

大型压缩空气储能的高压防喘放气阀门

许继东, 赵博天

上海什尚能源科技有限公司, 上海

收稿日期: 2025年6月4日; 录用日期: 2025年7月1日; 发布日期: 2025年9月4日

摘要

大压差高压防喘振阀是高压空气压缩机系统中的关键部件, 其设计需满足高压力、频繁启闭及密封性能要求。本文以1500 LB金属硬密封蝶阀为例, 结合理论计算与实验验证, 探讨其设计方法。理论部分涵盖材料选择、结构力学分析及密封性能计算; 实验部分通过有限元仿真与物理测试验证评估合理性, 最终确保阀门在1.5倍最大工作压差下的安全性与可靠性, 表现出良好的力学性能与密封性。有限元分析为优化设计提供依据, 物理实验验证了理论模型的准确性。

关键词

防喘放气阀, 高压, 有限元分析

Research on Anti Surge Relief Valve for Heavy-Duty Gas Turbine

Jidong Xu, Botian Zhao

Shanghai Shishang Energy Technology Co., Ltd., Shanghai

Received: Jun. 4th, 2025; accepted: Jul. 1st, 2025; published: Sep. 4th, 2025

Abstract

The high-pressure anti surge valve with large pressure difference is a key component in the high-pressure air compressor system, and its design needs to meet the requirements of high pressure, frequent opening and closing, and sealing performance. This article takes the 1500 LB metal hard sealed butterfly valve as an example, and combines theoretical calculations and experimental verification to explore its design method. The theoretical part covers material selection, structural mechanics analysis, and sealing performance calculation; the experimental part verifies and evaluates the rationality through finite element simulation and physical testing, ultimately ensuring the safety and reliability of the valve under 1.5 times the maximum working pressure difference, demonstrat-

ing good mechanical performance and sealing. Finite element analysis provides a basis for optimizing design, and physical experiments verify the accuracy of the theoretical model.

Keywords

Anti Surge Valve, High Pressure, Finite Element Analysis

Copyright © 2025 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

在发电行业, 重型燃汽轮机联合循环发电技术以其卓越的热效率和快速启停能力, 成为应对电力负荷峰谷变化、提升能源供应稳定性的优选方案。特别是在分布式能源系统中, 重型燃汽轮机能够靠近用户端进行发电, 有效减少输电损耗, 提高能源利用的经济性与可靠性[1]。据国际能源署统计数据显示, 近年来全球重型燃汽轮机发电装机容量持续攀升, 年增长率保持在 5% 左右, 在部分发达国家, 其占总发电装机容量的比重已超过 30%。

然而, 重型燃汽轮机在运行过程中面临着诸多技术挑战, 其中压气机喘振问题是影响其稳定运行的关键因素之一[2]。喘振是指压气机在特定工况下, 气流出现强烈的低频脉动, 导致压气机性能急剧下降, 甚至引发机组振动、损坏等严重后果。据行业故障统计资料表明, 因喘振导致的重型燃汽轮机故障占比约为 20%~30%, 给企业带来巨大的经济损失与安全隐患。防喘放气阀作为预防压气机喘振的核心装置, 其性能优劣直接关系到重型燃汽轮机的运行稳定性与可靠性。深入研究防喘放气阀的工作原理、优化设计及其控制策略, 对于提升重型燃汽轮机的整体性能、保障能源生产与工业运行的安全稳定具有至关重要的现实意义[3]。

2. 理论计算方法

2.1. 材料与结构设计

2.1.1. 材料选择

根据部件功能选择材料: 阀体(A105 锻造钢, 屈服强度 165~180 MPa)、阀瓣(17-4PH 不锈钢, 屈服强度 860~965 MPa)、阀杆(GR660 合金钢, 屈服强度 620~690 MPa)。材料需满足强度、耐腐蚀性及工艺要求。

2.1.2. 结构设计

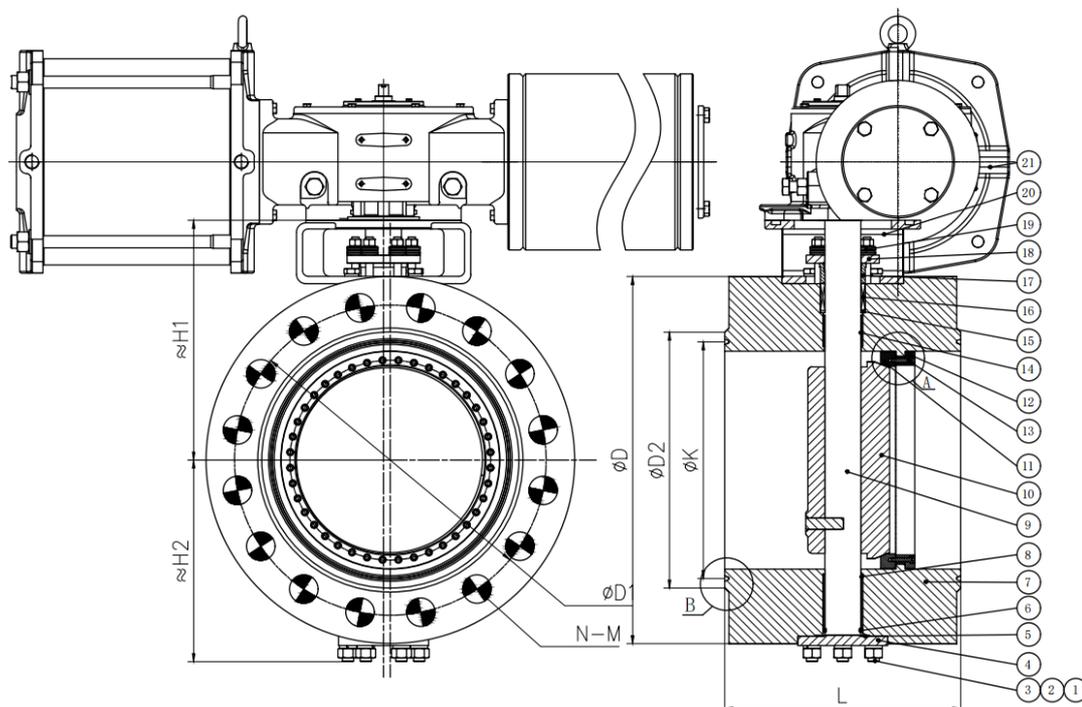
对比传统蝶阀, 三偏心阀门通过三次偏心设计, 即阀杆轴心偏离阀板中心、阀杆轴心偏离管道中心线、密封面锥角, 将传统蝶阀的“面密封”转化为“线密封”, 并通过介质压力与机械偏心的双重作用, 实现零泄漏或极低泄漏率[4]。三偏心全金属无故障蝶阀如图 1 所示。

从结构上, 对比传统蝶阀, 例如中心蝶阀依靠橡胶软密封, 密封面全程摩擦, 仅适用于低压、常温及非磨损介质, 且橡胶易老化, 而对于三偏心阀门, 通过三个偏心量的几何组合, 使阀板与阀座在启闭过程中无摩擦接触, 且关闭时通过圆锥面楔紧产生金属硬密封, 彻底解决了传统蝶阀“摩擦磨损”与“密封可靠性”的矛盾[5]。

从性能上, 三偏心阀门金属硬密封设计可承受高达 10 MPa 以上的介质压力, 且耐温范围广, 适用于蒸汽、油气、高温烟气等恶劣工况; 线密封结构使泄漏率显著降低, 部分产品可达零泄漏, 满足严格的

环保与安全要求。

从机械性能上, 偏心结构降低了启闭扭矩, 配合电动或气动执行机构, 可实现快速开关与自动化控制; 密封面采用耐磨材料(如硬质合金、陶瓷), 结合偏心设计减少摩擦, 使用寿命较传统蝶阀提升 3~5 倍[6]。



1) 螺钉; 2) 螺母; 3) 垫圈; 4) 底法兰; 5) 石墨垫圈; 6) 对开环; 7) 阀体; 8) 轴套; 9) 阀杆; 10) 蝶板; 11) 阀座; 12) 吊环; 13) 内六角螺钉; 14) 轴套; 15) 填料座圈; 16) 填料; 17) 填料盖板; 18) 填料压板; 19) 碟簧; 20) 支架; 21) 执行机构。

Figure 1. Design of a DN500 caliber tree-eccentricity all-metal trouble-free butterfly valve

图 1. DN500 三偏心全金属无故障蝶阀设计图

2.2. 力学性能计算

阀体壁厚计算: 依据公式 $t_b = 1.5PD_n / (nS - 1.2P) + C$, 结合设计压力(16 MPa)、计算孔径(584 mm)及腐蚀余量(4.8 mm), 得到理论壁厚 $t_b = 70.71$ mm, 实际壁厚 $t_a = 199$ mm (表 1), 满足 $t_a > t_b$ 。

Table 1. Maximum equivalent stress

表 1. 最大等效应力

| | 阀杆 Valve stem | 碟板 Valve plate | 阀杆 + 碟板 Valve stem and plate | 阀体 Valve body | 总装配体 Assembly |
|-----------------------------------|------------------|-------------------|---------------------------------|------------------|------------------|
| DN500 蝶阀 DN500 butterfly valve | 124.32 (MPa) | 592.76 (MPa) | 327.68 (MPa) | 173.07 (MPa) | 519.43 (MPa) |

密封面比压校核: 总密封力 $FMZ = FMJ + FMF$, 其中介质力 $FMJ = \pi P (DMN + bM)^2 / 4$, 密封力 $FMF = \pi (DMN + bM) bMqMF$ 。校核计算比压 $q = 151.05$ MPa, 低于许用值 $[q] = 250$ MPa。

Table 2. Maximum deformation
表 2. 最大形变

| | 阀杆 Valve stem | 碟板 Valve plate | 阀杆 + 碟板 Valve stem and plate | 阀体 Valve body | 总装配体 Assembly |
|-----------------------------------|------------------|-------------------|---------------------------------|------------------|------------------|
| DN500 蝶阀 DN500 butterfly valve | 0.42201 (mm) | 0.18528 (mm) | 0.13902 (mm) | 0.09085 (mm) | 0.12615 (mm) |

2.3. 有限元仿真分析

模型建立：使用 SolidWorks 构建阀门三维模型，包含阀体、碟板、阀杆等部件。针对三偏心结构(轴向、径向、角向偏心)，蝶阀三维模型图如图 2 所示。需精确体现密封副的空间偏移特性，为后续准确模拟奠定基础。对影响较小的细节如倒角、螺栓孔等进行简化[7]，避免网格数量过多影响计算效率。

网格划分与优化：对密封面、应力集中区域等关键部位进行局部加密，其余区域适当粗化。选择合适的网格类型，规则结构使用六面体网格，复杂区域采用四面体网格。划分完成后检查网格质量良好。

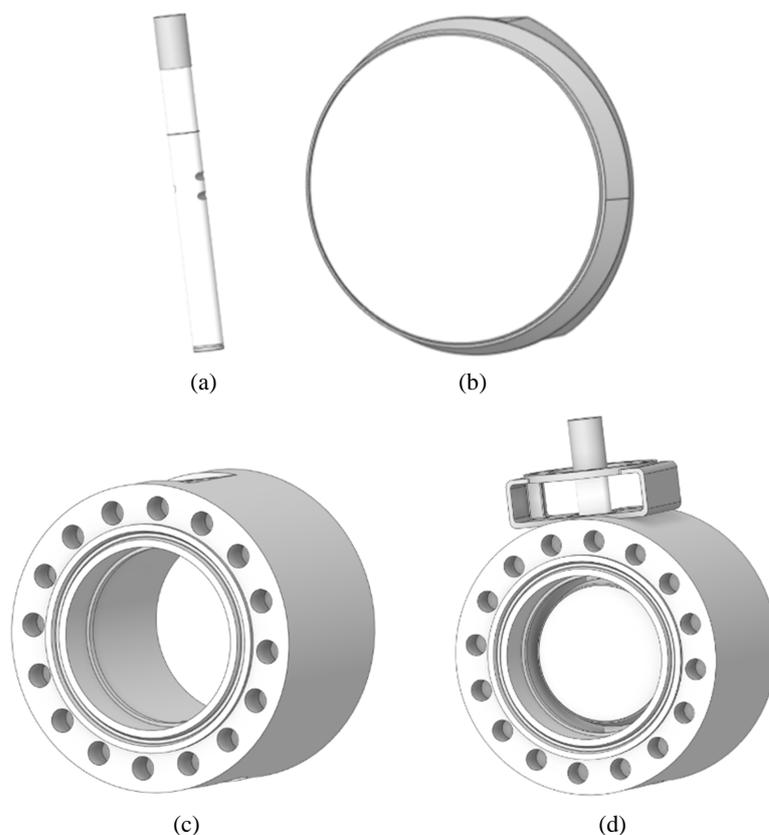


Figure 2. 3D model of a DN500 caliber tree-eccentricity all-metal trouble-free butterfly valve. (a) Valve stem; (b) Valve plate; (c) Valve body; (d) Butterfly valve assembly

图 2. DN500 三偏心全金属无故障蝶阀三维模型图。(a) 阀杆；(b) 碟板；(c) 阀体；(d) 蝶阀总装配体

3. 各部件总变形及等效应力云图

3.1. 阀杆的总变形与等效应力云图

当介质压力作用于碟板时，载荷通过碟板传递至阀杆，形成弯曲力矩或轴向力。中部位置因离支撑

端有一定距离, 力矩作用下的弯曲变形累积最大。此外, 阀杆中部存在截面突变等结构特征, 也会加剧局部刚度降低, 导致变形集中。从图 3(a) 阀杆总变形可以看出, 最大变形量出现在阀杆中部, 数值为 0.422 mm (见表 2), 阀杆总变形处于合理区间, 阀杆变形满足密封面贴合要求, 表明变形未导致密封面脱离或卡涩, 满足启闭功能需求。结构刚度满足高压工况下抗变形能力要求[8]。

从图 3(b) 最大等效应力出现在阀杆中部, 数值为 124.32 MPa。应力分布与载荷传递路径一致, 危险截面与理论预判吻合。最大等效应力小于阀杆材料的许用应力, 表明阀杆材料未进入塑性变形阶段, 结构设计满足高压工况下的强度要求。

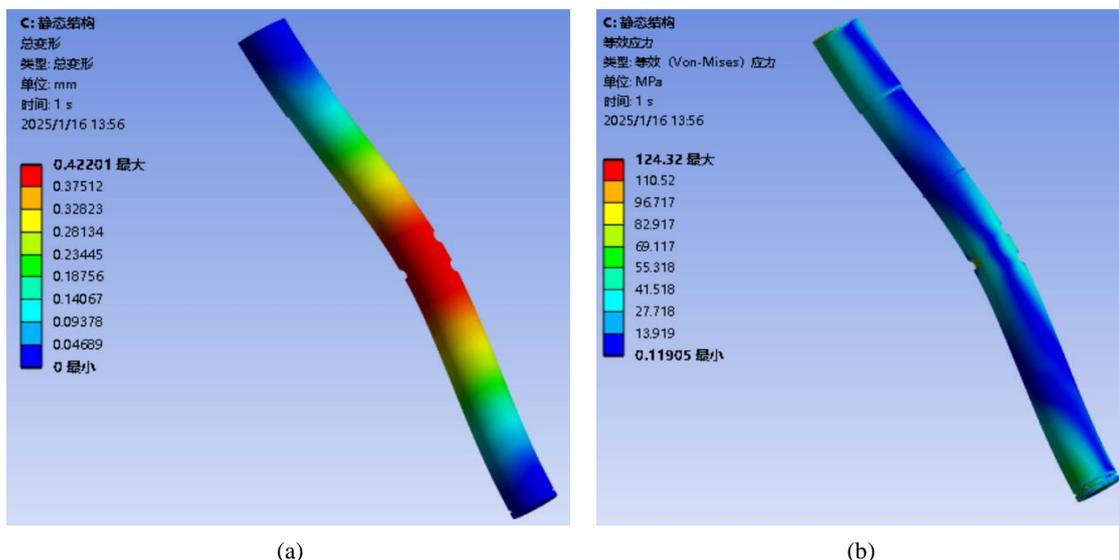


Figure 3. Cloud diagram of total deformation and equivalent stress of valve stem. (a) Total deformation of valve stem; (b) Equivalent stress of valve stem

图 3. 阀杆的总变形与等效应力云图。(a) 阀杆总变形; (b) 阀杆等效应力

3.2. 碟板的总变形与等效应力云图

从图 4(a)可以看出, 碟板的总变形集中于中部区域。这一现象与碟板的受力特性及结构形式密切相关。三偏心阀门的碟板在高压工况下, 中部承受着介质压力、密封副接触力等多种载荷的综合作用。从变形量来看, 虽然中部变形相对较大, 但整体变形值处于可允许范围内。这表明碟板在正常工作压力下, 尽管会产生一定的弹性形变, 但这种形变并未超出材料的弹性变形极限, 不会导致碟板发生塑性变形或失效, 能够保证阀门的正常密封和启闭功能[9]。同时, 周边区域的变形较小, 说明碟板边缘在结构上能够较好地约束变形, 维持阀门的整体结构稳定性。

等效应力的分析结果同样显示, 图 4(b), 中部区域是等效应力的集中区域。这是由于中部在承受压力载荷时, 应力分布较为复杂, 存在弯曲应力、接触应力等多种应力分量的叠加。高压介质作用于碟板表面, 使中部承受较大的法向压力, 同时密封副的接触作用在中部产生局部接触应力, 这些因素共同导致中部等效应力相对较高。该等效应力值仍在材料的许用应力范围之内。这意味着碟板材料能够承受工作工况下的应力水平, 不会发生强度失效问题[10]。材料的强度裕量足以应对实际工作中的应力变化, 保证了碟板在长期使用过程中的安全性和可靠性。

3.3. 阀体的总变形与等效应力云图

从图 5(a)和图 5(b)可以看出, 阀体的总变形与等效应力主要集中在阀体内部环状部位。环状结构边

缘存在固定约束或刚度较大的支撑, 边缘的位移会被限制, 而中心区域因约束较弱, 在压力作用下径向膨胀更自由, 形成“中心变形大、边缘变形小”的梯度分布[11]。除此之外, 环状部位与阀芯、密封圈等部件接触, 接触界面的非线性效应也会导致局部应力升高。后续可以增加环状区域过渡圆角半径, 降低几何不连续性, 也可调整截面厚度分布, 使中心区域厚度略大于边缘, 从而均衡应力。

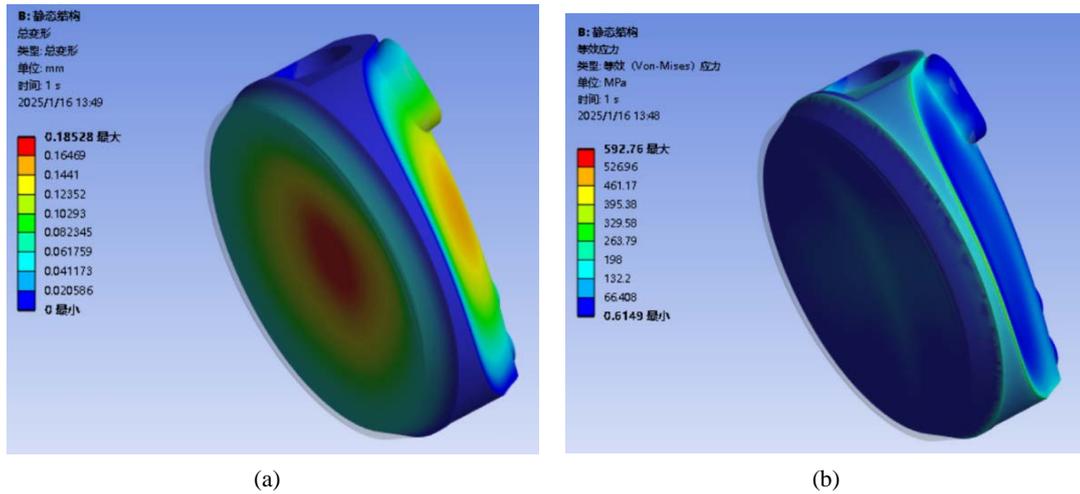


Figure 4. Cloud diagram of total deformation and equivalent stress of valve plate. (a) Total deformation of valve plate; (b) Equivalent stress of valve plate

图 4. 碟板的总变形与等效应力云图。(a) 碟板总变形; (b) 碟板等效应力

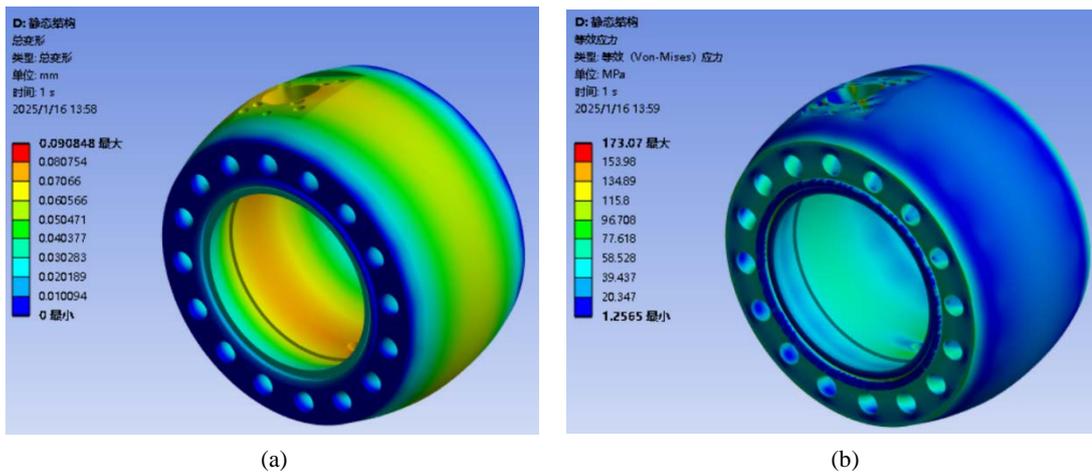


Figure 5. Deformation and equivalent stress cloud map of valve body. (a) Total deformation of valve body; (b) Equivalent stress of valve body

图 5. 阀体的总变形与等效应力云图。(a) 阀体总变形; (b) 阀体等效应力

3.4. 总装配体的总变形与等效应力云图

从图 6 可以看出, 在对三偏心高压防喘放气阀门总装配体进行静应力分析时, 总变形结果呈现出较为合理的分布状态, 这主要是由于通过偏心结构, 实现密封面的非接触启闭, 这种设计在承受介质压力时, 载荷可通过多个对称路径传递, 避免了单一部件的集中受力[12]。当工作载荷作用时, 各部件的刚度分布均匀, 使得变形量被分散到整个装配体, 形成“协同变形”效应, 从而抑制局部过大变形。

等效应力的分析结果同样表明, 总装配体的应力水平处于安全可控状态。整个装配体的等效应力分

布较为均匀, 大部分区域的应力值远低于材料的屈服强度, 说明这些区域的材料处于弹性阶段, 具有足够的强度裕量[13]。最大等效应力值为 519.43 MPa, 考虑为应力集中, 针对装配体中易产生应力集中的部位, 如螺栓孔、截面突变处、密封面拐角等, 通常通过圆角过渡、加厚处理或流线型结构优化, 降低应力集中系数。例如, 阀体与法兰的连接处采用大圆角 $r = 5 \sim 10 \text{ mm}$, 可使应力集中系数从 3 降至 1.5 以下, 从而避免局部应力超过材料屈服强度[14]。

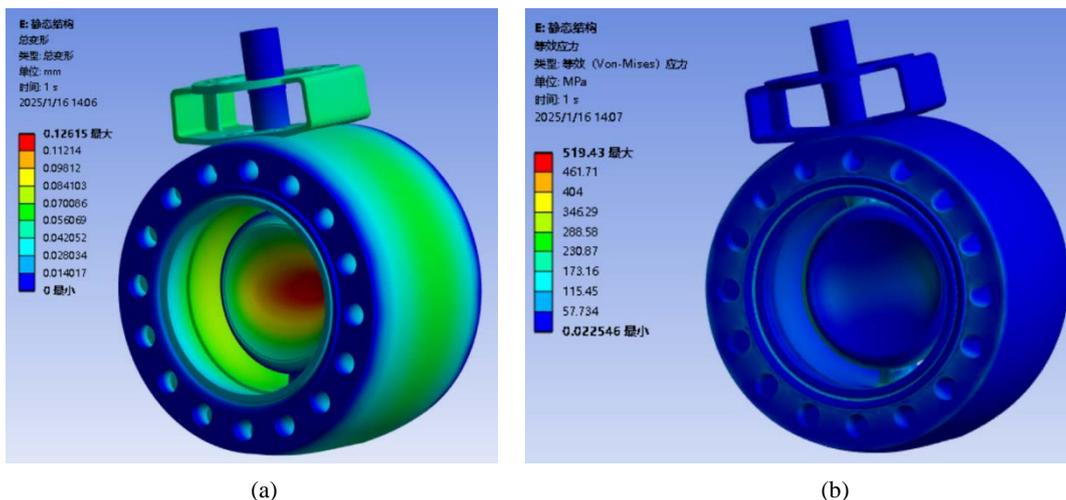


Figure 6. Cloud diagram of total deformation and equivalent stress of the final assembly ligand. (a) Total deformation of the final assembly ligand; (b) Equivalent stress of the final assembly ligand

图 6. 阀体的总变形与等效应力云图。(a) 总装配体总变形; (b) 总装配体等效应力

4. 实验验证

4.1. 材料与性能测试

阀门密封与功能测试如图 7 所示, 依据 ANSI B18.34 标准进行壳体试验(390 Bar/300s)及密封试验(6 Bar/60s), 验证了阀门在密封性能和功能方面的可靠性, 能够满足实际应用中的使用需求。



Figure 7. Test on the shell and sealing of the triple-eccentric butterfly valve

图 7. 三偏心蝶阀壳体试验和密封试验

4.2. 有限元仿真验证

仿真结果显示, 阀体变形最大值为 0.09085 mm (见表 3), 阀杆最大应力为 124.32 MPa (见表 4)。经与理论计算结果对比, 两者数据表现出良好的一致性。这一吻合性有效验证了仿真模型的准确性, 表明模型能够可靠地反映实际结构的力学响应特性。

Table 3. Maximum deformation

表 3. 最大形变

| | 阀杆 Valve stem | 碟板 Valve plate | 阀体 Valve body | 总装配体 Assembly |
|-----------------------------------|------------------|-------------------|------------------|------------------|
| DN500 蝶阀 DN500 butterfly valve | 0.42201 (mm) | 0.18528 (mm) | 0.09085 (mm) | 0.12615 (mm) |

在 1.5 倍最大工作压差工况下, 各部件所受应力均显著低于材料屈服强度阈值, 同时变形量亦控制在设计允许范围之内。该结果表明, 结构在超工况条件下仍能满足力学性能要求, 有效验证了设计方案的安全性与可靠性。

Table 4. Maximum equivalent stress

表 4 最大等效应力

| | 阀杆 Valve stem | 碟板 Valve plate | 阀体 Valve body | 总装配体 Assembly |
|-----------------------------------|------------------|-------------------|------------------|------------------|
| DN500 蝶阀 DN500 butterfly valve | 124.32 (MPa) | 592.76 (MPa) | 173.07 (MPa) | 519.43 (MPa) |

4.3. 物理实验与功能测试

对三偏心蝶阀进行启闭扭矩测试(见图 8), 通过对比理论计算值与实测数据, 且所有测试循环中阀门启闭顺畅, 无异常阻力, 满足设计规定的灵活性要求。



Figure 8. Opening and closing torque test of triple-eccentric butterfly valve

图 8. 三偏心蝶阀启闭扭矩测试

5. 结果与讨论

1) 针对大型压缩空气储能高压防喘放气阀, 以 1500 LB 金属硬密封三偏心蝶阀为研究对象, 通过理论计算与实验验证相结合的方式, 确定了适配的材料与结构设计方案。金属硬密封的选用可应对高压差工况下的磨损与密封需求, 三偏心结构通过优化密封面接触角度, 减少了启闭过程中的摩擦损耗。实验验证显示其在 1.5 倍最大工作压差下仍保持良好力学性能与密封性, 既满足了极端工况下的安全要求, 又通过结构创新平衡了高压环境下的密封可靠性与使用寿命。

2) 有限元仿真与物理测试结果进一步证实了设计的合理性: 阀杆最大应力 124.32 MPa 处于材料安全阈值内, 阀体 0.09085 mm 的变形量未超出密封面允许公差。通过 ANSI 标准壳体耐压与密封试验表明, 1.5 倍压差下阀体无泄漏且结构完整。三偏心结构通过偏心角设计使应力沿阀杆与阀体均匀分布, 避免了局部应力集中, 这一特性在高压差工况下尤为关键, 为阀门长期稳定运行提供了结构力学保障, 也为同类高压阀门设计提供了可借鉴的应力优化思路[15]。

参考文献

- [1] 王雄, 李志恒, 梅富琨, 叶全彪. 电厂燃汽轮机振动原因与改进建议[J]. 电气技术与经济, 2024(4): 183-186.
- [2] 张继宏, 韩峰, 王泽波, 张骥, 刘伟. GE9F 天然气发电机组防喘阀可靠性分析与预控措施[C]/浙江省电力学会. 浙江省电力学会 2022 年度优秀论文集. 2023: 412-416.
- [3] 翁晓凯, 胡军. 9FA 燃气轮机防喘放气阀的可靠性优化分析[J]. 电子技术, 2023, 52(4): 81-83.
- [4] Reggio, F., Silvestri, P., Ferrari, M.L. and Massardo, A.F. (2022) Operation Extension in Gas Turbine-Based Advanced Cycles with a Surge Prevention Tool. *Meccanica*, **57**, 2117-2130. <https://doi.org/10.1007/s11012-022-01540-6>
- [5] Oliynyk, A. (2021) Optimal Anti-Surge Control of Gas Pumping Unit with Gas Turbine Drive. *Przegląd Elektrotechniczny*, **1**, 44-47. <https://doi.org/10.15199/48.2021.09.09>
- [6] 夏际先, 刘俊建, 王晓东, 何泳. 重型燃气轮机叶片用材料和失效原因概述[J]. 热处理, 2021, 36(3): 41-48.
- [7] 周军. 9FA 燃气蒸汽联合循环发电机组防喘放气阀检修维护故障分析及处理[J]. 机电信息, 2021(14): 12-13.
- [8] Dazin, A., Joseph, P., Romano, F., Gallas, Q., Marty, J., Aigouy, G., et al. (2021) The ACONIT Project: An Innovative Design Approach of Active Flow Control for Surge Prevention in Gas Turbines. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, **1024**, Article ID: 012068. <https://doi.org/10.1088/1757-899x/1024/1/012068>
- [9] 尹磊. V94.3A 燃机防喘系统优化改造与故障处理[J]. 中国新技术新产品, 2020(24): 57-59.
- [10] Haines, B. and Nelson, M.P. (2020) Advances in Compressor Anti-Surge Valve Design Enhance Reliability and Performance. *Hydro-Carbon Processing*, 74-75. https://www.nstl.gov.cn/paper_detail.html?id=a0d7076572612d6882cf8106c1ef4ff0
- [11] Shmatov, D.P., Kruzhaev, K.V., Afanas'ev, A.A., Polval'nyi, E.S., Kretinin, A.V. and Safonov, S.V. (2018) Simulation of Gas Flow in an Anti-Surge Valve by the ANSYS CFX Software Complex. *Chemical and Petroleum Engineering*, **53**, 662-667. <https://doi.org/10.1007/s10556-018-0399-x>
- [12] Dzida, M. and Frost, J. (2017) Operation of Two-Shaft Gas Turbine in the Range of Open Anti-Surge Valve. *Polish Maritime Research*, **24**, 85-92. <https://doi.org/10.1515/pomr-2017-0139>
- [13] 朱俊. 9FA 型燃气轮机防喘放气阀故障原因分析及解决对策[J]. 中国高新技术企业, 2016(26): 65-66.
- [14] 崔卫, 邵良, 孟成, 忻建华. 西门子 V94.3A 型燃气轮机喘振现象及原因分析[J]. 华东电力, 2012, 40(11): 2076-2078.
- [15] 孙明辉. 大型燃气轮机高中压缸负荷分配方法讨论及应用意义[J]. 广东科技, 2008(16): 79-81.