

DOI:10.6041/j.issn.1000-1298.2012.01.003

液力减速器充液过程瞬态特性三维数值模拟*

闫清东 邹波 魏巍 于涛

(北京理工大学机械与车辆学院, 北京 100081)

【摘要】 为得到紧急充液过程中的液力减速器瞬态内流场特性及制动外特性,基于瞬态流场计算方法建立了某型液力减速器相应的仿真模型。结合实际车用工况确定了入、出油口的流速,设置了精确的初始流场作为边界和初始条件,运用CFD技术对液力减速器紧急制动工况的充液过程进行流场分析及制动外特性仿真计算。以动轮初始转速2640 r/min紧急充液过程为例分析了液力减速器流道内腔速度、总压、湍流动能分布特点,并对制动外特性仿真结果与试验数据进行了对比,仿真误差为12.7%。表明仿真模型和方法较为合理、准确,瞬态流场仿真方法更全面地反映液力减速器充液过程中随时间变化的流场内特性及制动外特性。

关键词: 液力减速器 瞬态流场 数值模拟

中图分类号: U463.53⁺¹ **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2012)01-0012-06

Numerical Investigation on Transient Oil-filling Process of Hydraulic Retarder

Yan Qingdong Zou Bo Wei Wei Yu Tao

(School of Mechanical Engineering, Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

Abstract

With the aim to obtain the time-varying braking performance of emergency oil-filling process of hydraulic retarder, a numerical simulation model of flow channel was established based on transient CFD method. The inlet velocity, outlet velocity and a steady flow field result were calculated and applied as the boundary condition and initial condition. Then the transient simulation of emergency oil-filling process was calculated when the initial rotor rotating speed was 2640 r/min. The pressure, the velocity and the turbulence kinetic energy distribution of internal flow field under different braking time were studied, and the time-varying braking torque was calculated by CFD post-processing analysis. Comparison of the experimental data and simulation results showed that the calculation tolerance of the braking torque was 12.7%. It is indicated that the simulation method and model are accurate and reliable, and the transient simulation method is more appropriate to predict the time-varying braking performance of hydraulic retarder.

Key words Hydraulic retarder, Transient flow field, Numerical investigation

引言

液力减速器又称作液力缓速器,是一种将车辆制动的机械能转变为液体能,再将液体能转变为热能从而产生较高制动转矩的车辆辅助制动装置。由于其具有高转速制动转矩大、制动平稳、噪声小、结

构紧凑等优点,在重型车辆中得到了广泛应用^[1]。

随着CFD技术在液力元件设计上的应用,国内有文献运用CFD技术对液力减速器稳态制动过程进行了深入研究^[2-3]。CFD稳态计算假设液力减速器内部流动足够稳定,且允许仿真迭代步数足够多到收敛至稳定流场。但液力减速器实际工作时内部

收稿日期:2011-05-11 修回日期:2011-06-21

* 国家自然科学基金青年科学基金资助项目(50905016)和车辆传动国家重点实验室基金资助项目(9140C3405020905)

作者简介:闫清东,教授,博士生导师,主要从事车辆总体技术及液力元件设计理论研究,E-mail: yanqd@bit.edu.cn

为物理参数随时间变化的瞬态流场^[4],尤其当车辆紧急制动,液力减速器内部工作腔瞬时充油过程中,液力减速器内部流场为气液两相体积率随时间急剧变化的复杂两相流流动^[5],稳态计算已经不能准确描述处于动态平衡状态的液力减速器内部流场,因此有必要对液力减速器内部瞬态流场进行研究。本文基于 CFD 技术,采用瞬态流场计算方法对液力减速器充液过程进行三维数值动态特性仿真,并将外特性仿真结果和试验结果进行对比分析。

1 基本控制方程与计算模型

由于液力减速器动轮的高速旋转,以及工作轮与工作介质之间的剧烈相互作用,液力减速器内部是复杂的三维湍流流场,忽略工作过程中工作介质温度的变化以及温差造成的能量耗散,其流动受到质量守恒方程和动量守恒方程的约束。

在计算流体动力学中,质量守恒方程常称作连续性方程,它所描述的物理意义为:单位时间内流体微元控制体中质量的增加,等于同一时间间隔内流入该微元体的净质量。其微分方程为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

一般将液力减速器中的液力传动油介质认为是不可压缩流体,因此密度 ρ 为常数,则质量守恒方程简化为

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2)$$

动量守恒方程即为著名的 Navier - Stokes 方程,简称 N - S 方程,其物理意义为:微元控制体中流体的动量对时间的变化率等于外界作用在该微元控制体上的各种力之和。与稳态问题相比,瞬态问题多了与时间相关的瞬态项。为了分析和模拟瞬态问题,必须在离散过程中处理瞬态项。在采用有限体积法求解瞬态问题时,在将控制方程对控制体积做空间积分的同时,还必须对时间间隔 Δt 做时间积分。对于牛顿流体,瞬态的 Navier - Stokes 方程的张量形式可以表示为

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \rho f_i \quad (3)$$

式中 δ_{ij} ——克罗内克(Kronecker)符号

对于动力粘度为常量的不可压流体,式(3)可简化为

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2} + f_i \quad (4)$$

考虑到液力减速器动轮具有进、出油口,流道结构相对复杂等特点(图 1),因此在网格划分环节对液力减速器动轮采用几何适用性强的四面体非结构网格。而对于流道结构相对简单的定轮采用了利于数值计算的六面体 O 型结构网格,并对所关心的动定轮之间的流动交互面区域进行了局部网格加密。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,得到一套质量较高的混合网格进行仿真计算(图 2),整套液力减速器数值计算模型网格总数约为 350 000。

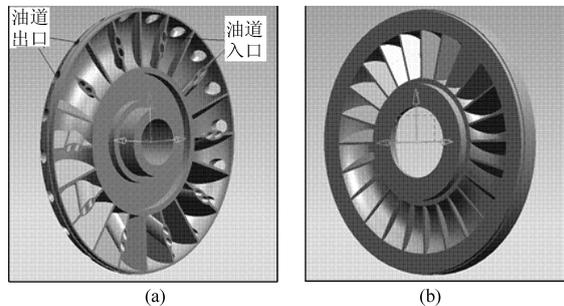


图 1 液力减速器叶栅系统三维模型

Fig. 1 3D model of hydraulic retarder

(a) 动轮 (b) 定轮

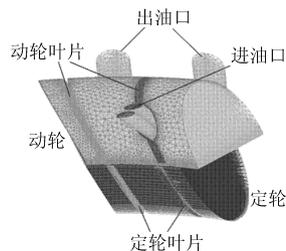


图 2 液力减速器计算网格模型

Fig. 2 Net model of hydraulic retarder

2 基本假设和边界条件

液力减速器动轮旋转,定轮静止,因此分别将动、定轮流道控制体网格置于动、静同轴旋转坐标计算域下。采用混合平面理论给定相应的数据交互性边界条件。

由于充液过程中的液力减速器工作在气、液相共存的部分充液状态,且气相与液相间物理量通过称为自由表面的交互面传递,而对于无内环叶栅内流动,仿真中通常采用非均一化模型。在制动特性研究中往往关心内特性(压力、速度、充液率等)与外特性(制动力矩)的变化规律,而这主要是由液相起支配作用,因此设定液相为主相,气相为附加相。

假设流体作等温流动且不存在流量泄漏,认为液力减速器工作液体在流动过程中为不可压缩粘性流体,且流体与叶轮间的流固耦合作用不致引起流

道的变形。流道内壁与叶片表面近壁处速度场计算采用速度无滑移边界条件,湍流模型采用切应力输运 SST 湍流模型,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粘性流动计算,时间步长为 0.005 s,每一时间步长下的稳态迭代最大步数设为 10。

3 入、出口流速

充液的最初时刻液力减速器内腔为全气相工况。由于瞬态计算需要提供稳态初始流场,采用全气相工况($q=0$)、动轮转速 $n=2\ 640\text{ r/min}$ 的稳态流场充分迭代结果作为 $t=0$ 时刻的瞬态仿真计算初始流场。

由于道路状况瞬息万变,为保证车辆能够实现快速制动,液力减速器制动作用的启效时间必须足够短,一般液力减速器液压控制系统将制动启效时间控制在 0.4 s 以内^[6],由于充液时间较短,假定动轮转速恒定不变。而仿真模型的入口流量必须满足在这段时间里充入足够多的油液,而出口流量满足将空腔内的空气排净,即

$$Q_i = V/\Delta t \quad (i=1,2) \quad (5)$$

$$v_i = Q_i/A_i \quad (i=1,2) \quad (6)$$

式中 Q_i ——入、出口所需流量

V ——工作腔体积

A_i ——入、出口流道截面积

v_i ——入、出口流动速度

下标 $i=1$ 时表示入口参数, $i=2$ 时表示出口参数。通过计算得出液力减速器入口流量和流速分别为 632.5 L/min 和 5.9 m/s;出口流量和流速分别为

632.5 L/min 和 1.4 m/s。

4 CFD 计算结果分析

4.1 两相容积分布

动轮转速在 2 640 r/min 紧急充液时液力减速器充液率与时间的变化关系如图 3 所示,可见随着充液时间的增加,液力减速器工作腔中的油液比例逐渐递增。而随着充液时间的延长,出口同时也开始甩出油液,因此充液率增长的速度逐渐减慢。当快接近全充液状态($q=1.0$)时充液率随时间变化曲线斜率最小。

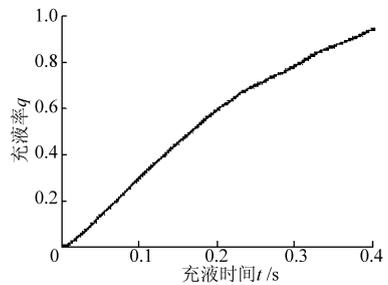


图 3 充液率 q 与时间 t 的关系曲线

Fig. 3 Relationship between q and t

不同充液时刻气、液两相体容积率的分布图如图 4 所示,在初始时刻,液力减速器内腔全部为空气,随着时间增加开始充油,红色的液相开始逐渐充满内腔。当 $t=0.40\text{ s}$ 时液相几乎完全占据内腔,只在循环圆中部有以气泡形式存在的气相。

在中间时刻的两相共存工况时,由于离心力作用,密度较大的液相分布在靠近外环表面的流道空间,而密度较小的空气则分布在流道内部区域。计算结果显示出了明显的气液两相分层流动的特征。

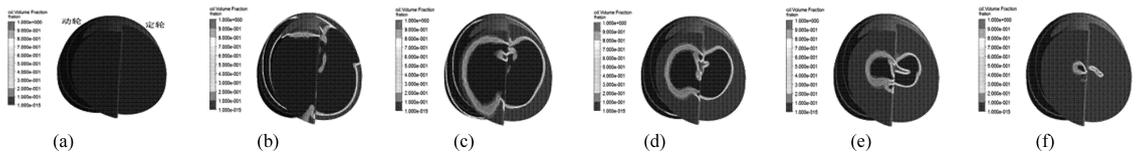


图 4 不同时刻容积率分布图

Fig. 4 Distribution of two-phase flow with different time

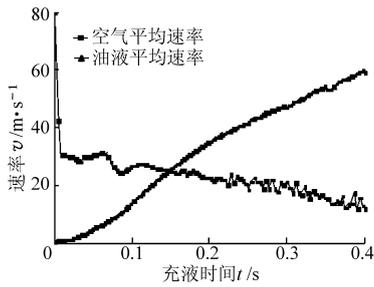
(a) $t=0\text{ s}$ (b) $t=0.08\text{ s}$ (c) $t=0.16\text{ s}$ (d) $t=0.24\text{ s}$ (e) $t=0.32\text{ s}$ (f) $t=0.40\text{ s}$

4.2 速度场分析

图 5 为紧急充液时液力减速器气液两相平均速率与时间的变化关系。由于瞬态计算的初场为动轮转速在 2 640 r/min 时的全气相工况稳定内流场,在充液的最初时刻,由于油液进入工作腔内对两相流动造成扰动,液力减速器工作腔中的空气平均速率急剧降低,而油液平均速率稳定缓慢升高。随着充液时间的延长和油液容积率的增加,内部气液两相流动趋于稳定,油液速率随着充液时间延长继续增加,而空气速率则缓慢降低,并略有波动。当接近全

充液工况($q=1$)时,油液平均速率达到一个极大值。从平均速率数值上看,油液的平均速率时开始比空气的平均速率值小,而随着充液时间延长和充液率增加,在 $t=0.15\text{ s}$ 左右大于空气平均速率。

选取充液工况典型中间时刻 $t=0.24\text{ s}$ 时的流线图进行分析,图 6a 为气相速度流线图,图 6b 为液相速度流线图。气液两相的速度流线均在循环圆流道中呈明显的循环流动趋势。不同的是,由于离心力的作用,液相主要在循环流道外环处循环流动,而气相主要在循环流道中心处循环流动。处在循环圆

图 5 平均速率 v 随充液时间 t 的变化曲线Fig. 5 Relationship between v and t

外环的液相速度普遍较高,而与气相交界处速度相对较低,因而在定轮腔内观测到低速油液回流形成的旋涡。气相在定轮靠近循环圆中部附近也产生强烈的旋涡作用。在图 6 及图 4 中还可以对应发现有部分空气在流动过程中混入液相,同样局部区域出现少量液相混入气相。这是由于高速旋转的液力减速器中,油液快速冲入工作轮腔室,受到叶片的阻塞作用使得部分油液液滴混入气相,也使得空气气泡被夹带在液体中随油液一同旋转。

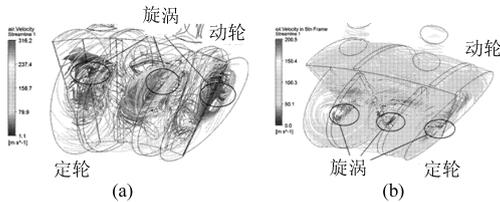
图 6 $t = 0.24$ s 流线分布图

Fig. 6 Distribution of streamline

(a) 气相 (b) 液相

图 7a、7b 为相对坐标系下 $t = 0.24$ s 时的液、气两相的循环圆轴面速度矢量分布图。与图 6 对应可以看出,液相主要分布在外环处,气相主要分布在循环圆中心处。图 7a 中明显可见在相对坐标系下循环圆轴面速度极大值分别出现在动轮、定轮入口 A、B 处。由于受到流道阻力作用,由入口到出口速度逐渐减小。而图 7b 中,由于空气密度较小,受流道阻力影响不大,因此速度递减分布规律不如图 7a 中明显。气相速度极大值出现在靠近外环的气、液相交 C、D、E 处,并且在定轮腔内能观察到由冲击回流形成的空气旋涡。

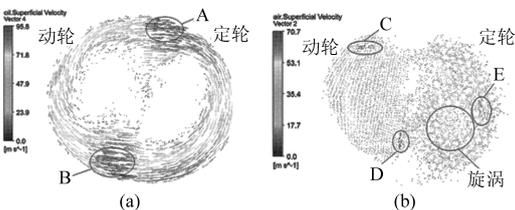
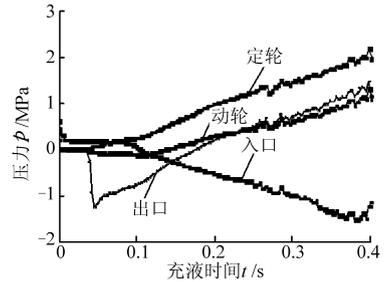
图 7 $t = 0.24$ s 速度矢量分布图

Fig. 7 Distribution of velocity

(a) 液相 (b) 气相

4.3 压力场分析

动轮初始转速 2 640 r/min 紧急充液时液力减速器内腔总压随时间变化曲线如图 8 所示。总压是静压和油液动能冲击产生的动压的总和。图中可见动轮和定轮的腔内平均总压均随着充液时间增加正向递增。由于考虑了油液动能冲击产生动压影响,而相对坐标下的动轮腔内流速比定轮低,因此动轮总压小于定轮总压。

图 8 内腔总压 p 随时间 t 变化曲线Fig. 8 Relationship between p and t

出口处的速度既有参与整个内腔流动的循环速度,又有向腔外排出油液的速度,由于受出口排出油液的影响,出口处平均总压 $t = 0.05$ s 时达到负值最大,而随着充液率的增大,出口处循环流动动能产生的冲击作用逐渐占主导,因此出口总压在 $t = 0.05$ s 后逐渐正向递增。入口处的流速随时间变化相对稳定,因此入口总压呈负方向平稳递增趋势。

液力减速器部分充液工况下 $t = 0.24$ s 时流道叶片展开的总压分布云图如图 9 所示。从整体上可以看出,由于动轮叶片搅动油液高速流动,动轮叶片左边的压力面总压分布明显大于右边的吸力面总压分布。又因为绝对坐标系下动轮腔内油液具有动轮旋转的牵连速度,因此动轮叶片总压分布明显大于定轮叶片总压分布。

从图 9a、9b 中可以看出,动轮叶片面上,高压区域出现在叶片与流道内壁的接触处,低压区域出现在叶片靠近定轮分界面处,且大体位于循环圆中心。因此总压分布表现出从循环圆中心沿着流道内壁径向层状递增分布的特征。由于油道的存在,具有油道结构的动轮叶片循环圆中心处的低压区范围要大一些,而无油道结构的动轮叶片总压层状分布特性更为明显。从图 9b 中可见动轮叶片总压极大值位于定轮出口、动轮入口边缘 A、B 处,是由定轮流出的高速油液冲击产生的。由于油道凸起结构的存在,使具有油道结构叶片总压极大值区域延伸到动轮压力面油道凸起结构前。

从图 9c 中可见定轮叶片冲击面由于受到从动轮流道流出的液流直接冲击,总压分布明显大于非冲击面的总压分布。由于循环圆中间气相的作用,

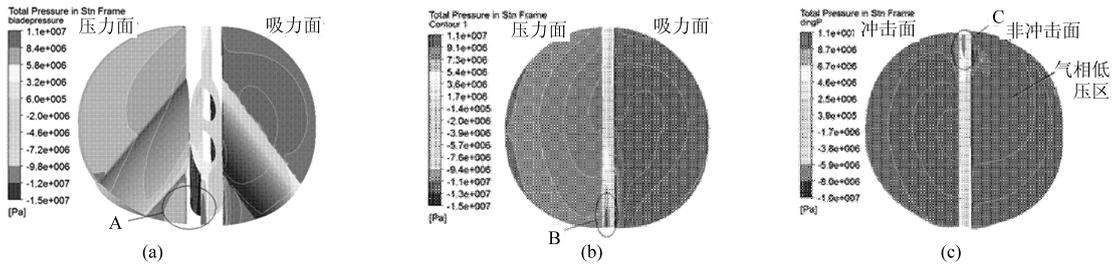
图9 $t=0.24$ s 叶片总压分布云图

Fig. 9 Distribution of total pressure

(a) 有油道结构动轮 (b) 无油道结构动轮 (c) 定轮叶片

定轮非冲击面低压区范围比较大, 径向的总压梯度不明显。由于受到动轮流道高速流出的油液冲击, 定轮叶片上总压极大值位于定轮入口边缘 C 处, 整体上看, 定轮叶片高压也出现在叶片与流道内壁接触处, 低压出现在循环圆中心区域, 沿循环圆中心向外的总压逐次递增。

4.4 湍流动能分析

液力减速器作为将车辆动能转换为热能通过散热机构消耗从而达到制动效果的装置, 其内腔湍流

动能分布在一定程度上表征了内部流动消耗能量的大小^[7]。

图 10 为不同时刻湍流动能轴面分布云图。可见在初始时刻由于腔内处于全空气单相流动状态, 湍流动能在循环圆轴面上虽然分布较为均匀, 但数值较小, 且动轮腔内分布略高于定轮, 极大值出现在循环圆中间 A 处。当 $t=0.08$ s 时, 已经有部分油液进入内腔, 但仍然是空气占主导, 此时流道内湍流动能分布数值上急剧增大, 极值的位置出现在定轮腔

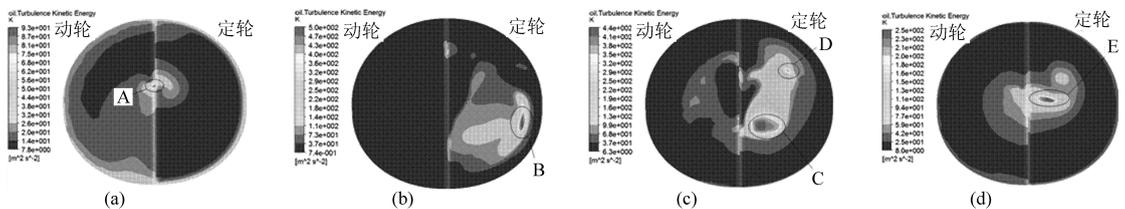


图 10 湍流动能分布云图

Fig. 10 Distribution of kinetic energy

(a) 0 s (b) 0.08 s (c) 0.24 s (d) 0.40 s

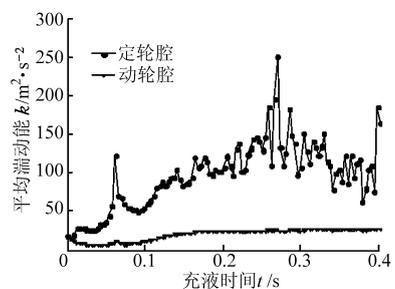
内靠近壁面 B 处。

而当 $t=0.24$ s 时, 从图 3 可知此刻充液率已经达到 0.7 左右, 油液和空气的剧烈作用导致湍流动能极值区域达到最大, 主极大值区域出现在定轮靠近循环圆中间 C 处, 次极大值区域出现在定轮入口 D 处。当 $t=0.40$ s 时, 由于油液几乎充满内腔, 腔内湍流动能分布逐渐趋于均匀, 极大值位置也逐渐从定轮腔内移回循环圆中心靠近动、定轮交互面的 E 处, 且在数值上比 $t=0.24$ s 时极值略小。

图 11 为液力减速器内腔湍流动能平均值随时间变化曲线。动轮腔内湍流动能平均值随时间变化相对稳定, 最大值在 $20 \text{ m}^2/\text{s}^2$ 左右。由于定轮内部油液高速冲击叶片, 能量转换较为剧烈, 由图 10 对应可见湍流动能极值均出现在定轮腔内。因此图 11 中定轮腔内湍流动能平均值波动剧烈, 而且数值上远大于动轮腔内湍流动能平均值。

总体上看, 当 $t < 0.27$ s, 定轮湍流动能均值随时间延长呈增大趋势, 当 $t=0.27$ s 时达到最大值, 而后随时间延长定轮湍流动能有减小趋势。结合

图 3 分析可以发现, 湍流动能随着充液率 q 从 0 增加到 1, 先增大, 后减小。在充液率 $q=0.75$ 左右达到极值, 可见并不是全充液工况时的流动湍流动能最大, 一定比例的气液两相流动有促进液力减速器能量耗散的作用。

图 11 平均湍流动能 k 随时间 t 变化曲线Fig. 11 Curves of k and t

5 外特性分析与试验对比

对液力减速器进行瞬态数值模拟的最终目的是对其制动外特性进行仿真和分析。基于仿真结果后处理提取了瞬态制动过程中的液力减速器叶轮制动

转矩随时间变化曲线。图 12 为仿真结果与试验曲线对比图,其中试验数据来源于某重型车辆厂对某型液力减速器的大功率制动性能台架试验。

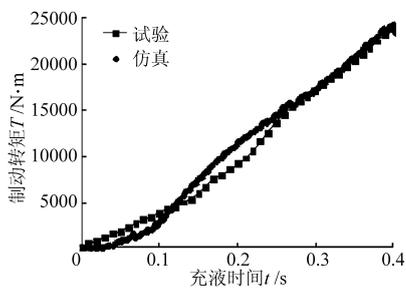


图 12 制动外特性仿真与试验对比

Fig. 12 Comparison the simulation results to experimental data

从图上可以看出随着充液时间的增加,液力减速器制动转矩单调递增,并在充液结束时刻($t = 0.40\text{ s}$)达到极值。仿真和试验两条曲线趋势基本一致,尤其在充液的后半阶段($t > 0.2\text{ s}$)仿真和试验较吻合,而在充液过程的前半阶段($t < 0.2\text{ s}$)仿真和试验曲线在数值上有一定差值,通过做出误差带面积,可知仿真曲线和试验曲线误差为 12.7%。

进行试验误差分析,认为原因主要有:仿真时忽略了实际液力减速器内腔结构中为减小空转损失的阀板对流场的扰动;不同的湍流模型,控制方程离散方法的选用本身也具有一定的数值方法误差,瞬态计算中时间迭代造成了流场计算结果误差的累积。

6 结论

(1) 基于瞬态流场计算方法对液力减速器紧急充液制动过程进行建模和动态仿真。分别对内流场速度、总压和湍流动能分布特性进行了分析。

(2) 制动外特性和试验结果对比误差在 15% 以内,证明仿真方法和模型较为合理和准确。瞬态流场仿真方法比稳态仿真方法更能全面反应液力减速器制动时随时间变化的流场内特性及制动外特性。

(3) 内流场分析表明,液力减速器内部气液两相呈分层流动形式,气相位于循环圆内部,液相位于循环圆外部,且气相平均速率略高于液相平均速率。

(4) 湍流动能分析表明,定轮腔内湍流动能远高于动轮腔内,且充液率 $q = 0.75$ 左右的湍流动能波动较为剧烈。

参 考 文 献

- 鲁毅飞,颜和顺,项昌乐,等. 车用液力减速器制动性能的计算方法[J]. 汽车工程,2003,25(2):182~185,155.
Lu Yifei, Yan Heshun, Xiang Changle, et al. The calculation method for braking performance of vehicular hydraulic retarder [J]. Automotive Engineering, 2003, 25(2): 182~185, 155. (in Chinese)
- 王峰,闫清东,马越,等. 基于 CFD 技术的液力减速器性能预测研究[J]. 系统仿真学报,2007,19(6):1390~1392,1396.
Wang Feng, Yan Qingdong, Ma Yue, et al. Prediction and analysis on hydraulic retarder performance based on CFD technology[J]. Journal of System Simulation, 2007, 19(6): 1390~1392, 1396. (in Chinese)
- 冯宜彬,过学迅. 液力减速器内流场的 CFD 数值模拟研究[J]. 汽车工程,2009,31(4):353~356.
Feng Yibin, Guo Xuexun. A study on the CFD numerical simulation of internal flow field in hydraulic retarder [J]. Automotive Engineering, 2009, 31(4): 353~356. (in Chinese)
- Li Xuesong, Cheng Xiusheng, Miao Liying. Numerical analysis on internal flow field of a hydraulic retarder [C] // Proceedings of the 2009 IEEE. International Conference on Mechatronics and Automation, Changchun, China; 2009: 3710~3715.
- 魏巍,李慧渊,邹波,等. 液力减速器制动性能及其两相流分析方法研究[J]. 北京理工大学学报,2010,30(11):1281~1284,1320.
Wei Wei, Li Huiyuan, Zou Bo, et al. Study on braking performance and analysis of two-phase flow in vehicular hydraulic retarder[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2010, 30(11): 1281~1284, 1320. (in Chinese)
- 王峰. 基于流场分析的液力减速器制动性能研究[D]. 北京:北京理工大学,2007.
Wang Feng. Study on braking performance of hydraulic retarder based on flow field analysis [D]. Beijing: Beijing Institute of Technology, 2007. (in Chinese)
- 严军,何仁. 液力缓速器叶片变角度的缓速性能分析[J]. 农业机械学报,2009,40(4):206~209,226.
Yan Jun, He Ren. Performance analysis for hydrodynamic retarder with different vanes [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(4): 206~209, 226. (in Chinese)