

# 工作压力下法兰结构螺栓及密封件受力特性

薛 杰, 黄金平

(西安航天动力研究所 液体火箭发动机技术重点实验室, 陕西 西安 710100)

**摘 要:** 为了研究工作压力下典型法兰结构螺栓力和密封件接触力的变化关系, 首先对密封件、法兰及连接螺栓进行预紧状态及工作状态的受力分析, 并在轴向及转动方向对法兰建立力与力矩的平衡方程, 通过对平衡方程组的理论推导得到螺栓力增量随工作压力增量的变化关系。其次, 建立法兰密封有限元模型, 并进行工作压力作用下的仿真计算, 结果表示法兰的力学分析准确合理, 有效验证了理论公式的推导及其正确性。最后, 在推导出的理论公式基础上, 准确获得了工作过程中螺栓力、密封件接触力与密封件内半径  $R$ 、螺栓与密封件距离  $L$ 、密封件压缩/拉伸刚度  $K$  之间的关系, 为法兰密封的设计及结构优化提供参考。

**关键词:** 连接法兰; 螺栓力; 密封件; 刚度

**中图分类号:** V214      **文献标识码:** A      **文章编号:** 1672-9374(2021)05-0065-06

## Force characteristics of flange structure bolts and seals under working pressure

XUE Jie, HUANG Jinping

(Science and Technology on Liquid Rocket Engine Laboratory,  
Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

**Abstract:** In order to study the variation mechanism of bolt force and seal contact force in typical flange structure under working pressure, firstly, the force analysis of the seal, flange and connecting bolts in pre-tightening state and working state is carried out. The equilibrium equations of force and torque are established for the flange in axial and rotational directions, and the relationship between the bolt force increment and the working pressure increment is obtained through the theoretical derivation of equilibrium equations. Secondly, the finite element model of flange seal is established and the simulation calculation under the working pressure is carried out. The results show that the mechanical analysis of the flange is accurate and reasonable, which effectively verifies the derivation and correctness of the theoretical formula. Finally, on the basis of the derived theoretical formula, the relationship between bolt force, seal contact force and seal inner radius  $R$ , distance  $L$  between bolt and seal, seal compression/tensile stiffness  $K$  during the working process is accurately obtained, which provides a reference for the structural design and optimization of flange seal.

**Keywords:** connecting flange; bolt force; sealing element; rigidity

收稿日期: 2020-07-14; 修回日期: 2020-08-03

基金项目: 科工局稳定支持项目 (HTKJ2020KL011007)

作者简介: 薛杰 (1983—), 男, 硕士, 高级工程师, 研究领域为流固耦合、结构振动、冲击与强度。

## 0 引言

工程系统中有许多相互连接的管路须承受在变化范围很宽的压力和温度下的各种流体力。为防止内部流体的泄漏,管路一般设计有一个或多个法兰静密封。一旦密封不严,轻者减少产品结构寿命、降低产品性能指标,重者直接导致产品功能丧失进而引起结构破坏。因此,这种法兰连接件的设计必须做到高可靠和“零泄漏”。为了提高密封法兰的实际工作性能,喻健良等对法兰密封系统螺栓加载方式进行了试验研究,得到了以扭矩增量控制法顺次加载能获得均匀的螺栓载荷<sup>[1]</sup>。冉振等分析了高压自紧密封式法兰的密封性能,结果表明密封环外径对法兰密封环的应力分布均匀性有显著影响,密封环外径存在一个最佳区间<sup>[2]</sup>。程帅等研究了强脉冲载荷作用下法兰结构的螺栓预紧力设计问题,得到螺栓动态拉力随载荷峰值、脉宽的变化规律<sup>[3]</sup>。文献[4-7]开展了法兰密封结构预紧方法及密封性能的研究,对比了包括 ASME 星形拧紧法在内的 3 种预紧方式间的差异及其影响规律。刘明提出了以弹性交互作用系数法为基础的螺栓加载载荷修正式计算方法<sup>[8]</sup>。而在法兰密封失效及数值仿真方面,研究人员也做了许多具有实际可借鉴性的研究工作<sup>[9-16]</sup>,但上述文献都没有涉及工作压力下法兰连接中螺栓力及密封件接触力变化机理的研究。特别是在一些特殊行业的工程设计中,结构件往往都是非标准件,可参考的各类标准及手

册非常少,如液体火箭发动机系统,许多法兰密封设计更多的是依靠型号间的设计经验和产品试验,这种情况下明确法兰连接中螺栓力及密封件接触力变化机理就十分重要。

本文在法兰螺栓受力分析的基础上,运用理论分析的方法把工作压力下螺栓力变化及密封件接触力变化的机理用基本公式清晰地表示出来,并结合有限元分析,对理论分析结果进行了验证,得到了螺栓力、密封件接触力与关键密封参数之间的变化关系,得到了一些结论,为法兰密封的设计及结构优化提供参考。

## 1 法兰螺栓受力分析

典型的整体法兰结构由法兰 1、法兰 2、密封件(密封环)及连接螺栓组成。整体法兰结构在预紧及工作过程中的受力分析见图 1。

力学分析假设条件:

- 1) 比起法兰端面内外直径,密封件内、外径差相对较小,因此均用其内半径  $R$  表示。
- 2) 法兰肩在工作压力及螺栓力作用下绕密封件截面中点  $A$  作刚性转动。
- 3) 螺栓、法兰及密封件的力学行为均为弹性小变形。

图中,  $n$  为法兰连接管路内半径,  $N$  为法兰连接管路外半径,  $R$  为密封件内半径。另外,在整体法兰设计的国家标准中,大部分法兰的相关参数均存在以下关系:  $R > N > n$ 。

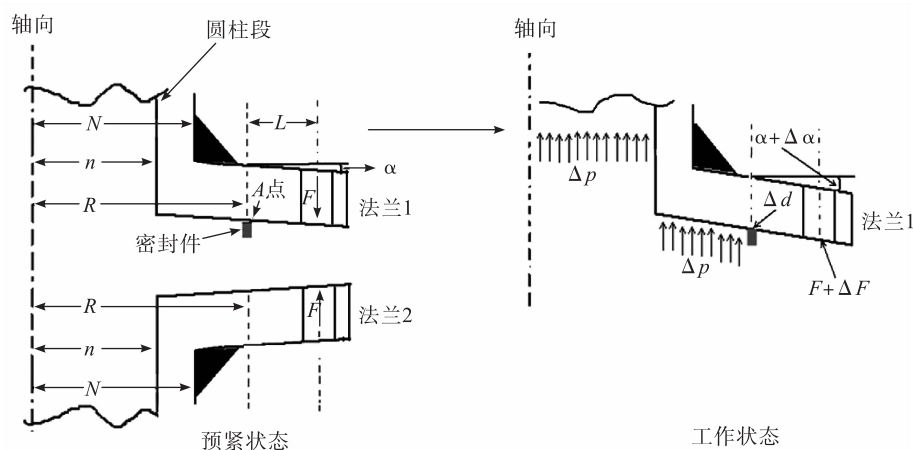


图 1 法兰密封结构受力分析

Fig. 1 Mechanical analysis of flange sealing structure

通过结构的力学分析<sup>[17-19]</sup>,得到法兰轴向方向的力增量平衡方程及螺栓法兰的变形协调方程

$$\pi R^2 \Delta p - Kd = \Delta F \quad (1)$$

$$\frac{\Delta F}{K_s} = \Delta d - [\tan(\alpha + \Delta\alpha) + \tan(\theta + \Delta\theta) - \tan(\alpha) - \tan(\theta)]L \quad (2)$$

式中:  $\Delta p$  为工作压力;  $\Delta d$  为作用工作压力后密封件回弹量;  $K$  为密封件的压缩/拉伸刚度;  $F$  为总螺栓预紧力;  $\Delta F$  为作用工作压力后总螺栓力增加量;  $K_s$  为总螺栓拉伸/压缩刚度;  $L$  为螺栓轴线至密封件截面中心距离;  $\alpha$ 、 $\theta$  分别为法兰1、法兰2在螺栓预紧状态下转动的角度(弧度);  $\Delta\alpha$ 、 $\Delta\theta$  分别为法兰1、法兰2从螺栓预紧状态到工作压力下转动的角度(弧度)。

$$\Delta\alpha = \frac{\Delta FL + M}{K_{w1}}, \Delta\theta = \frac{\Delta FL + M}{K_{w2}} \quad (3)$$

$$\alpha, \theta, \Delta\alpha, \Delta\theta \text{ 为小角度情况下}$$

$$\tan(\alpha + \Delta\alpha) + \tan(\theta + \Delta\theta) - \tan\alpha - \tan\theta \approx \Delta\alpha + \Delta\theta$$

因此,式(2)与式(3)合并可以写成

$$\frac{\Delta F}{K_s} = \Delta d - \left( \frac{\Delta FL + M}{K_{w1}} + \frac{\Delta FL + M}{K_{w2}} \right) L \quad (4)$$

式中  $M = \int_n^R (R - r) 2\pi r dr \Delta p + (R - \frac{n}{2} + \frac{N}{2}) \pi n^2 \Delta p$

表示工作状态下工作压力对法兰在密封件截面中点A形成的弯矩,若法兰连接了管路,那么在  $M$  中还应考虑管路受压膨胀使法兰颈转动的影响项。

$K_{w1}$ 、 $K_{w2}$  分别表示法兰1、法兰2端面当量弯曲刚度。本文分析中认为两个连接法兰相同,那么,  $K_{w2} = K_{w1} = K_w$ , 即  $\Delta\alpha = \Delta\theta$ , 这种情况下,从式(1)、式(4)中得到

$$\Delta d = \frac{\left( \frac{1}{K_s} + \frac{2L^2}{K_w} \right) \pi R^2 \Delta p + \frac{2L}{K_w} M}{1 + \frac{K}{K_s} + \frac{2L^2 K}{K_w}} \quad (5)$$

对  $M$  进行简单积分得到

$$M = \frac{\pi \Delta p}{6} (2R^3 + n^3 - 3Nn^2)$$

代入式(5),得到

$$\Delta d = \frac{\left( \frac{1}{K_s} + \frac{2L^2}{K_w} \right) \pi R^2 \Delta p + \frac{L}{3K_w} (2R^3 + n^3 - 3Nn^2) \pi \Delta p}{1 + \frac{K}{K_s} + \frac{2L^2 K}{K_w}} \quad (6)$$

式(6)表明:密封件回弹量  $\Delta d$  与工作压力成正

比。以下通过三维法兰结构模型进行数值仿真验证。

## 2 典型法兰结构仿真及理论验证

为了检验工作压力下法兰结构力学分析及理论推导的正确性,以下取某个实际法兰结构进行仿真验证。法兰结构 1/32 模型如图 2 所示,基于 Abaqus 软件建立的有限元模型见图 3,其中法兰、螺栓及密封件等组件均采用六面体单元进行离散,各组件间采用接触关系模拟实际连接状态。各模型参数及材料力学性能参数分别如表 1 和表 2 所示。

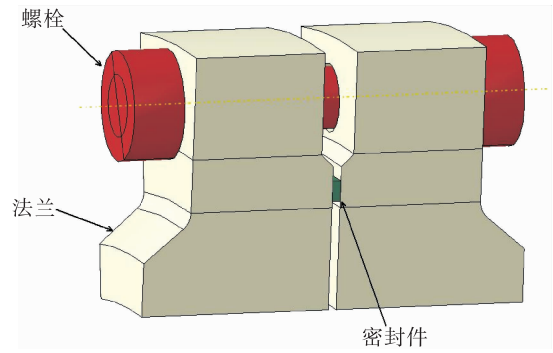


图2 法兰密封结构 1/32 模型

Fig. 2 1/32 model of flange sealing structure

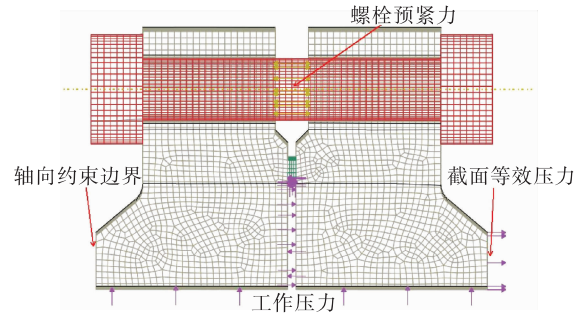


图3 法兰密封结构 1/32 有限元模型

Fig. 3 1/32 finite element model of flange sealing structure

计算中,截面等效压力  $p_{eq}$  计算如下

$$p_{eq} = \frac{n^2}{N^2 - n^2} \Delta p \quad (7)$$

仿真分析的第一步预紧螺栓(90.6 kN),第二步施加工作压力( $\Delta p = 4$  MPa)。通过计算,得到密封件压缩量在螺栓预紧过程、实际加压过程中的变化曲线,见图4。其中,加载因子用于表征计算过程中载荷步的进程。密封件回弹量随压力变化的理论计算曲线及数值仿真曲线见图5。

表 1 法兰连接结构各模型参数

Tab. 1 Model parameters of flange connecting structure

$R/m$	$n/m$	$N/m$	$L/m$	$K/(N \cdot m^{-1})$	$K_s/(N \cdot m^{-1})$	$K_w/(N \cdot m^{-1})$
0.378	0.325	0.351	$3.74 \times 10^{-2}$	$6.14 \times 10^9$	$3.24 \times 10^{10}$	$5.08 \times 10^7$

表 2 法兰连接结构材料参数

Tab. 2 Material parameters of flange connecting structure

组件	弹性模量 $E/MPa$	泊松比 $\mu$
法兰	206 000	0.28
螺栓	206 000	0.30
密封件	1 021	0.32

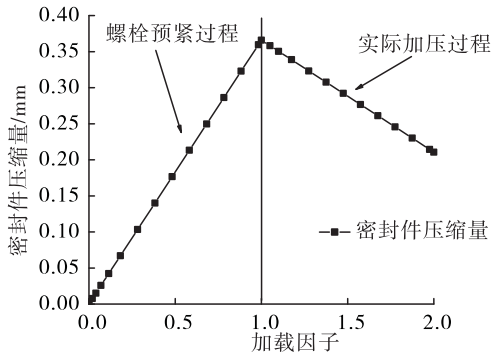


图 4 密封件压缩量在螺栓预紧过程、实际加压过程中的变化曲线

Fig. 4 Curve of seal compression during bolt pre-tightening and actual loading

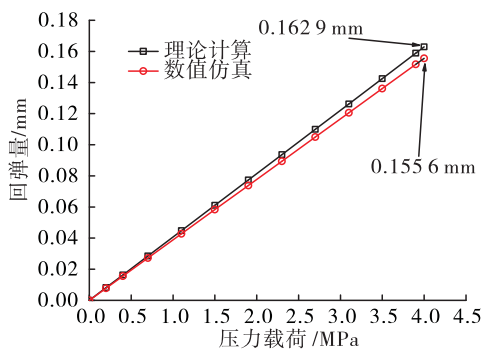


图 5 密封件回弹量随压力变化的理论计算曲线及数值仿真曲线

Fig. 5 Theoretical calculation curve and numerical simulation curve of seal springback with pressure

结果表明理论计算与数值仿真相差小于 5%，并且均与压力载荷成正比，这说明法兰密封结构在工作压力下的受力分析及理论推导是正确合理的。

### 3 螺栓力密封件接触力变化分析

把式(6)代入式(1),得到工作压力下螺栓力增量公式

$$\Delta F = \frac{R^2 - \frac{LK}{3K_w}(2R^3 + n^3 - 3Nn^2)}{1 + \frac{K}{K_s} + \frac{2L^2K}{K_w}} \pi \Delta p \quad (8)$$

分析上式,令  $R^2 - \frac{LK}{3K_w}(2R^3 + n^3 - 3Nn^2) = 0$ ,得

到  $K = \frac{3K_w R^2}{L(2R^3 + n^3 - 3Nn^2)}$ 。由于  $R > N > n$ ,容易证明  $2R^3 + n^3 - 3Nn^2 > 0$ 。因此,可得出如下结论:

当  $K < \frac{3R^2}{L(2R^3 + n^3 - 3Nn^2)} K_w$  时,  $\Delta F$  为正,螺栓力增量随工作压力的增加而变大;

当  $K = \frac{3R^2}{L(2R^3 + n^3 - 3Nn^2)} K_w$  时,  $\Delta F = 0$ ,随工作压力的增加,螺栓力不变;

当  $K > \frac{3R^2}{L(2R^3 + n^3 - 3Nn^2)} K_w$  时,  $\Delta F$  为负,螺栓力增量随工作压力的增加而减小。

另外,还可以得到以下关系式

$$\Delta F < \pi R^2 \Delta p \quad (9)$$

这表示作用工作压力后,总螺栓力增量一定小于工作压力引起的法兰轴向分力。

针对上述实际的法兰结构,通过式(6)与式(8)并经简单换算,给出作用工作压力后总螺栓力增量  $\Delta F$ 、密封件接触力减小量  $\Delta f$  与密封圈内半径  $R$ 、螺栓与密封件距离  $L$ 、密封件拉伸刚度  $K$  之间的关系,分别见图 6~图 8,其中,  $\Delta f = K \Delta d$ 。

图 6(a)、图 7(a)分别表示工作压力作用下,总螺栓力增量随密封圈内半径  $R$ 、螺栓与密封件间距  $L$  的增大近似地线性减小,但后者斜率更大。图 8(a)表示工作压力作用下,总螺栓力增量随密封件拉伸刚度  $K$  的增大呈降速率地减小,在高于某一临界刚度后变成负值,即螺栓力在工作过程中会有变小的情况。

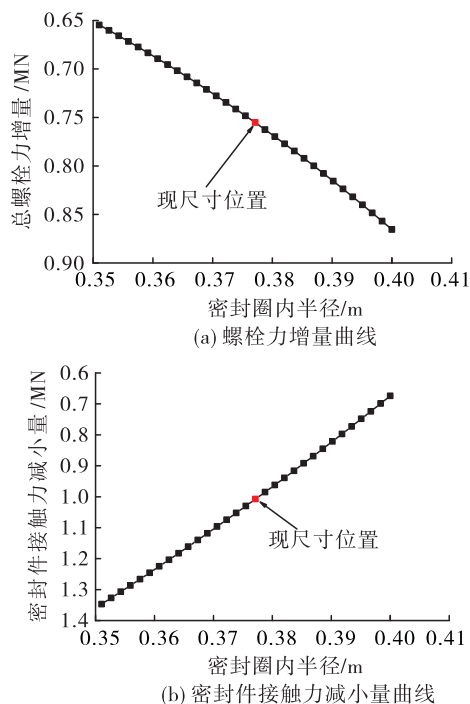
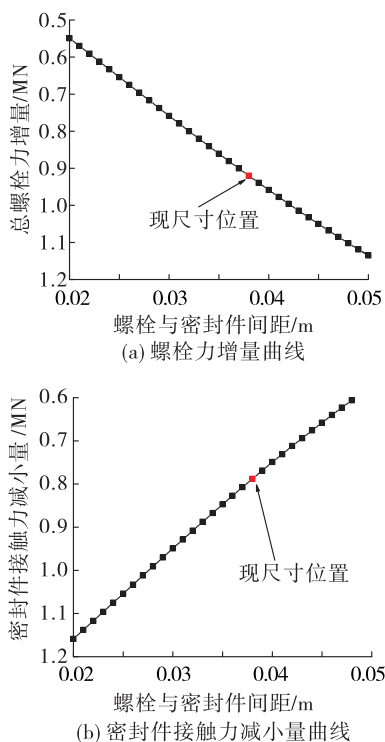
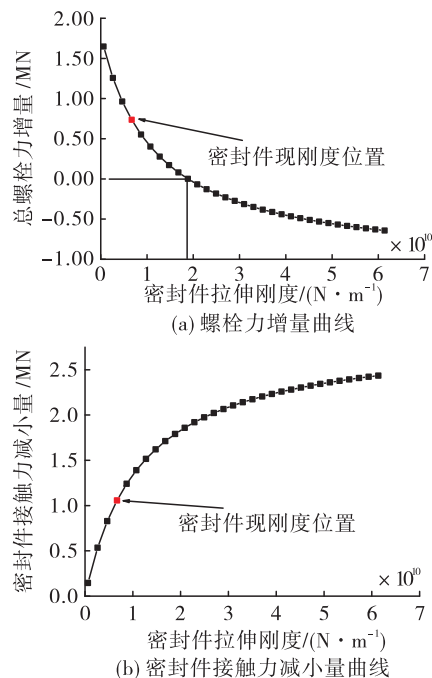
图6 螺栓力增量、密封件接触力减小量随 $R$ 的变化曲线Fig. 6 Change curve of bolt force increment and seal contact force reduction with  $R$ 图7 螺栓力增量、密封件接触力减小量随 $L$ 的变化曲线Fig. 7 Change curve of bolt force increment and seal contact force reduction with  $L$ 图8 螺栓力增量、密封件接触力减小量随 $K$ 的变化曲线Fig. 8 Change curve of bolt force increment and seal contact force reduction with  $K$ 

图6(b)、图7(b)分别表示工作压力作用下,密封件接触力减小量随密封圈内半径 $R$ 、螺栓与密封件间距 $L$ 的增大近似地线性增加,但后者斜率更大。图8(b)表示工作压力作用下,密封件接触力减小量随密封件拉伸刚度 $K$ 的增大呈降速率地变大,而密封件接触力减小量过大则会导致密封性能下降甚至失效。

## 4 结论

基于密封法兰结构的力学分析及理论计算,可以得到以下结论:

1) 作用工作压力后,总螺栓力增量一定小于工作压力引起的法兰轴向分力。同时,本文所推导出的详细关系式和文献[20]的结论一致。

2) 作用工作压力后,总螺栓力增量随密封件拉伸刚度的增大呈降速率地减小,在密封件拉伸刚度高于某一临界刚度后变成负值,即螺栓力在工作过程中会有变小的情况出现。

3) 在密封法兰结构的设计中,减小密封圈内半径 $R$ 、螺栓与密封件间距 $L$ 的尺寸,有利于提高密封件在工作过程中的密封能力。

4)本文在进行法兰结构的力学计算分析中,虽只考虑矩形截面密封环,但其方法本身适用于各种小截面形式的弹性密封件,以上结论具有一定的普遍性。

#### 参考文献:

- [1] 喻健良,罗从仁,张忠华,等. 法兰密封系统螺栓加载方式试验研究[J]. 压力容器,2012,29(11):7-12.
- [2] 冉振,傅波,李世伟,等. 高压自紧密封式法兰的密封性能分析[J]. 润滑与密封,2018,43(12):33-37.
- [3] 程帅,张德志,刘文祥,等. 强脉冲载荷作用下端盖法兰结构的螺栓预紧力设计方法[J]. 爆炸与冲击,2019,39(2):88-94.
- [4] 刘雁. 金属与金属接触型法兰接头预紧方法及密封性能研究[D]. 上海:华东理工大学,2014.
- [5] 廖建敏,周思柱,李宁. 常规法兰结构密封性能对比研究[J]. 机械,2015,42(10):22-26.
- [6] 侯莲香. 影响法兰密封性能因素的分析[J]. 化学工业与工程技术,2007,28(S1):143-145.
- [7] 梁宇翔. 螺栓法兰接头垫片安全密封性能分析[D]. 兰州:兰州理工大学,2017.
- [8] 刘明. 螺栓法兰密封结构优化预紧施工方案研究[D]. 大连:大连理工大学,2011.
- [9] 陈峰,周良. 液氨过滤器封头法兰密封失效成因分析及解决方案[J]. 化肥工业,2016,43(4):46-49.
- [10] 赵尔班,王明涛,冯满仓. 蒸汽法兰密封失效原因分析及解决方案[J]. 吉林化工学院学报,2011,28(7):18-20.
- [11] 胡建洲. 高温高压设备梯形槽法兰密封失效分析与研究[D]. 西安:西北大学,2012.
- [12] 李妙婷,杨绍康. 先进发动机低泄漏、长寿命密封[J]. 火箭推进,1996,22(3):24-31.  
LI M T, YANG S K. Advanced engine low leakage, long life seal [J]. Journal of Rocket Propulsion, 1996, 22(3): 24-31.
- [13] 陈威,何华,李科,等. 不同螺栓力计算方法的适用工况研究[J]. 润滑与密封,2019,44(11):130-134.
- [14] 刘健. 管法兰系统稳态与瞬态密封性数值模拟分析[D]. 吉林:吉林化工学院,2020.
- [15] 张燕燕. 螺栓法兰连接系统应力强度的研究[J]. 精密制造与自动化,2016(1):8-11.
- [16] 张庆雅,汪亮. 垫片螺栓法兰连接系统的载荷与变形分析[J]. 机械科学与技术,2004,23(1):33-36.
- [17] 休泽尔. 液体火箭发动机现代工程设计[M]. 朱宁昌,葛李虎,张民庆,等译. 北京:中国宇航出版社,2004.
- [18] 甘望星,匡良明. ASME 法兰刚度与转角关系验证及转角极限确定[J]. 石油化工设备,2018,47(4):49-53.
- [19] 丁伯民. 美国压力容器规范分析[M]. 上海:华东理工大学出版社,1995.
- [20] 郭可谦,杨育中,余公藩,等. 紧固件连接设计手册[M]. 北京:国防工业出版社,1990.