doi:10.3969/j.issn.1001-4837.2026.02.001

试验研究

基于螺栓载荷的双锥密封垫片接触压力监测方法及试验验证

王琇峰[1],莫 彤[1],王晗博[1],汪海洋[2],赵雪岑[2],陈 智[2]
(1.西安交通大学 机械工程学院,西安 710049;2.中国核动力研究设计院,成都 610213)

摘 要:针对高压容器双锥密封结构存在泄漏风险且垫片接触压力难以直接测量的问题,提出一种基于螺栓载荷测量接触压力的间接监测方法。建立双锥密封结构力学模型,推导得出螺栓载荷与垫片平均接触压力的线性映射关系;基于板壳弯曲理论,引入平盖偏转角,构建了考虑径向分布不均的接触压力解析计算方法。搭建双锥密封泄漏模拟试验台,利用垫圈式传感器和感压纸分别获取螺栓载荷与接触压力,并结合有限元仿真对所提方法进行验证。试验及仿真结果表明,在0~4 MPa内压范围内,解析计算的平均接触压力与实测结果误差小于16%;在15 MPa高压工况仿真中,误差仅为0.8%~2.6%。垫片接触压力呈现"两端高、中间低"的径向分布特征,理论计算的分布规律与感压纸实测及仿真结果高度一致。该方法通过监测螺栓载荷可准确反演垫片接触压力状态,验证了模型的有效性,为双锥密封结构的安全监测提供了有效的技术手段。

关键词:双锥密封;螺栓载荷;接触压力;静密封;监测方法
中图分类号:TH49;TH131.3;TH136.2 **文献标志码:**A

Monitoring method for contact pressure of double-cone gasket based on bolt load and experimental verification

WANG Xiufeng[1],MO Tong[1],WANG Hanbo[1],WANG Haiyang[2],ZHAO Xuecen[2],CHEN Zhi[2]
(1.College of Mechanical Engineering,Xi′an Jiaotong University,Xi′an 710049,China;
2.Nuclear Power Institute of China,Chengdu 610213,China)

Abstract: To address the leakage risk in the double-cone seal structure of high-pressure vessels and the difficulty of directly measuring the gasket contact pressure, an indirect contact pressure monitoring method based on bolt load measurement is proposed.A mechanical model of the double-cone seal structure is established,and a linear mapping relationship between the bolt load and the average gasket contact pressure is derived.Based on plate and shell bending theory,the deflection angle of the flat cover is introduced to develop an analytical calculation method for the contact pressure that accounts for non-uniform radial distribution. A leakage simulation test bench for the double-cone seal is constructed, where washer-type sensors and pressure-sensitive paper are used to obtain the bolt load and contact pressure,respectively,and the proposed method is verified through finite element simulations.Experimental and simulation results show that within the internal pressure range of 0~4 MPa, the error between the analytically calculated average contact pressure and the measured values is less than 16%;in the simulation under a high-pressure condition of 15 MPa,the error is only 0.8%~2.6%.The radial distribution of the gasket contact pressure exhibits a pattern of "high at both ends and low in the middle",and the theoretically calculated distribution is in strong agreement with the results obtained from pressure-sensitive paper measurements and simulations.This method enables accurate inversion of the gasket contact pressure state by monitoring the bolt load,confirming the validity of the model and providing an effective technical approach for the safety monitoring of double-cone seal structures.

Key words:double-cone seal;bolt load;contact pressure;static seal;monitoring method

收稿日期:2025-11-19 **修回日期:**2026-02-07
基金项目:国家自然科学基金项目(U2267206)

0 引言

双锥密封是一种保留了主螺栓但具有径向自紧作用的半自紧式静密封结构[1]，主要由主螺栓螺母、筒体、平盖、双锥环和垫片等组成。该结构能够适应压力和温度的波动，凭借出色的综合密封性能，在高压容器密封领域占据重要地位[2]。但在高压容器双锥密封结构实际应用中，存在双锥密封泄漏问题[3-4]。由于高压容器内部储存介质多为易燃易爆的气体、液体或放射性介质，一旦发生泄漏，可能直接导致人员伤亡、设备损毁，引发爆炸或环境污染，同时造成生产中断，产生高额维修与停机损失[5]。

双锥密封结构如图1所示。在预紧工况下[6]，主要依靠拧紧主螺栓使位于双锥环两密封面上的金属垫片和平盖、筒体端部上的锥面相接触并压紧，接触面之间发生弹塑性变形来填补表面粗糙间隙以达到密封的效果。在操作工况下，双锥密封依靠螺栓轴向预紧力、双锥环自身的回弹力，以及内部介质压力的共同作用来维持密封面的接触压力。为保障双锥密封的密封性能，密封面上的接触压力必须高于金属垫片所需的最小接触压力。

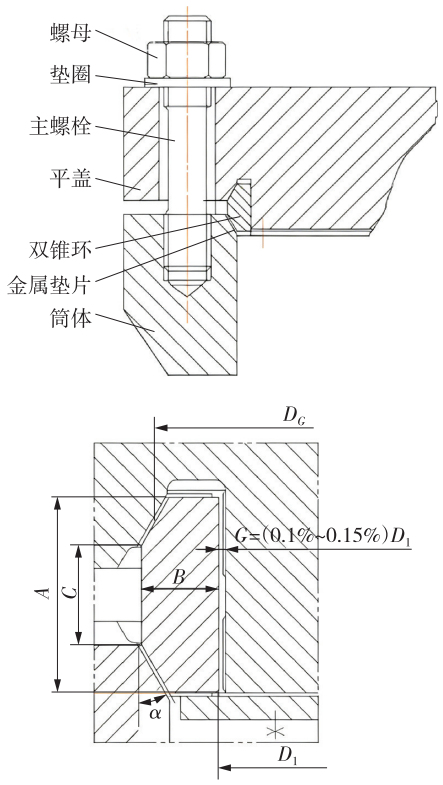


图1 双锥密封结构

Fig.1 Double-cone sealing structure

在实际的制造和加工过程中，受限于工艺和技术水平，任何方法都无法打造出绝对光滑的理想表面。所以，从微观角度来看，静密封界面的表面形貌呈现出粗糙不平的状态，两个相互接触的密封面之间必然会存在微观间隙[7]。研究表明[8]，造成金属垫片连接结构界面泄漏的根本原因在于密封表面上存在间隙，以及密封面两侧存在压力差或浓度差。综上，垫片密封面的接触压力是与双锥密封泄漏最直接关联的参数，通过监测垫片密封面的接触压力可以间接表征双锥密封的泄漏状态。

密封面接触压力的测量方法主要分为接触式和非接触式两类。非接触式测量方法主要包括光学干涉技术和超声波技术[9-11]。光学干涉技术基于光弹性材料在受力时产生双折射现象，当偏振光穿过受应力的光弹性材料时，会产生光程差并形成干涉条纹。通过对干涉条纹的分布与特征进行分析，依据光弹理论计算材料内部应力分布，从而推断出密封面的接触压力分布情况。超声波技术则依据反射波和透射波的特性变化，来分析密封面的接触状态及压力分布。然而，非接触式测量通常仅能测量所遇到的首个结合面，这使其应用范围受到极大限制。接触式测量方法中，较为常见的有压力传感器法和感压纸法[12-14]。压力传感器法借助其内部的敏感元件，实现压力信号到电信号的转换。但现有的接触式测量方法，如薄膜压力传感器，若将其安装在密封面之间会影响双锥密封的密封性能。

因此，针对密封面接触压力难以通过直接测量获取的问题，本文通过深入解析螺栓载荷与垫片密封面平均接触压力的映射关系，创新性地提出基于螺栓载荷测量垫片密封面接触压力的间接监测方法，并通过搭建模拟试验台与有限元仿真，对所提出方法的有效性进行了试验验证。

1 基于螺栓载荷测量的垫片密封面接触压力监测方法

1.1 双锥环密封比压映射模型

为深入探究螺栓工作载荷同垫片密封面接触压力之间的关系，建立了双锥密封结构的力学分析模型，对双锥密封结构不同工况下的受力情况展开分析。双锥密封结构在预紧工况下主要靠主螺栓施加预紧力来压紧平盖，此时，双锥环的两个锥面上分别受到来自平盖和筒体的法向压紧力，

双锥环的受力情况如图2所示。图中,W_0为螺栓的初始预紧力;N_0为作用在垫片密封面上的法向力;F_f为垫片密封面所受摩擦力;V_0为作用在垫片密封面上的法向力的水平分力。

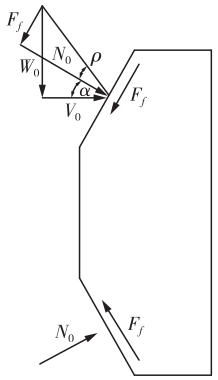


图2 预紧工况双锥环受力情况

Fig.2 Force condition of double-cone ring under pre-tightening condition

预紧后应保证密封面上接触压力到达最小接触压力要求,同时应使双锥环产生径向弹性压缩,以消除双锥环与平盖之间的径向间隙g。预紧过程中,双锥环收缩,其锥面与平盖之间有相对滑动,使双锥环受到摩擦力F_f的作用,摩擦力的方向如图2所示,螺栓预紧力为作用在双锥密封面上的法向压紧力和摩擦力的合力在垂直方向上的分力。

假设由主螺栓施加的初始预紧力为W_0,那么作用在双锥密封面上的法向压紧力:

$$N_0=\frac{W_0\cos\rho}{\sin(\alpha+\rho)} \tag{1}$$

式中,ρ为密封面的摩擦角;α为双锥密封面的锥角。

进一步地,双锥密封面的面积(S):

$$S=\pi D_G b \tag{2}$$

其中:

$$D_G=D_1+2B-\frac{A-C}{2}\tan\alpha \tag{3}$$

$$b=\frac{A-C}{2\cos\alpha} \tag{4}$$

式中,D_G为双锥环的密封平均直径,mm;b为双锥密封面的有效接触宽度,mm;D_1为双锥环内径,mm;A为双锥环高度,mm;B为双锥环厚度,mm;C为外侧面高度,mm。

预紧工况下双锥密封面的接触压力(P_0):

$$P_0=\frac{N_0}{S}=\frac{W_0\cos\rho}{\pi D_G b\sin(\alpha+\rho)} \tag{5}$$

预紧时,双锥环产生径向压缩变形,需压缩至径向间隙g值为零,此时双锥环的环向应变(ε):

$$\varepsilon=\frac{\pi(D_G-2g)-\pi D_G}{\pi D_G}=-\frac{2g}{D_G} \tag{6}$$

相应的环向应力(σ):

$$\sigma=E_R\varepsilon=-E_R\frac{g}{R_G} \tag{7}$$

式中,E_R为双锥环材料的弹性模量,MPa;R_G为垫片反力作用点半径,mm。

设双锥环单位周向长度的回弹力为V_R,对双锥环进行静力平衡分析,如图3所示。可以求得回弹力V_R和环向应力σ_θ的关系如下:

$$\int_0^\pi \frac{V_R}{\pi D_G}R_G\mathrm{d}\varphi\sin\varphi=2f_R\sigma_\theta \tag{8}$$

式中,f_R为双锥环的截面积,mm^2。

f_R计算式如下:

$$f_R=AB-(\frac{A-C}{2})^2\tan\alpha \tag{9}$$

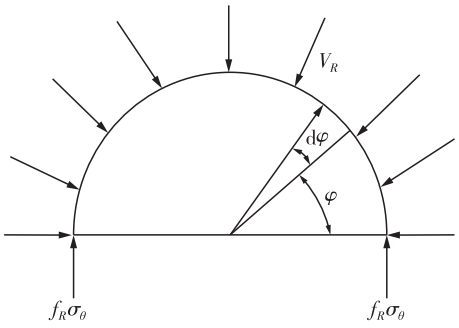


图3 双锥环的静力平衡

Fig.3 Static equilibrium of the double-cone ring

因此,当双锥环产生ΔD的径向变形时,所产生的径向回弹力:

$$V_R=2\pi f_R\sigma_\theta=2\pi E_R f_R\frac{\Delta D}{D_G} \tag{10}$$

操作工况下,双锥环的回弹分为两个阶段。第一阶段:随着内压的升高,双锥环内壁面同平盖外圆柱面之间的贴合反力慢慢减小,直至完全消失,此时,双锥环径向间隙g值仍为0。第二阶段:随着内压继续增加,双锥环开始回弹,双锥环径向间隙g值逐渐增大,双锥环径向压缩产生的回弹力减小,此时,在内压作用下,双锥环在内圆柱面上产生径向扩张力V_p,平盖和筒体的支持力N_1,以及双锥环回弹力V_R,并保持静力平衡,如图4所示。

设此时双锥环的密封比压为P_F,则:

$$N_1=\pi D_G b P_F \tag{11}$$

为获取密封面接触压力,可将平盖作为分析对象,其受力状态如图5所示。此时,平盖在螺栓

工作载荷、密封面接触压力、锥面间摩擦力及内压引起的轴向力作用下达到平衡状态。

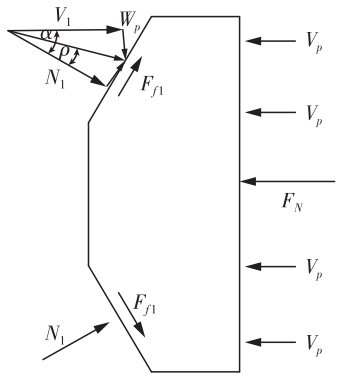


图4 操作工况双锥环受力情况

Fig.4 Force condition of the double-cone ring under operating conditions

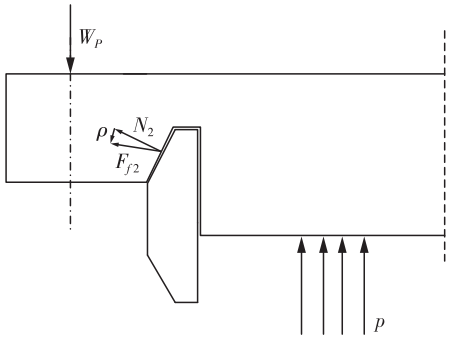


图5 平盖受力情况

Fig.5 Force condition of the upper end cover

由此可得，螺栓工作载荷 W_p 与垫片密封面平均接触压力 P_F 的映射关系：

$$P_F=\frac{(W_P-\pi D_G^2 p_c/4)\cos\rho}{\pi D_G b\cos(\alpha+\rho)\tan(\alpha-\rho)} \tag{12}$$

综上，通过建立静力学平衡方程及几何关系式，得到了螺栓工作载荷同垫片密封面平均接触压力 P_F 的映射函数关系式。螺栓载荷同垫片密封面平均接触压力之间存在线性映射关系，且在双锥环结构参数已知的情况下，由螺栓载荷值可以直接计算出垫片密封面的平均接触压力。

1.2 垫片接触压力分布的解析计算

基于上述分析，构建了双锥环应力、螺栓工作载荷及垫片密封面平均接触压力三者间的映射函数关系式，但在实际工况中，由于螺栓载荷和内压的作用使平盖发生弯曲变形，引起垫片密封面接触压力分布不均匀。研究表明，垫片局部区域的接触压力较平均接触压力的影响更大，因此，针对垫片密封面接触压力分布的解析算法进行研究。

双锥密封结构中平盖及双锥环的受力情况如图6所示，在操作工况下，内压作用于平盖下表面上，使得平盖发生弯曲变形，平盖可以视为弹性小挠度圆形平板。

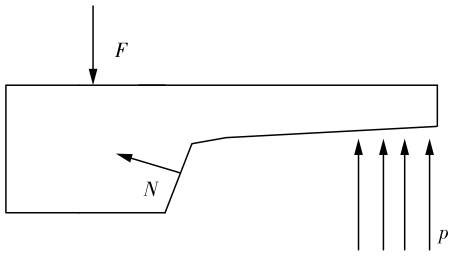


图6 平盖受力简图

Fig.6 Force diagram of the end cover

平盖偏转角的推导基于弹性力学薄板弯曲理论。引入以下假设：(1)板中面无伸缩和剪切变形；(2)直法线假设；(3)忽略垂直板面的正应力。通过建立微元体的平衡方程、几何方程及物理方程，结合周边简支边界条件，解得挠度微分方程的通解，最终导出边缘转角 θ 的计算式。在圆板周边处($r=R$)，转角计算式如下：

$$\theta=\frac{pR^3}{8D(1+\mu)} \tag{13}$$

式中，p 为内压，MPa；R 为平盖半径，mm；D 为平板抗弯刚度，N·mm；μ 为泊松比。

进一步分析垫片密封面接触压力径向分布的解析计算方法，为使问题简化，作如下假设：

(1)法兰接触面不会出现局部变形的情况，且垫片接触面上的轴向应变沿径向呈线性变化，而这种变化仅与垫片所受的压紧应力及法兰的偏转角有关；

(2)认定法兰是以按照规范计算得出的垫片反力作用点为支点进行偏转；

(3)垫片不发生径向变形，垫片接触面积 A_a 为定值。

图7示出双锥密封垫片变形模型。操作工况下，平盖下表面在内压的作用下发生变形，导致边缘产生转角，进而引起垫片绕支承反力作用点为支点进行偏转。

对于任一径向位置 r 处，垫片的应变(ε_r)：

$$\varepsilon_r=\varepsilon_G+\frac{(r-R_G)\sin\theta}{T\cos(\pi/3+\theta)} \tag{14}$$

其中：

$$\varepsilon_G=\begin{cases}\dfrac{P}{E_g A_a} & (S_G=\dfrac{P}{A_a}\leqslant\sigma_s)\\ \varepsilon_s+\dfrac{1}{E_g'}\left(\dfrac{P}{A_a}-\sigma_s\right) & (S_G=\dfrac{P}{A_a}>\sigma_s)\end{cases} \tag{15}$$

由式（15）可求出r处垫片接触压力（P_r）：

$$P_r=\begin{cases}E_g\varepsilon_r & (0<\varepsilon_r\leqslant\varepsilon_s)\\ \sigma_s+E_g'(\varepsilon_r-\varepsilon_s) & (\varepsilon_r>\varepsilon_s)\end{cases} \tag{16}$$

式中，E_g为垫片的弹性模量，MPa；S_G为密封面接触压力，MPa。

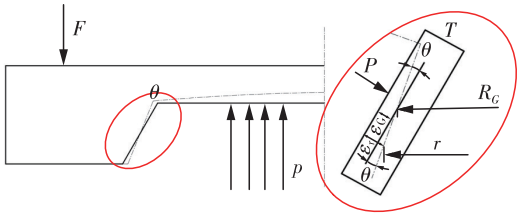


图7　双锥密封金属垫片变形模型

Fig.7　Deformation model of metal double-cone sealing gasket

因此，对于双锥密封结构，影响垫片密封面接触压力径向分布的主要因素是平盖的偏转角。计算时，首先按式（13）计算平盖偏转角θ；然后，根据式（14）计算密封垫片的应变；最后，根据式（16）求得垫片接触压力径向分布结果。

基于上述解析模型，理论计算得到的垫片接触压力沿径向呈现非均匀分布特征。由于平盖在内压作用下产生挠曲变形，导致垫片内、外径侧的压缩量较大，而中间区域压缩量相对较小。因此，接触压力在径向分布上表现为典型的“马鞍形”特征，即垫片内、外两侧接触压力较高，中间区域接触压力较低（具体数值计算与验证结果见后文图16）。这一理论分布规律与双锥密封实际运行中的边缘密封效应相吻合。

1.3　模型适用性讨论

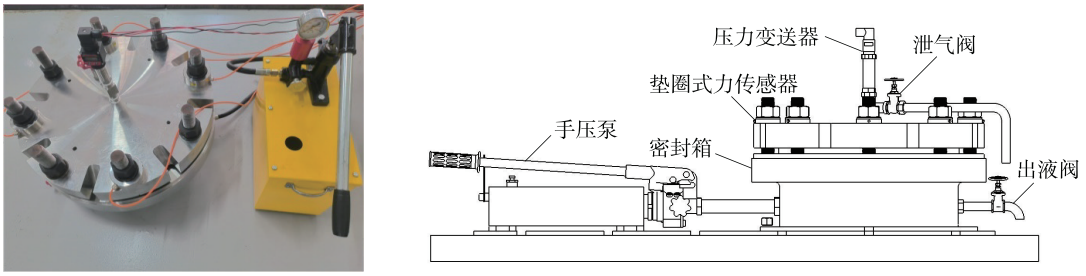
建立的线性映射关系主要适用于垫片处于弹性变形阶段。在实际工程应用中，双锥密封垫片通常选用高强度金属材料，在预紧及正常工作压力下，其主要发生弹性接触变形。

此外，双锥环的回弹过程分为两个阶段：第一阶段为内壁面与平盖贴合反力减小；第二阶段为径向间隙增大。虽然在临界状态下刚度存在非线性变化，但在双锥密封的稳定操作工况下（主要处于第二阶段），试验与仿真结果均表明，螺栓载荷与接触压力保持良好的线性映射关系，满足工程监测的精度需求。关于摩擦角ρ，在润滑良好的工程计算中通常将其近似为常数进行处理。

2　密封面接触压力测量试验验证

2.1　试验装置及参数

为验证所提出的垫片密封面接触压力监测方法的有效性，设计并搭建了双锥密封泄漏模拟试验台。试验台的整体结构如图8所示，试验台主要包括密封箱主体、加压系统、回路管道系统、泄漏液收集系统、预紧系统、数据采集系统六个部分。



（a）实物　　（b）整体结构示意

图8　双锥密封泄漏模拟试验台

Fig.8　Leakage simulation test bench for double-cone seal

双锥环安装在密封箱体内部，密封箱体结构如图9所示。试验中，密封腔内部压力的调节采用手动增压泵实现，最大泵送压力可达15 MPa。为精确监测腔内压力，在平盖排气孔处安装了TMLP801型压力变送器（量程0~10 MPa，精度0.5级），该变送器输出0~10 V电压信号，用于实时反馈密封压力。试验台能够通过调节螺栓载荷和内部介质压力改变双锥密封垫片密封面的接触压力，验证所提出的垫片密封面接触压力监测方法的准确性。

在试验方案设计过程中，综合考量经济性要素和对双锥密封性能可能产生的潜在影响，最终选定感压纸作为直接测量密封面接触压力的关键工具。一方面能够有效控制试验成本；另一方面，感压纸的运用最大程度地降低了对双锥密封原有性能的负面影响，确保在精准获取接触压力数据

的同时，维持密封系统的稳定运行。需要注意的是，感压纸自身厚度可能对试验结果产生潜在影响：作为介入密封面之间的测量介质，其厚度会使原本紧密贴合的双锥环与平盖、筒体锥面之间增加一层额外介质，可能改变密封面的实际接触状态，例如导致螺栓预紧力在传递过程中需克服感压纸厚度带来的微小间隙，或影响双锥环的径向回弹与轴向压紧均匀性，进而使测量的接触压力分布与无测量介质时的真实工况存在偏差。不过，相较于其他接触式测量工具，感压纸厚度极薄（通常为几十微米），对密封性能的干扰已降至较低水平，因此，仍是本试验中权衡后的优选方案。

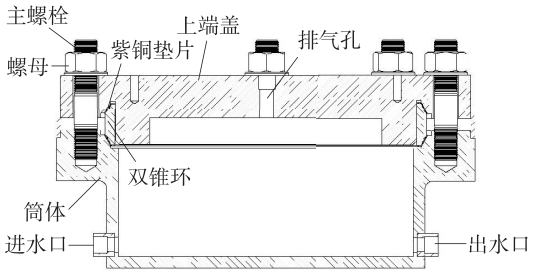


图9 密封箱主体内部结构

Fig.9 Internal structure of the main body of the sealing box

试验选用日本富士生产的MS中压型感压纸来测量密封面接触压力，其有效测量范围为10~50 MPa，单层厚度约为90 μm。感压纸结构如图10所示。其工作原理基于微胶囊显色技术，感压纸由基体层、显色层和微胶囊发色层组成。当受到外部压力作用时，发色层内的微胶囊破裂释放无色染料，与显色剂发生化学反应呈红色。微胶囊的破裂密度与压力大小成正比，试验后通过FPD-8010E压力图像分析系统读取感压纸的显色密度，即可量化解析出接触压力的数值分布。

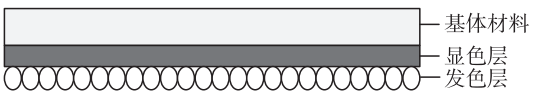


图10 感压纸结构

Fig.10 Structure of pressure-sensitive paper

为便于安装，将感压纸裁剪成条状，粘贴在筒体与垫片之间。之所以未采用整圈敷设方式，主要原因如下：一是考虑到感压纸单层厚度约为90 μm，若沿圆周全范围铺设，相当于在密封面间引入了一层额外垫片，这将显著改变双锥环的径向密封间隙g及回弹特性，从而引入较大的系统误差；二是螺栓正下方及相邻螺栓中间位置是载荷传递关键区域，接触压力变化最显著，针对性布点可精准捕捉螺栓载荷与接触压力的映射关系，满足理论模型验证需求；三是整体铺设易发生褶皱移位，导致数据失真，而条状裁剪加均匀布点更便于精准粘贴定位，16处测点沿圆周均匀分布可通过插值分析近似反映整体压力分布趋势。采用条状均布测量，既能有效捕捉沿圆周方向的压力分布趋势，又能将传感器介入对密封系统原始力学状态的干扰降至最低。同时为了减小测量误差，分别在每个螺栓的正下方及两个螺栓之间共布置了16处测点，沿圆周方向均匀分布，如图11所示。

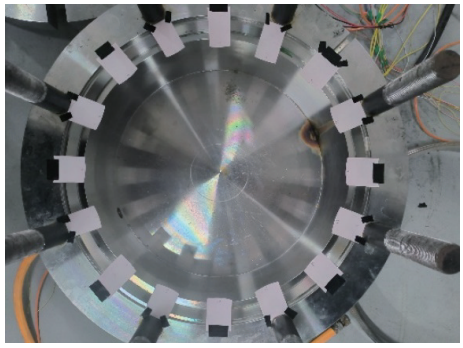


图11 感压纸测点布置情况

Fig.11 Arrangement of pressure-sensitive paper measuring points

目前，工业领域常用的螺栓连接状态监测方法主要有压电超声法、扭矩法、转角法、声弹性法、电阻应变片法等[15-23]。试验采用垫圈式压力传感器监测螺栓工作载荷，其工作原理如图12所示。该传感器安置于螺栓与法兰之间，基于惠斯通电桥原理，能够实时监测螺栓对法兰压紧力的动态变化，有效弥补了传统方法的应用缺陷，在一定程度上拓宽了电阻应变片法的适用范围。

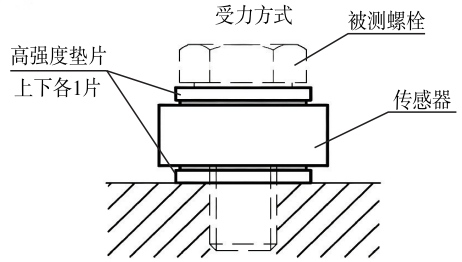


图12 垫圈式压力传感器工作示意

Fig.12 Working diagram of washer-type pressure sensor

图13(a)示出垫圈式压力传感器实物，采用EVT-14TP型垫圈式压力传感器，传感器整体采用不锈钢材质，量程范围0~200 kN，输出灵敏度0.8~2.0 mV/V。垫圈式力传感器测点布置如图13(b)所示，共布置4个螺栓载荷传感器，呈90°

排列,螺栓载荷传感器放置于螺母与平盖之间。试验中的螺栓载荷通过安装在螺母下方的EVT-14TP型垫圈式压力传感器实时采集。试验工况为传感器实测总预紧力均值达到35 kN时的状态。预紧过程采用力矩扳手分次对称拧紧,以保证受力均匀。



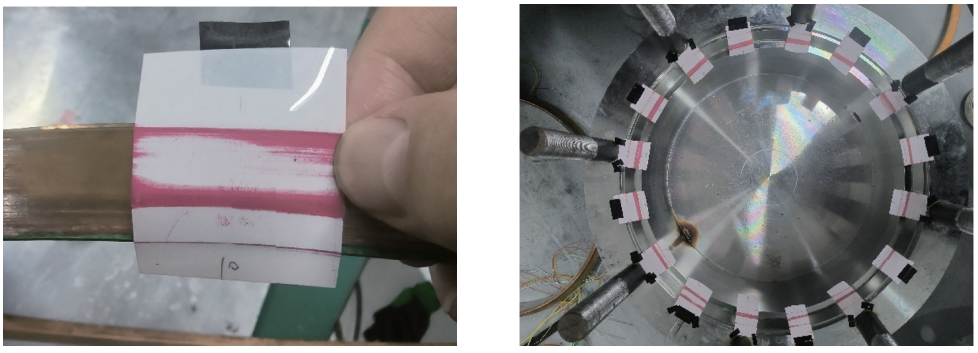
(a)垫圈式压力传感器实物 (b)螺栓载荷测点位置

图13 螺栓载荷测点位置

Fig.13 Position of bolt load measuring points

2.2 试验结果分析

为确保试验数据的可靠性与稳定性,试验采取了以下加载控制措施:针对设定工况,使感压纸在恒定载荷作用下持续保压,以消除瞬态效应的影响。尽管受限于感压纸一次性使用的特性及大型法兰拆装的复杂性,未进行多轮次重复拆装试验,但试验中沿圆周方向布置了16个独立测点。这16个测点在空间上形成了多样本重复测量,通过测点显色特征的一致性分析,并结合有限元仿真结果的交叉验证,消除了单点测量的偶然误差,确保了试验结论的可靠性。待受压时长达标后,拆开平盖,取出感压纸查看结果,如图14所示。



(a)感压纸测试结果 (b)感压纸试验结果

图14 感压纸测量结果

Fig.14 Measurement results of pressure-sensitive paper

从图中可以看出,所有测点的感压纸受压后均呈现显色状态。从图14(b)中可以看出,不同周向位置的感压纸显色深浅客观上存在一定差异,这证实了双锥环密封确实存在周向载荷的不均匀性。这种差异主要源于试验采用手动分次拧紧螺栓,各螺栓预紧力难以达到液压拉伸器般的绝对一致。然而,尽管周向各点的压力峰值略有波动,但所有16个测点的感压纸均呈现出高度一致的径向显色特征,即“两端颜色深、中间颜色浅”。这表明,周向载荷的微小不均匀并未改变双锥密封核心的径向接触压力分布规律,本试验方法对于验证径向压力分布模型是有效的。将显色区域与标准显色卡进行对比,可粗略评估密封面接触压力的分布特征。

为进一步获取准确的接触压力测量结果,选取位于螺栓正下方受力最典型的测点进行了详细的数值量化分析,采用压力图像分析系统FPD-8010E对显色后的感压纸进行处理,基于微胶囊破裂率与压力的标定关系,获取了接触压力的数值分布。图15示出位于螺栓正下方典型测点的

感压纸系统分析结果，图中，A9，A10，A11，A12，A13为压力图像分析系统划分的局部测区编号；其后的数值表示对应测区识别得到的接触压力值，单位为MPa。为了验证监测方法的全面性，同时也对位于两个螺栓中间区域的测点数据进行了分析。对比发现，受法兰偏转刚度的影响，螺栓中间区域的接触压力峰值虽略低于螺栓正下方，但其径向分布特征同样呈现出显著的“两端高、中间低”的规律。考虑到螺栓正下方受力最为直接且数值最大，最易发生垫片压溃或屈服，故选取该位置作为典型工况进行定量分析。

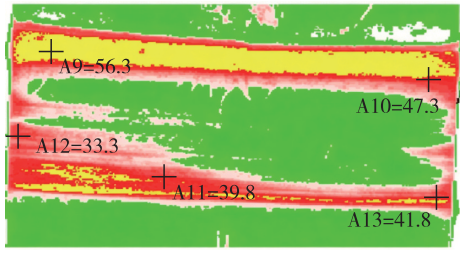


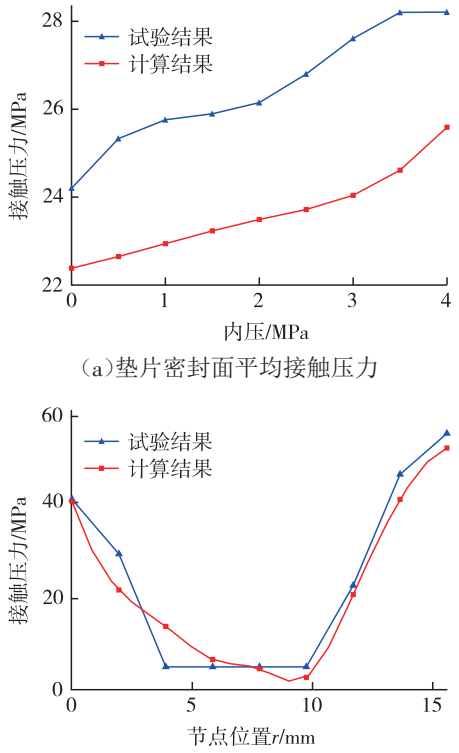
图15 感压纸系统分析结果

Fig.15 Analysis results of pressure-sensitive paper system

通过对试验后16处感压纸的显色情况进行宏观对比与定性分析发现，所有测点的显色区域均呈现出“两端颜色深、中间颜色浅”的分布特征，这与理论计算的径向压力分布规律保持高度一致。此外，观察到不同周向位置的感压纸显色整体深浅存在一定差异，这种周向差异的成因主要源于两方面，一方面是受法兰结构周向刚度分布特性的影响，螺栓正下方区域的结构刚度略大于两螺栓跨距中间区域，导致密封接触载荷在周向呈现客观的波浪状分布；另一方面，双锥环与密封面之间存在的微小加工形位公差及装配过程中的随机偏差，也会叠加产生一定的载荷离散。尽管如此，对比各测点结果表明，上述周向数值的局部波动并未改变双锥密封核心的径向接触压力分布规律，因此，不影响对接触压力径向分布机理的验证。

为验证双锥环应力与垫片密封比压的映射函数关系式，以及垫片密封面接触压力分布解析计算方法的准确性，将根据理论计算模型得到的相同工况条件下垫片密封面接触压力结果同试验测量结果进行对比。由于感压纸量程限制（10~50 MPa），导致图中低压接触区未显色。为进行量化处理，对该区域（<10 MPa）统一取中间值5 MPa。为验证该假设的合理性，进行了误差敏感性分析。尽管未显色区域在接触面中占比较大，但由于其真实压力被严格限制在0~10 MPa的低值区间内，其数值波动对全场平均接触压力的影响权重受限。分别将未显色区域按极限值0 MPa和9.9 MPa代入计算，结果显示，全场平均接触压力的波动幅度控制在±5%以内。这一结果表明，低压区的赋值偏差不会改变接触压力的量级与整体规律，采用5 MPa的中间值处理能够有效平衡极值误差，满足工程监测的精度要求。

图16示出35 kN初始预紧力下，升压过程中的密封面平均接触压力及接触压力径向分布特征。



（a）垫片密封面平均接触压力

（b）垫片密封面接触压力径向分布

图16 试验测量结果同理论模型计算结果的对比

Fig.16 Comparison between experimental measurement results and theoretical model calculation results

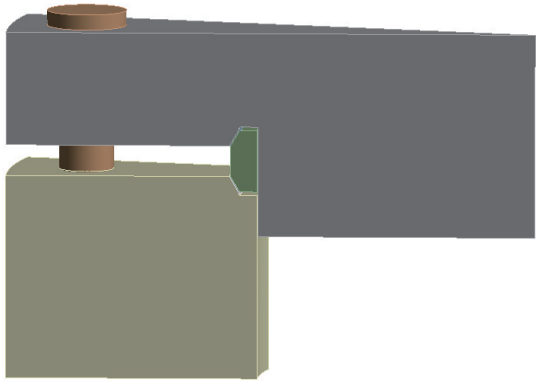
从图中可以看出，垫片平均接触压力计算结果同试验测量结果相比，误差范围在9%~16%之间，从垫片接触压力分布结果对比可以看出，垫片外径处接触压力解析计算结果同试验测量结果误差为21%~57%。主要是因为感压纸测量方法更适合定性分析而不是定量分析，同时试验过程中对于预紧力的精确施加具有较大的挑战，也与感压纸90 μm厚度对密封面接触状态的干扰有关。但整体来说，两者在接触压力变化规律及分布特征方面较为一致，说明尽管存在感压纸厚度带来

的影响,所提出的垫片接触压力分布解析计算方法仍可作为工程近似计算方法,通过测量螺栓载荷并结合本文方法获得垫片密封面的接触压力具体分布结果。

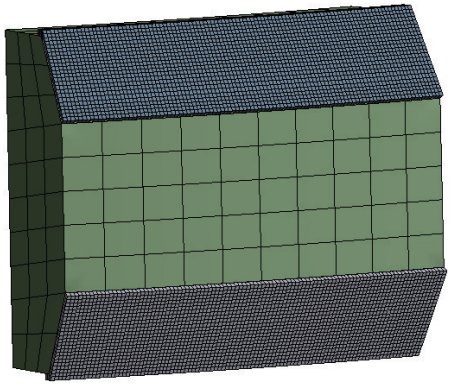
3 有限元仿真模型构建与验证

3.1 有限元模型构建

为进一步验证理论模型的准确性,并弥补试验压力较低的局限,利用ANSYS软件建立了双锥密封结构的二维轴对称有限元模型。模型选取PLANE182单元,针对双锥环、平盖及筒体等关键部件,共定义了6对接触对(包括双锥环与平盖、双锥环与筒体等),接触类型设置为标准摩擦接触,摩擦系数设定为0.2。为保证计算精度,对双锥环密封面及接触区域进行了网格细化处理,网格划分总单元数为70 050,节点数为161 738,如图17所示。边界条件根据实际工况施加,在螺栓位置施加预紧载荷,在密封腔内壁施加介质压力载荷,并约束筒体底部的轴向位移。



(a)双锥密封二维轴对称有限元模型



(b)主要密封面局部网格划分

图17 双锥密封有限元模型及主要密封面

Fig.17 Finite Element Model of double-cone seal and primary sealing surfaces

3.2 仿真结果与分析

基于上述模型,首先对试验工况进行了仿真复现。图18示出试验工况下的接触压力仿真结果。

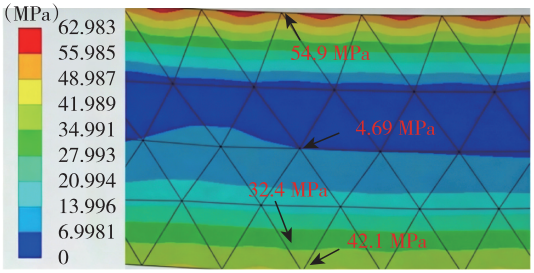
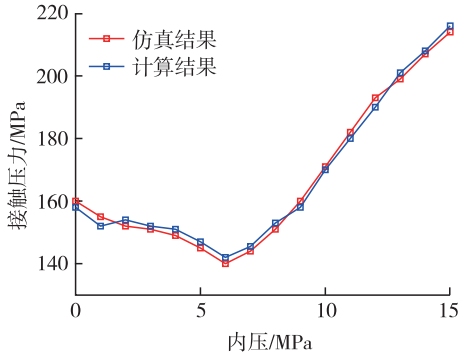


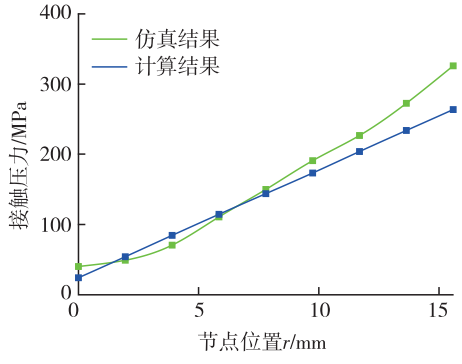
图18 试验工况下的接触压力仿真结果

Fig.18 Simulation results of contact pressure under experimental conditions

对比发现,仿真得到的接触压力同样呈现"两端高、中间低"的径向分布特征,这与解析计算结果及感压纸实测结果(见图14)高度一致,验证了前文基于板壳理论推导的解析模型的准确性。



(a)垫片密封面平均接触压力



(b)垫片密封面接触压力径向分布

图19 主泵实际工况条件下仿真结果同理论模型计算结果的对比

Fig.19 Comparison of simulation results and theoretical model calculation results of the main pump

此外,为验证该监测方法在工程实际高压工况下的适用性,对主泵设计工况(内压15 MPa)进

行了仿真分析。图19示出高压工况下的理论计算与仿真结果对比。结果表明,在高压工况下,理论计算的平均接触压力与仿真结果误差仅为0.8%~2.6%,且径向分布趋势依然吻合。这说明所提出的基于螺栓载荷的监测方法具有良好的鲁棒性,能够有效适用于从低压试验到高压工程应用的宽压力范围。

4 结论

针对双锥密封接触压力难以直接测量的难题,提出了一种基于螺栓载荷反演垫片接触压力的监测方法,并通过理论推导、模拟试验及有限元仿真进行了验证。主要结论如下。

(1)建立了螺栓载荷与垫片平均接触压力的线性映射模型。理论推导表明,在双锥环结构参数确定的条件下,螺栓工作载荷与垫片平均接触压力呈显著线性关系。通过监测螺栓载荷变化,即可实现对密封面平均接触压力状态的快速反演与评估。

(2)揭示了接触压力的径向“马鞍形”分布规律。解析计算与感压纸实测结果均表明,受平盖受力挠曲变形的影响,垫片密封面接触压力沿径向呈现“两端高、中间低”的非均匀分布特征。该分布规律的验证为解析模型的修正提供了物理依据。

(3)验证了监测方法的准确性与适用范围。试验结果表明,在实验室低压工况(4 MPa)下,解析计算得到的平均接触压力与感压纸实测结果的最大相对误差为16%(误差范围为9%~16%)。进一步的仿真验证显示,在主泵设计工况(15 MPa)下,该误差大幅降低至0.8%~2.6%。这说明该方法不仅在低压试验中有效,在高压设计工况下具有更高的监测精度。

(4)局限性与展望。本文主要探究了常温及压力载荷作用下的双锥密封力学行为。鉴于双锥密封实际服役于高温高压环境,温度波动引起的材料蠕变、应力松弛及热变形将对密封性能产生重要影响。后续研究将在此基础上,进一步引入热-力耦合分析模型,探究复杂温变工况下的接触压力演变规律,以完善监测方法的工程适用性。

参考文献:

[1] 盛水平,韩树新,郑津洋,等.高压容器双锥环密封性能的研究[J].工程力学,2010,27(5):173-178.
SHENG S P,HAN S X,ZHENG J Y,et al.Research on sealing properties of the double-conestructure in high pressure vessel [J]. Engineering Mechanics,2010,27(5):173-178.

[2] 匡良明,吴影杰,罗国良.考虑热膨胀差影响的双锥密封性能研究与应用[J].压力容器,2019,36(4):30-39.
KUANG L M,WU Y J,LUO G L. Research and application of high pressure double-cone sealing performance under the influence of thermal expansion difference [J]. Pressure Vessel Technology,2019,36(4):30-39.

[3] 陶永晶.氨合成出口废热锅炉(123-C)存在问题及修复措施[C]//中国机械工程学会压力容器分会.第五届全国压力容器学术会议论文集,2001:399-401.
TAO Y J. Problems and repair measures of ammonia synthesis outlet waste heat boiler (123-C) [C]// Pressure Vessel Branch of Chinese Mechanical Engineering Society. Proceedings of the 5th National Academic Conference on Pressure Vessels,2001:399-401.

[4] 于跃.双锥环在预紧过程中密封问题的解决方法[J].一重技术,2007(5):17-19.
YU Y. Solution of sealing problems of duplex conical rings dur ing pre-tensioning [J]. CFHI Technology,2007(5):17-19.

[5] 王东辉,傅孝龙,曾庆娜,等.基于泄漏率的核设备密封技术研究[J].原子能科学技术,2021,55(10):1827-1835.
WANG D H,FU X L,ZENG Q N,et al. Study of sealing technology in nuclear equipment based on leakage rate [J]. Atomic Energy Science and Technology,2021,55(10):1827-1835.

[6] 陈聪,吴舸,傅孝龙,等.抗热冲击稳压器双锥密封结构设计优化研究[J].核动力工程,2018,39(4):176-181.
CHEN C,WU G,FU X L,et al.Design optimization of thermal shock-resistance double-cone seal structure of pressurizer [J]. Nuclear Power Engineering,2018,39(4):176-181.

[7] ZHANG Q,CHEN X Q,HUANG Y Y,et al. An experimental study of the leakage mechanism in static seals[J].Applied Sciences,2018,8(8):1404.

[8] 成栋才.静密封微观泄漏机理与宏观泄漏率研究[D].兰州:兰州理工大学,2022.
CHENG D C.Study on micro-leakage mechanism and macro-leakage rate of static seal [D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology,2022.

[9] QIU F，YAN L，DU F，et al.Ultrasonic measurement of contact pressure of bolted joint interface [C]//2024 18th Symposium on Piezoelectricity，Acoustic Waves，and Device Applications(SPAWDA)，2024：517-521.

[10] BRUNSKILL H，HUNTER A，ZHOU L，et al. An evaluation of ultrasonic arrays for the static and dynamic measurement of wheel-rail contact pressure and area [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers，Part J：Journal of Engineering Tribology，2020，234(10)：1580-1593.

[11] DING W J，JIANG C H，LIAO X L，et al.Research on non-contact scanning measurement of pressure vessel head [C]//IOP Conference Series：Materials Science and Engineering，2018，324：012090.

[12] 吕超.基于薄膜压力试验测量的薄板接触应力分布模型的研究[D].南昌：南昌大学，2017.
LÜ C.Research on contact stress distribution model of thin plates based on membrane pressure test measurement [D].Nanchang：Nanchang University，2017.

[13] LI J F，LI S L，SU X P，et al.Dynamic measurement techniques of contact pressure using piezoelectric PVDF film [C]//Proceedings 2013 International Conference on Mechatronic Sciences，Electric Engineering and Computer(MEC)，2014.

[14] FANG H F，WEI Y Y，DONG S.Interdigital flexible tactile sensor based on velostat [J]. Sensor Review，2023，43(4)：295-308.

[15] 严勇，刘楚达.风力机叶片静力测试中叶根螺栓载荷超声监测试验研究[J].可再生能源，2021，39(8)：1063-1068.
YAN Y，LIU C D.Experimental study on ultrasonic monitoring of blade root bolt load in static test of wind turbine blade [J]. Renewable Energy Resources，2021，39(8)：1063-1068.

[16] 庞松.基于超声波的风电机组多螺栓应力在线监测研究[D].成都：西南交通大学，2021.
PANG S.Research on online monitoring of multi-bolt stress in wind turbine based on ultrasonic wave [D]. Chengdu：Southwest Jiaotong University，2021.

[17] 李科，包健，高志刚，等.基于泄漏率的垫片参数测试方法优化研究[J].压力容器，2024，41(3)：59-66.
LI K，BAO J，GAO Z G，et al.Experimental research of optimized testing method on the gasket parameters based on leakage rate[J].Pressure Vessel Technology，2024，41(3)：59-66.

[18] 谢星，王永乐，李凤成，等.大直径双浮动端面密封结构多目标优化设计[J].流体机械，2024，52(5)：25-31.
XIE X，WANG Y L，LI F C，et al. Multi-objective optimization design of large diameter double floating face seal structure[J].Fluid Machinery，2024，52(5)：25-31.

[19] 尚雪梅，冯湛航，张可飞，等.机械密封热变形仿真及其对润滑性能的影响研究[J].机电工程，2025，42(6)：1024-1033.
SHANG X M，FENG Z H，ZHANG K F，et al.Finite element simulation of mechanical sealthermal deformation and its influence on lubrication performance [J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering，2025，42(6)：1024-1033.

[20] 王潇晨，唐亮，张磊.风电机组法兰螺栓位移监测应用研究[J].中国设备工程，2025(2)：191-193.
WANG X C，TANG L，ZHANG L. Application research on flange bolt displacement monitoring of wind turbine units [J]. China Plant Engineering，2025(2)：191-193.

[21] 阚崇轩.霍尔式螺栓松动传感器及监测系统设计[D].太原：太原理工大学，2023.
KAN C X. Design of hall-effect bolt loosening sensor and monitoring system [D]. Taiyuan：Taiyuan University of Technology，2023.

[22] 张武能，汪毅，张留斌，等.输电铁塔螺栓连接结构健康监测技术进展与展望[J].中国电力，2021，54(2)：18-26.
ZHANG W N，WANG Y，ZHANG L B，et al.Progress and prospect of structural health monitoring technology for bolted connections in transmission towers[J].Electric Power，2021，54(2)：18-26.

[23] 苟康康.基于压电主动传感技术的空间结构螺栓球节点连接区健康监测方法研究[D].青岛：青岛理工大学，2020.
GOU K K. Research on health monitoring method for bolted spherical joint connection area of spatial structures based on piezoelectric active sensing technology [D]. Qingdao：Qingdao University of Technology，2020.

作者简介：王琇峰(1980)，男，副教授，博导，主要从事旋转设备故障诊断方面工作，通信地址：710049 陕西省西安市咸宁西路28号西安交通大学，E-mail：wangxiufeng@mail.xjtu.edu.cn。

本文引用格式：
王琇峰，莫彤，王晗博，等.基于螺栓载荷的双锥密封垫片接触压力监测方法及试验验证[J].压力容器，2026，43(2)：1-11.
WANG Xiufeng，MO Tong，WANG Hanbo，et al. Monitoring method for contact pressure of double-cone gasket based on bolt load and experimental verification[J].Pressure Vessel Technology，2026，43(2)：1-11.