

大口径蝶阀数学建模与流场特性分析

张松^{1,2}, 但志宏^{1,2}, 李腾³, 钱秋朦^{1,2}, 张健平⁴, 郭玉英⁵

(1. 中国航空发动机集团有限公司 四川燃气涡轮研究院, 四川 绵阳 621703;
2. 中国航空发动机集团有限公司 四川燃气涡轮研究院
高空模拟技术重点实验室, 四川 绵阳 621703;
3. 中国航空发动机集团有限公司 生产部产品项目处, 北京 100097;
4. 西南科技大学 制造科学与工程学院, 四川 绵阳 621010;
5. 西南科技大学 信息工程学院, 四川 绵阳 621010)

摘 要: 为了获得大口径蝶阀的输入输出特性模型,开展了蝶阀运动特性实验和数值模拟仿真研究。在给定工况下,计算蝶阀在不同开度下的速度、压力、力矩和压降,获取了蝶阀内部流场特性;同时,根据流速分布、压力分布、湍流动能和湍流强度等表征蝶阀流动特性的参数,通过拟合建立了蝶阀特性数学模型,并与实验数据进行了对比分析。结果表明:不同开度时,蝶阀呈现不同的流场特性,当开度大于等于 53.65%时,蝶阀流体在入口和出口处的流速较饱满,流通性能相对较好,流态平稳。经实验数据修正后的蝶阀数学模型置信度高,利用它进行蝶阀运动特性数值模拟分析是可行性的。

关 键 词: 大口径蝶阀; 蝶阀数学模型; 流场特性; 运动特性; 开度

中图分类号: V216.8 **文献标志码:** A

Modeling and flow field analysis of large-diameter butterfly valve

ZHANG Song^{1,2}, DAN Zhihong^{1,2}, LI Teng³,
QIAN Qiumeng^{1,2}, ZHANG Jianping⁴, GUO Yuying⁵

(1. Sichuan Gas Turbine Establishment,
Aero Engine Corporation of China, Mianyang Sichuan 621703, China;
2. Science and Technology on Altitude Simulation Laboratory,
Sichuan Gas Turbine Establishment,
Aero Engine Corporation of China, Mianyang Sichuan 621703, China;
3. Production Department Product Project Office,
Aero Engine Corporation of China, Beijing 100097, China;
4. School of Manufacturing Science and Engineering,
Southwest University of Science and Technology, Mianyang Sichuan 621010, China;
5. School of Information Engineering,
Southwest University of Science and Technology, Mianyang Sichuan 621010, China)

Abstract: The motion characteristics and numerical simulation method were developed

收稿日期:2019-11-02

基金项目:航空发动机高空模拟技术科技重点实验室创新基金(18zd9101)

作者简介:张松(1968—),男,研究员,博士,主要从事发动机高空模拟试验控制与仿真技术研究。

通信作者:但志宏(1973—),男,研究员,硕士,主要研究领域为航空发动机高空模拟技术。E-mail:406679678@qq.com

引用格式:张松,但志宏,李腾,等.大口径蝶阀数学建模与流场特性分析[J].航空动力学报,2020,35(6):1315-1325. ZHANG Song,DAN Zhihong,LI Teng,et al. Modeling and flow field analysis of large-diameter butterfly valve[J]. Journal of Aerospace Power,2020,35(6):1315-1325.

to obtain input-output characteristics of a large-diameter butterfly valve. Under given operating conditions, velocity, pressure, torque and pressure drop were calculated to obtain the flow field of butterfly valve. Then, using some characteristic parameters such as velocity profile, pressure distribution, turbulence kinetic energy and turbulence intensity, the model of butterfly valve was established by fitting method and compared with experimental data. Results illustrated that flow field characteristic differed at different opening degrees, and when the opening degree was equal to or greater than 53.65%, the flow velocity of the butterfly valve fluid at the inlet and outlet was relatively full, the flow performance was relatively good and the flow state was stable. The mathematical model of butterfly valve modified by the experimental data has high degree of confidence, making it feasible to analyze the motion characteristics of butterfly valve.

Key words: large-diameter butterfly valve; model of butterfly valve; flow field characteristics; motion characteristics; the opening

后舱压力控制系统作为发动机飞行高度模拟的唯一关键系统,其调节品质的优劣直接关乎发动机空中工作条件模拟的准确性和可靠性。排气环境压力模拟控制技术一直是高空台飞行环境模拟控制技术中的一项重点和难点。然而,后舱压力控制系统被控腔体体积庞大,非线性特征显著的设备较多,致使被调压力响应速度缓慢,整个系统呈现出典型滞后、延迟的非线性特性,很大程度上影响了舱压的模拟精度。

在发动机推力瞬变等过渡态实验中,被试发动机瞬时喷出的大量高温高速燃气使得排气扩压器增压比、沿程气流流阻等短时间内发生大幅变化,造成了后舱调节对象的非线性特征急剧增加,给舱压系统带来极大的干扰,直接影响了后舱压力的动态调节品质,这对蝶阀调节特性如快速性、精确性等提出了更高的要求。因此,能否通过蝶阀流量特性、运动特性等分析获得高置信度的阀门特性模型,是实现后舱压力精确调节的关键^[1-3]。但大口径蝶阀具有大惯性、大延迟、非线性等特点,又由于实验条件、成本等问题,很难通过实验方法获得其准确的性能参数^[4],也就无法获得精确的输入输出特性模型。

数值模拟技术^[5-7]已成为蝶阀设计和流动特性等分析普遍采用的可靠方法,大量相关工作通过数值模拟对蝶阀的流场特性等进行了分析研究。针对大口径蝶阀,Farid 等利用流体动力学计算方法,计算不同条件下阀板不同开度时蝶阀的动态力矩,研究流体动力学力矩对蝶阀的流体动力学影响^[8];朱美印等为获得 DN3000 大口径蝶阀的流量特性,提出了一种基于特征坐标,从大稀疏分散实验数据中提取连续特征信息的大口径蝶

阀流量特性的坐标定位回归算法^[9];文献[10]运用 Fluent 软件分析了大口径蝶阀速度稳定流场与速度突变流场特性;从水利的角度出发,文献[11]研究了大口径蝶阀内部流场特性;结合数值仿真与实验,Cui 等研究了在不同开、关时间下,开、关过程对球阀的外部瞬态性能和内部流动特性的影响^[12];陈晶晶等同时考虑侧风与地面吸入涡对进气道流场的影响,以及侧风对吸入涡强度的影响,采用数值模拟和实验方法对大涵道比发动机进气道缩比模型在地面侧风工况下的流场特性进行了研究分析^[13]。流速分布、压力分布、湍流动能和湍流强度是表征蝶阀流动特性的重要参数,也是建立阀门特性模型的特征参数,但目前国内外相关研究成果鲜有报道,此外,运用数值模拟的方法分析其内部流场特性^[14-16],能在节约时间、降低实验成本的情况下,精确地分析大口径蝶阀的输入输出特性。为此,本文利用流体动力学软件 Fluent,对不同工况下大口径蝶阀的流场特性进行数值模拟,以获得蝶板不同开度时的流场特性,同时,采用理论建模及实验数据修正的手段,构建置信度较高的阀门特性模型,为实现高空台排气系统的高精度压力调节提供理论依据,也为大口径蝶阀的结构优化设计提供借鉴。

1 蝶阀数学建模

研究对象为 DN3000 大口径蝶阀,其几何模型如图 1 所示,蝶阀整体上分为阀体和阀瓣。

1.1 阀门流道模型及网格划分

由于蝶阀体内部的小部件对阀体在管道流场中的流动特性影响较小,可忽略不计,所以,将蝶

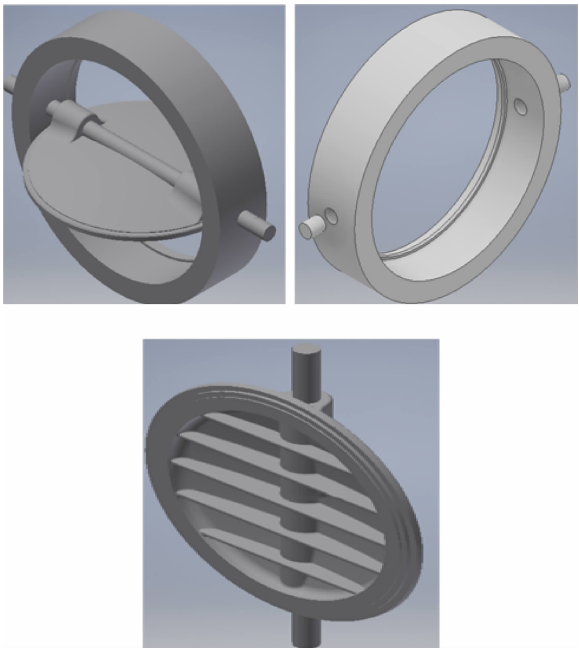
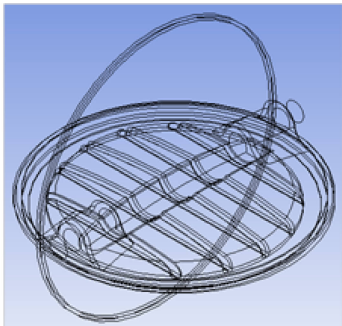


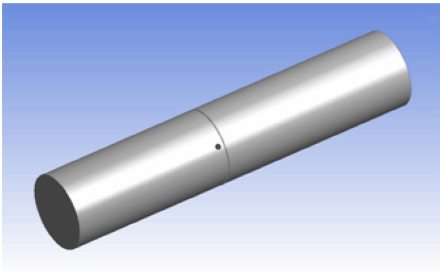
图 1 DN3000 大口径蝶阀的三维模型

Fig. 1 Three-dimensional model of DN3000 big-diameter butterfly valve

阀内部腔道进行简化,如图 2(a)所示。同时,为了减小模拟分析误差,保证流场的稳定性,取阀前端管长 6 m 和阀后端管长 8 m 的流通域作为计算域,即计算域包括阀前端管路、阀后端管路和蝶阀,如图 2(b)所示。



(a) 大直径蝶阀的简化模型



(b) 流体

图 2 蝶阀内流道简化模型和流体域

Fig. 2 Internal flow simplified model and fluid domain of butterfly valve

因阀腔内部流动状态复杂,且是压力和速度变化较大的部分,所以,为了提高数值模拟运算的收敛速度和精度,需对阀腔内部网格进行加密处理,而其余部位设置为较稀疏的网格以控制网格的总数,并提高运算速度。选择非结构化网格,采用高级尺寸功能细化转角处和狭缝间网格,66.8%开度时阀体和流体域内的网格划分结果如图 3 所示。通过网格独立性检验后,不同开度下蝶阀最终采用的网格节点数和单元数如表 1 所示。经试算发现,再增加网格数量对计算结果已基本没有影响。

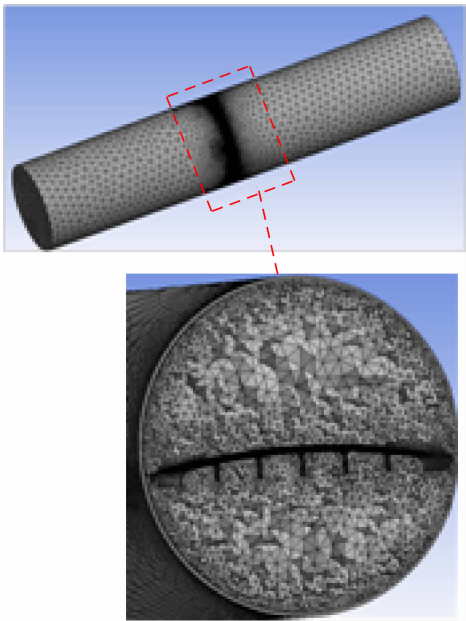


图 3 蝶阀的网格划分

Fig. 3 Grid distribution of butterfly valve

表 1 网格划分节点数和单元数

Table 1 Numbers of node and unit of grid partition

开度/°	节点数	单元数
5.00	1 283 821	6 769 022
5.35	1 630 413	8 632 216
35.87	1 261 132	6 684 090
53.65	1 267 211	6 727 656
66.80	1 265 950	6 720 270

1.2 质量和动量守恒方程

利用 Fluent 软件求解阀腔内的流体流动。因空气是黏性可压缩流体,则恒温时的质量和动量守恒方程为

$$\frac{\partial(\rho)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial(\rho \boldsymbol{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \boldsymbol{u} \boldsymbol{u}) =$$
$$-\nabla p + \nabla \cdot [\mu(\nabla \boldsymbol{u} + \nabla \boldsymbol{u}^T)] + f \quad (2)$$

式中 ρ 为流体的密度, $\boldsymbol{u}$ 是流体的速度矢量, p 为压强, f 为作用在单位体积流体上的质量力。

1.3 稳态湍流模型

在蝶阀的数值模拟中,速度达超声速,且雷诺数均远大于 2 000 (见表 2),所以在数值模拟时考虑湍流的影响,建立湍流动能 k 与湍流动能耗散率 ϵ 之间关系的 $k-\epsilon$ 湍流模型^[16] 为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] +$$
$$G_k + G_b - \rho \epsilon - Ma + S_k \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \epsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] +$$
$$C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} S_\epsilon \quad (4)$$

式中 k 和 ϵ 分别表示湍流动能和湍流动能耗散率; ρ 为流体的密度; G_b 为由平均速度梯度而造成的湍流动能项; G_k 是由浮力而产生的湍流动能项; μ_t 为湍流黏度; Ma 为湍流马赫数; $C_{1\epsilon}$ 、 $C_{2\epsilon}$ 和 $C_{3\epsilon}$ 均为模型常数; σ_k 和 σ_ϵ 分别为 k 和 ϵ 的湍流普朗特数; S_k 和 S_ϵ 是用户自定义源项; u_i 为流体速度; μ 表示流体黏度。各模型常数如表 3 所示。

表 2 不同开度下的最大雷诺数

Table 2 Maximum reynold number at different opening degrees

开度 / %	雷诺数
5.00	288 571.100
5.35	405 371.480
35.87	7 248 491.484
53.65	4 522 237.744
66.80	1 872 062.700

表 3 $k-\epsilon$ 常数

Table 3 $k-\epsilon$ constants

参数	数值
$C_{1\epsilon}$	1.44
$C_{2\epsilon}$	1.92
$C_{3\epsilon}$	0.09
σ_k	1.00
σ_ϵ	1.30

2 蝶阀动态特性分析

液压蝶阀控制系统采用曲柄连杆式传动机构将直行程推力经过曲柄连杆机构转换成旋转力矩。相较于活塞齿轮齿条式传动机构,曲柄连杆式传动机构的运动轨迹和受力分析要复杂得多。本文利用 ADAMS (automatic dynamic analysis of mechanical systems) 软件对液压蝶阀控制系统的传动机构进行静力学、运动学和动力学分析,建立阀门运动特性数学模型。

2.1 运动学分析

蝶阀液压传动系统主要由液压杆、曲柄和支架构成,如图 4。支架与竖直方向的夹角为 70° ,支架的长度为 1 650 mm,曲柄的长度为 800 mm,液压杆长度为 X 。当阀门全关时,曲柄与竖直方向的夹角为 45° ,液压杆与支架的夹角 θ_1 为 20° ,支架与曲柄夹角 θ_2 为 25° ,液压杆初始长度为

$$X = \cos 20^\circ \times 1650 - \cos 45^\circ \times$$
$$800 = 984.81 \text{ mm} \quad (5)$$

液压杆位移为

$$L = X - 984.81 \quad (6)$$

油缸角位移为

$$\alpha_1 = \theta_1 - 20^\circ \quad (7)$$

曲柄角位移为

$$\alpha_2 = \theta_2 - 25^\circ \quad (8)$$

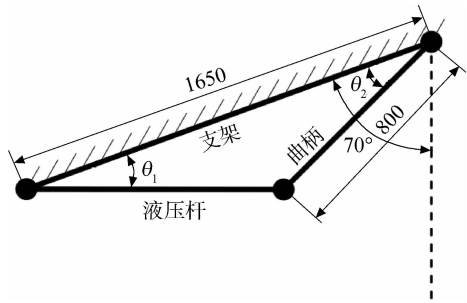


图 4 运动学分析(单位:mm)

Fig. 4 Kinematics analysis (unit:mm)

2.2 动力学分析

如图 5 所示,阀瓣所受重力对转轴的力矩为

$$M_1 = m_1 \times G \times L_1 \times \cos \theta_1 \quad (9)$$

曲柄所受重力对转轴的力矩为

$$M_2 = m_2 \times G \times L_2 \times \cos \theta_3 \quad (10)$$

活塞杆推力对旋转轴的力矩为

$$M_3 = F \times 800 \times \sin \theta_2 \quad (11)$$

由力矩平衡得

$$M_1 + M_2 = M_3 \tag{12}$$

其中 θ_1 为蝶板体重心和旋转轴的连线与竖直方向的夹角, θ_2 为液压杆与曲柄的夹角, θ_3 为曲柄与竖直方向的夹角, m_1 为阀瓣的质量, m_2 为曲柄的质量, L_1 为阀瓣质心偏离转轴的距离, L_2 为曲柄质心偏离转轴的距离。

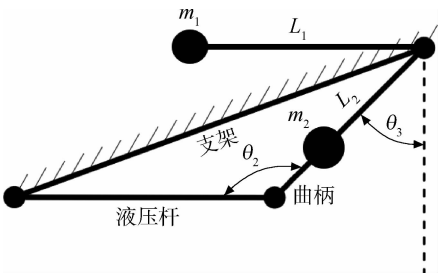


图 5 动力学分析
Fig. 5 Dynamics analysis

2.3 等效质量分析

如图 6 所示,忽略阀瓣上由气压造成的摩擦力,以力矩平衡中心作为阀轴轴线,由力矩平衡得

$$FR\sin\theta = J\epsilon \tag{13}$$

式中 F 为液压杆推力; R 为曲柄长度; θ 为液压杆轴线与曲柄轴线间夹角; J 为曲柄、蝶阀阀瓣心轴和阀瓣的总转动惯量; ϵ 为曲柄、阀瓣心轴和阀瓣的角加速度。式(13)两边同时乘以 $R\sin\theta$, 则有

$$FR^2\sin^2\theta = J\epsilon R\sin\theta \tag{14}$$

式中 ϵR 曲柄末端线加速度; $\epsilon R\sin\theta$ 液压杆末端轴向加速度。曲柄末端线加速度与曲柄垂直, 将曲柄末端线加速度分解为垂直于液压杆的径向加速度和轴向加速度 a , 则 $a = \epsilon R\sin\theta$ 。因而式(14)可简化为

$$F = \frac{J}{R^2\sin^2\theta}a \tag{15}$$

式中总转动惯量 J 与曲柄、阀瓣心轴和阀瓣的质量、形状和转动中心有关, 可由软件 ADAMS 测

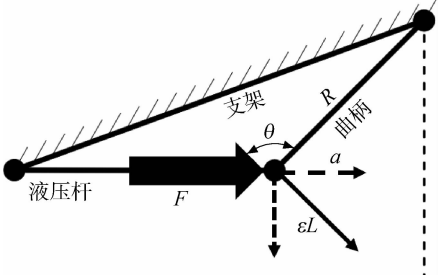


图 6 等效质量分析
Fig. 6 Equivalent mass analysis

出, 则等效质量为

$$m_e = \frac{J}{R^2\sin^2\theta} \tag{16}$$

由此可见, 由 ADAMS 软件分析计算得到 J , 再通过式(16)即可计算出对应不同夹角 θ 时的等效质量 m_e 。

2.4 整体模拟分析流程

蝶阀液压传动系统仿真分析的整体分析流程如图 7 所示, 主要包括 UG(Unigraphics NX) 软件零件建模和装配, 以及 ADAMS 软件仿真计算分析。采用 UG 建模、ADAMS 仿真的方法, 充分利用两款软件的优势, 可提高模拟分析和实验的效率。除此之外, 对蝶阀液压传动系统运动学和动力学进行模拟分析, 可为物理样机的设计提供重要的理论参考和指导。在计算分析过程中所需要的材质参数见表 4, 其中液压杆以速度 125.7078 mm/s 匀速伸长。

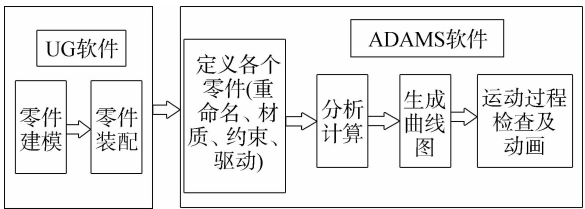


图 7 蝶阀液压传动系统仿真分析的整体分析流程
Fig. 7 Simulation analysis process of the hydraulic drive system of butterfly valve

表 4 参数设置
Table 4 Parameters setting

蝶阀阀瓣密度/ (g/cm ³)	阀杆密度/ (g/cm ³)	曲柄密度/ (g/cm ³)	液压杆伸长 速度/(mm/s)
7.83	7.82	7.83	125.7078

3 流场特性分析

利用 Fluent 软件对蝶阀内部流场进行定常数值模拟, 分析蝶阀开度为 5.00%、5.35%、35.87%、53.65%、66.80% 时内部流动结构、流动损失以及流速和压强分布规律。选用 $k-\epsilon$ 湍流模型, 且采用一阶迎风格式的离散方法和压力-速度耦合的 SIMPLE(semi-implicit method for pressure linked equations) 算法进行迭代求解。实验介质为空气, 其物性参数、工作温度与压力有关, 边界条件和物性参数设置如下:

1) 进口边界 采用 Mass-Flow Inlet, 参数设

置见表 5 所示。稳态模拟时,由于进口边界设置为质量流量,初始值的影响不敏感。

2) 出口边界 采用压力出口边界条件,参数设置见表 5 所示。

3) 壁面边界 假定壁面材料为绝热体且壁面光滑,采用无滑移壁面。由于壁面材料为绝热体,不受环境温度影响。

4) 初始值 稳态模拟时结果对初始值不敏感,采用默认初始值。

本文的工质是空气,是可压缩的理想气体,其物性参数与工作温度和压力有关,因此密度、黏度和比热容具体参数设置如图 8 所示。

表 5 边界条件
Table 5 Boundary conditions

开度/%	流量/(kg/s)	介质温度/℃	阀后绝对压力/kPa
5.00	8.00	8.88	15.00
5.35	11.00	9.60	15.36
35.87	214.20	26.12	31.75
53.65	176.60	28.01	27.89
66.80	75.63	10.00	16.30

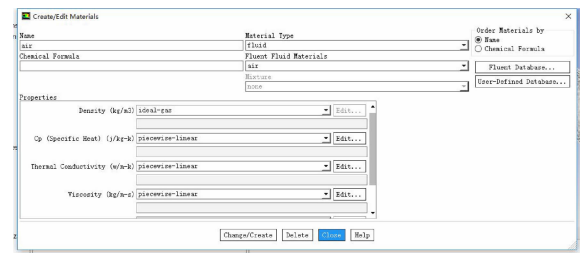


图 8 物性参数设置
Fig. 8 Physical parameters setting

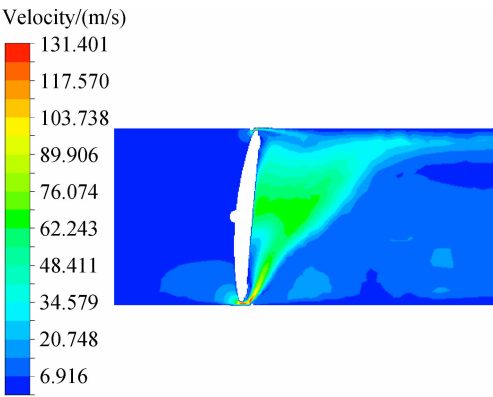
蝶阀不同开度流场数值计算及结果分析如图 9~图 13 所示。

3.1 速度场分析

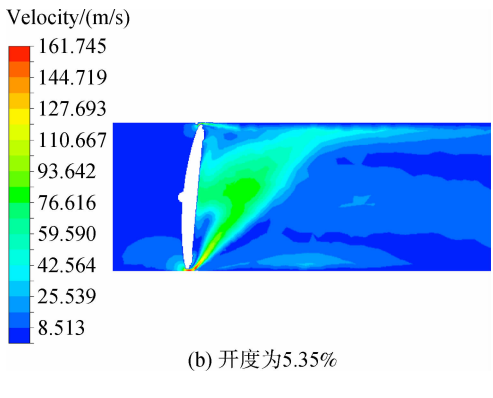
图 9 为蝶阀不同开度时的速度云图。

由图 9 可以看出,蝶阀在整个开启过程中,流体流动所产生的最大速度梯度基本上都在阀瓣的上下两处狭窄过流区域,因流通面积迅速减小,此处的压强迅速降低,速度增加,当流体流过阀瓣时,压强上升而速度下降,且由于钝体绕流作用,流场开始变得紊乱,在阀板背面上下两处各产生一个涡流,使得靠近旋涡中心处的气体速度逐渐减小。此外,随着阀门不断开启时,阀瓣背后涡旋减弱而不断变均匀,区域在不断缩小,且当阀门开

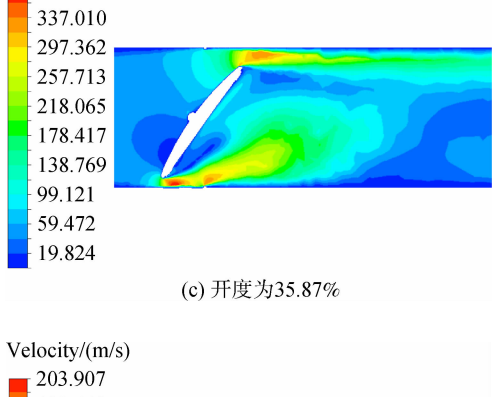
度大于等于 53.65%时,蝶阀流体在入口和出口处的流速较饱满,流通性能相对较好,流态平稳,降低流体对阀体产生较大的冲击。随着阀门开度增加,阀瓣上下两处表面与气流速度方向的夹角变小,这有利于气体的绕流,使流场渐渐变得平稳,涡流减弱。



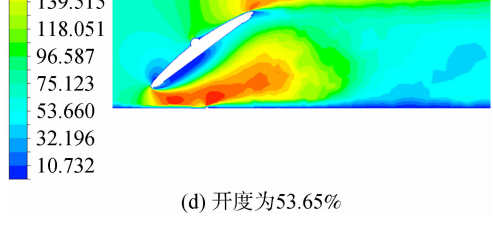
(a) 开度为5.00%



(b) 开度为5.35%



(c) 开度为35.87%



(d) 开度为53.65%

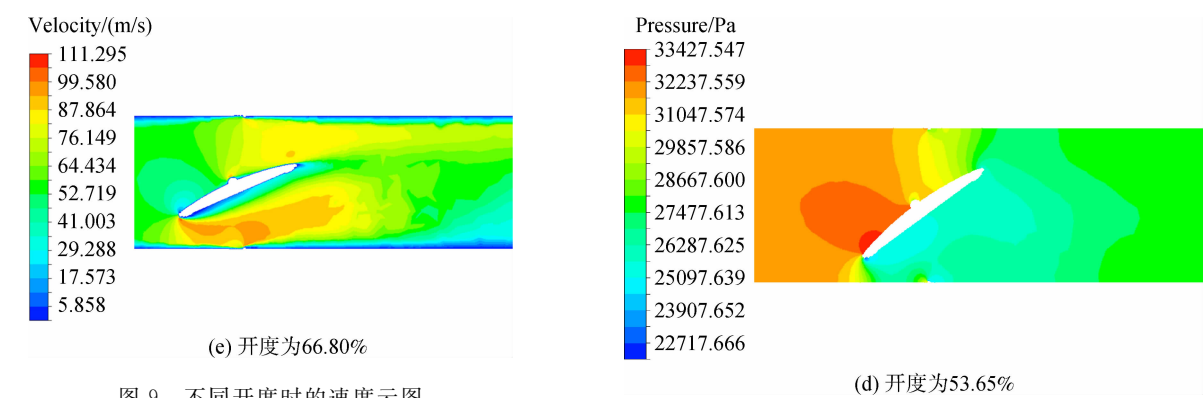


图 9 不同开度时的速度云图

Fig. 9 Velocity nephogram at different opening degrees

3.2 压力场分析

图 10 为蝶阀不同开度时的压强云图。

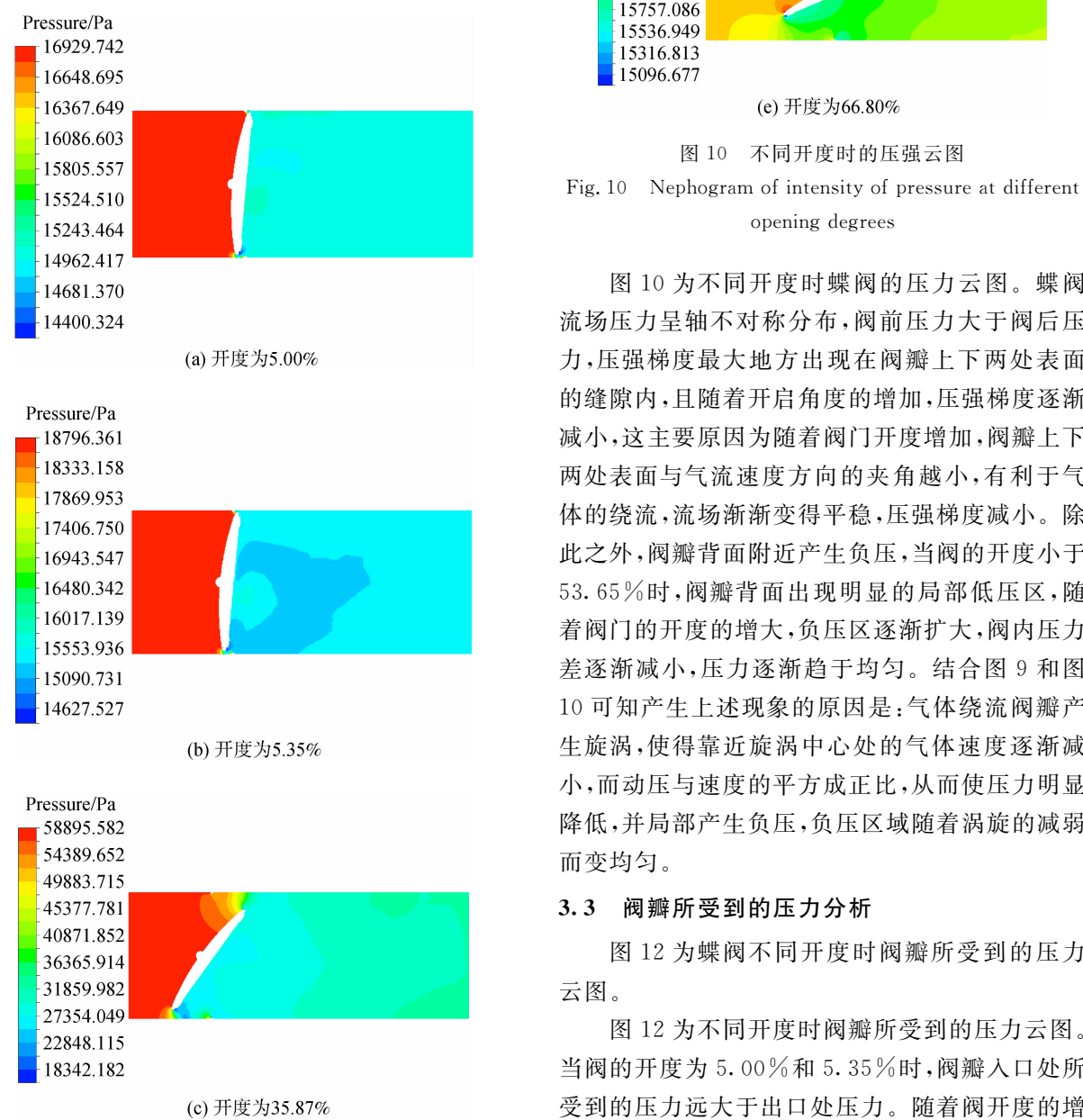


图 10 不同开度时的压强云图

Fig. 10 Nephogram of intensity of pressure at different opening degrees

图 10 为不同开度时蝶阀的压力云图。蝶阀流场压力呈轴不对称分布,阀前压力大于阀后压力,压强梯度最大地方出现在阀瓣上下两处表面的缝隙内,且随着开启角度的增加,压强梯度逐渐减小,这主要原因为随着阀门开度增加,阀瓣上下两处表面与气流速度方向的夹角越小,有利于气体的绕流,流场渐渐变得平稳,压强梯度减小。除此之外,阀瓣背面附近产生负压,当阀的开度小于 53. 65%时,阀瓣背面出现明显的局部低压区,随着阀门的开度的增大,负压区逐渐扩大,阀内压力差逐渐减小,压力逐渐趋于均匀。结合图 9 和图 10 可知产生上述现象的原因是:气体绕流阀瓣产生旋涡,使得靠近旋涡中心处的气体速度逐渐减小,而动压与速度的平方成正比,从而使压力明显降低,并局部产生负压,负压区域随着涡旋的减弱而变均匀。

3.3 阀瓣所受到的压力分析

图 12 为蝶阀不同开度时阀瓣所受到的压力云图。

图 12 为不同开度时阀瓣所受到的压力云图。当阀的开度为 5. 00%和 5. 35%时,阀瓣入口处所受到的压力远大于出口处压力。随着阀开度的增

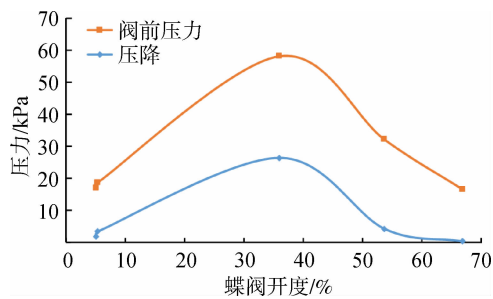


图 11 不同开度时阀前压力和压降变化曲线
Fig. 11 Changes of valve front pressure and pressure drop at different opening degrees

加, 阀瓣的顶部所受到的压力慢慢减小, 而底部所受最大压力的范围逐渐缩小, 主要集中在阀瓣底部, 且当开度为 53.65% 时, 阀瓣所受力矩最大, 为 11503 N·m(如图 13 所示)。这主要是因为开度为 53.65% 时阀瓣底部压降较大, 产生的局部

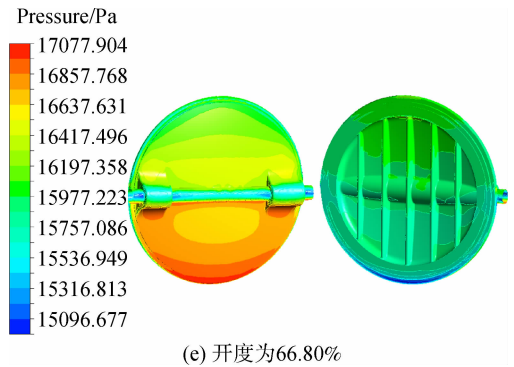
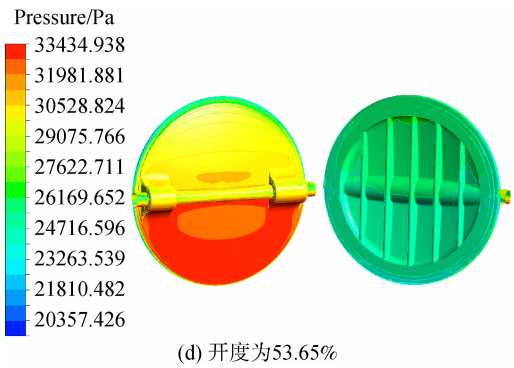
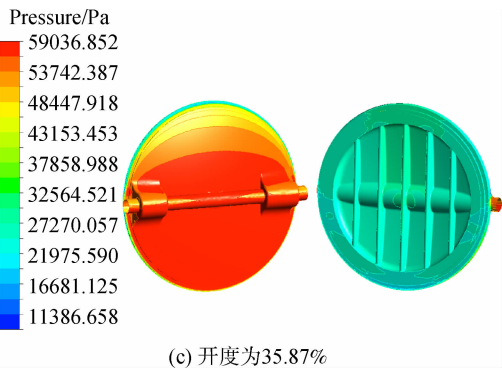
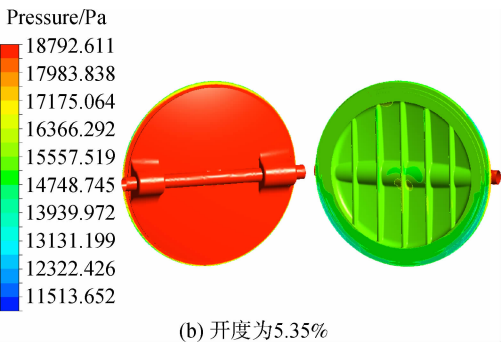
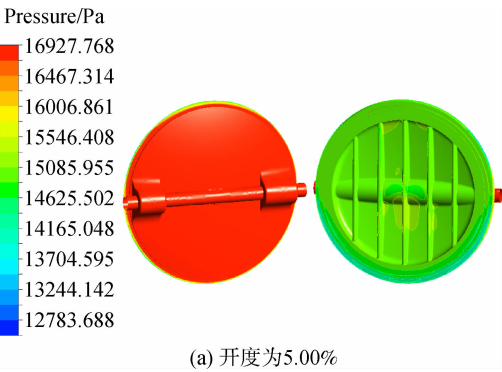


图 12 不同开度时阀瓣所受到的压力云图
Fig. 12 Stress nephogram of valve clack at different opening degrees

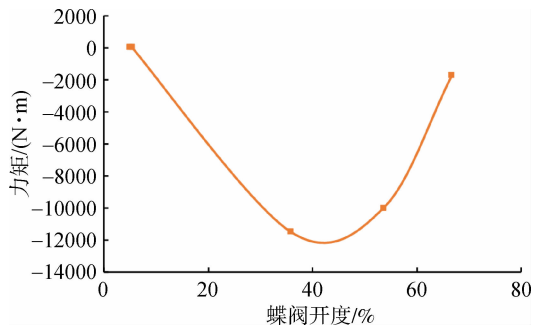


图 13 不同开度时阀瓣所受到的力矩
Fig. 13 Torque of valve clack at different opening degrees

阻力较大(图 9(d)), 从而造成流体对阀瓣产生较大的冲击力。

4 实验验证

4.1 阀前压力分析

在特定的阀前流量和阀后压力的条件下, 将 Fluent 数值模拟的结果与实验结果进行对比分析, 根据阀前压力的大小来验证数值模拟分析结果的正确性。其对比分析结果如图 14 和表 6 所示。由图 14 可知, 实验测量的阀前压力都大于模

拟分析值,且随着蝶阀开度的增加,阀前压力相对误差大幅度减小。由表 6 可知,在蝶阀开度大于 47.78%时,最大相对误差为 10.7%,而开度大于 60%时,阀前压力最大相对误差为 1.3%,几乎可以忽略不计。在开度分别为 10.68%、12.28%和 35.87%时,相对误差分别为 20.0%、18.6%和 19.1%。但在开度为 5.00%和 5.35%时,相对误差较大,分别为 58.7%和 65.4%,分析其原因为:①流速对阀门压力差的影响最大,当阀门开度增大到 50%以后,流速增大对阀两端压力差的影响明显减小^[17-19]。所以,实验时压强测量点没有选在阀门标准规定的范围内(阀前端管长取为 5*D*(*D*为管内径),阀后端管长取为 20*D*),因在此范围内流速湍动显著,速度变化大,会导致阀门开度小于 50%时模拟压力值与实验测量值相差较大;当开度大于 47.78%时,最大相对误差为 10.7%;开度大于 60%时,阀前压力最大相对误差为 1.3%,几乎可以忽略不计。②小开度时,阀门

局部压降很大,为管路系统总压降的主要部分,以阀门测量点为界,不同测量点的压力具有不同的变化趋势;大开度时,阀的流通面积几乎等于管道流通面积,因此,相较于小开度时阀门压降小得多,此时测量点的选取对管路压降影响较小^[20-21]。

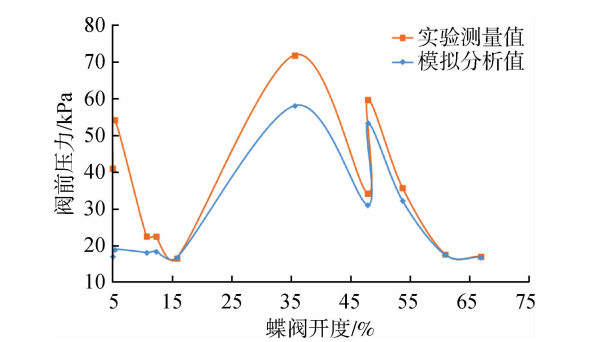


图 14 不同开度时的阀压力
Fig. 14 Pressure force of valve at different opening degrees

表 6 不同开度时阀前压力和压降数值
Table 6 Values of valve front pressure and pressure drop at different opening degrees

开度/%	流量/ (kg/s)	介质 温度/℃	阀前 压力/kPa	实验值阀后 压力/kPa	压降/ kPa	模拟值			阀前压力 相对误差/%
						阀前 压力/kPa	阀后 压力/kPa	压降/kPa	
5.00	8	8.88	41	15	26	16.921	15	1.921	58.7
5.35	11	9.6	54.23	15.36	38.87	18.782	15.36	3.422	65.4
10.68	12.1	10	22.48	14.92	7.56	17.982	14.965	3.017	20.0
12.28	14.3	10	22.45	15.04	7.41	18.278	15.081	3.197	18.6
15.80	12	10	16.43	15.2	1.23	16.62	15.208	1.412	1.2
35.87	214.2	26.12	71.85	31.75	40.1	58.116	31.742	26.374	19.1
47.78	144.6	20.16	34.15	25.38	8.77	30.962	25.371	5.591	9.3
47.85	275.75	11.3	59.73	41.39	18.34	53.367	41.847	11.52	10.7
53.65	176.6	28.01	35.68	27.89	7.79	32.157	27.89	4.267	9.9
60.80	73.65	10.1	17.51	16.75	0.76	17.375	16.72	0.655	0.8
66.80	75.63	10	16.87	16.3	0.57	16.649	16.294	0.355	1.3

4.2 液压杆位移、角位移与曲柄角位移的关系

图 15 为液压杆位移、角位移与曲柄角位移的关系图,由图可知,液压杆 y 轴方向上位移和角位移的运动轨迹几乎匹配蝶阀阀瓣的运动轨迹,同时,x 轴和 z 轴方向上的运动轨迹也符合运动轨迹要求,并且通过现场实验证明:蝶阀液压传动系统与蝶阀阀瓣运动轨迹匹配效果好,经模拟分析获得的液压杆位移和实验测量值之间相对误差

较小,最大误差为 8.3%(如图 16 所示)。

4.3 液压杆受力分析

图 17 为液压杆受力与蝶阀开度的关系曲线,随着阀门开度增大,液压杆受力近似线性地减小,由拟合得液压杆受力与蝶阀开度之间关系为 $y = -0.1496x + 13.972 (R^2 = 0.9887)$ 。

4.4 等效质量分析

根据 ADAMS 模拟分析结果(见表 7)可得蝶

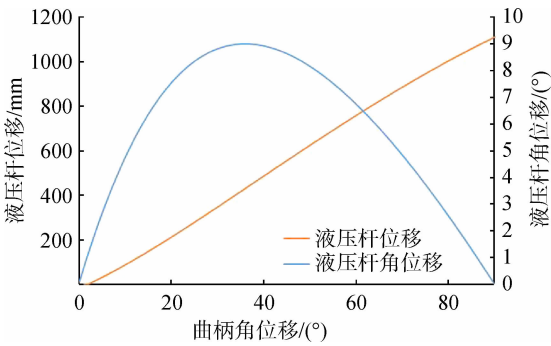


图 15 液压杆位移和角位移与曲柄角位移的关系
Fig. 15 Relations between the displacement and angle displacement of hydraulic lever and the angle displacement of crank

表 7 转动惯量分布表		
Table 7 Distributions of moment of inertia		
参数		数值
阀杆	质量/kg	1 304. 722
	转动惯量/ $10^{66}(\text{kg} \cdot \text{mm}^2)$	7. 66
蝶板体	质量/kg	6 264. 611
	转动惯量/ $10^{99}(\text{kg} \cdot \text{mm}^2)$	3. 36
曲柄	质量/kg	189. 242
	转动惯量/ $10^7(\text{kg} \cdot \text{mm}^2)$	2. 77
总质量/kg		7 758. 567
总转动惯量/ $10^9(\text{kg} \cdot \text{mm}^2)$		3. 40

阀液压传动系统运行中的总转动惯量为 $3.40 \times 10^9 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$, 从而根据式(16)即可计算出不同液压杆轴线与曲柄轴线之间夹角 θ 时的等效质量。

5 结 论

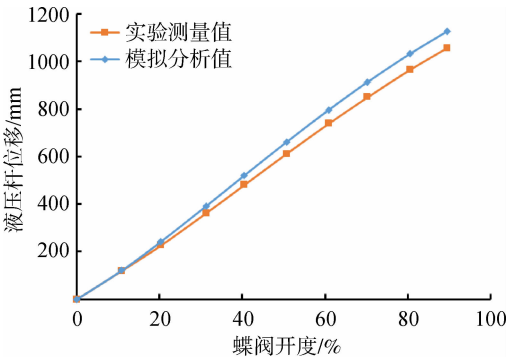
1) 本文通过数值模拟分析方法建立了大口径蝶阀的运动特性模型, 与实验数据对比分析可知, 经修正后的蝶阀输入输出特性置信度较高, 能高度模拟蝶阀的实际动态特性, 验证了该方法的可行性和正确性。

2) 利用流体力学原理计算得到复杂的流道模型, 并在给定工况和蝶阀不同开度下, 对蝶阀的流场特性进行了数值模拟分析。蝶阀开度与阀的压力、力矩、压降呈非线性关系, 且在开度为 53. 65% 时这些参数达到极值, 流体在入口和出口处的流速较饱满, 流通性能相对较好, 流态平稳, 并且流体对阀体产生冲击较小。

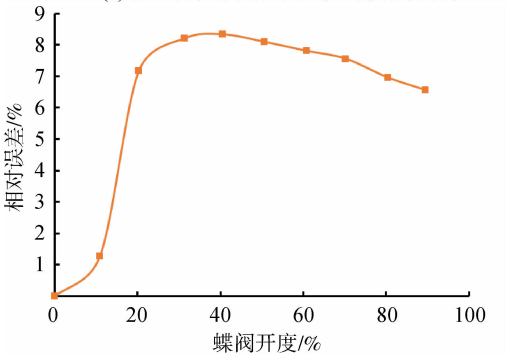
3) 当蝶阀小开度时, 阀瓣出口处压力和速度以及阀瓣所受力矩变化最大, 导致相对误差较大, 这是后舱压力调节瞬态响应误差大、调节时间长的主要原因, 值得进一步深入研究。

参考文献:

[1] 朱美印,张松,但志宏,等. 高空台飞行环境模拟腔 μ 综合控制设计[J]. 航空动力学报,2017,32(12):3039-3048.
ZHU Meiyin,ZHANG Song,DAN Zhihong,et al. μ synthesis control design of altitude ground test facilities' flight environment simulation volume[J]. Journal of Aerospace Power,2017,32(12):3039-3048. (in Chinese)
[2] 马前蓉,郭昕,吴虎. 涡扇发动机高空台惯性起动的试验[J]. 航空动力学报,2013,28(4):730-735.
MA Qianrong,GUO Xin,WU Hu. Experiment of spooldown airstart performance of aero-turbofan engine in ATF[J]. Journal of Aerospace Power,2013,28(4):730-735. (in Chinese)



(a) 液压杆位移实验测量值与模拟分析值



(b) 液压杆位移实验测量值与模拟分析值的相对误差
图 16 液压杆位移的模拟值与实验值

图 16 Simulation values and test values of the displacement of hydraulic lever

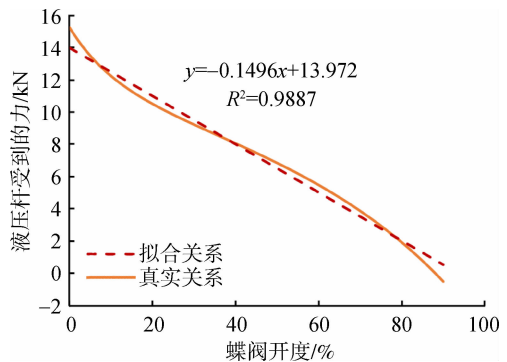


图 17 液压杆受力与蝶阀开度的关系曲线

Fig. 17 Relations between the force on hydraulic lever and the opening of butterfly valve

[3] 王曦,朱美印,张松,等.国外高空模拟试车台控制系统技术发展[J].燃气涡轮试验与研究,2017,30(6):49-55.
WANG Xi,ZHU Meiyin,ZHANG Song,et al. Technology development of foreign altitude simulation test facilities control system[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2017,30(6):49-55. (in Chinese)

[4] GIRISH B P,PRAMOD S,AKSHAY S,et al. Performance parameters of butterfly valve;a review[J]. International Journal of Trend in Research and Development, 2015, 2(6):39-42.

[5] GHALEB I,ZABEN A O,HUSHAM M A. An investigation of butterfly valve flow characteristics using numerical technique[J]. Journal of Advanced Science and Engineering Research,2013,3(2):151-166.

[6] SERGIO C,JOSÉ L O,JOSÉ A L. Multi-objective global optimization of a butterfly valve using genetic algorithms [J]. ISA Transactions,2016,63:401-412.

[7] 从成华,秦红岗,任泽斌,等.风洞 T 型冲击三通管道流场特性数值模拟[J].航空动力学报,2020,35(2):235-243.
CONG Chenghua,QIN Honggang,REN Zebin,et al. Numerical simulation of flow field characteristics of impacting T-junction duct in wind tunnel[J]. Journal of Aerospace Power,2020,35(2):235-243. (in Chinese)

[8] FARID V T,MOHAMMAD Z,MAHDI M,et al. Analysis of the hydrodynamic torque effects on large size butterfly valves and comparing results with AWWA C504 standard recommendations[J]. Journal of Mechanical Science and Technology,2012,26(9):2799-2806.

[9] 朱美印,张松,但志宏,等.一种大口径蝶阀流量特性的坐标定位回归算法[J].燃气涡轮试验与研究,2017,30(4):39-44.
ZHU Meiyin,ZHANG Song,DAN Zhihong,et al. A coordinate positioning and regression algorithm for the flow characteristics of a large butterfly valve[J]. Gas Turbine Experiment and Research,2017,30(4):39-44. (in Chinese)

[10] 陈杨,赵斐,朱建公.蝶阀稳态与突变流场特性分析[J].阀门,2015(2):29-33,36.
CHEN Yang,ZHAO Fei,ZHU Jiangong. Steady and mutation flow field analysis of butterfly[J]. Valve,2015(2):29-33,36. (in Chinese)

[11] 张耀平,马东平,丁天伟,等.超音速风洞大口径蝶阀流场分析及改进[J].阀门,2011(5):34-36.
ZHANG Yaoping,MA Dongping,DING Tianwei,et al. Flow field analysis and improvement on the large diameter butterfly valve in the supersonic wind tunnel[J]. Valve, 2011(5):34-36. (in Chinese)

[12] CUI Baolin,LIN Zhe,ZHU Zuchao,et al. Influence of opening and closing process of ball valve on external performance and internal flow characteristics[J]. Experimental Thermal and Fluid Science,2017,80:193-202.

[13] 陈晶晶,吴亚东,田杰,等.侧风条件下进气道流场及地面吸入涡特征研究[J].航空动力学报,2019,34(1):228-237.
CHEN Jingjing,WU Yadong,TIAN Jie,et al. Research on the inlet flow field and ground vortex under crosswind condition[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(1):228-237. (in Chinese)

[14] 何庆中,王渝皓,王佳,等.基于CFX的大口径蝶阀的流场分析及结构优化[J].流体机械,2016,44(5):42-46.
HE Qingzhong,WANG Yuhao,WANG Jia,et al. Flow field analysis and structure optimization of large diameter butterfly valve based on the CFX[J]. Fluid Machinery, 2016,44(5):42-46. (in Chinese)

[15] ZHOU Xiaoming,WANG Zhikun,ZHANG Yifang. A simple method for high-precision evaluation of valve flow coefficient by computational fluid dynamics simulation[J]. Advances in Mechanical Engineering,2017,9(7):1-7.

[16] NAVEEN K C,SESHADRI V,YOGESH K K J. Parametric study of flow characteristics of butterfly valve using CFD[J]. International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering,2015,5(11):142-151.

[17] SE Y W,JAE G L,JUN S Y. The effect of the variation of the downstream region distance and butterfly valve angle on flow characteristics in a 90 degree bended elbow[J]. Modern Mechanical Engineering,2014,4:133-143.

[18] MOHAMMED M S,HOSSAM S S A,LOTFY H R. The accuracy degree of CFD turbulence models for butterfly valve flow coefficient prediction[J]. American Journal of Industrial Engineering,2016,4(1):14-20.

[19] JEON S Y,YOON J Y,SHIN M S. Flow characteristics and performance evaluation of butterfly valves using numerical analysis[C]//Proceedings of 25th International Association for Hydro-Environment Engineering and Research Symposium on Hydraulic Machinery and Systems. Timisoara, Romania; Politehnica University Timisoara,2010;012099. 1-012099. 6.

[20] 王丹,白长青,毛义军.球阀不同开度下自流水管路流固耦合动力学特性研究[J].应用力学学报,2018,35(1):65-69.
WANG Dan,BAI Changqing,MAO Yijun. Study on fluid-solid coupling dynamic characteristics of dump flooding pipeline under different openings of ball valves[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics,2018,35(1):65-69. (in Chinese)

[21] ÁVILA A,CARVAJAL C,COTRINO C. Characterization of a butterfly-type valve[C]//Proceedings of IX Latin American Robotics Symposium and IEEE Colombian Conference on Automatic Control. Bogota, Colombia; IEEE, 2011,1-5.