

# 一种燃气轮机气体燃料调节阀的流动特性分析

张嘉耕<sup>1</sup>, 戴义平<sup>1</sup>, 党少佳<sup>2</sup>

(1. 西安交通大学 能源与动力工程学院, 西安 710049;

2. 内蒙古电力(集团)有限责任公司内蒙古电力科学研究院分公司, 呼和浩特 010020)

**摘要:** 针对国内燃气轮机的气体燃料调节阀长期依赖国外进口、缺乏自主设计及验证能力的问题,采用CFD方法对燃气轮机气体燃料调节阀的流动特性进行了分析。在分析研究时采用实际使用的天然气,获得了燃料阀相对升程-流量系数和提升力系数曲线,为燃料阀的设计及其控制系统动态特性的研究提供了依据以及理论基础。

**关键词:** 燃气轮机;气体燃料;流场分析;燃料调节阀;数值分析

中图分类号: TK472

文献标志码: A

文章编号: 1009-2889(2023)04-0046-07

气体燃料调节阀是燃气轮机重要的辅助系统之一,其工作特性确定了机组的燃料供应,直接影响燃气轮机运行的稳定性和安全性<sup>[1]</sup>。开展燃气轮机气体燃料阀的特性研究,可以为燃气轮机气体燃料阀及其控制系统的设计提供基础,具有重要的工程应用背景和学术意义。

目前,国内对于燃气轮机气体燃料调节阀的研究较少,没有足够的设计数据积累,因此在设计制造过程中,大多沿用通用类阀门的设计技术进行选型和制造<sup>[2]</sup>。但燃气轮机气体燃料调节阀相较于通用类阀门在功能性方面有很大不同,其升程流量特性对机组运行的安全性和稳定性具有直接的影响。国内燃气轮机的气体燃料调节阀长期依赖国外进口,缺乏自主设计及验证能力<sup>[3]</sup>。因此开展燃气轮机气体调节阀的自主研发与数据积累对我国燃气轮机的发展尤为重要。

目前,在调节阀设计研发过程中,CFD数值模拟已成为先进的设计方法,许多发达国家已采用数值模拟为主、再以少量实验来校核的研发思路来进行调节阀的研发,国内的一些企业以及研究人员也开始采用CFD数值模拟的方法对调节阀流动特性

进行研究<sup>[4-6]</sup>。杨宗鑫等<sup>[7]</sup>采用CFD方法对调节阀特性进行了数值模拟并与实验数据进行了对比,证明了采用CFD方法进行调节阀特性分析的可行性和准确性,为采用CFD方法研究阀门特性提供了依据。杨佳明等<sup>[8]</sup>采用数值模拟的方法,研究了V形切口倒角尺寸和张角大小对流量系数的影响。Fu等<sup>[9]</sup>分析了节流阀工作过程中压差和阀门开度的关系,建立了阀门流道的数值仿真模型,将仿真结果与设计值进行了比较,验证了所得结果的有效性。Qian等<sup>[10]</sup>采用实验和数值方法研究了多级孔板中的过热蒸汽和水在多级多孔板中的流动阻力和空气动力特性,随着开孔直径的增大,压降减小,马赫数增大。王燕等<sup>[11]</sup>应用CFD软件对多级套筒调节阀内部流场进行内三维湍流流动数值分析,分别对其压力场、速度场、迹线分布进行了分析,为多级套筒调节阀的设计奠定了基础。李洪洲等<sup>[12-14]</sup>采用有限元分析方法,分析了流经主阀阀口的气态燃料速度及压力分布,找出了流量的变化规律。郝娇山等<sup>[15]</sup>通过CFD有限元分析软件对阀门内部流场进行数值模拟,拟合了不同开度下的流量特性曲线,为阀门设计提供重要的理论参考。Kudźma等<sup>[16]</sup>针对

收稿日期:2022-10-14 改稿日期:2022-11-30

基金项目:国家重大科技专项(J2019-V-0014-0109)

**作者简介:** 张嘉耕(2000—),男,陕西西安人,在读硕士生,研究方向为燃机控制系统建模与仿真,E-mail: Pepsi@stu.xjtu.edu.cn; 通信作者: 戴义平(1961—),男,工学二级博士,研究方向为新型可再生能源发电技术与储能系统研究,E-mail: ypdai@mail.xjtu.edu.cn。

液压提升阀装置,研究了锥形头部的扩张角和阀座母线的长度对流量系数的影响,模拟的结果表明:较小扩张角的锥阀水力损失更低,流量系数值更大,阀座母线的长度具有相反的效果,长度越长水力损失越大。刘婷婷等<sup>[17]</sup>利用 CFD 软件对拉瓦尔式调节阀流动特性进行了流场分析,对拉瓦尔式调节阀的设计奠定了理论基础。

由此可见,通过 CFD 数值模拟的方法对气体燃料调节阀流动特性进行研究,为国内燃气轮机气体燃料调节阀自主设计提供基础数据,奠定理论基础,是一条可行的途径。

本文根据所设计的燃气轮机燃料调节阀的结构,建立了阀门性能分析模型,以天然气为工质,使用 Fluent 软件对阀口流场进行了数值模拟分析,得到了不同阀门开度时阀门的质量流量特性曲线,获得了燃料阀相对升程-流量系数和提升力系数曲线,为燃料阀及其控制系统的设计提供依据以及理论基础。

1 数学模型

气体燃料调节阀的结构如图 1 所示,其阀芯是为了实现燃气的精确调节所设计的曲面,并且为了提高阀门通流能力将阀座流道设计成一定角度的锥面,阀门出气口为缩放喷管结构形式。

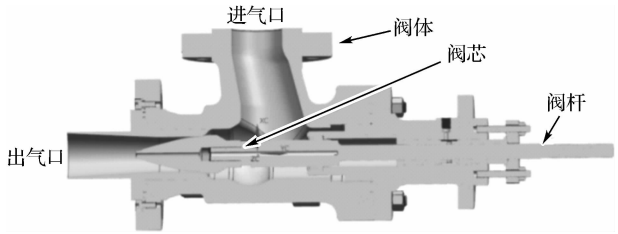


图 1 气体燃料调节阀结构示意图

缩放喷管的结构主要包括入口、稳定段、收缩段、喉部和扩张段。主阀设计参数如表 1 所示。由于技术要求对主阀结构大小以及压力损失的限制,将进气口安排在近出口端,这样可以有效的减少压力损失。

表 1 主阀设计参数

| 阀口行程/mm | 入口直径/mm | 出口直径/mm | 喉部直径/mm | 阀前温度/℃ | 阀后压力/MPa |
|---------|---------|---------|---------|--------|----------|
| 76      | 71      | 62.5    | 50      | 200    | 3.0      |

1.1 气体燃料调节阀流量方程

气体燃料调节阀凭借阀芯和阀套构成的空间来节流,进而实现对气体燃料流量的调节。

气体燃料调节阀为缩放式阀门,缩放式阀门临界状态下的气体质量流量公式如下:

$$W=K_m\frac{p_0^*}{\sqrt{T_0^*}}A_t\tag{1}$$

式中: $p_0^*$ 、 $T_0^*$  为临界压力与温度; $A_t$  为喉部临界面积。

喉部临界面积为:

$$A_t=\frac{\pi}{4}[\varphi^2-(x\sin\alpha)^2]\tag{2}$$

式中: $\varphi$  为阀门名义直径; $\alpha$  为阀芯的倾角; $x$  为阀芯位移。

流量系数的表达式为:

$$K_v=10q_v\sqrt{\frac{\rho}{\Delta\rho}}\tag{3}$$

式中: $\rho$  为密度; $q_v$  为体积流量; $\Delta\rho$  为密度变化值。

阻力损失的表达式为:

$$\Delta p=\xi\frac{\rho v^2}{2}\tag{4}$$

1.2 湍流模型

Realizable  $k-\varepsilon$  模型的湍动能  $k$  和湍流粘性的输运方程求解如下:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i)=\frac{\partial}{\partial}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+G_k+G_b-\rho\varepsilon-Y_M+S_k\tag{5}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\varepsilon u_j)=\frac{\partial}{\partial}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial\varepsilon}{\partial x_j}\right]+\rho C_1 S_\varepsilon-\rho C_2\frac{\varepsilon^2}{k+\sqrt{\nu\varepsilon}}+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}C_{3\varepsilon}C_b+S_\varepsilon\tag{6}$$

式中: $G_k$  是由于平均速度梯度引起的湍动能产生项; $G_b$  是由于浮力影响引起的湍动能产生项; $\mu_t$  是湍流粘性系数。湍流粘性系数的公式为  $\mu_t=\rho C_\mu\frac{k^2}{\varepsilon}$ ,在模

型 Realizable  $k-\varepsilon$  模型中, $C_\mu=\frac{1}{4.04+A_\mu k U^*/\varepsilon}$ 。

2 阀口流场仿真

2.1 流道模型的建立

根据燃料阀的结构进行简化处理后,在 workbench 中抽取流道模型,得到如图 2 所示的主阀三维流道模型剖面图。

2.2 流体域网格划分

燃料调节阀腔内的结构比较复杂,气流的流动混乱,所以采用非结构化网格,本文利用 Fluent

Meshing 生成计算网格,如图 3 所示为阀门开度为 10% 时流道模型的网格结构图。对不同开度下的流道模型进行类似的网格划分操作,分别得到开度为 10%、20%、30%、40%、50%、60%、70%、80%、90%、100% 时的网格结构。

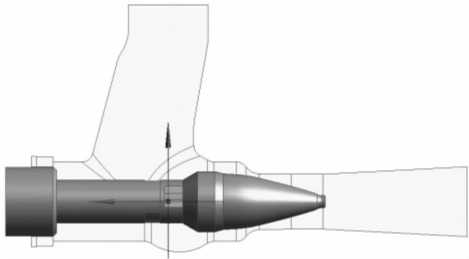


图 2 流道模型的剖面图

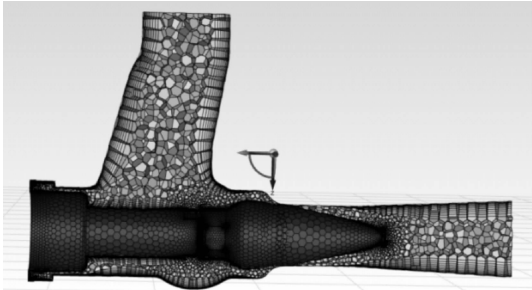


图 3 开度 10% 时流道模型的网格划分

2.3 初始条件和边界条件

为了保证计算结果准确,对网格无关性进行验证,图 4 为阀门开度 50%、压比 0.7 时网格无关性验证结果。可以看到,当网格数从 30 万增加至 250 万时,出口质量流量变化很小,可以认为 30 万时网格已达到网格无关性要求,最终采用网格数量为 36 万、网格尺寸为 3 mm、增长率为 1.2。

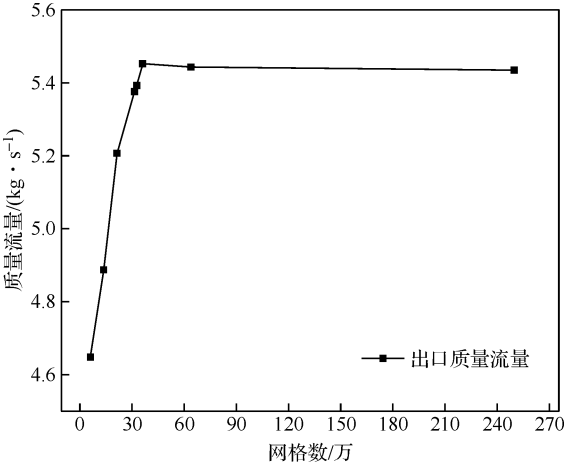


图 4 网格无关性验证结果

完成网格划分后,在 Fluent 求解器中进行计算,求解器采用隐式、分离、稳态格式;压力速度耦合使

用 SIMPLEC 算法,动量压力设定为二阶迎风格式,湍流模型选择 Realizable  $k-\varepsilon$  模型;流体介质为甲烷,设置流体属性为 ideal-gas;边界条件为压力进口与压力出口,出口压力为 3.0 MPa 不变,使出口压力与进口压力之比为 0.50 ~ 0.90,并分别进行数值计算,进出口边界条件见表 2;设置残差和出口质量流量监视窗口,残差设置为  $1e-6$ 。

表 2 进出口边界条件

| 进口<br>压力/<br>MPa | 出口<br>压力/<br>MPa | 压比          | 进口<br>湍流<br>强度 | 进口<br>湍流<br>直径/mm | 出口<br>湍流<br>强度 | 出口<br>湍流<br>直径/mm |
|------------------|------------------|-------------|----------------|-------------------|----------------|-------------------|
| 3.3 ~ 6.0        | 3.0              | 0.50 ~ 0.90 | 2%             | 70                | 2%             | 62.5              |

2.4 仿真结果分析

2.4.1 质量流量

如图 5 所示,随着阀门开度的增大,调节阀出口质量流量也随之增大,且随着开度的增大,出口质量流量增长的速度变化不大。当压比达到 0.9 即进口压力减小到 3.33 MPa,在大开度时调节阀出口流量增长较为缓慢,流量趋于稳定。在同一阀门开度条件下,随着进口压力的增大,阀门出口流量也增大,即压差越大出口质量流量越大。

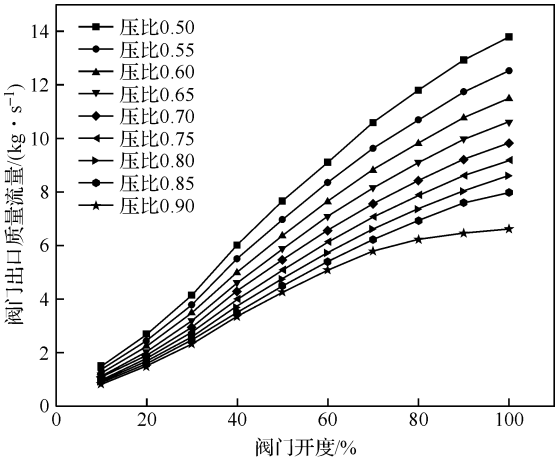


图 5 不同开度不同压比阀门出口质量流量

2.4.2 流量系数

阀门流量系数是衡量阀门通流能力的指标,它等于阀门实际通过的气体流量  $Q$  与阀门名义通过气体流量  $Q_H$  之比,其值越大说明流体流过阀门时的压力损失越小。

$$\mu = \frac{Q}{Q_H} \tag{7}$$

其中  $Q$  由 CFD 计算得到, $Q_H$  为:

$$Q_H = \beta \times Q_{\max} \tag{8}$$

$\beta$  为彭台门系数:

$$\beta = \frac{\sqrt{\frac{2k}{k-1}(\varepsilon_n^{\frac{2}{k}} - \varepsilon_n^{\frac{k+1}{k}})}}{\sqrt{(\frac{2}{k+1})^{\frac{k+1}{k-1}}}} \quad (9)$$

式中: $k$  为等熵指数; $\varepsilon_n$  为阀门压比。

$Q_{\max}$  为临界流量:

$$Q_{\max} = S_H \times \sqrt{2 \frac{k}{k+1} (\frac{2}{k+1})^{\frac{2}{k-1}} \cdot \frac{P_1}{\nu_1}} \quad (10)$$

式中: $S_H$  为名义通流面积; $P_1$  为阀前压力; $\nu_1$  为比容。本文中阀门名义直径  $\varphi$  为 50 mm。定义相对升程为阀芯位移与阀门名义直径之比,即:

$$\psi = \frac{x}{\varphi} \quad (11)$$

式中: $x$  为阀芯位移。

图 6 为相对升程-流量系数曲线。

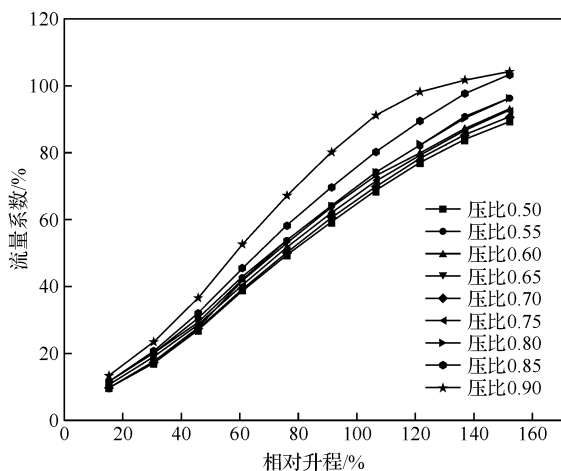


图6 相对升程-流量系数曲线

从图6可以看出,在压比不变时,阀门流量系数随着相对升程的增加而变大。同时,不同压比时调节阀流量特性曲线吻合良好,流量特性基本一致。流量系数与相对升程基本呈直线关系,流量系数随着阀门开度的增大而增大。

#### 2.4.3 提升力系数

提升力系数  $\phi$  表征了阀门运行状态下开启过程中所需克服气体对阀门的作用力的大小,表示为气体作用在阀门上的实际的力  $F$  与理论作用力  $F_H$  之比,即:

$$\phi = \frac{F}{F_H} \quad (12)$$

图7为相对升程-提升力系数曲线。从图中可以看出保持阀门出口压力一定时,随着阀门开

度的增大,提升力系数先减小后增大,但阀门开度的变化对调节阀提升力系数的影响不大。当阀门开度一定时,随着压比的增大提升力系数也增大。当阀后压力不变时,随着阀前压力的增大,阀门开启过程所需要的提升力逐渐减小。

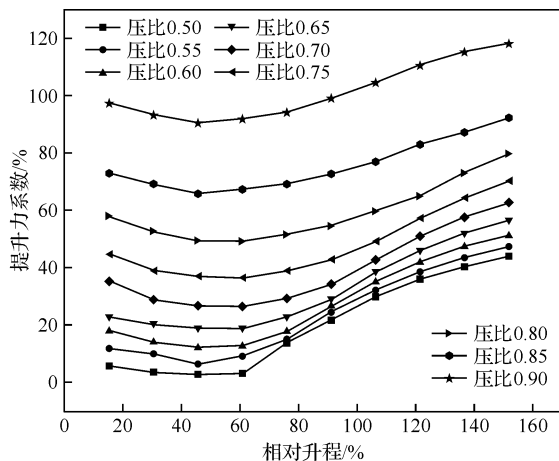


图7 相对升程-提升力系数曲线

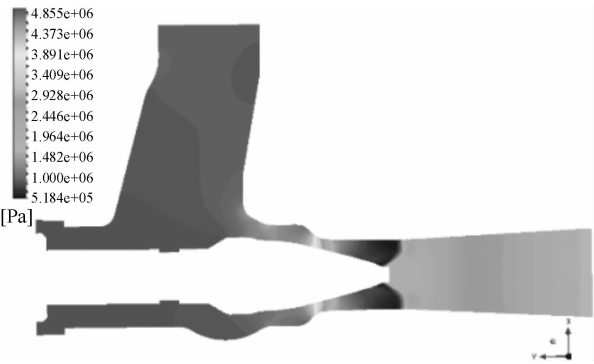
通过计算得到的相对升程-流量系数以及提升力系数主要取决于阀门开度和压比。因此在设计时可以根据给定的压比和阀门开度得到调节阀该工况下的流动特性,并根据实际情况进行修正,为燃气轮机燃料调节阀的设计提供基础。

## 2.5 流场分析

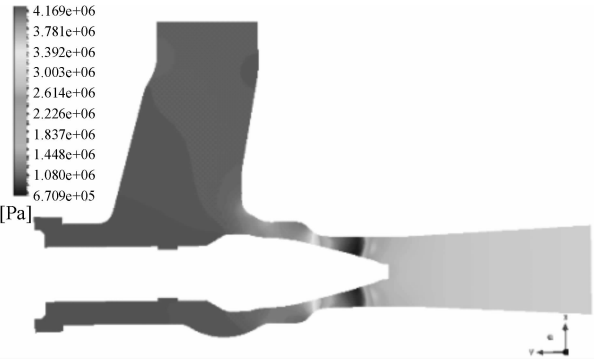
### 2.5.1 压力分析

对阀门开度为50%时不同压比下调节阀的流量进行分析。图8为50%开度时不同压比的压力云图。从图中可以看出,压力变化最大的地方均出现在阀芯启闭的位置。喷管式的阀门结构使得燃料压力在阀门出口处恢复到一定水平,减小了部分压力损失。从阀门入口到阀门出口,燃料压力先减小,在喉部达到最小,然后增大,而且进口压力的增大,即压比减小,喉部处的压力下降越明显,压力恢复所需距离越大,压力损失越大。

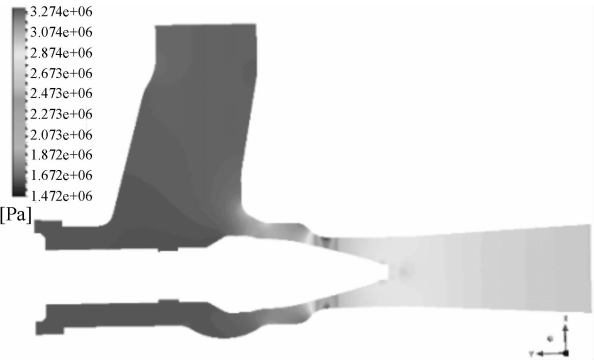
对压比为0.75即进口压力为4.0 MPa时不同阀门开度下的压力进行分析,图9为不同阀门开度下的压力云图。从图中可以看出,从进口到出口,阀门压力先减小后增大,在喉部压力最小,阀门开度越小,压力下降越明显。图9(c)中,流体经过喉部之后出现了一段较长的低压区,这是由于随着开度的增大,流体速度增大,在扩张段会产生激波,压力在前后产生跳变,恢复到出口压力大小,这在一定程度上减小了阀门前后的压力损失。



(a) 压比 0.6 压力云图



(b) 压比 0.7 压力云图



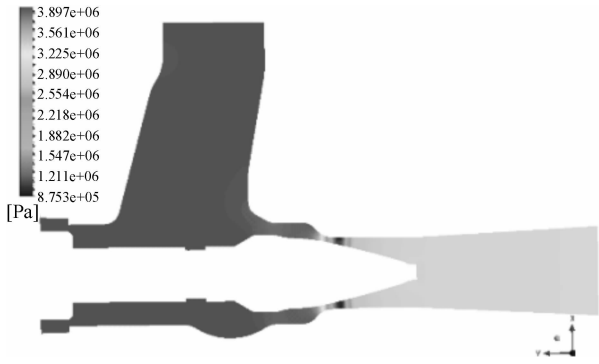
(c) 压比 0.9 压力云图

图 8 50% 开度下不同压比时的压力云图

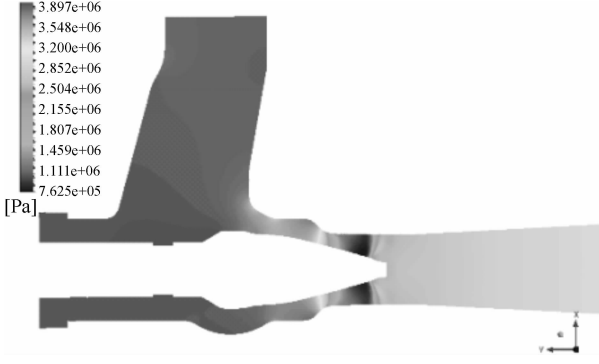
2.5.2 速度分析

如图 10 所示为 50% 开度下不同压比的速度等值线图。可以清楚的看到气体燃料的流动情况,由于进口段流道长且宽,入口处流动比较均匀,流速先增大后减小,当气流流过阀门喉部时,速度达到最大,气流在该处射流后容易冲击壁面,使得动能转换为内能,气体流速迅速下降。同时随着进口压力的增大,即压比减小,气体流速下降的速度逐渐变慢,在阀门扩张段流速缓慢减小,最后趋于平稳。

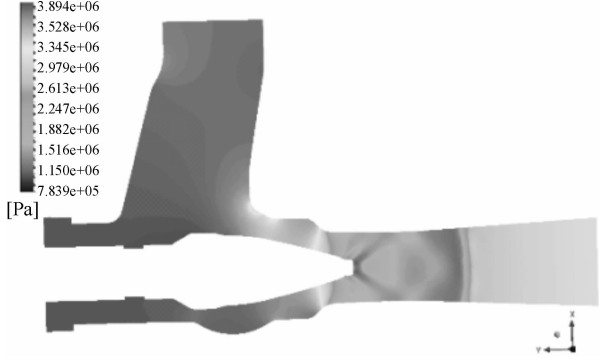
如图 11 所示为压比 0.75 时不同阀门开度条件下阀门流场的速度等值线图。可以看到在阀门相对



(a) 开度 30% 压力云图



(b) 开度 60% 压力云图



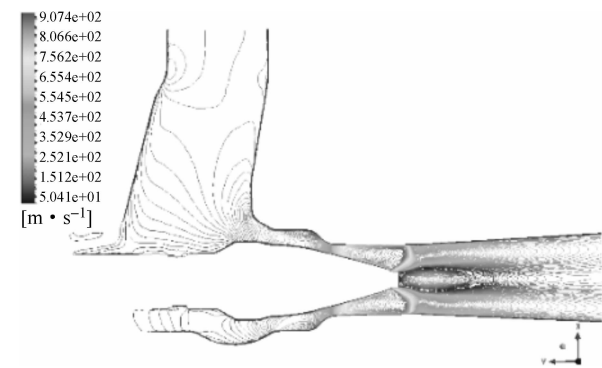
(c) 开度 90% 压力云图

图 9 压比 0.75 时不同开度的压力云图

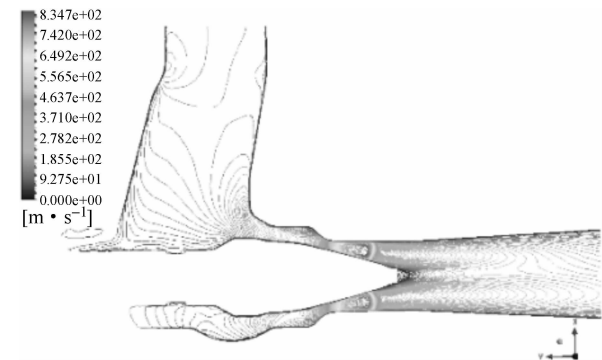
出口的另一侧,气体速度很小,同时会产生旋涡,引起较大的能耗。气体流过阀门时流速先增大后减小,同时随着阀门开度的增大,阀门喉部气体流速下降的速度逐渐变慢。

3 结论

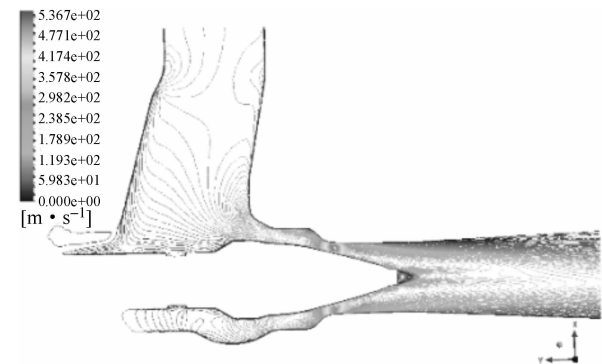
本文利用 Fluent 软件对燃气轮机气体燃料调节阀流动特性进行仿真分析,采用了真实气体物性,确定了阀门在出口压力一定、压比 0.5 ~ 0.9 时不同阀门开度下的阀门流量特性,获得了相对流量系数曲线以及相对提升力曲线,主要结论如下:



(a) 压比 0.6 速度等值线图



(b) 压比 0.7 速度等值线图



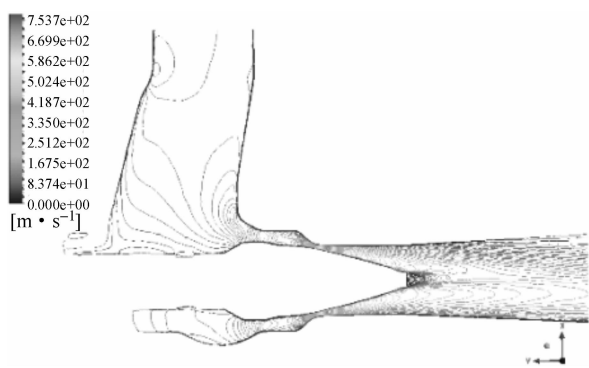
(c) 压比 0.9 速度等值线图

图 10 50% 开度下不同压比的速度等值线图

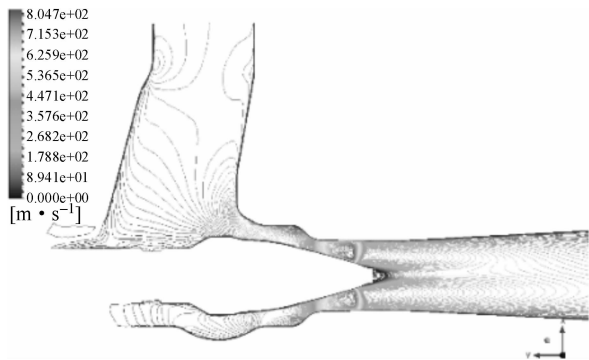
(1) 由压力云图、速度等值线图可知,从阀门进口到阀门出口,燃料压力先减小再增大,而且阀门开度越小,压力下降越明显;进气口安排在近出口端,可以有效的减少压力损失。

(2) 由相对升程-流量系数曲线可知,调节阀在压比较小时流量特性接近直线特性,在压比较大时接近快开特性。

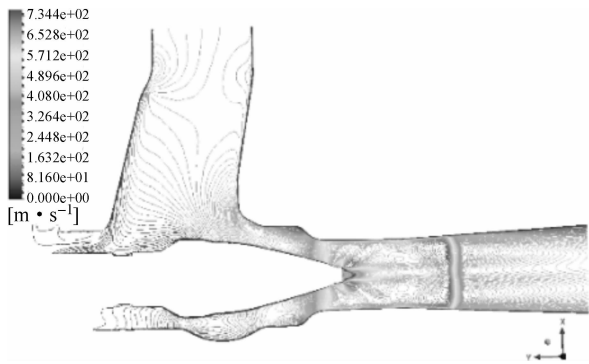
(3) 由相对升程-提升力系数曲线可知,此调节阀在压比较小时,提升力随阀门开度变化较大;压比较大时,提升力随阀门开度变化较小。在压比相同时,随着阀门开度的增加,提升力都呈先减小再增大趋势。



(a) 开度 30% 速度等值线图



(b) 开度 60% 速度等值线图



(c) 开度 90% 速度等值线图

图 11 压比 0.75 时不同开度的速度等值线图

(4) 通过 CFD 模拟,获得了燃料阀的相对升程-流量系数和相对升程-提升力系数,为燃气轮机气体燃料调节阀及其控制系统的设计提供了基础。

参考文献:

[1] 管伟诗,赵轶飞,任贵龙,等. 大流量气体燃料调节阀的试验研究[J]. 应用科技,2001(05):7-9.  
[2] 潘伟亮,钟丰平,姚远,等. 套筒式调节阀结构优化与流量特性数值模拟研究[J]. 石油化工设计,2022,39(03):29-33,80.  
[3] 蒋洪德,任静,李雪英,等. 重型燃气轮机现状与发展趋势[J]. 中国电机工程学报,2014,34(29):5096-5102.  
[4] 潘永成,王勇,谢玉东. 基于 CFD 的调节阀内流场流动特性研究[J]. 机床与液压,2011,39(01):5-7.  
[5] WANG B W, WU K C, XI F Q, et al. Numerical analysis of

- operating conditions effects on PEMFC with anode recirculation[J]. Energy, 2019, 173: 844-856.
- [6] 张亮. 液控式高温燃料流量调节阀控制特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2012.
- [7] 杨宗鑫, 陈龙, 李剑钊. 带新型滤网的船用汽轮机调节阀性能研究[J]. 热能动力工程, 2022, 37(01): 81-88.
- [8] 杨佳明, 高志新, 李军业, 等. 稳压器喷雾阀的流量特性和流通面积计算[J]. 化工机械, 2021, 48(05): 738-743, 755.
- [9] FU Y K, LIU Q Y, WANG G R, et al. Mathematical modeling and validation on a new valve core of the throttle valve in MPD[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2013, 5(3): 125936.
- [10] QIAN J Y, HOU C W, WU J Y, et al. Aerodynamics analysis of superheated steam flow through multi-stage perforated plates[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2019, 141: 48-57.
- [11] 王燕, 徐晓刚, 胡建, 等. 多级套筒调节阀流场数值模拟与流量特性研究[J]. 石油化工自动化, 2013, 49(01): 50-53.
- [12] 李洪洲. 拉瓦尔管式高温流量调节阀阀口及热力学特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2012.
- [13] 李洪洲, 曹俊章, 李松晶. 高温燃料流量调节阀拉瓦尔管阀口特性分析[C]//第十五届流体动力与机电控制工程学术会议论文集. 2011: 20-24.
- [14] 李洪洲, 徐光, 李松晶. 拉瓦尔式燃料流量调节阀流量特性分析[J]. 机电工程, 2012, 29(09): 1036-1038, 1045.
- [15] 郝娇山, 尚洪宝, 蒋永兵, 等. 煤化工专用黑水阀阀座流通性能研究[J]. 自动化与仪器仪表, 2014(06): 43-46.
- [16] KUDZMA Z, STOSIAK M. Studies of flow and cavitation in hydraulic lift valve[J]. Archives of Civil and Mechanical Engineering, 15(4): 951-961.
- [17] 刘婷婷, 张一岑, 余海彬, 等. 拉瓦尔式气态燃料调节阀控制系统仿真及阀门流动分析[J]. 发电设备, 2022, 36(05): 316-321.

## Analysis of Flow Characteristics of a Gas Turbine Gas Fuel Regulating Valve

Zhang Jiageng<sup>1</sup>, Dai Yiping<sup>1</sup>, Dang Shaojia<sup>2</sup>

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Inner Mongolia Electric Power Research Institute Branch of Inner Mongolia Electric Power (Group) Co., Ltd., Hohhot 010020, China)

**Abstract:** In view of the problem that the gas fuel regulating valve of gas turbine in China has long been dependent on foreign imports and lacks the ability of independent design and verification, the CFD method was used to analyze the flow characteristics of the gas fuel regulating valve of gas turbine. In the analysis and research, the actually used natural gas was used to obtain the relative lift-flow coefficient and lift coefficient curves of the fuel valve, which provides data basis and theoretical basis for the design of the fuel valve and the study of the dynamic characteristics of the control system.

**Keywords:** gas turbine; gas fuel; flow field analysis; fuel regulating valve; numerical analysis