

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2021.09.001

减温减压装置的过去、现在与未来^{*}

徐毅翔¹, 钱锦远^{1,2*}, 陈立龙³, 金志江¹

(1. 浙江大学 化工机械研究所, 浙江 杭州 310027; 2. 浙江大学 流体动力与机电系统国家重点实验室, 浙江 杭州 310027; 3. 杭州华惠阀门有限公司, 浙江 杭州 311122)

摘要: 针对目前减温减压装置性能参数难以满足今后高温、高压和大流量等复杂工况需求, 从不同结构形式出发, 对减温减压装置的研究现状进行了调研。基于国内外减温减压装置的发展历程, 分别介绍了一体式 and 分体式两种结构形式的减温减压装置, 以其中的减压机构、减温机构和减温减压一体机构等关键机构为主要对象, 回顾了我国减温减压装置在结构优化和参数提升方面的发展历程, 围绕噪声、振动、密封、材料和机构优化设计等问题, 提出了高参数、精细化和智能化的大发展方向。研究结果表明: 未来减温减压装置的发展和趋势包括: 减温减压装置内蒸汽的超临界流动分析、减温减压装置密封结构设计与优化、复杂工况下减温减压装置降噪减振技术、复杂工况下减温机构及减温减压阀新型结构设计与优化。

关键词: 减温减压装置; 减压阀; 减温机构; 减温减压阀; 结构设计

中图分类号: TH137.52; TK269

文献标识码: A

文章编号: 1001-4551(2021)09-1081-11

The past, present and future of temperature and pressure reducing device

XU Yi-xiang¹, QIAN Jin-yuan^{1,2}, CHEN Li-long³, JIN Zhi-jiang¹

(1. Institute of Process Equipment, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China; 2. State Key Laboratory of Fluid Power and Mechatronic Systems, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China; 3. Hangzhou Worldwides Valve Co., Ltd., Hangzhou 311122, China)

Abstract: In view of the fact that the performance parameters of the current temperature and pressure reducing device were difficult to satisfy the requirements of complex working conditions such as high temperature, high pressure, and large flow in the future, the research status of temperature and pressure reducing device was investigated from different structural forms. Based on the development history of temperature and pressure reducing devices at home and abroad, two types of temperature and pressure reducing devices were introduced, one was integral type and the other was split type. Taking the pressure reducing mechanism, the temperature reducing mechanism, and the integrated temperature and pressure reducing mechanism as the main objects, the development history of temperature and pressure reducing devices in China in terms of structure optimization and parameter improvement were reviewed. Focus on noise, vibration, sealing, material and so on, the development direction of high parameter, fine and intelligent was put forward. The research results show that the development and research trend of temperature and pressure reducing device in the future includes supercritical flow analysis of steam in temperature and pressure reducing device, design and optimization of sealing structure of temperature and pressure reducing device, noise reduction and vibration reduction technology of temperature and pressure reducing device under complex working conditions, design and optimization of a new structure of temperature reducing mechanism and temperature and pressure reducing valve under complex working conditions.

Key words: temperature and pressure reducing device; pressure reducing valve; temperature reducing mechanism; temperature and pressure reducing valve; structural design

收稿日期: 2021-03-23

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51875514); 浙江省重点研发计划项目(2020C01156, 2021C01021)

作者简介: 徐毅翔(1997-), 男, 浙江衢州人, 硕士研究生, 主要从事特种阀门创新设计方面的研究。E-mail: xuyixiang@zju.edu.cn

通信联系人: 钱锦远, 男, 副教授, 硕士生导师。E-mail: qianjy@zju.edu.cn

0 引 言

减温减压装置是蒸汽系统中调节温度、压力和流量等热能参数,利用余热余压以及保护系统设备与管路安全的关键装置,广泛应用于机械、船舶、电力、石化、冶金、制冷等工业领域。

减温减压装置一般由减压机构、减温机构(或减温减压一体机构)、安全保护机构、热力调节仪表等附件组成。其中:(1)减压机构。一般由减压阀和节流孔板组成,用于完成蒸汽的两级或多级减压;(2)减温机构。一般由给水调节阀和雾化喷嘴组成,其中给水调节阀主要用于输送减温水;雾化喷嘴主要用于对减温水进行雾化,以增强减温水与蒸汽的换热效果;(3)减温减压一体机构。主要指减温减压阀,其减温和减压过程在阀内同步进行。安全保护机构可以防止二次压力超过限定值,确保其在安全条件下运行。各类热力调节仪表可实时对蒸汽的温度、压力和流量等信息进行监测,并反馈给执行机构,实现自动调节。

我国减温减压装置的设计和制造起步较晚。最初的减温减压装置主要采用苏联的结构,但由于该结构体积大、减温减压效果较差,无法满足现代工业需求。近几十年来,我国高校科研人员和相关企业技术人员通过自主研发,推动了减温减压装置设计制造水平的提高,取得了长足的进步。

中国计量大学的袁心亿^[1]、鹤壁煤电公司的张少坤^[2]等人先后研究介绍了减温减压装置的自动控制系统,极大提高了蒸汽参数的控制精度,提升了设备运行的平稳性,并在鹤壁煤电公司得到了应用。雍丽英等人^[3]研发了一种新型减温减压装置,实现了流量范围从 10%~100% 的精确调节。阎继宏^[4]分析了应用在哈萨克斯坦扎那若尔第三天然气处理厂的减温减压装置所遇到的故障,提出了增设节流装置、增大蒸汽流量等解决方法。陈娟娟^[5]、马力^[6]等人对焦化企业和煤制油企业在供汽设备中采用减温减压装置后的经济性进行了分析,指出应用减温减压装置可为企业节省大量能耗与运行成本。

随着现代工业的不断发展,为了提高能源的生产和利用效率,蒸汽系统内的蒸汽参数不断提升,并朝着高温、高压、大流量复杂工况方向发展,对减温减压装置的精确稳定调节能力提出了更高的要求。

本文以减温减压装置的减压机构和减温机构为索引,整理国内外减温减压装置的发展现状,并提出减温减压装置未来的发展方向。

1 一体式减温减压装置

在一体式减温减压装置中,减温机构与减压机构组合成一个机构,即减温减压阀,适用于入口蒸汽压力低于 9.81 MPa,温度不超过 540 ℃ 的工况。相比于分体式机构,其结构更加精简、体积更小、成本更低。

一体式减温减压装置的核心部件是集减压阀和减温水喷嘴于一体的减温减压阀^[7],如图 1 所示。

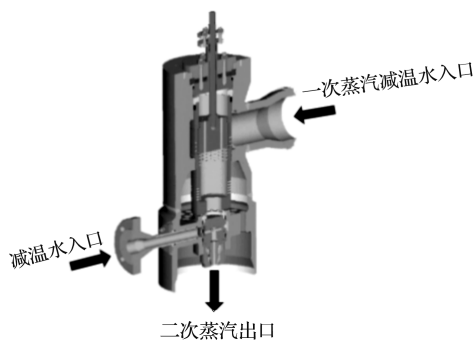


图 1 减温减压阀

减温减压阀通过控制阀体内启闭件开度大小来调节蒸汽流量与压力,同时借助阀后压力的作用调节启闭件的开度,使阀后压力保持在一定范围内,并在阀体内喷入减温水,将蒸汽的温度降低。减温减压阀主要由阀体、阀盖、节流组件、阀瓣、阀杆、减温水喷管、下阀盖等组件组成。

最早的一体式减温减压装置是将原本分体式减温减压装置中的减温水喷嘴与减压阀简单安装在一起形成的管式减温减压器,即第二代减温减压装置。相比于分体式装置,其虽然减小了占地面积,但是体积仍然较大,长度从 3 m 到 7 m 不等,有的可达 10 m。此外,该结构调节精度较差,调节范围较窄,一般只能在额定流量的 60%~120% 之间调节^[8],振动噪声大,安装维修困难,因此目前还未得到广泛应用。

在第二代的基础上,第三代减温减压装置在结构上进行了较多的改进。第三代中的减温减压阀采用了直行程的双座平衡式结构,降低了作用于阀杆的不平衡力,使其能更好地适应大流量工况。该装置中的减温水通过阀瓣上的小孔进入阀体内,强化了减温效果;阀内设置了网罩结构,可有效降低噪声。与第二代相比,第三代减温减压装置的性能参数有了较大的提升,但是由于减温水流道不可改变,当流量调节范围变大时,减温水的雾化效果难以达到要求^{[9]147};而且双座结构不容易密封,在使用中泄漏量大。

第四代减温减压装置将减温减压阀阀体改为了双

球型。其采用双球型结构可降低阀体所受的交变应力,相比双座式结构,该装置又能减少泄漏。其阀内采用套筒式结构实现减压,流量调节比可达10:1,既能保护阀座,又能提高调节精度;阀体下部大球内采用节流孔罩,增强了减温水的雾化效果,避免减温水直接与阀体接触,保护阀体;孔罩结构在起降噪作用的同时,还可进行二次减压,增大了减压幅度;阀内采用自动可调伞形雾化喷嘴,喷水处截面为环形结构,减温水呈45°~60°伞形,该结构可保证当蒸汽流量变化时,喷嘴流通面积和减温水流量能与所需工况同步,使减温水与过热蒸汽充分混合,提高减温效率;减温水有一定的喷射速度,保证了该阀能满足流量和减温幅度变化较大的变工况条件^[10]。

但是,该装置仍存在问题,如整个减温减压阀结构十分复杂,双球结构导致内腔所需容积较大,进出口不在同一水平线上且体型偏大成本较高,维修困难。此外,第三代和第四代减温减压阀都是单调节式,不能

满足复杂工况的使用要求^{[9]47}。

针对上述问题,第五代减温减压装置中的减温减压阀采用了新的球形阀体。该结构上、下腔均为半球形流线型结构,有利于流体的无阻塞流动;阀瓣与阀座之间、套筒与阀瓣之间的通流面积可通过执行机构调节,实现同步的二次减压;阀瓣上开设喷嘴孔,喷嘴活塞与喷嘴孔的相对通流面积会随着阀瓣的运动而改变,从而达到减温可调的目的。

第五代减温减压装置结构合理紧凑,在工况变化大的极端条件下仍能保持优良的调节性能;流量调节比可达20:1以上,减温减压幅度提高;噪声水平低,从传统的减温减压装置的87 dB(A)以上降低到84 dB(A)以下。除此之外,第五代减温减压装置还设置了仪表监控系统,可在现场监控柜自动或者手动调节设备运行^{[9]48-49}。

历代一体式减温减压装置中,减温减压阀在参数、结构和性能上的提升情况总结如表1所示。

表1 历代一体式减温减压装置对比

参数提升		结构提升	性能提升
第二代	调节范围:额定流量的20%~60%; 噪声:≥90 dB(A)	减温与减压结构进行组合	减小了体积重量;避免了管道内的水击现象
第三代	噪声:≥90 dB(A)	直行程双座式结构;内设网罩;阀瓣上开小孔引入减温水	减小了体积重量;平衡了阀芯力矩
第四代	调节比:10:1; 噪声:≤85 dB(A)	套筒式减压结构;节流孔罩进行二次减压;单阀座密封结构;喷嘴为自动可调伞形;喷水处界面为环形结构,减温水成45°~60°伞形	减少了蒸汽泄漏;满足了流量和减温幅度变化大的变工况调节;提高了雾化作用;提高了水雾与蒸汽混合程度
第五代	调节比:≥20:1; 噪声:≤84 dB(A)	上、下腔为半球形流线型结构;通过阀座及套筒实现二级减压;通过阀瓣上、下移动改变减温水的通流面积	在大变工况等极端条件下具有优良的调节性能;减温、减压和降噪幅度有很大提高

2 分体式减温减压装置

分体式减温减压装置中,减温和减压过程分开进行。减压过程通过减压阀的节流减压来实现;减温过程则通过喷嘴喷出雾化减温水与蒸汽混合来实现。分体式减温减压装置具有控制精度高、运行平稳、调节灵敏等特点。本文将对减压机构和减温机构分别进行具体介绍。

2.1 减压机构

分体式减温减压装置的减压机构主要由减压阀和节流孔板组成,其减压级数由减压前后蒸汽之间的压差来决定。蒸汽进入减压阀后,减压阀通过执行器带动执行机构,将蒸汽进口压力减至某一特定的压力,并保持稳定。往往减压阀都要求进出口压差必须≥0.2 MPa。

根据是否带有执行机构,减压阀可分为自力式减压阀和控制式减压阀。我国早期研制和生产的减压阀虽然可以基本满足当时的国内工业需求,但实际上还存在着很多问题,例如:

(1)部分蒸汽管路仍采用自力式减压阀作为减压装置。而自力式减压阀调节精度低,且只适用于低参数工况。例如,由沈阳第二阀门厂生产的CY43H-16先导活塞式减压阀,只适用于压力≤1.6 MPa,温度≤200℃的工况;

(2)控制式减压阀设计水平低。例如,我国自主设计的PV8228减压控制阀在高温高压条件下极易出现冲蚀、汽蚀等问题^[11];且设计出的减压阀流量调节范围小,蒸汽流量调节比一般只有10:1;

(3)阀门生产制造水平低。例如,1994年赵彦修等^[12]对发生在河北某工厂采暖蒸汽管道上的减压阀

爆炸事故进行了调查,发现该减压阀的材料和铸造方式均存在严重缺陷,并指出当年阀门市场抽查合格率仅为 32.8%。

由此可见,早期的减压阀无法满足当前高温高压、流量变化范围大和减压幅度大的复杂工况^[13]。如今,国内减温减压装置中普遍采用控制式减压阀,以精确控制高压蒸汽出口压力,并且设计制造水平有了巨大的进步。

国内应用于减温减压装置的控制式减压阀主要有单柱塞式减压阀、笼罩式减压阀和双座式减压阀 3 类,其主要结构特点与性能参数方面的具体情况如下:

(1)单柱塞式减压阀。

单柱塞式减压阀的结构形式^[14]如图 2 所示。

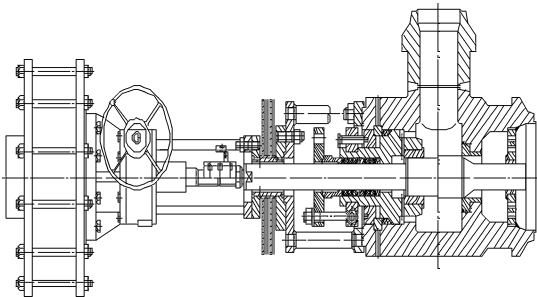


图 2 角式单柱塞式减压阀

该类减压阀一般应用于工作压力 $\geq 10\text{ MPa}$ 、工作温度 $\geq 540\text{ }^{\circ}\text{C}$ 的高参数工况,因此一般设计为角式结构^[15],且大多采用液压或气动执行机构,具有启闭速度快的特点;其减压结构采用了单座柱塞+孔板的形式,可有效降低噪声;阀瓣处采用一种特殊的流道结构,可将气流分解成多股梅花状流出,从而避免阀内出现强烈振动;阀体内采用曲线型多孔钟罩,可防止蒸汽直接冲击阀体内表面,延长了阀门寿命;阀杆一般设计为较大直径,并且与阀瓣一体,该方法可提高阀杆强度和抗振性。此外,单柱塞式减压阀的密封性及调节特性也更优良。

(2)笼罩式减压阀。

笼罩式减压阀的结构形式^[16]如图 3 所示。

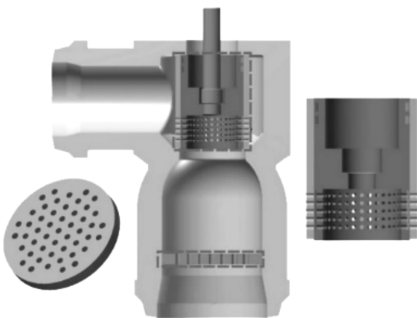
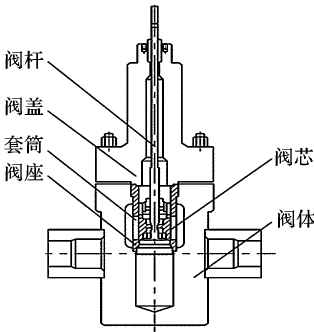


图 3 多级笼罩式减压阀

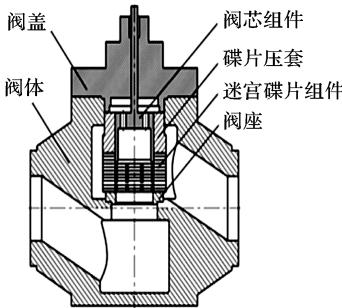
笼罩式减压阀通过控制套筒内的阀瓣位置来调节蒸汽压力和流量。相比于单柱塞式减压阀,笼罩式减压阀更适用于较低流量和压力的工况,具有噪音小、精度高等优点。

此外,多孔笼罩结构还可起到抑制阀芯处空化的作用^{[17]39},其特点在于阀芯由带有节流孔的阀瓣和套筒组成,笼罩式减压阀阀内通常可设多级节流降压结构,该结构在降噪的同时,还起到了保护阀座及阀体免受冲击的作用,能够延长阀门寿命。

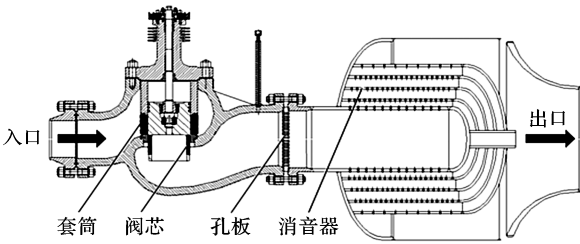
根据形式的不同,多级节流降压结构可分为:串联式^[18]、迷宫盘式^[19]、多层套筒式^[20],如图 4 所示。



(a) 串联式



(b) 迷宫盘式



(c) 多层套筒式

图 4 多级减压阀结构形式

此外,杭州华惠阀门有限公司自主研发了一种采用单座套筒配合波纹型多孔节流网罩的新型二级减压阀结构。该结构降低了 32.15% 的最大交变应力,使得阀内密封面的受力状况得到了改善,减少了阀门的泄漏量;其流量调节范围可达 10%~100%^[21]。

(3) 双座式减压阀。

双座式减压阀的阀内设有两个阀座^[22],其结构形式如图5所示。

双座式结构能在保证阀门工作压差的同时,减小阀内单个阀座的流量,降低单个阀杆阀芯的受力,因此能更好地适应高参数工况。相较于单柱塞式结构,双座式结构减少了阀杆处的机械摩擦,降低了阀门噪音,且动作平稳,基本不会出现卡死现象;相较于笼罩式阀芯结构,双座式结构更为简单,其阀芯和阀座在高压下不容易变形。因此,双阀座减压阀在工程中也有着较为广泛的应用。

上述3种减压阀的优劣对比结果如表2所示。

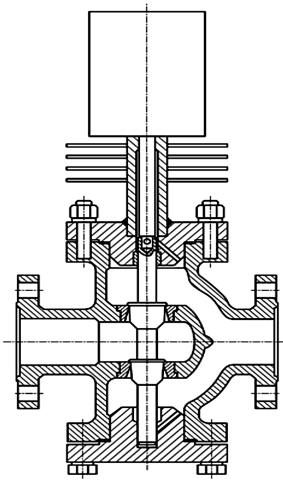


图5 双座式减压阀

表2 3种蒸汽减压阀对比

	单柱塞式减压阀	笼罩式减压阀	双座式减压阀
结构特点	采用单柱塞+孔板减压结构;阀瓣处开设流道;阀体内采用曲线型多孔钟罩;大直径阀杆	采用笼罩式阀芯,通过套筒内阀瓣运动控制蒸汽压力流量;可设多级节流降压结构	采用双座式结构
优势	能在工作压力 ≥ 10 MPa、工作温度 ≥ 540 ℃的严苛工况下使用;阀杆强度高,抗振性强;密封性好	控制精度高;噪声小;可抑制阀芯处空化现象;避免阀座及阀体受冲击	减小单个阀座流量,降低阀杆受力,适应高参数工况;结构简单,阀芯阀座在高压下不易变形
缺陷	振动噪声大;结构较为复杂	只适用于低参数工况;结构复杂	控制精度较低;密封困难

2.2 减温机构

在减温减压装置中,减温机构将减温水进行雾化形成水雾,与过热蒸汽充分混合以降低蒸汽温度。因此,减温水的雾化效果决定了减温机构的减温性能和使用寿命,而减温机构的结构又是影响减温水雾化效果的主要因素。

我国早期的减温机构沿袭了苏联的结构形式,主要由给水分配阀、固定喷嘴、节流装置等组成。这种结构存在较多问题,包括:(1)固定喷嘴面积不可调,当蒸汽量变化时无法做出相应调整;(2)喷水量由给水分配阀调节,要求水源压力高于蒸汽压力一定范围才能使用;(3)给水分配阀阀内漏流量较大,导致减温减压装置可调比过小,只能在50%~100%负荷工况下使用;(4)减温水雾化效果差,致使最低可调温度偏高,二次蒸汽最低温度只能调到比饱和蒸汽温度高15℃以上^[23];(5)结构复杂、体积大、成本高,从制造安装到后期维修维护都较为困难等。

为了解决减温机构中减温水雾化效果差、与过热蒸汽混合不充分等问题,一系列新型减温机构应运而生,根据其结构的差异可分为:可调雾化喷嘴型减温机构和文丘里喷嘴型减温机构。

可调雾化喷嘴型减温机构可直接安装在蒸汽管道

上,减温机构根据入口蒸汽参数的变化,由执行机构控制喷嘴的开度和数量,以精确调节喷水量;喷嘴按流量布置,根据流量的大小逐渐开启,以保证减温水始终以完全雾化的方式喷入蒸汽管道^{[24]37}。根据使用喷嘴的结构形式和数量的不同,可调雾化喷嘴型减温机构可分为两种:弹簧可调环形喷嘴减温机构和可变截面式多喷嘴减温机构。其中,可变截面式多喷嘴减温机构流量调节比大,可达20:1;而弹簧可调环形喷嘴减温机构调节比小,但其结构更为简单^[25]。

当喷水量大于蒸汽量的25%,或当减温水压力低至二次蒸汽管线压力0.4 MPa时,可采用文丘里喷嘴型减温机构。文丘里喷嘴型减温机构是基于文丘里效应设计的减温机构,其雾化液滴大小主要取决于气体压力及流量^[26]。文丘里喷嘴型减温机构可以强化减温水的雾化效果,并使减温水与过热蒸汽更好地混合。

过热蒸汽流经减温机构渐缩部位时,其流速增加,压力降低,在喉部时流速达到最大值。由于文丘里效应的作用,高速蒸汽会产生振动,并强制减温水旋转喷入蒸汽管道,强化了蒸汽与减温水之间的传热和减温水的雾化效果。同时,由于喷入管道的减温水全部汽化并与蒸汽混合,不会对混合处管道产生冲击,无需额外安装任何的保护衬垫^[27]。

3 减温减压装置关键技术研究方法

3.1 流动特性分析

对减压阀的阀内流动特性的研究一直是一个热点,浙江大学特种控制阀研究团队对该热点问题进行了细致的研究。

JIN Z J 等^[28]提出了一种新型高参数减压阀,如图 6 所示。

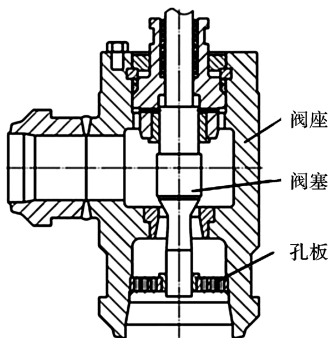


图 6 新型高参数减压阀结构图

该结构采用该阀体和孔板的结构改进方法,可以减少能量损失,提高蒸汽流动性能。

CHEN F Q 等^[29]针对不同结构参数(包括阀门开度、孔板直径、套筒直径、孔板倒角半径、孔板压力比和开孔板级数),对多级减压阀可压缩湍流流动和能耗的影响因素进行了数值研究。侯聪伟等^{[17]33-39}考察了笼罩式阀芯和节流孔板的间距对节流特性的影响,指出随着节流孔板位置的下移,湍流耗散率不断增大;而随着流场最低温度的不断增大,笼罩式阀芯处的减压效果会逐渐下降。

为了优化旁路系统减压阀阀体结构,以提升其高参数工况下的安全性能,CHEN F Q 等^[30]采用流固耦合的方法,对某高压旁路系统减压阀的承压热冲击强度进行了分析,并对该减压阀进行了结构改进,以提高高压减压阀的调节性能。

由此可见,目前,国内减压阀的流动特性分析技术已经达到了较高的水平,并且能较好地将其运用到实际产品的设计与改进中。

3.2 双座式减压阀密封技术

双座式阀门结构存在一个重要问题,即由于加工精度的问题,难以同时保证阀芯和阀座间两个密封面的紧密接触,极易发生泄漏现象。泄漏会破坏阀门内部的力平衡系统,降低阀体内启闭件的灵敏性,使减压阀动作缓慢迟钝;即使是微量的泄漏,也会影响阀的输出压力,从而造成阀的失效^[31]。

为此,李长松等^[32]设计了一种笼式双座蒸汽减压阀的阀座结构,如图 7 所示。

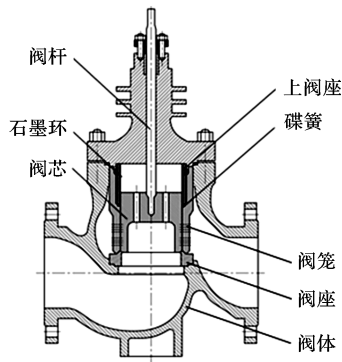


图 7 笼式双座蒸汽减压阀结构图

该结构阀芯上下两面都是锥形密封面,分别与上下阀座的锥形密封面紧密接触;上阀座与阀笼连接处安装了碟簧,使阀芯向下运动后阀芯与下阀座密封面能紧密接触,上阀座与阀笼间的密封性能由其间的石墨环来保证。

此外,梅奎等^[33]设计了一种阀瓣与阀杆之间的连接结构,以避免双阀座减压阀在使用过程中出现内阀瓣松动脱落的现象;该结构可大大减少减压阀的检修次数。

3.3 减温机构优化设计

由于减温机构内涉及多相流动,且流体流动速度快、湍流程度大,对减温机构进行优化设计十分困难。目前,针对减温机构的优化设计主要集中在喷嘴结构优化设计和新型减温结构设计等方面。

目前,国内应用于减温机构的可调雾化喷嘴主要是压力式雾化喷嘴,即通过控制供水压力和出水孔径来实现水的雾化,因此,一般喷嘴设计的目的是基于高压雾化的原理,通过减小出水口径和增大出水压力,来提高其减温水雾化能力^[34]。而事实上,越小的出水口径和越高的出水压力不仅会极大地提高成本,还易引起喷嘴堵塞,以及对蒸汽水雾混合管道产生严重冲击,因此,研究人员将更多目光投向了喷嘴调节性能的提升上。

王荣^[35]利用离散相模型研究了喷嘴喷出的减温水水雾与蒸汽混合的情况,分析比较不同混合距离横截面上蒸汽的温度分布,得到了设计参数下喷水减温的最佳混合距离;并指出喷嘴喷射角度为钝角时,减温效果要好于锐角。孙丽等^{[24]32-33}设计了一种集减温水压力、流量调节于一体,并可实现多级压力调节的伞状雾化可调喷嘴;该喷嘴具有极细的雾化效果,可有效地避免水积对高温高压管道的破坏。张明等^{[36]26}改进设

计了一种具有止回和关闭功能的旋转雾化可调喷嘴,实现了定压喷射;该喷嘴在喷射过程中,其水珠旋转雾化粒达 300 μm ~ 500 μm,并能自适应地调节雾化的水量。

由于文丘里结构能强化减温水雾化效果,并使水雾与蒸汽充分混合,该结构被广泛应用于新型减温机构的设计中。袁舒欣等^[37]对文丘里喷管进行研究分析,通过实验发现在雾化喷嘴中应用文丘里喷管,可有效增加水雾中小颗粒液滴的比例。

WANG Y 等^[38]为了强化传热效率,设计了新型喷雾减温装置,如图 8 所示。

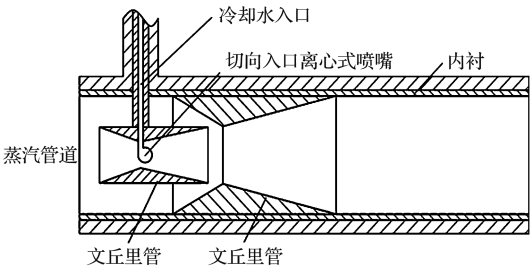


图 8 新型喷雾减温装置

该结构的特点在于采用了两级文丘里管,离心喷嘴与单级文丘里管的结合优化了喷嘴的喷射效果,延长了减温水的使用范围;喷嘴喷射效应增大了收缩区与喉道区之间的压差,强化了文丘里效应。由于结合了离心喷嘴和两级文丘里管,该结构的喷淋雾化效果更好,蒸汽温度可调范围更大,可以适应大的蒸汽负荷变化,保持稳定工作。

杭州华惠阀门有限公司提出了一种多级调节阀,配合自动雾化伞状可调喷嘴进行减温的高精度减温机构。该机构采用了高压差多级调节阀进行粗调,配合文丘里管内设有的自动雾化伞状可调喷嘴进一步细调,使减温水射速保持恒定;同时文丘里管喉部较高的蒸汽流速可改善减温水雾化效果,从而优化减温效果,扩大流量调节范围。该技术可使出口温度调节精度达到 $\pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$ ^[21]。

但需要指出的是,由于文丘里管喉部直径是固定的,仅在大流量工况时能产生较好的减温水雾化效果及蒸汽与减温水混合效果;而当面临小流量工况时,该结构并不能起到很好的减温作用。因此,如何使文丘里管喉部直径随着蒸汽流量的改变而改变,仍是目前一个难以解决的问题。

此外,由于减温水喷嘴处两相流场极其复杂,且不稳定,对其进行的研究存在一定的困难,导致目前国内缺乏对减温机构内部流场的研究分析。

而实际上,对减温机构内流场进行分析,不仅可以

从机理上指导其结构的优化设计,从而提高减温效率,还能从原理上对许多减温机构的失效现象进行解释,以便从根源上解决问题。

3.4 减温减压装置降噪减振技术

减温减压装置的降噪减振技术一直受到许多专家学者的重视。振动会使机械设备产生较大的动载荷,从而严重影响设备的工作性能和寿命;巨大的噪声不仅会损坏设备,还会危害操作人员的身体健康,并且巨大的噪声也会引发振动。因此,相关标准规定,减温减压装置中的总体噪声水平应不大于 85 dB(A)^[39]。

减温减压装置中的振动噪声主要来源于减压机构和减温机构。在减压机构中,流体流经节流元件如阀芯和孔板时,压力迅速降低,发生超声速流动,导致减压阀内气体的湍流程度加剧,并由此产生较大的噪声^[40]。在高压差工况下工作时,减压阀蒸汽压力的变化和剧烈的湍流流动,极易引起整个管路系统的振动,同时产生巨大的噪声。

针对减压阀噪声问题,陈立龙等^[41]指出,阀内噪声的强弱与湍流的程度有关。为了降低减压阀内噪声,一般的方法有:(1)在减压阀内增设消声器,如多孔板或多孔网罩等;(2)改进阀门结构,以减小噪声。

近年来学者在减压阀降噪方面的研究进展如表 3 所示。

表 3 减压阀降噪技术研究进展

研究者	降噪技术	研究内容
ALENIUS 等 ^[42]	多孔板	孔板流动与声波间的耦合作用
LIN 等 ^[43]	多孔板	多孔结构在抑制喷流噪声方面的作用
WEI 等 ^[44]	多孔板	利用数值模型验证多孔板降噪性能
OUÉDRAOGO 等 ^[45]	单孔板	计算不同消声器结构最大总声透射损失并进行比较
QIAN 等 ^[46]	厚穿孔板	对不同厚度多孔板的传输损耗(TL)进行预测,分析了其噪声控制性能
陈富强等 ^[47]	多孔板	对高参数减压阀中的多孔板内热应力进行分析
DMITRY 等 ^[48]	多孔板	分析孔板消声器对减压阀静态特性的影响
YOUN 等 ^[49]	结构改进	将孔板结构改为径向狭缝结构
邵海燕等 ^[50]	结构改进	对阀芯、套筒进行结构改进,并改变了阀芯的极限运动行程
李新一 ^[51]	结构改进	对阀笼和阀腔结构进行改进

根据频率的大小,振动可分为 3 种:(1)低频振动,频率小于 1 000 Hz;(2)中频振动,频率介于 1 000 Hz ~

5 000 Hz 之间; (3) 高频振动, 频率大于 5 000 Hz。

在减温减压装置中, 振动一般包括机械振动和流激振动: (1) 机械振动。指由于流体与零件碰撞和零件与零件碰撞而产生的振动, 为低频振动, 危害较小, 相对容易控制; (2) 流激振动。是指当设备自然频率与流体激励频率一致时引起的共振, 为高频振动。

高参数蒸汽在通过减压阀后不但产生巨大的噪声, 还会引起剧烈的高频振动, 高频振动将严重地损害装置内零部件, 降低装置寿命, 是制约减温减压装置向高参数化发展的重要因素。

ERDÖDI 等人^[52]通过 CFD 的方法扩展了对减压阀内声耦合不稳定性的研究范围, 研究了一种会导致阀门震颤的 1/4 波的不稳定性。张雷^[53]通过实验研究发现, 随着喷入减温减压器的水蒸汽参数的升高, 管壁的振动总有效值会越来越高。针对这一问题, 目前国内主要的解决方法为采用多级减压结构和增大阀门口径, 从阀门结构设计上来减小振动, 同时也能起到部分降噪的作用。

张明等人^{[36]25-26}对各类典型结构的蒸汽减压阀进行了试验, 发现采用高减压比的多级节流降压结构能提高蒸汽减压阀减压性能, 且无明显振动的发生。凤建刚^[54]围绕某公司烯烃装置内高压蒸汽减压阀的振动问题, 对阀芯、套筒和密封环等部件进行了设计改造, 使得阀杆处的平均振幅由 318 $\mu\text{m/s}$ 降到了 122 $\mu\text{m/s}$ 。

在减温机构中, 减温水遇到高温蒸汽后会迅速汽化形成两相流, 从而引起强烈振动和高噪声^[55], 并影响整个管路系统。若喷出的减温水与管壁面发生直接接触, 则会导致该处壁面出现热疲劳损伤, 继而产生裂纹; 同时, 振动又会加快裂纹的扩散, 最终导致其失效。

由于减温机构内的振动噪声问题不如减压机构中的严重, 并未引起研究人员太多的重视。

然而由于减温机构内部流场的复杂性, 对其进行振动噪声研究难度不比减压机构小, 它已成为了目前减温减压装置的一个主要技术难题。

3.5 减温减压阀设计计算与寿命估算

对减温减压阀进行设计计算和寿命估算是保证其正常运行和实现安全生产的前提。

上海交通大学的王群慧等人^[56]对汽机旁路系统中的减温减压阀阀体三维瞬态温度场和应力场进行了分析, 结果发现, 由于高温蒸汽与减温水在阀体内侧的阀座处相遇, 该处的温度变化特别剧烈, 流动压差大, 剪应力也较大。郑丽红^[57]以某电厂减温减压站的减温减压阀为例, 提出了减温减压阀内减温水流量、多级减压流通能力和减温水喷管流通能力的设计计算方

法, 为其后续的研究提供了参考。

早期的减温减压阀的寿命评计主要依据的是减温减压阀中各个零件材料的低周疲劳特性, 该方法虽然简单方便, 但并不准确。上海交通大学的钟世梁等人^[58]以 600 MW 的发电机组汽机旁路系统为研究对象, 通过计算后认为, 对该减温减压阀的使用寿命估算应以考虑高温蠕变破坏为主; 并采用 θ 函数法对阀体的使用寿命进行了估算, 得到了阀体的最大应力值, 以及破坏出现的位置。

多年来, 针对减温减压阀进行设计计算和寿命估算的方法研究和案例分析较少。虽然目前已有的方法能基本满足工业需要, 但如何进一步提高减温减压阀的设计水平和其寿命估算精度, 仍需要研究人员作更深入的研究。

3.6 减温减压阀结构优化设计

减温减压阀长期处于高温高压的工作环境, 因此, 其阀体和阀内零部件极易发生蠕变与过热氧化。此外, 由于减温水直接喷入阀内与过热蒸汽混合, 接触瞬间会对阀体产生巨大的冲击, 并引起阀体和阀内零部件产生热应力和热疲劳损伤, 导致阀门寿命降低, 严重时可能会危害整个管路系统, 造成巨大的损失。因此, 如何对减温减压阀进行结构优化, 从而在提高其性能参数的同时延长寿命是现阶段研究的重点。

国内的减温减压阀主要采用笼罩式双阀座结构。该结构存在的主要问题有: (1) 蒸汽中带有的杂质容易附着在阀笼上, 造成阀笼的堵塞; (2) 难以保证密封。

针对阀笼堵塞问题, 袁伟超^[59]指出, 在阀内加装滤网过滤杂质是一个最佳的选择。张文福等^[60]设计了一种能及时有效地排出杂质, 防止阀门失效卡死的高温高压减温减压阀。

而对于密封问题, 李新全等人^[61]发明了一种全密封减温减压阀, 该阀门在关闭状态下密封性能好, 且减温控制精度高。

针对套筒式结构中套筒容易失效的问题, 李广军等人^[62]研制了一种喷水型减温减压阀, 如图 9 所示。

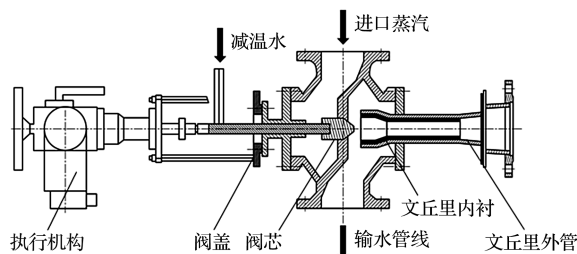


图 9 喷水型减温减压阀

该结构形式将文丘里管应用到了减温减压阀中,有效解决了套筒式结构中套筒容易失效的问题^[63,64]。

此外,与减压阀类似,减温减压阀内也存在着过热蒸汽的高速湍流,会引发严重的振动与噪声。并且,由于减温减压阀内部采用了多级小孔以实现节流降压,流道具有典型的缩颈特征,在高压差下更加容易产生强振动和高噪声问题^[65]。

针对这一问题,虽然可以借鉴减压阀的减振降噪技术,在减温减压阀内增设消音器,如套筒、孔板等结构,但由于阀内还同时进行着减温过程,使其工况更为复杂,极大地增加了减压阀的减振降噪难度。

相比于分体式装置,一体式减温减压装置除了在占地面积和成本上有优势之外,其减温效果也要强于分体式中的减温机构,这是由于减温减压阀阀瓣后部的蒸汽流速大,更有利于减温水的汽化;而当进口蒸汽参数超过 9.81 MPa,540 ℃时,减温减压阀的可靠性就会急剧下降,所以这也成了目前一体式减温减压装置发展的主要瓶颈之一。

另外,材料问题也是目前亟须解决的问题。良好的材料可以延长减温减压装置在高参数工况下的使用寿命。但一些高温环境下使用的材料如镍基合金,因为价格高,且缺少相关的标准,目前在国内还很少使用。

4 结论与展望

多年来,我国减温减压装置的研发生产水平有了显著的进步,并且也建立了一套比较完整的设备设计、研制和生产体系;无论是从高参数工况适应能力、精度控制情况、降噪减振水平、自动化程度等方面来看,都达到了国际先进水平。但随着现代工业越来越向着高参数、大型化、精细化、智能化方向发展,对减温减压装置使用的工况越来越严苛,对减温减压装置的要求也越来越高。

为了促进我国工业水平的发展,尤其是能源行业的发展,笔者提出了未来减温减压装置的主要研究方向:

(1)复杂工况下减温减压装置内蒸汽超临界流动特性分析,尤其是针对减温机构和减温减压阀内的蒸汽流动特性分析;

(2)减温减压装置密封结构设计,主要针对双座式结构的减压阀和减温减压阀的密封结构设计;

(3)复杂工况下减温减压装置降噪减振技术,包括减压阀降噪减振结构设计,以及减温机构振动噪声机理的研究;

(4)减温减压装置结构优化设计,主要包括流量自适应型文丘里减温机构、其他新型减温机构和减温减压阀的研发与应用;

(5)高温材料的研究与应用,包括已有高温材料的标准制定与完善,和其他新型高温材料的研发与应用。

参考文献(References):

- [1] 袁心亿. 减温减压装置前馈温度控制系统设计[J]. 中国计量学院学报,2006(2):146-149.
- [2] 张少坤,翁国兵,范绍智. 减温减压装置的改造[J]. 机电信息,2010(12):197.
- [3] 雍丽英,孙福才,张永标. 新型减温减压装置结构设计及研究[J]. 科技创新与应用,2015(18):11-12.
- [4] 阎继宏. 哈萨克第三天然气处理厂减温减压装置开车调试[J]. 石油规划设计,2008(6):40-41,48.
- [5] 陈娟娟. 减温、减压装置在焦化企业的应用[J]. 现代冶金,2012,40(1):46-47.
- [6] 马力,杨自玲,李强. 浅析某化工企业自备电厂新增减温减压器的经济效益[J]. 广州化工,2019,47(5):137-138,144.
- [7] 杨林,罗继雄,何培东. 国产大化肥装置减温减压阀运行故障分析[J]. 化肥设计,2020,58(1):49-50.
- [8] 董玉江. 减温减压阀的特点及应用[J]. 管道技术与设备,1999(4):32-33.
- [9] 陈立龙,陈卫平,刘儒亚,等. 第五代减温减压装置的研究[C]. 第六届全国阀门与管道学术会议论文集,2009:47-52.
- [10] 陈卫平,陈立龙,陈卫荣. 第四代减温减压阀的设计[C]. 第五届全国阀门与管道学术会议论文集,1999.
- [11] 邓凡,邹积明. 超高压减温减压器典型问题的分析处理[J]. 石油化工自动化,2002(3):78-80.
- [12] 赵彦修,吴旭正. 一起减压阀爆炸事故浅析[J]. 中国锅炉压力容器安全,1996,12(2):41-42.
- [13] 陆培文,孙晓霞,杨炯良. 阀门选用手册[M]. 北京:机械工业出版社,2009.
- [14] 魏琳,张明,颜孙挺,等. 减压阀流动特性研究进展[J]. 化工机械,2015,42(6):742-749,851.
- [15] 周翔. 浅谈减温减压器系统的设置及工艺计算[J]. 科技创新导报,2015,12(22):153-154.
- [16] 钱锦远,侯聪伟,金亮,等. 减压阀阀芯与孔板间距对节流性能的影响分析[J]. 液压与气动,2018(12):11-14.
- [17] 侯聪伟,钱锦远,金志江. 笼罩结构对椭球形阀芯抑制空化的参数分析[J]. 流体机械,2019,47(9):33-39,32.
- [18] 张满芬,申景拓. 串行多级式减压阀:CN201420246512.1[P]. 2014-05-14.

- [19] 刘 佳,何庆中,刘晓叙,等. 高压差迷宫式调节阀流道设计研究[J]. 液压与气动,2016(11):72-76.
- [20] CHEN F Q, ZHANG M, QIAN J Y, et al. Pressure analysis on two-step high pressure reducing system for hydrogen fuel cell electric vehicle[J]. **International Journal of Hydrogen Energy**, 2017, 42(16):11541-11552.
- [21] 陈立龙,张 明,陈卫平,等. 高性能高参数减温减压装置的研究[C]. 第七届全国阀门与管道学术会议论文集,2019.
- [22] 李广军,王彦枝,刘丽娟,等. 双座调节减压阀:CN201721168196.0[P]. 2017-09-13.
- [23] 周 勇,王 敏. 减温减压装置中减温器结构的设计与研究[J]. 锅炉制造,2004(4):58-59.
- [24] 孙 丽,陈立龙. 伞状雾化可调喷嘴的设计及应用[J]. 热电技术,2010(2):32-33,37.
- [25] 许秉浩. 化工项目蒸汽减温减压器选型的探讨[J]. 化肥设计,2018,56(2):41-44.
- [26] 肖 军,章名耀,蔡宁生. PFBC-CC 中试电站烟气旁路减温器模拟实验研究及设计应用[J]. 东南大学学报:自然科学版,2002(3):431-436.
- [27] 胡赤兵,陈 宇,张育斌. 新型文丘里式喷水减温器的入口型线设计[J]. 机械制造,2010,48(11):43-45.
- [28] JIN Z J, WEI L, CHEN L L, et al. Numerical simulation and structure improvement of double throttling in a high parameter pressure reducing valve[J]. **Journal of Zhejiang University-Science A**, 2013, 14(2):137-146.
- [29] CHEN F Q, QIAN J Y, CHEN M R, et al. Turbulent compressible flow analysis on multi-stage high pressure reducing valve[J]. **Flow Measurement and Instrumentation**, 2018(61):26-37.
- [30] CHEN F Q, ZHANG M, QIAN J Y, et al. Thermo-mechanical stress and fatigue damage analysis on multi-stage high pressure reducing valve[J]. **Annals of Nuclear Energy**, 2017(110):753-767.
- [31] SUN W, MENG G X, YE Q, et al. Prediction of leakage of a pressure-relief valve based on support vector regression with auxiliary input information[J]. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science**, 2011, 225(8):1984-1990.
- [32] 李长松,孙卫东,孙卫星,等. 一种笼式双座蒸汽减压阀的弹性密封阀座结构:CN201820438654.6[P]. 2018-03-29.
- [33] 梅 奎,张云飞,赵同舟. 一种减温减压装置用双座减压阀:CN201821010054.6[P]. 2018-06-28.
- [34] 李明忠,赵国瑞. 基于有限元仿真分析的高压雾化喷嘴设计及参数优化[J]. 煤炭学报,2015,40(S1):279-284.
- [35] 王 荣. 空冷机组减温减压装置设计研究[D]. 上海:上海交通大学机械与动力工程学院,2016.
- [36] 张 明,陈立龙,王轶栋. 蒸汽控制阀的研究和应用[J]. 阀门,2018(3):23-28.
- [37] 袁舒欣,唐亚鸣,杨 刚,等. 雾化降尘水炮文丘里喷管的参数设计[J]. 机械制造,2017,55(3):24-27.
- [38] WANG Y, ZHU D P. A New spray desuperheater structure design[J]. **Advanced Materials Research**, 2013(718-720):1630-1633.
- [39] 减温减压装置:NB/T47033-2013[S]. 2013.
- [40] 陈富强,王 飞,魏 琳,等. 减压阀噪声研究进展[J]. 排灌机械工程学报,2019,37(1):49-57.
- [41] 陈立龙,张 明,刘儒亚,等. 二级可调节流减压阀流场与噪声分析[J]. 通用机械,2016(7):69-73.
- [42] ALENUS E, ABOM M, FUCHS L. Large eddy simulations of acoustic-flow interaction at an orifice plate[J]. **Journal of Sound and Vibration**, 2015(345):162-177.
- [43] JIAN L, ZHIXIAO S, HUANXIN L. Numerical study of controlling jet flow and noise using pores on nozzle inner wall[J]. **Journal of Thermal Science**, 2018, 27(2):146-156.
- [44] WEI L, ZHU G R, QIAN J Y, et al. Numerical simulation of flow-induced noise in high pressure reducing valve[J]. **Plos One**, 2015, 10(6):e0129050-e0129065.
- [45] OUÉDRAOGO B, MARÉCHAL R, VILLE J M, et al. Broadband noise reduction by circular multi-cavity mufflers operating in multimodal propagation conditions[J]. **Applied Acoustics**, 2016(107):19-26.
- [46] QIAN J Y, WEI L, ZHU G R, et al. Transmission loss analysis of thick perforated plates for valve contained pipelines[J]. **Energy Conversion and Management**, 2016(109):86-93.
- [47] 陈富强,金志江. 高参数减压阀含多孔板热应力的数值分析[J]. 化工进展,2019,38(S1):19-26.
- [48] STADNIK D M, IGOLKIN A A, SVERBILOV V Y, et al. The muffler performance effect on pressure reducing valve dynamics[J]. **Proceedings of the 3rd International Conference on Dynamics and Vibroacoustics of Machines (Dvm2016)**, 2017(176):706-717.

(下转第 1123 页)

本文引用格式:

徐毅翔,钱锦远,陈立龙,等. 减温减压装置的过去、现在与未来[J]. 机电工程,2021,38(9):1081-1090,1123.

XU Yi-xiang, QIAN Jin-yuan, CHEN Li-long, et al. The past, present and future of temperature and pressure reducing device[J]. **Journal of Mechanical & Electrical Engineering**, 2021, 38(9):1081-1090,1123.《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>

[7]

BOWEN W L, BHATEJA C P. The Hollow roller bearing [J]. **Journal of Lubrication Technology**, 1980, 102 (2) : 222-228.

[8]

COE H H, PARKER R J, SCIBBE H W. Evaluation of electron-beam welded hollow balls for high-speed ball bearings[J]. **Journal of Tribology**, 1971, 93 (1) : 47-55.

[9]

NYPAN L J, COE H H, PARKER R J. Bending stresses in spherically hollow ball bearing and fatigue experiments[J]. **Journal of Tribology**, 1976, 98 (3) : 472-475.

[10]

魏延刚. 空心球轴承接触状态和承载性能理论研究初探[J]. 机械设计, 2006 (4) : 54-56.

[11]

苏新伟. 大型钛合金空心推力球轴承特性研究[D]. 沈阳: 沈阳航空工业学院机电工程学院, 2009.

[12]

王 坤. 复合滚动体球轴承接触特性研究[D]. 镇江: 江苏大学机械工程学院, 2018.

[13]

HU Jing, LV Qing-ying, ZHANG Xin-ming, et al. Finite element analysis of layered, variable density, ball bearings based on pearl and turtle shell bionic structures[J]. **Industrial Lubrication and Tribology**, 2020, 72 (6) : 779-787.

[14]

张晨朝. 乌龟壳力学性能分析[D]. 大连: 大连理工大学机械工程学院, 2011.

[15]

郑昊天, 李庆林, 尹延经, 等. 基于 ADAMS 轴承钢球与保持架冲击载荷分析[J]. 机电工程技术, 2019, 48 (8) : 33-35.

[16]

赵玉洁. 高速角接触球轴承结构参数与不同加载对其动态特性影响的研究[D]. 长春: 吉林大学机械科学与工程学院, 2017.

[17]

张 刚, 梁 松, 张义民. 滚动轴承的动力学仿真分析[J]. 机械设计与制造, 2013 (9) : 32-34, 38.

[18]

魏效玲, 宋明晟, 贾国平, 等. 基于 ANSYS Workbench 的角接触球轴承接触特性分析[J]. 机床与液压, 2018, 46 (13) : 121-124.

[编辑: 李 辉]

本文引用格式:

李海龙, 李 聪, 张心明, 等. 基于乌龟壳结构的仿生球轴承静力学仿真分析[J]. 机电工程, 2021, 38 (9) : 1117 - 1123.

LI Hai-long, LI Cong, ZHANG Xin-ming, et al. Statics simulation analysis of bionic ball bearing based on tortoise shell structure[J]. **Journal of Mechanical & Electrical Engineering**, 2021, 38 (9) : 1117 - 1123.

《机电工程》杂志; <http://www.meem.com.cn>

(上接第 1090 页)

[49]

YOUN C, ASANO S, KAWASHIMA K, et al. Flow characteristics of pressure reducing valve with radial slit structure for low noise[J]. **Journal of Visualization**, 2008, 11 (4) : 357-364.

[50]

邵海燕, 宋方臻, 马玉真, 等. 减压阀的噪声估计与改进设计[J]. 液压与气动, 2011, (11) : 105-106.

[51]

CHONG L, YI L X, YUE Q D. Parameter Optimization Research of Control Valve Cage Type Part [C]. The 2nd National Conference on Information Technology and Computer Science, 2015.

[52]

ERDODI I, HOS C. Prediction of quarter-wave instability in direct spring operated pressure relief valves with upstream piping by means of CFD and reduced order modelling[J]. **Journal of Fluids and Structures**, 2017 (73) : 37-52.

[53]

张 雷. 蒸汽排放系统振动噪声特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学动力能源工程学院, 2007.

[54]

凤建刚. 进口高压蒸汽减压阀的国产化改造[J]. 石油化工自动化, 2018, 54 (1) : 75-76.

[55]

蒋继黎, 袁成怀. 疏水扩容器减温水管道强烈振动和高噪声分析[J]. 热力发电, 2010, 39 (4) : 95-96.

[56]

王群慧, 黄荣国. 汽机旁路系统蒸汽减温减压阀阀体三维瞬态温度场和应力场的分析计算[J]. 热力发电, 1993 (5) : 16-22, 62.

[57]

郑红丽. 减温减压阀的设计与计算[J]. 锅炉制造, 2011 (6) : 62-64.

[58]

钟世梁, 黄荣国, 许 冰. 600 MW 机组高压旁路减温减压阀热应力计算及寿命估算[J]. 动力工程, 2005 (2) : 267-270, 279.

[59]

袁伟超. 关于火力发电厂汽机旁路阀的研究[J]. 科技创新导报, 2010 (19) : 67.

[60]

张文福, 陈朝学. 高温高压减温减压阀: CN201320817765. 5[P]. 2013-12-07.

[61]

李新全, 贺乐全, 吴凯伟, 等. 全密封减温减压阀: CN201720567205. 7[P]. 2017-05-15.

[62]

李广军. 文丘里式喷水型减温减压阀[J]. 阀门, 2016 (5) : 29, 45.

[63]

叶增荣. 减压塔变径段结构的外压屈曲模拟研究[J]. 压力容器, 2019, 36 (12) : 37-42.

[64]

张 季, 赵国忠, 张 皓. 基于精细螺栓模型的爆破阀热固耦合密封性能分析[J]. 压力容器, 2018, 35 (2) : 13-23.

[65]

王朝富. 超超临界减温减压阀结构分析及模拟研究[D]. 兰州: 兰州理工大学石油化工学院, 2012.

[编辑: 杨骏泽]