

文章编号:1000-8055(2011)08-1841-06

某型无人机系统涡轮阻尼器的性能仿真

李 悦, 裴锦华

(南京航空航天大学 无人机研究院, 南京 210016)

摘 要: 涡轮阻尼器作为制动装置应用于某型无人机气液压发射系统和拦阻网回收系统. 建立了阻尼器的阻尼力矩数学模型, 并进行仿真计算和数值分析. 结果表明: 转子半径、流体介质密度对阻尼力矩的影响起主导作用; 定子半径、转子叶片与定子叶片轴向间隙、流体介质动力黏度对阻尼力矩的影响相对较小. 采用具有不同结构尺寸和不同流体介质的阻尼器进行阻尼力矩的测量试验, 研究结果表明仿真结果与试验结果表现出较好的一致性, 证明了阻尼力矩数学模型的正确性, 为涡轮阻尼器的工程研制提供可靠的理论依据.

关 键 词: 涡轮阻尼器; 制动装置; 无人机(UAV); 阻尼力矩; 数值分析

中图分类号: TH137; V279

文献标志码: A

Capability simulation of the turbine damper of certain UAV system

LI Yue, PEI Jin-hua

(Research Institute of Unmanned Aircraft,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: Turbine damper was used as a brake equipment for the pneumatic/hydraulic launching system and arresting net recovery system of certain unmanned aerial vehicle (UAV). The mathematics model of damp moment about turbine damper was built and simulated. The results of numerical analysis indicate that rotor radius and liquid medium density are key parameters affecting damp moment. The influences of some parameters such as stator radius, axes direction clearance between rotor vane and stator vane, kinematic viscosity modulus of liquid medium, on the damp moment are lesser reversely. Many turbine dampers with diversiform structure sizes and different liquid medium were used for the measure test of damp moment. The research results indicate that the simulations are in good accordance with the experiments, proving the validity of the mathematics model of damp moment. Therefore, a dependable theoretic basis is offered for the engineering development of turbine damper by the research.

Key words: turbine damper; brake equipment; unmanned aerial vehicle(UAV); damp moment; numerical analysis

美国的 44B-2E 飞机拦阻装置^[1] 和我国的 LZ-III 型飞机拦阻设备^[2] 均采用涡轮阻尼器作为制动装置, 用于吸收飞机着陆后的动能. 相对液压阻尼器^[3-4]、盘式冷气刹车系统^[5]、液力制动器^[6] 等制动装置来说, 涡轮阻尼器具有结构简单、无需

复杂控制系统和易于维护等优点. 在某型无人机系统中, 涡轮阻尼器作为制动装置应用于气液压发射系统和拦阻网回收系统, 分别用于吸收无人机发射运动载体和无人机着陆滑行入拦阻网后的动能. 本文针对涡轮阻尼器的阻尼力矩进行数值

收稿日期: 2010-07-27; 修订日期: 2010-11-20

基金项目: 南京航空航天大学基本科研业务费专项科研项目(NS2010227)

作者简介: 李悦(1973—), 女, 江西大余人, 副研究员, 博士, 主要从事飞行器发射与回收技术研究.

仿真,分析模型中参数对阻尼力矩的影响,并将仿真结果与试验结果进行对比,为阻尼器的工程设计提供依据。

1 涡轮阻尼器工作原理

涡轮阻尼器的构造简图如图1所示。转轴和鼓轮、转子之间为固定连接,转子上镶有若干个梯形叶片;定子由壳体和镶在壳体内的若干个梯形叶片组成;刹车带由内向外缠绕在鼓轮上,其作用是把物体的动能传递给阻尼器。流体介质被密封在转子和定子之间。

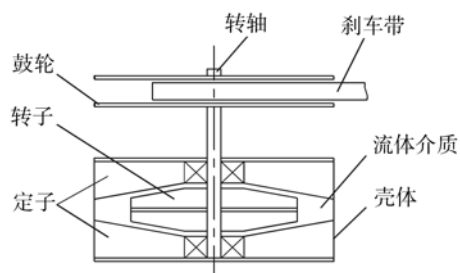


图1 涡轮阻尼器构造简图

Fig. 1 Structure sketch of turbine damper

在阻尼器工作过程中,高速运动的物体拖动刹车带以驱动转子高速旋转,转子的叶片搅拌阻尼器内腔中静止的流体,产生作用于转子叶片表面的阻尼力^[7-8],从而形成阻止转子和转轴持续转动的阻尼力矩,以阻止刹车带随物体向前运动从鼓轮上旋出,最终使物体减速。物体的动能最终全部转换为流体介质的内能,表现为流体介质的温度升高。

2 阻尼力矩数学模型

将水涡轮内部流体划分为4个不同区域(见图2),在此假设流体的流动仅为周向流动,不考虑径向和轴向流动,流线是一系列的同心圆,半径相等处流体的流速是一致的。在涡轮阻尼器工作过程中,转子的转动使得阻尼器内腔的流体运动,区域1的 O_1ABCD 范围内转子叶片之间的流体反作用于转子叶片阻止转子旋转。由于流体的黏性,定子叶片之间的流体也发生围绕转轴的运动,并反作用于转子叶片,阻止转子旋转。由于区域3的 $HIJE$ 范围内定子叶片之间部分流体受转子转动的影响较小,仅考虑区域2的 $EFGH$ 范围内流体对转子叶片的反作用。区域3的 $HIKL$ 范围内转

子旋转半径外围流体及区域4的 $BCDNFE$ 范围内转子与定子轴向间隙内的流体同样由于流体黏性的作用也发生运动,在一定程度上阻止了转子的转动。

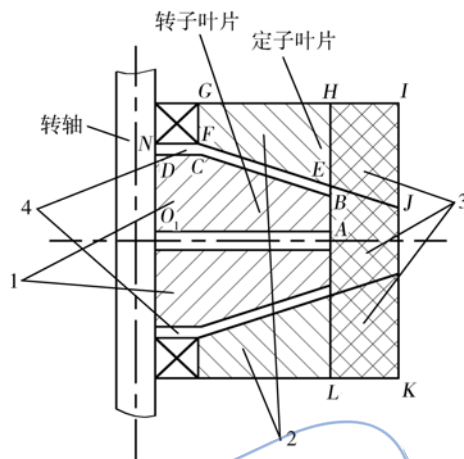


图2 涡轮阻尼器内腔的径向截面

Fig. 2 Radial section of turbine damper interior

基于以上几个方面的考虑,可分四个方面来建立阻尼力矩模型,但实际上由于转子的高速旋转所导致的涡轮阻尼器内流体运动是相当复杂的。对于模型中的流体阻力系数 C_d ,可先对其值进行估计,然后采用与试验结果比对的方法进行修正。

阻尼力矩 M 可表示为^[9-10]

$$M = M_1 + M_2 + M_3 + M_4 \quad (1)$$

式中 M_1 为区域1流体产生的力矩; M_2 为区域2流体产生的力矩; M_3 为区域3流体产生的力矩; M_4 为区域4流体产生的力矩。

2.1 区域1流体产生的力矩

转子叶片如图3,在叶片上任取一个与流体的相对速度为 v_i 的受力单元(径向长度为 Δx_i ,轴向长度为 Δy_i),考虑作用在单元上的动压^[11]和流体阻力系数 C_d ,在 z_1 个转子叶片的受力面区域 O_1ABCD 对单元上流体产生的力矩积分,则可得区域1流体产生的力矩,设 $y = f(x)$ 为 BC 边的直线方程,则

$$M_1 = \frac{1}{2} \cdot C_d \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot z_1 \cdot \left[\int_0^{f(x)} \int_{c_1}^{R_1-R_0} (x+R_0)^3 dx dy + \int_0^{b_1} \int_0^{c_1} (x+R_0)^3 dx dy \right] \quad (2)$$

$$f(x) = \frac{a_1 - b_1}{R_1 - R_0 - c_1} \cdot x - \left[\frac{c_1 \cdot (a_1 - b_1)}{R_1 - R_0 - c_1} + b_1 \right] \quad (3)$$

式(2)和式(3)中 ρ 为阻尼器内腔流体密度; ω 为转子转动角速度; z_1 为转子叶片数量; a_1, b_1 为转子叶片轴向高度尺寸; c_1 为转子叶片径向尺寸; R_0 为转轴半径; R_1 为转子半径; C_d 为流体阻力系数.

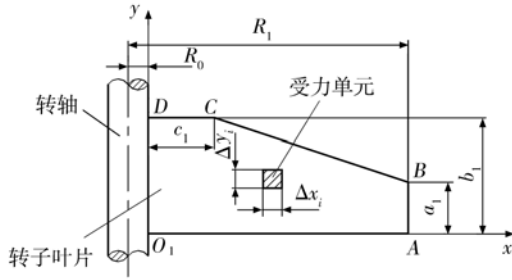


图 3 涡轮阻尼器的转子叶片

Fig. 3 Rotor vane of turbine damper

2.2 区域 2 流体产生的力矩

在考虑定子叶片的作用时,同样也取一受力单元(如图 4),考虑作用在单元上的动压和流体阻力系数 C_d ,并假设由于流体黏性的作用,使流体流速沿 y 方向呈梯度分布,设 $y=g(x)$ 为定子叶片 EF 边的直线方程,在 z_2 个定子叶片的受力面区域 $EFGH$ 对单元上流体产生的力矩积分,则可得区域 2 流体产生的力矩

$$M_2 = \frac{1}{2} \cdot C_d \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot z_2 \cdot \int_0^{g(x)} \int_{c_2}^{R_1-R_0} \frac{y^2 \cdot (x+R_0)^3}{g(x)+\delta} dx dy \quad (4)$$

$$g(x) = \frac{b_2 - a_2}{R_1 - R_0 - c_2} \cdot (x - c_2) + a_2 \quad (5)$$

式中 δ 为转子叶片与定子叶片的轴向间隙; a_2, b_2 为定子叶片受力区域轴向高度尺寸.

2.3 区域 3 流体产生的力矩

由于流体具有黏性,使区域 3 流体发生周向流动,这里将此区域的流体的流动近似为旋转圆筒间的黏性流体的周向流动,考虑到涡轮阻尼器的高度 h ,则可得区域 3 流体产生的力矩^[12]

$$M_3 = \frac{4\pi \cdot \mu \cdot \omega \cdot R_1^2 \cdot R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} \cdot h \quad (6)$$

式中 μ 为阻尼器内腔流体介质动力黏度.

2.4 区域 4 流体产生的力矩

在工程实际问题中,缝隙往往由具有相对运

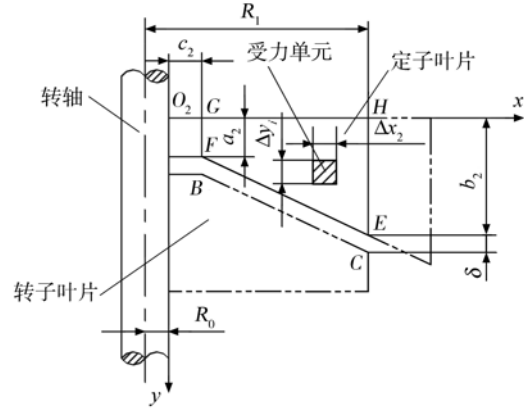


图 4 涡轮阻尼器的定子叶片

Fig. 4 Stator vane of turbine damper

动的壁面组成的,例如叶片泵转子端面的缝隙,可将缝隙内流体的流动近似为具有相对运动的平行面缝隙中的流动.区域 4 流体处于涡轮阻尼器的转子端面和定子端面之间,考虑到流体内的剪切应力,在以 BC 和 CD 直线段(见图 2)为母线的旋转面内对单元上流体产生的力矩积分,则可得到区域 4 流体产生的力矩

$$M_4 = \frac{\mu \cdot \omega}{\delta} \cdot \left[\int_0^{2\pi} \int_0^{c_1} r^3 dr d\theta + \frac{\sqrt{(R_1 - c_2)^2 + (b_2 - a_2)^2}}{R_1 - c_2} \cdot \int_0^{2\pi} \int_0^{R_1} r^3 dr d\theta \right] \quad (7)$$

3 仿真分析与试验验证

在仿真分析的基础上,采用具有不同结构尺寸和不同流体介质的阻尼器进行阻尼力矩的测量试验,将试验结果与仿真结果进行对比,以确定理论模型中 R_1, R_2, δ, ρ 等参数对 M 的影响趋势.

涡轮阻尼器试验件分别由三种型号的转子和定子组合而成,转子半径 R_1 分别为 0.095, 0.11, 0.12 m, 定子半径 R_2 分别为 0.13, 0.16, 0.19 m. 试验中,把三种型号的转子和定子相互交换,就可以装配成不同结构的试验件.另外,定子和转子在轴向的相对位置可以采用不同厚度的垫片进行调整,从而改变转子叶片与定子叶片之间的轴向间隙.为了解流体介质密度对阻尼力矩的影响,分别采用水和航空 10 号液压油作为流体介质进行试验.

3.1 4 个区域流体产生的力矩分析

表 1 中给出了转子转速 n 为 1200 r/min 的 M_1, M_2, M_3, M_4 的计算值.计算结果表明 M_1, M_2

占主导作用, M_3, M_4 在 M 中所占的比例极小. 由式(2)~式(7)可知 M_1, M_2, M_4 与 R_1 有关, 与 R_2 无关; 而 M_3 与 R_2 有关. 与 R_2 有关的 M_3 在 M 中所占的比例极小, 比例值约为 0.03%; M_1, M_2 在 M 中所占的比例较大, M_1 在 M 中所占的比例值约为 71.5%, M_2 在 M 中所占的比例值约为 28%, 可以看出 R_2 对 M 的影响很小, 而 R_1 对 M 的影响相对较大. M_3, M_4 与 μ 有关, 而 M_1, M_2 与 μ 无关, 并且 M_3, M_4 在 M 中所占的比例极小, M_4 在 M 中所占的比例值约为 0.33%, 可以看出 μ 对 M 的影响也很小.

表 1 4 个区域流体产生的力矩分析 ($R_2=0.19$ m)

Table 1 Analysis of moment produced by four areas fluid ($R_2=0.19$ m)

R_1/m	$M/(\text{N}\cdot\text{m})$	$M_1/(\text{N}\cdot\text{m})$	$M_2/(\text{N}\cdot\text{m})$	$M_3/(\text{N}\cdot\text{m})$	$M_4/(\text{N}\cdot\text{m})$
0.095	96.17	69.34	26.50	0.02	0.31
0.11	173.02	123.43	48.97	0.05	0.57
0.12	245.20	173.89	70.33	0.06	0.81

3.2 转子半径的影响

三种型号的转子半径 R_1 对应的阻尼力矩 M 以及 M_1, M_2, M_3, M_4 的计算值见表 1, 当定子半径 R_2 固定不变, 转子半径 R_1 以一定幅度增大时, 阻尼力矩显著增大. 当 R_1 增大 0.01 m, M 增大 51.23~72.18 $\text{N}\cdot\text{m}$, 增幅已达到 41.7%, R_1 对阻尼力矩 M 产生了较大的影响. 图 5~图 6 反映了 R_2 分别为 0.19, 0.16 m 时三个 R_1 值对应的 M 的计算值与试验值的对比情况, 计算结果与试

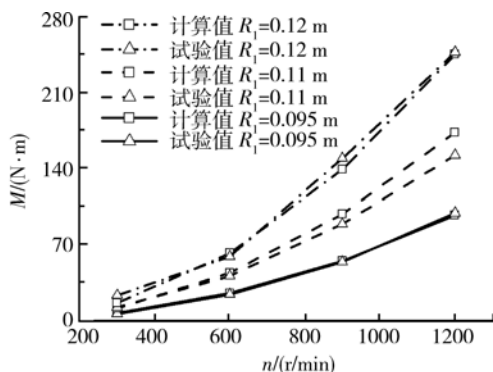


图 5 $R_2=0.19$ m, 转子叶片半径 R_1 对阻尼力矩 M 的影响

Fig. 5 $R_2=0.19$ m, influence of rotor vane radius R_1 on damp moment M

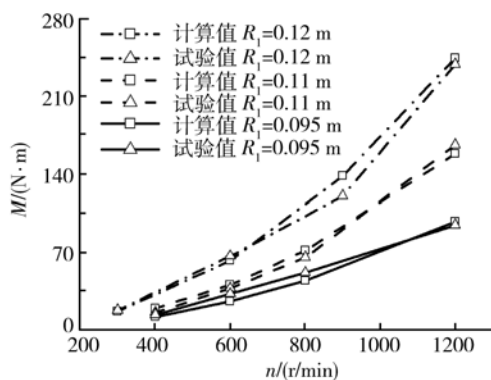


图 6 $R_2=0.16$ m, 转子叶片半径 R_1 对阻尼力矩 M 的影响

Fig. 6 $R_2=0.16$ m, influence of rotor vane radius R_1 on damp moment M

验结果基本相符, 计算值与试验值的最小偏差为 2.1%, 最大偏差为 12.1%. 由此可见, 仿真分析和试验结果均表明在阻尼器结构尺寸参数中转子半径是影响阻尼力矩的主要参数.

3.3 定子半径的影响

转子半径 R_1 为 0.12 m, 定子半径 R_2 分别为 0.13, 0.16, 0.19 m 时的阻尼力矩 M 计算值和试验值见表 2, 从表中可以看出, 计算值和试验值较接近, 最小偏差为 2.4%, 最大偏差为 7.7%. 根据试验值, 当转子转速 n 为 900 r/min, R_2 增大 0.03 m, M 增大 0.88~1.93 $\text{N}\cdot\text{m}$; 当转子转速 n 为 1200 r/min, R_2 增大 0.03 m, M 增大 8.72~12.74 $\text{N}\cdot\text{m}$; 可见仿真分析和试验结果均表明定子半径的变化对阻尼力矩的影响很小, 这一点与 3.1 节中的分析相符合.

表 2 定子半径 R_2 对阻尼力矩 M 的影响 ($R_1=0.12$ m)

Table 2 Influence of stator radius R_2 on damp moment M ($R_1=0.12$ m)

R_2/m	$n/(\text{r}/\text{min})$	M 计算值/ ($\text{N}\cdot\text{m}$)	M 试验值/ ($\text{N}\cdot\text{m}$)
0.13	900	137.39	146.05
0.16	900	137.41	147.98
0.19	900	137.49	148.86
0.13	1200	233.09	238.73
0.16	1200	240.11	247.45
0.19	1200	245.20	260.19

3.4 转子叶片与定子叶片轴向间隙的影响

在转子半径 R_1 为 0.12 m, 定子半径 R_2 为

0.19 m 时,转子叶片与定子叶片轴向间隙 δ 分别为 0.001, 0.004, 0.0055 m 时对应的阻尼力矩 M 计算值和试验值见表 3, 将计算值与试验值对比, 计算值与试验值的最小偏差为 1.1%, 最大偏差为 12.4%。结果表明 δ 较小时, M 值相对较大。根据试验值, 当转子转速 n 为 600 r/min, δ 减小 0.0015 m, M 增大 2.38~4.38 N·m; 当 n 为 1200 r/min, δ 减小 0.0015 m, M 增大 11.78~20.67 N·m, 增幅小于 10%, 可见仿真分析和试验结果均表明转子叶片与定子叶片的轴向间隙对阻尼力矩产生的影响较小。

表 3 转子叶片与定子叶片轴向间隙 δ 对阻尼力矩 M 的影响 ($R_1=0.12$ m, $R_2=0.19$ m)

Table 3 Influence of axes direction clearance between rotor vane and stator vane δ on damp moment M ($R_1=0.12$ m, $R_2=0.19$ m)

δ /m	n /(r/min)	M 计算值/ (N·m)	M 试验值/ (N·m)
0.001	600	62.07	58.80
0.004	600	58.29	54.04
0.0055	600	55.84	49.66
0.001	1200	245.20	247.86
0.004	1200	230.15	224.31
0.0055	1200	223.32	203.64

3.5 流体介质密度对阻尼力矩的影响

采用水和航空 10 号液压油两种流体作为涡轮阻尼器内腔的流体介质, 以进行对比研究。表 4 中数据表明了流体介质密度 ρ 对阻尼力矩 M 的影响情况, 计算值与试验值较接近, 最小偏差为 0.67%, 最大偏差为 8.8%。水比航空 10 号液压油所对应的 M 值更大, 这是由于 M_1 , M_2 与 ρ 成

表 4 流体介质密度 ρ 对阻尼力矩 M 的影响
($R_1=0.15$ m, $R_2=0.207$ m)

Table 4 Influence of fluid medium density ρ on damp moment M ($R_1=0.15$ m, $R_2=0.207$ m)

流体 介质	ρ / (kg·m ⁻³)	n / (r/min)	M 计算值/ (N·m)	M 试验值/ (N·m)
液压油	860	600	180.27	165.72
水	1000	600	211.87	210.46
液压油	860	700	245.0	232.76
水	1000	700	288.0	290.03

正比, 当 ρ 较大时, M 则相对较大。航空 10 号液压油作为介质时的试验值与水作为介质时的试验值的比值约为 0.8, 接近两种工作介质密度的比值 0.86, 这是因为与 ρ 相关的 M_1 , M_2 在 M 中所占的比例与 M_3 , M_4 对比相对较大。

3.6 误差分析

阻尼力矩数学模型的建立及求解是建立在一定的假设基础上。其中假设流体的流动仅为周向流动, 不考虑径向和轴向流动; 且假设涡轮阻尼器内腔 4 个区域的流体分别产生作用于转子的阻尼力矩; 在考虑定子叶片受力单元处的流体流速时, 假设由于流体黏性的作用, 使流体流速呈梯度分布; 但实际上由于转子的高速旋转所导致的涡轮阻尼器内流体运动是相当复杂的, 每一种假设对于解的结果都会引进一定的误差, 使理论计算结果与试验结果之间存在误差。另外, 通过试验对流体阻力系数进行了修正; 由于试验中对转子转速和阻尼力矩的测量存在一定的偏差, 这也导致了理论仿真与试验结果之间有一些误差。

4 结 论

本文建立了涡轮阻尼器的阻尼力矩数学模型, 并根据模型进行仿真计算和数值分析, 得出以下结论:

1) 阻尼器转子的半径、流体介质密度对阻尼力矩的影响起主导作用; 定子半径、转子叶片与定子叶片轴向间隙、流体介质动力黏度对阻尼力矩的影响相对较小。当定子半径固定不变, 转子半径以一定幅度增大时, 阻尼力矩显著增大; 流体介质密度相对较大时, 阻尼力矩相对较大。

2) 通过将阻尼力矩的计算值与试验值进行对比, 可以看出计算值与试验值接近; 仿真分析与试验结果所反映的参数对阻尼力矩的影响结果基本一致, 由此证明了阻尼力矩数学模型的正确性。

3) 研究结果为涡轮阻尼器的工程研制提供了可靠的理论依据, 所建立的阻尼器阻尼力矩数学模型可直接用于某型无人机的发射运动载体缓冲减速过程和着陆后拦阻过程的动力学仿真。

参考文献:

- [1] Schaible J J. Evaluation of the 44B-2E aircraft arresting system with deadloads and the F-14 aircraft[R]. NATF-EN-1138, ADB011019, 1976.
- [2] 李守佳, 于静成. 国产 LZ-III 型飞机拦阻设备[J]. 国际航空, 1993(12): 60-61.

- LI Shoujia, YU Jingcheng. Homemade LZ-III type aircraft arresting equipment[J]. International Aviation, 1993(12): 60-61. (in Chinese)
- [3] 宋锦春, 张志伟, 曹淑华, 等. 飞机拦阻器的液压系统与性能仿真[J]. 东北大学学报, 2002, 23(10): 992-995.
- SONG Jinchun, ZHANG Zhiwei, CAO Shuhua, et al. Hydraulic system design and performance simulation of aircraft arresting system[J]. Journal of Northeastern University, 2002, 23(10): 992-995. (in Chinese)
- [4] 吴娟, 何长安. 新型飞机拦阻系统特性分析[J]. 航空学报, 2003, 24(5): 417-421.
- WU Juan, HE Changan. Characteristics analysis of new type aircraft arresting system[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2003, 24(5): 417-421 (in Chinese)
- [5] 陈瑜洲, 穆宇新. 国产飞机拦阻装置概况[J]. 航空工艺技术, 1991(1): 41-42.
- CHEN Yuzhou, MU Yuxin. General situation of home-made aircraft arresting equipment[J]. Aerial Craft Technology, 1991(1): 41-42. (in Chinese)
- [6] 边月玲, 杨俭, 杨占海. 液力制动器冷却机理分析及试验研究[J]. 煤矿机械, 1995(1): 17-19.
- BIAN Yueling, YANG Jian, YANG Zhanhai. Analysis and test research on the cooling theory of hydraulic brake[J]. Colliery Mechanism, 1995(1): 17-19. (in Chinese)
- [7] 杨和余, 李武, 戴建立, 等. 液力制动器叶轮三维流体力学有限元优化[J]. 煤矿机械, 2002(10): 7-9.
- YANG Heyu, LI Wu, DAI Jianli, et al. Hydraulic brake's blade optimize by finite element methods [J]. Colliery Mechanism, 2002(10): 7-9. (in Chinese)
- [8] 徐文娟, 李广录, 赵佳峰. 水介质液力耦合器用作下运带式输送机阻尼器[J]. 起重运输机械, 1996(8): 28-29.
- XU Wenjuan, LI Guanglu, ZHAO Jiafeng. Water medium hydraulic coupling appliance used for strip feeding engine damper[J]. Lift and Traffic Machine, 1996(8): 28-29. (in Chinese)
- [9] 胡培新, 郑荣根, 赵学瑞. 涡轮流量计叶轮内部流场及特性曲线的计算[C]//1987年流量测量技术及仪表学术交流会论文集. 上海: 中国仪器仪表学会过程检测控制仪表分会, 1987: 292-306.
- [10] 胡培新, 赵学瑞, 张隽. 涡轮流量计特性的计算机模拟及分析[C]//1989年全国流量计量测试与仪表学术讨论会论文集. 北京: 中国计量测试学会, 1989: 1-16.
- [11] 王勇. 叶轮式减摆器阻尼的计算[J]. 飞机设计, 1989(4): 23-28.
- WANG Yong. Computation of impeller slowing appliance damp[J]. Aircraft Design, 1989(4): 23-28. (in Chinese)
- [12] 南京工学院. 粘性流体力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 1987: 56-76.