京 100081;
3. 重庆铁马工业集团有限公司, 重庆 400050)

摘要: 为准确获取液力变矩-减速装置的制动特性, 建立了某型液力变矩-减速装置制动工况下各叶轮及辅助液力减速器流道模型。运用 CFD 技术分析了液力变矩-减速装置泵轮、涡轮闭锁状态下在 1000~2000 r/min 转速时的各叶轮及辅助液力减速器流道内部速度流线、压力场分布特点, 并进行了制动特性仿真计算。仿真结果与实验结果对比计算误差在 10% 以内, 表明仿真方法和仿真模型准确、可靠。

关键词: 流体传动与控制; 液力变矩-减速装置; 制动特性; 流场分析

中图分类号: TH137.33 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-5497(2012)01-0091-07

Numerical investigation of brake performance of hydrodynamic tractor-retarder assembly

YAN Qing-dong^{1,2}, ZOU Bo^{1,3}, WEI Wei^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China; 2. National Key Lab of Vehicle Transmission, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China; 3. Tiema Industries Corporation, Chongqing 400050, China)

Abstract: In order to obtain the brake performance of the hydrodynamic tractor-retarder assembly, a numerical simulation model was build to study the pressure and velocity distributions of internal flow field during brake process, and brake performance curves of different rotating speed were drawn by CFD analysis. The flow field analysis results show that the calculation error of the braking torque was less than 10% by comparison with experimental data, showing the simulation method and the simulation model are accurate and reliable.

Key words: fluid transmission and control; hydrodynamic tractor-retarder assembly; brake performance; flow field analysis

液力变矩-减速装置, 亦称牵引-制动型液力变矩器, 是一种融液力变矩器和减速器为一体的新型液力传动元件。其在不显著增加车辆传动系

统体积的前提下, 使车辆在行驶工况不但具有液力变矩器的优良传动特性, 而且在车辆高速制动时还能具有液力减速器的良好制动效能^[1]。

收稿日期: 2010-05-12.

基金项目: 车辆传动国家重点实验室基金项目(9140C3405020905); 国家自然科学基金项目(50905016).

作者简介: 闫清东(1964-), 男, 教授, 博士生导师。研究方向: 车辆传动及车辆总体技术。E-mail: yanqd@bit.edu.cn

通信作者: 邹波(1984-), 男, 博士研究生。研究方向: 车辆液力传动。E-mail: vvbob@163.com

牵引工况下的液力变矩-减速装置的特点是传动介质依次通过各个叶轮,此时可采用一维束流计算方法较好地预测液力变矩-减速装置的牵引工况性能^[2]。而制动工况下的液力变矩-减速装置流动状态十分复杂,随着大、小制动轮的制动和泵轮、涡轮的闭锁,原来牵引工况状态的单向循环流动在制动时发生剧烈变化,循环流量在大、小制动轮内部发生分岔^[3]。此时液力变矩-减速装置内部流场处于高度湍流状态,由于制动产生的漩涡流动已不能用设计流线来进行表征,一维束流理论采用的假设对制动工况的液力变矩-减速装置内部紊乱的流场并不完全适用。因此制动转矩的精确值无法通过一维束流理论计算得到^[4]。

本文以某型液力变矩-减速装置为例,基于CFD技术建立相应数值模型,利用商业软件CFX对其制动工况下的内部流场进行数值模拟,通过对流道内部全三维黏性流动计算,准确获取其内、外特性。并将仿真结果和实验结果进行比较。

1 基本控制方程与计算模型

液力变矩-减速装置由泵轮P、涡轮T、导轮R、大制动轮B和小制动轮S组成,本文将制动工况下该部分的液力变矩-减速装置称为主液力减速器。此外,为了提高制动工况时的制动性能,在泵轮和制动轮上还有一个辅助液力减速器,由动轮Z和定轮D组成。如图1所示,液力变矩-减速装置通常的布置为:大制动轮布置在泵轮出口,小制动轮布置在泵轮入口。当大、小制动轮空转时可实现普通变矩器的功能,当大、小制动轮被制动后可实现全充液工况下的液力减速器的功能。

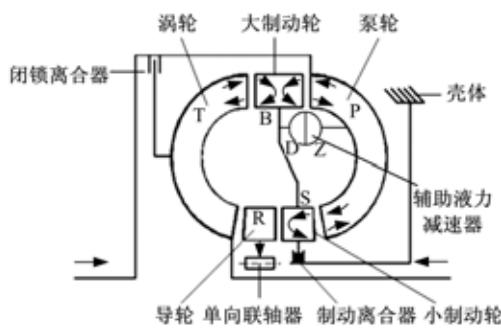


图1 制动工况流线轨迹假想图

Fig. 1 Imaginary streamline during brake process

液力变矩-减速装置制动工况下的泵轮、涡轮及空转的导轮在旋转坐标系下的流体运动控制方程为

$$\nabla_j u_j = 0 \quad (1)$$

$$\nabla_j u_i u_j + \omega_j \omega_k r_l \epsilon_{jkl} \epsilon_{jni} + 2 \omega_j u_k \epsilon_{ijk} = f_i - \frac{1}{\rho} \nabla_i \bar{p} + \frac{\mu}{\rho} \nabla_j \nabla_j u_i \quad (2)$$

式中:下标*i, j, k, l, n*均为张量表示中的轮换指标; ω 为转速; u 为流速; r 为流体质点向径; f 为体力; ρ 为密度; p 为压强; μ 为动力黏度。

液力减速器通常工作在较高转速下,引入雷诺时均概念,令 $u = \bar{u} + u'$, $p = \bar{p} + p'$, 即瞬时值为平均量与脉动量之和,则液力变矩-减速装置旋转叶轮的不可压缩常湍流控制方程为

$$\nabla_j \bar{u}_j = 0 \quad (3)$$

$$\nabla_j \overline{u_i u_j} + \nabla_j \overline{u_i' u_j'} + \omega_j \omega_k r_l \epsilon_{jkl} \epsilon_{jni} + 2 \omega_j \bar{u}_k \epsilon_{ijk} = f_i - \frac{1}{\rho} \nabla_i \bar{p} + \frac{\mu}{\rho} \nabla_j \nabla_j \bar{u}_i \quad (4)$$

令上式中的 $\omega_j = 0$ ($j = 1, 2, 3$),即可得到处于制动状态的大、小制动轮的非旋转坐标系的控制方程:

$$\nabla_j \bar{u}_j = 0 \quad (5)$$

$$\nabla_j \overline{u_i u_j} + \nabla_j \overline{u_i' u_j'} = f_i - \frac{1}{\rho} \nabla_i \bar{p} + \frac{\mu}{\rho} \nabla_j \nabla_j \bar{u}_i \quad (6)$$

考虑到液力变矩-减速装置叶轮个数多,叶形扭曲、流道几何形状较为复杂等特点,在网格划分环节采用几何适用性强的四面体非结构网格。各叶轮由内、外环和叶片的三维曲线数据确定形状,应用专业网格划分工具 ICEM 对各叶片流道模型进行网格划分,得到整体质量较高的网格(见图2),整套液力变矩-减速装置数值计算模型网格总数约为800 000个。

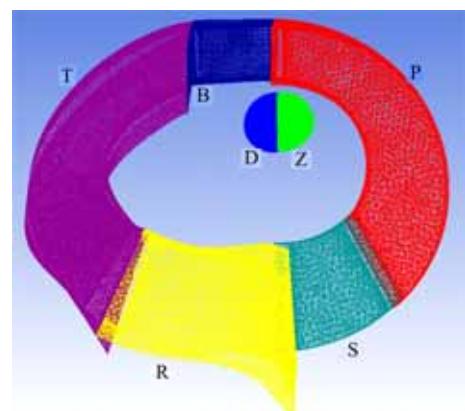


图2 液力变矩-减速装置计算模型

Fig. 2 Calculated cascade model of hydrodynamic tractor-retarder assembly

2 基本假设和边界条件

液力变矩-减速装置的泵轮、大制动轮、涡轮、导轮、小制动轮依次通过出入口首尾相接构成封闭流道。各工作轮旋转速度不同,将流道网格置于多个同轴旋转坐标系下,每个旋转坐标系下有一个工作轮,旋转坐标系的旋转速度和工作轮的旋转速度相同。采用混合平面理论给定相应的数据交互性边界条件^[5-7]。

考虑到液力变矩-减速装置结构循环对称的特征,为减小计算量,液力变矩-减速装置流道模型为单个叶片流道周期模型,给定周期性边界条件模拟整个工作轮流动情况^[8]。

认为液力变矩-减速装置工作液体在流动过程中为不可压缩黏性流体,同时假设流体作等温流动且不存在流量泄露,流体与叶轮间的流固耦合作用不致引起流道的变形^[9]。内、外环与叶片表面近壁处速度场计算采用速度无滑移边界条件,并应用壁面对数律捕捉湍流流动的边界层,湍流模型采用标准 $k-\epsilon$ 二元方程模型,采用有限体积法对模型作离散化处理,应用 CFX 特有的先进全隐式多网格耦合算法对计算模型进行黏性流动计算,当残差小于 1×10^{-5} 时认为求解收敛。

3 制动工况导轮工作状态的确定

液力变矩-减速装置在制动工况时,处于闭锁状态的泵轮和涡轮高速旋转,大、小制动轮制动静止,惯性能量主要消耗在动静叶轮流道间的各个漩涡之中。在制动工况边界条件的确定中,难点在于导轮工作状态的确定。导轮因受单向离合器制约,若液流对导轮冲击合转矩方向为单向离合器锁止方向,则导轮锁止处于静止状态。若液流对导轮冲击合转矩为单向离合器分离方向,则导轮处于类似普通综合式液力变矩器耦合工况下的空转状态。制动工况下各叶轮内流动状况复杂,含有多个漩涡,规律性较差,目前没有其他成熟理论方法可以确定液力变矩-减速装置制动工况下的导轮状态,因此有必要通过数值模拟计算导轮受载来确定其状态。

假设液力变矩-减速装置制动工况下的导轮转速为零进行 CFD 数值模拟计算,此时各个泵轮转速下的导轮受力计算结果显示导轮所受液流冲击转矩方向均为单向离合器分离方向,因此可以初步判定制动工况下的液力变矩-减速装置导轮

处于空转状态。

空转状态下的导轮不受载,承受液流施加的转矩应为 0。通过 CFD 数值模拟进一步来确定各泵轮转速下的导轮空转转速,以泵轮转速取 1205、1505、1807、1959 r/min 的制动工况的稳态分析表明,若定义导轮转速为 n_R ,则随导轮转速的变化,由 CFD 分析得到导轮转矩 T_R 具有接近线性的变化趋势(见图 3)。

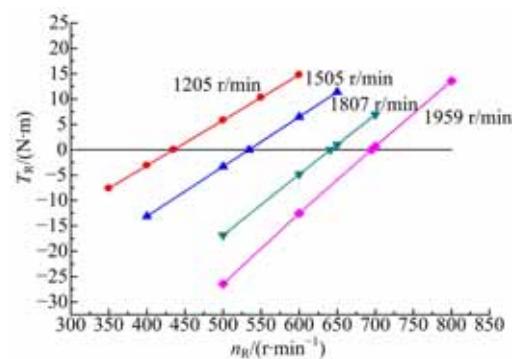


图 3 制动工况导轮空转转速确定

Fig. 3 Relationship between T_R and n_R

通过对导轮转矩 T_R 为零点进行插值计算,确定在制动工况各泵轮转速 n_p 下的导轮空转转速 n_R 如表 1 所示。确定导轮空转转速后,可对仿真模型施加正确的边界条件,进行制动工况流场计算。

表 1 不同泵轮转速制动工况下的导轮空转转速

Table 1 Different n_R with different n_p r/min

n_p	n_R	n_p	n_R	n_p	n_R	n_p	n_R
1011	358	1307	466	1608	570	1910	677
1109	393	1405	498	1710	606	1959	695
1205	435	1505	534	1807	641		

4 CFD 计算结果分析

4.1 主液力减速器流场分析

制动工况下,大、小制动轮制动,泵轮和涡轮闭锁,导轮空转。制动轮相当于主液力减速器定轮,涡轮和泵轮闭锁后相当于主液力减速器的动轮。动轮将外界的惯性能量通过叶片传递给工作液体,工作液体在工作轮中循环流动消耗能量形成制动转矩。惯性能量主要消耗在动轮和定轮叶片流道间的各个漩涡之中。

图 4 为制动工况中间流面流线轨迹展开图。制动工况下的液力变矩-减速装置内部不再具有牵引工况的沿流道顺次流动的整体循环流动特

点,流动被若干漩涡分割,在存在转速差的叶轮交界处形成漩涡对,转速差越大漩涡对越明显,从而将制动能量消耗于其中。

图5为各叶轮内部流线轨迹图,如图5(a) (b)所示,泵轮和大制动轮内部是漩涡密集的区域,泵轮和两侧静止的大、小制动轮转速差形成两个旋向相反的漩涡,而大制动轮和两侧闭锁同速旋转的泵轮和涡轮转速差也形成两个旋向相反的漩涡。图5(c)中,涡轮由于受叶片形状和角度影响,其内部流动较为紊乱,除入口与大制动轮形成明显的漩涡对外,在流道中部也发生轻微的涡流现象。

图5(d)中,导轮由于受液流的冲击处于空转

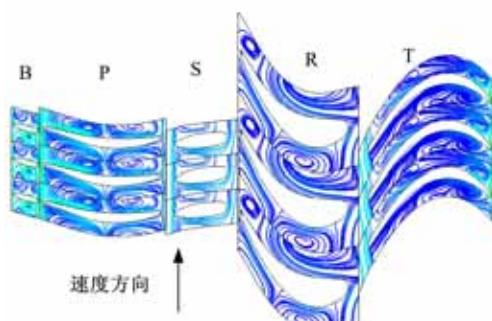
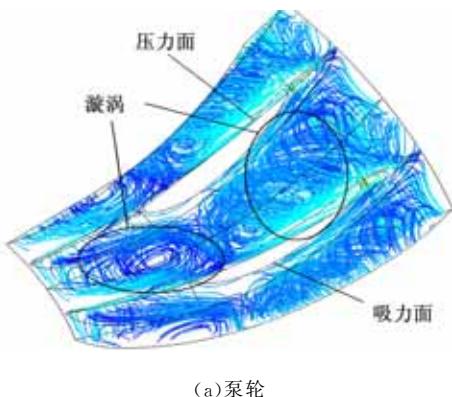
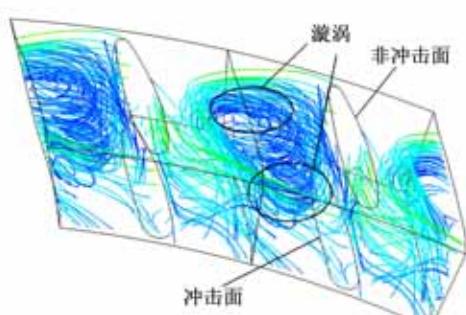


图4 制动工况流线轨迹展开图

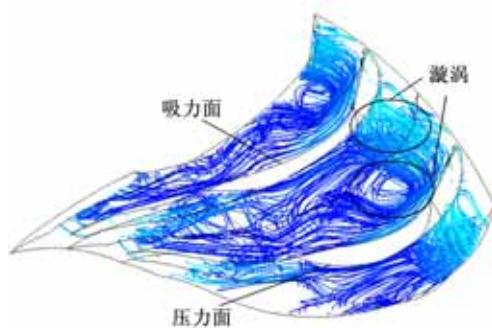
Fig. 4 Streamline of expanded blade



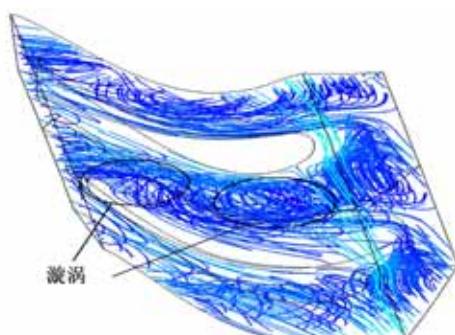
(a) 泵轮



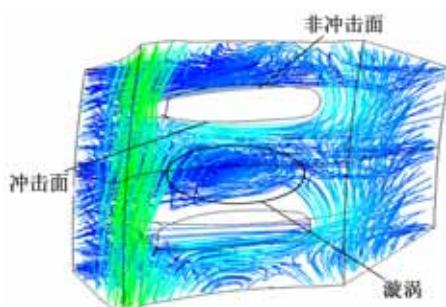
(b) 大制动轮



(c) 涡轮



(d) 导轮



(e) 小制动轮

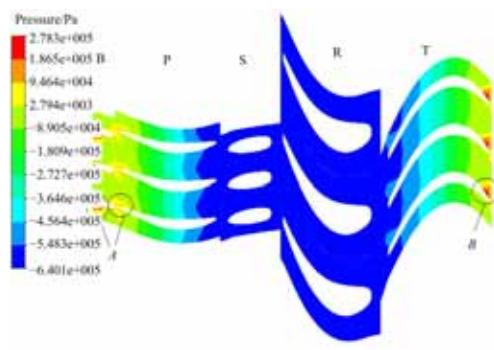
图5 叶轮内部流线轨迹图

Fig. 5 Streamline inside impeller

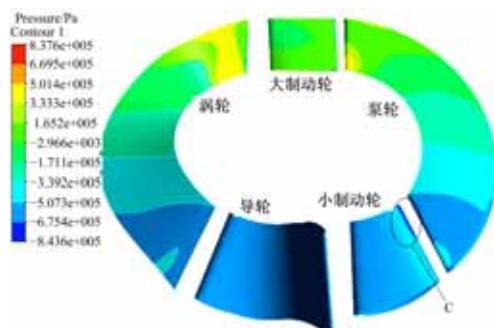
状态,由于导轮与小制动轮和涡轮存在速度差,在靠近小制动轮和涡轮的两侧分别形成两个漩涡,因为导轮空转转速较低,与涡轮转速差远远大于与静止的小制动轮转速差,因此与涡轮形成的漩涡更明显。对小制动轮,它一侧与高速旋转的泵轮连接,另一侧与较低空转转速的导轮相连接,理论上也存在两个漩涡区,由于受到径向尺寸和相对转速差的限制,从图5(e)中能观察到小制动轮与高速旋转泵轮相接的漩涡,但它与较低转速的导轮形成的漩涡不明显。

图6为泵轮转速为1959 r/min时的制动工况各轮压力分布图。由图6可见,制动工况各叶

轮的压力总体分布规律性很强,基本与径向坐标成正比,大制动轮与泵轮、涡轮靠近大制动轮区域压力较大,小制动轮、导轮区域压力较小。泵轮、涡轮内部压力梯度沿径向坐标均匀变化。图6(a)中,位于泵轮和大制动轮、涡轮和大制动轮工作面交互处的A、B点为压力的极大值;图6(b)(c)中,位于小制动轮和泵轮非工作面交互处的C、D点为压力极小值。



(a) 压力分布流道展开图



(b) 叶片压力分布

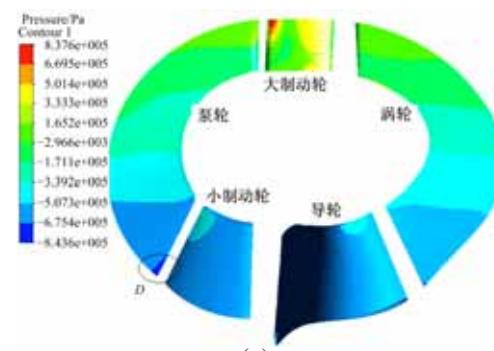


图6 制动工况压力分布云图

Fig. 6 Pressure distribution during braking process

4.2 辅助液力减速器流场分析

为了提高液力变矩-减速装置的制动性能,在泵轮和大制动轮上有一个辅助的液力减速器。为掌握辅助液力减速器的减速性能,对辅助液力减速器内部流场进行分析。

图7为泵轮转速为1959 r/min时辅助液力减速器速度流线轨迹图,总体来看,速度流线在动轮、定轮流道中均呈明显的漩涡流动状态,从而消耗大量动能。由于动轮高速转动,液流在动轮流道得到加速后高速冲击定轮叶片和外环并进入定轮流道,定轮叶片和外环的阻挡作用使液流方向改变形成回流,因此在定轮流道中部形成明显的漩涡。

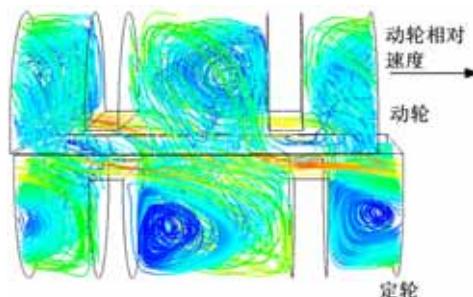


图7 辅助液力减速器流线轨迹图

Fig. 7 Streamline inside assistant hydraulic retarder

从定轮流道流出的液流因为定轮叶片和外环阻挡作用动能下降,回流再次冲击动轮叶片,并在动轮流道中形成漩涡,此时的液流已经在定轮中耗散大量动能,因此动轮流道中的漩涡强度不如定轮流道的漩涡明显。

图8为泵轮转速为1959 r/min时辅助液力减速器压力分布云图。总体上看,动轮压力面上压力明显大于吸力面压力分布,定轮冲击面上压力明显大于非冲击面上压力分布。在循环圆流道内,高压区集中在叶片根部,即叶片与流道内壁的接触处,低压出现在叶片顶部靠近动、定轮交互面处。从循环圆中心到外环,压力逐渐增大,呈明显的层状分布特性。动轮使液流加速后高速冲击定轮叶片,因此在定轮冲击面B处产生了压力极大值。定轮流道内的液流回流冲击动轮叶片,在动轮叶片压力面上A处产生压力极大值。由于回流的液流速度低于动轮加速后的液流速度,因此A处的压力极值区域小于B处。

5 制动特性分析与实验对比

基于流场分析后处理,提取液力变矩-减速装置各个叶轮叶片所受转矩,可对液力变矩-减速装置的制动外特性进行分析。图9中 T_B 、 T_P 、 T_T 、 T_S 、 T_Z 分别为大制动轮、泵轮、涡轮、小制动轮和辅助液力减速器动轮在制动工况随不同泵轮转速的转矩变化曲线。

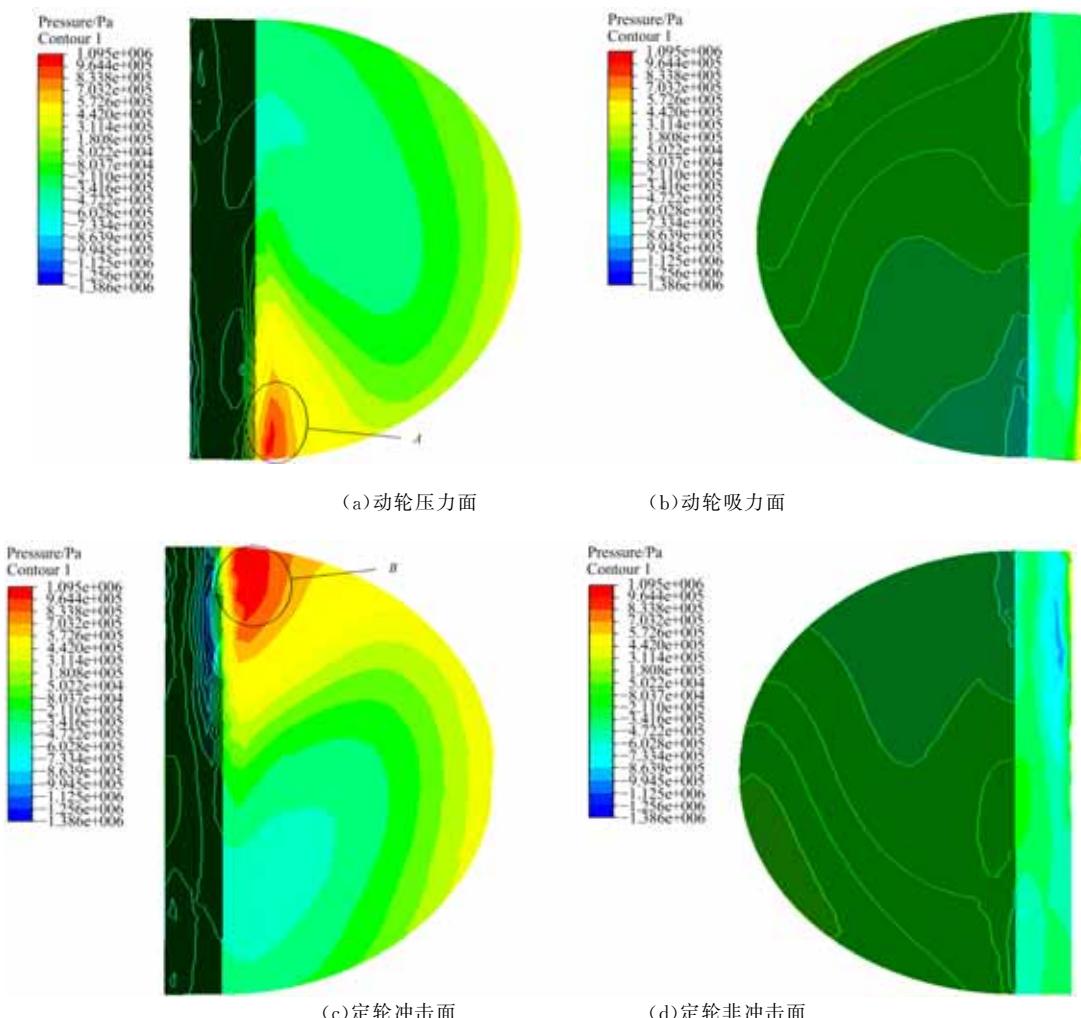


图 8 辅助液力减速器工作叶片压力分布云图

Fig. 8 Pressure distribution of assistant hydraulic retarder

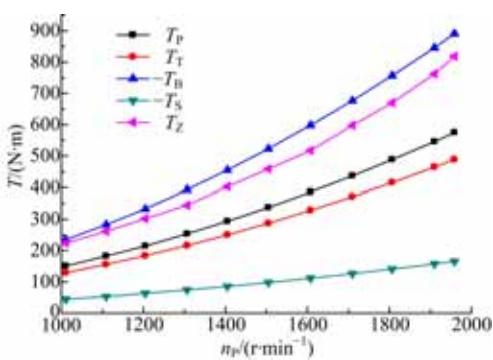


图 9 制动工况下各叶轮转矩图

Fig. 9 Torque of different impeller

对于制动工况下的液力变矩-减速装置,各叶轮所受转矩均随着泵轮转速的增加单调递增。泵轮提供的制动转矩大于涡轮提供的制动转矩。而大制动轮提供的制动转矩远远大于小制动轮提供的制动转矩,约为小制动轮转矩的 5~6 倍,因此在设计阶段应该注意加强大制动轮的叶片强度。

动轮在制动工况受液流冲击空转 $T_R = 0$,高速旋转的泵轮和涡轮相当于主液力减速器的动轮,静止的大、小制动轮相当于主液力减速器的定轮。根据牛顿第三定律,液流反作用于液力减速器动轮叶片上的力矩与定轮叶片上的力矩大小相等,方向相反。以动轮叶片所受力矩计算制动力矩,则主液力减速器制动力矩为

$$T_M = T_P + T_T \quad (7)$$

辅助液力减速器制动力矩为

$$T_F = T_Z \quad (8)$$

液力变矩减速装置总制动转矩为

$$T_{all} = T_M + T_F \quad (9)$$

将制动性能仿真结果和同类型的某液力变矩-减速装置制动特性台架试验结果进行对比。如图 10 所示,辅助液力减速器提供制动转矩占整个液力变矩-减速装置总制动转矩的 40%,制动转矩仿真结果和实验结果最大误差为 9.3%。

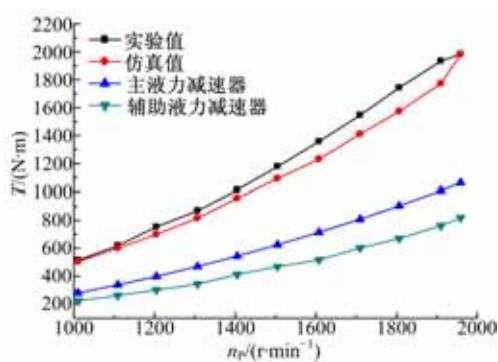


图 10 制动特性仿真实验对比

Fig. 10 Comparison between simulation results and experimental data

仿真曲线与实验曲线在较高转速时有背离趋势,经分析认为原因有:①仿真计算假设流体做等温流动,未考虑实验中温度升高导致液力传动油黏度等品质变化,并且造成传动油密封困难、漏损增加等影响;②仿真计算中采用的计算模型对各叶轮交界面衔接处的流动情况进行了简化,与实际的流动情况存在一定的差异。

6 结 论

(1) 制动特性数值仿真计算与实验结果对比计算误差在 10% 以内,仿真结果与实验结果吻合较好。

(2) 泵轮提供的制动转矩大于涡轮,大制动轮提供的制动转矩远大于小制动轮。辅助液力减速器为整个液力变矩-减速装置总制动转矩提供 40% 左右的制动转矩,具有良好的辅助制动效果。

(3) 液力变矩-减速装置制动工况流场由复杂的漩涡组成,形成的漩涡明显程度与叶轮转速差和叶形有关。

(4) 对于制动工况下的液力变矩-减速装置,导轮空转时的转速应由导轮所受外界作用转矩为 0 的工况点确定,由于导轮转速转矩分布基本为线性,因此确定该点只需计算两个特定工况即可。

参考文献:

- [1] 孙旭光,项昌乐. 新型牵引-制动型液力变矩减速器原始特性计算[J]. 机械设计与制造, 2006, 2(2): 10-12.
Sun Xu-guang, Xiang Chang-le. Research on original characteristic of new tractor-brake hydraulic torque converter[J]. Machinery Design & Manufacture, 2006, 2(2):10-12.
- [2] 孙旭光,项昌乐. 新型牵引-制动型液力变矩减速器制动力性能研究[J]. 机械设计, 2005, 22(11): 42-44/47.
Sun Xu-guang, Xiang Chang-le. Research on braking performance of a new style traction-braking typed hydraulic torque variation reducer[J]. Journal of Machine Design, 2005, 22(11): 42-44/47.
- [3] 杨凯华. 牵引-制动型液力变矩器理论及特性计算研究[D]. 北京:北京理工大学, 机械与车辆学院, 2001.
Yang Kai-hua. Theory and study on characteristic calculation of tractor-brake hydraulic torque converter[D]. Beijing: School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, 2001.
- [4] Wei Wei, Yan Qing-dong, Wu Jing-yan. Research on numerical investigation and test verification of brake performance in a hydrodynamic tractor-retarder assembly[C]// International Conference on Manufacturing Science and Engineering (ICMSE), Zhuhai, Guangdong, China, 2009:3357-3361.
- [5] Shin Sehyun, Chang Hyukjae, Athavale Mahesh. Numerical investigation of the pump flow in an automotive torque converter[C]// SAE Paper 1999-01-1056.
- [6] Ejiri E, Kubo M. Performance analysis of automotive torque converter elements[J]. ASME, 1999, 121:226-275.
- [7] 过学讯,郑慕桥,项昌乐. 液力变矩器流场计算的压力修正法[J]. 汽车工程, 1996(2):89-93/119.
Guo Xue-xun, Zheng Mu-qiao, Xiang Chang-le. Numerical calculation of flow field in a hydraulic torque converter with pressure correction[J]. Automotive Engineering, 1996(2):89-93/119.
- [8] 李吉元. 牵引-制动型液力变矩器流场分析及一体化设计研究[D]. 北京:北京理工大学, 机械与车辆学院, 2005.
Li Ji-yuan. Analysis of the flow field and integrative design study on tractor-brake hydraulic torque converter[D]. Beijing: School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, 2005.
- [9] 许涛,过学讯,张杰山,等. 基于 Fluent 的液力变矩器内流场数值计算[J]. 农业机械学报, 2007(12): 152-155/168.
Xu Tao, Guo Xue-xun, Zhang Jie-shan, et al. Numerical calculation of the internal flow field of torque converter based on fluent[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007 (12):152-155/168.