文章编号:1674-2869(2025)01-0075-05

基于刚体向量变换法的高压容器卡箍受力分析

孔德洲[1],丁珮珊[1],蔡天舒[1,2],唐顺杰[2],郑小涛[*1]
1. 武汉工程大学机电工程学院,湖北 武汉 430205;
2. 武汉海王机电工程技术有限公司,湖北 武汉 430205

摘 要:针对分瓣式卡箍的螺栓连接结构在连接高压容器筒体和封盖的过程中出现变形过大及强度破坏问题,提出了一种基于刚体向量变换法的卡箍间分瓣力解析方法。根据内压及筒体内径计算出筒体和封盖向两端分离的轴向水平力,将该力均布到卡箍内锥面中间的受力圆环上,利用锥面角和轴向水平力计算出受力圆环上任意一点的锥面正交力(线比压)。线比压绕轴向转动不同角度即代表不同分瓣数对应的分瓣角,线比压绕轴向转动一定角度后,将其径向分力分解到分瓣面方向,沿受力圆环在分瓣角内积分计算出分瓣力。经过仿真验证,理论分析与有限元仿真结果吻合良好,结果表明该方法能准确计算不同分瓣数分瓣式卡箍间的分瓣力,可为分瓣式卡箍连接结构设计提供依据。

关键词:高压容器;封盖;筒体;卡箍;分瓣力;线比压
中图分类号:TB42 **文献标识码**:A **DOI**:10.19843/j.cnki.CN42-1779/TQ.202312026

Stress analysis of clamps for high-pressure vessels based on rigid body vector transformation method

***KONG Dezhou*[1], *DING Peishan*[1], *CAI Tianshu*[1,2], *TANG Shunjie*[2], *Zheng Xiaotao*[*1]**
1. School of Mechanical and Electrical Engineering, Wuhan Institute of Technology, Wuhan 430205, China;
2. Wuhan Haiwang Electromechanical Engineering Technology Co., LTD, Wuhan 430205, China

Abstract: A method for analyzing the splitting force between clamps based on rigid body vector transformation was proposed to address the problems of excessive deformation and strength failure in the bolted connection structure of split clamps during the connection of high-pressure vessel cylinders and end cap. The axial horizontal force separating the cylinder and cap towards both ends was calculated based on internal pressure and cylinder inner diameter. This force is evenly distributed to the force ring in the middle of the clamp's inner cone surface. Utilizing the cone angle and axial horizontal force, the orthogonal force of the cone surface at any point on the force ring (line specific pressure) was computed. Rotating the line specific pressure around the axial direction at different angles represents corresponding numbers of lobes. After rotating a certain angle around the axial direction, the radial force was decomposed into the lobe surface direction, and then the lobe force was calculated by integrating along the force ring within the lobe angle. Simulation verification showed good agreement between theoretical analysis and finite element simulation results, indicating that this method can accurately calculate the splitting force between different numbers of lobes in split-type clamps, providing a basis for the design of split clamp connection structures.

Keywords: high-pressure vessels; end cap; cylinder; clamp; splitting force; line specific pressure

收稿日期:2023-12-25
基金项目:武汉工程大学第十四届研究生教育创新基金(CX2022114)
作者简介:孔德洲,硕士研究生。Email:1540729128@qq.com
***通信作者**:郑小涛,博士,教授。Email:xiaotaozheng@wit.edu.cn
引文格式:孔德洲,丁珮珊,蔡天舒,等. 基于刚体向量变换法的高压容器卡箍受力分析[J]. 武汉工程大学学报,2025,47(1):75-79.

压力容器在化工、核能、石油、轻工及医疗等领域被广泛运用，随着科学技术的进步，压力容器朝着高压大型化的方向发展[1-3]，其工作条件苛刻[4-5]，受力情况的复杂性和结构的多样性[6]对容器的开盖和密封结构设计提出更严格的要求[7]。压力容器设计中，封头与筒体的连接结构有多种形式，如螺栓法兰连接系统[8-9]，传统的螺栓法兰系统在高压条件下，内压引起的轴向力较大，一旦垫片的回弹性不能满足要求，甚至可能发生垫片与法兰分离的情况，导致密封失效[10-11]。此外，在高压容器向大型化、高参数化方向发展中，传统螺栓法兰系统受主螺栓截面积限制，筒体端盖和法兰端盖的径向截面尺寸受限。卡箍作为一种无主螺栓连接的紧固结构，尺寸更为紧凑[12]。采用螺栓连接的分瓣式卡箍高压容器，其主要零件包括筒体、封盖和分瓣式卡箍，分瓣式卡箍是此类压力容器的关键结构，通过自紧密封结构配合使用，达到容器内部密封效果[13-14]，具有结构紧凑、便于制造、操作方便等优点[15-18]，其性能的好坏直接影响产品质量与生产效率[19]。四瓣卡箍形式如图1所示。

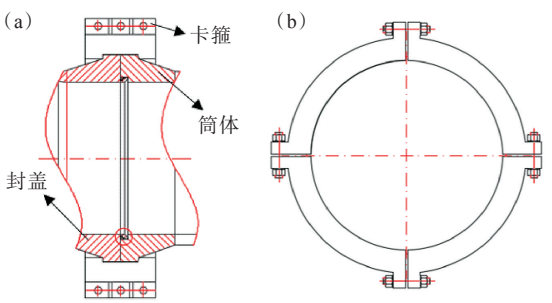

图1 高压容器四瓣式卡箍示意图：(a) 法兰、卡箍剖视图，(b) 卡箍侧视图

Fig. 1 High-pressure vessel four-lobe clamp structure: (a) flange, clamp section view, (b) clamp side view

在内压作用下，高压容器卡箍将筒体与封盖的端面压紧，以保证筒体和封盖间的密封性。通常将卡箍等分为多瓣结构，如两瓣式、三瓣式和四瓣式，瓣间通过螺栓或其他结构拉紧，卡箍内锥面被压在封盖和筒体的外锥面上，从而使筒体与封盖的端面紧密贴合。若卡箍间连接螺栓受力（即卡箍间分瓣力）过大，则封盖和筒体分离导致压力泄漏。

为了保证高压大型容器卡箍连接机构刚度及强度，提出了一种基于刚体向量变换法的卡箍间分瓣力解析方法。同时在实例基础上建模，利用ANSYS Workbench软件进行有限元静力学分析，采用提取支反力的方法提取卡箍分瓣面间的分瓣力与理论分析结果作对比。该分瓣力的解析方法能准确计算分瓣式卡箍间的分瓣力，为高压大型容器卡箍的螺栓结构或其他类似夹紧结构的设计提供理论依据。

1 卡箍受力理论分析计算

容器内压强为p，容器承受内压面积为A，则力$F=pA$作用在筒体和封盖间使筒体和封盖分离，该力通过锥面由卡箍抵消。

以卡箍为受力体进行分析，将作用在卡箍内锥面上的力均布到锥面中间的圆环曲线（称为受力圆环）上，圆环直径为D。卡箍单侧锥面受力如图2所示，其中α为锥面角（锥面与底平面夹角），$\boldsymbol{f}$为受力圆环上线比压（单位长受力），与锥面正交，$\boldsymbol{f}_{\mathrm{H}}$为受力圆环上的线比压沿轴向分量。根据力平衡有：

$$\left|\boldsymbol{f}_{\mathrm{H}}\right| = pA/(\pi D) \tag{1}$$

而

$$\boldsymbol{f} = \boldsymbol{f}_{\mathrm{H}}/\cos\alpha \tag{2}$$

其中，$\boldsymbol{f}$在受力圆环处构成与卡箍锥面正交的力圆锥。

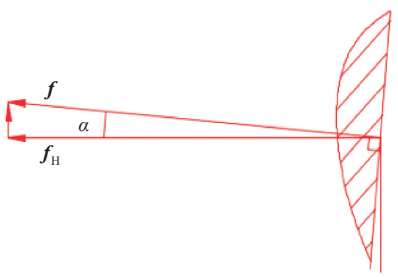

图2 分瓣式卡箍锥面受力图

Fig. 2 Cone force diagram of split clamp

建立右手坐标系$\{o\text{-}xyz\}$，其中z向为卡箍轴向，筒体端面处于xoy平面内，如图3所示。

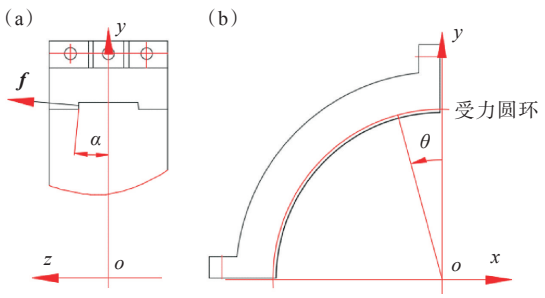

图3 分瓣式卡箍力变换原理图：(a) yoz平面受力圆环某点处线压比，(b) xoy平面上的受力圆环

Fig. 3 Principle diagram of split clamp force transformation: (a) linear pressure ratio at a point on the force ring on the yoz plane, (b) the force ring on the xoy plane

由图3可知，受力圆环在xoy平面内。平面yoz与受力圆环相交点处线比压为$\boldsymbol{f}(0)$，其中线比压的模$f=|\boldsymbol{f}|$，$\boldsymbol{f}$绕z轴的转动即为受力圆环上其他点处的线比压。在yoz平面内，$\boldsymbol{f}(0)=\boldsymbol{f}=\begin{pmatrix}0 & f\sin\alpha & f\cos\alpha\end{pmatrix}^{\mathrm{T}}$，绕$z$轴转动$\theta$角，可得受力圆环任意位置处的线比压，如式(3)所示。

$$\boldsymbol{f}(\theta)=\begin{pmatrix}\cos\theta & -\sin\theta & 0\\ \sin\theta & \cos\theta & 0\\ 0 & 0 & 1\end{pmatrix}$$

$$\boldsymbol{f}(0)=\begin{pmatrix}-f\sin\alpha\sin\theta\\ f\sin\alpha\cos\theta\\ f\cos\alpha\end{pmatrix} \tag{3}$$

在$\boldsymbol{f}$绕z轴转动θ角处取受力圆环弧长l的微分$\mathrm{d}l=(D/2)\mathrm{d}\theta$，$\boldsymbol{f}(\theta)$的轴向分力$f\cos\alpha$沿整个受力圆环积分，得$\boldsymbol{f}(\theta)$轴向分力之和：

$$\int_0^{2\pi} f\cos\alpha\mathrm{d}l=\int_0^{2\pi} f\cos\alpha(D/2)\mathrm{d}\theta=\boldsymbol{f}_{\mathrm{H}}\cdot\pi D=F \tag{4}$$

即$\boldsymbol{f}(\theta)$的轴向分力之和与力F平衡。

同样，$\boldsymbol{f}(\theta)$的径向分力沿受力圆环积分，有：

$$\int_0^{2\pi}\begin{pmatrix}-f\sin\alpha\sin\theta\\ f\sin\alpha\cos\theta\end{pmatrix}\mathrm{d}l=\begin{pmatrix}0\\0\end{pmatrix} \tag{5}$$

即整圈卡箍所受径向合力自平衡。

卡箍分为多瓣后，将积分区间限定为卡箍等分角(称为分瓣角)，积分可得每瓣卡箍的受力。定义分瓣面方向与分瓣面正交且指向体外。在定义的坐标系下，分瓣面方向总在xoy面内，记为$\boldsymbol{s}=(\cos\kappa,\sin\kappa,0)^{\mathrm{T}}$，其中$\kappa$为分瓣面方向与$ox$轴夹角。将受力圆环上某点线比压$\boldsymbol{f}(\theta)$分解到分瓣面方向，在分瓣角内积分得到卡箍分瓣面处的力。则$\boldsymbol{f}(\theta)$沿$\boldsymbol{s}$方向的分力为：

$$\boldsymbol{f}_s(\theta)=f\sin\alpha\sin(\kappa-\theta)(\cos\kappa,\sin\kappa,0)^{\mathrm{T}} \tag{6}$$

设ox轴与2个卡箍分瓣面中1个面正交(如图3所示)，记卡箍分瓣数为n，则积分区间为$[0,\kappa_0=2\pi/n]$，2个分瓣面的角度分别为$\kappa_1=0$和$\kappa_2=\pi+2\pi/n$。2个分瓣面的受力分别为：

$$\boldsymbol{F}_1=\int_0^{\kappa_0} f\sin\alpha\sin(0-\theta)(1,0,0)^{\mathrm{T}}\frac{D}{2}\mathrm{d}\theta \tag{7}$$

$$\boldsymbol{F}_2=\int_0^{\kappa_0} f\sin\alpha\sin(\pi+\kappa_0-\theta)\begin{pmatrix}\cos(\pi+\kappa_0)\\ \sin(\pi+\kappa_0)\\ 0\end{pmatrix}\frac{D}{2}\mathrm{d}\theta \tag{8}$$

积分得

$$\boldsymbol{F}_1=(D/2)f\sin\alpha(\cos\kappa_0-1)(1,0,0)^{\mathrm{T}} \tag{9}$$

$$\boldsymbol{F}_2=(D/2)f\sin\alpha(\cos\kappa_0-1)\begin{pmatrix}-\cos\kappa_0\\ -\sin\kappa_0\\ 0\end{pmatrix} \tag{10}$$

由式(9)和式(10)得分瓣面受力的幅值为：

$$|\boldsymbol{F}_1|=|\boldsymbol{F}_2|=(D/2)f\sin\alpha(1-\cos\kappa_0) \tag{11}$$

式(11)所反映的对称性与受力圆环的对称性及等分的卡箍分瓣相对应。将式(1)和式(2)代入式(11)，则沿分瓣面方向的分瓣力$\boldsymbol{F}_s$为：

$$\boldsymbol{F}_s=|\boldsymbol{F}_1|=|\boldsymbol{F}_2|=\left(pA/2\pi\right)\tan\alpha(1-\cos\kappa_0) \tag{12}$$

即螺栓拉紧卡箍分瓣时，螺栓应在式(12)所计算分瓣力的作用下正常工作。

2　卡箍结构的有限元分析

2.1　卡箍结构模型建立

以筒体直径为1 200 mm的四瓣式卡箍为例，采用三维建模软件Solidworks建立卡箍连接结构模型及部分筒体模型，为便于分析，选取每瓣卡箍模型的1/2进行建模，将卡箍与两法兰接触面配合，所建模型如图4所示，四瓣式卡箍将封头法兰与筒体法兰轴向夹紧闭合。

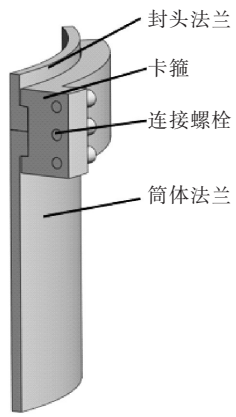

图4　四瓣式卡箍模型示意图

Fig. 4　Schematic diagram of the four-lobe clamp model

2.2　接触面设置

将三维模型导入ANSYS Workbench中进行静力学分析，为了使分析结果更加符合实际情况，在分析之前需要根据实际的接触面移动情况对接触对的类型进行设置：封头法兰和筒体法兰接触面设置为不分离类型；封头法兰齿边与卡箍接触面以及筒体法兰齿边与卡箍接触面由于在卡箍闭合夹紧与开启放松时法线方向无分离，切线方向发生轻微的无摩擦运动，因此设置为不分离接触类型；连接螺栓与卡箍之间法线方向可分离，切线方向存在相对滑动及摩擦力，因此设为摩擦接触类型，摩擦系数为0.5。

2.3 模型网格划分

在添加载荷和边界条件求解之前需要对模型划分网格，网格尺寸设为5 mm，采用六面体网格划分方法，模型的网格划分如图5所示。

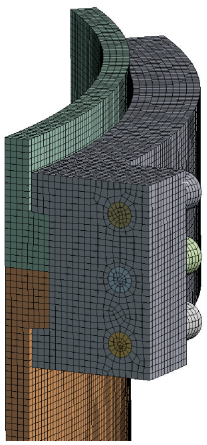

图5 模型网格划分示意图

Fig. 5 Schematic diagram of model grid division

2.4 边界条件和载荷设定

对模型的边界条件和载荷进行设定，筒体法兰远端做轴向位移约束，封头法兰截面处施加平衡载荷，对称表面设置为无摩擦支撑约束，螺栓端面施加无摩擦支撑约束，在封头法兰和筒体法兰的内表面添加100 MPa内压。

2.5 结果提取

在分析结果中插入支反力选项，提取螺栓端面处支反力，并与理论计算值对比。

2.6 实例计算

将筒体内径作为筒体的受压直径（受压直径约为密封圈圈径，稍大于筒体内径），锥面角取为5°，分别考虑筒体直径800、1 200、1 500 mm与内压50、100、150 MPa工况下的两瓣式、三瓣式与四瓣式卡箍分瓣力计算，理论计算值与有限元计算值如表1所示。

表1表明了分瓣式卡箍分瓣面拉力理论解与有限元解基本相符合，同时展示了筒内压力与筒体直径对分瓣面拉力的影响。

筒体内径及分瓣数相同的条件下，分瓣面拉力随着筒内压力变大而变大；在两瓣式卡箍、筒体直径1 200 mm和内压100 MPa条件下分瓣面拉力为2.96 MN，在四瓣式卡箍、筒体直径1 200 mm和内压100 MPa条件下分瓣面拉力为1.46 MN，约为两瓣式卡箍的2倍。

筒内压力及分瓣数相同的条件下，分瓣面拉力随着筒体直径变大而变大；在两瓣式卡箍、筒体直径1 500 mm和内压100 MPa条件下分瓣面拉力为4.88 MN，在两瓣式卡箍、筒体直径1 200 mm和内压100 MPa条件下分瓣面拉力为2.96 MN，是直径1 500 mm两瓣式卡箍的1.65倍。

表1 各工况下卡箍分瓣面拉力理论解与有限元解对照表

Tab. 1 Comparison between theoretical solution and finite element solution of splinter surface tension of clamp under various working conditions

内径 / mm	设计压力 / MPa	分瓣数 / 个	分瓣面拉力理论解 / MN	分瓣面拉力有限元解 / MN
800	100	2	1.40	1.25
		3	1.05	0.96
		4	0.70	0.66
	50	2	1.57	1.50
		3	1.18	1.13
		4	0.79	0.65
1 200	100	2	3.15	2.96
		3	2.36	2.25
		4	1.57	1.46
	150	2	4.72	4.69
		3	3.54	3.43
		4	2.36	2.30
1 500	100	2	4.92	4.88
		3	3.69	3.57
		4	2.46	2.30

3 结 论

为了解决分瓣式卡箍的螺栓连接结构在连接高压容器筒体和封盖的过程中出现刚度过大及强度破坏问题，提出了一种基于刚体向量变换法的卡箍间分瓣力解析方法。首先将筒体和封盖的轴向水平力均布到卡箍内锥面中间的受力圆环上，再计算出受力圆环上任意一点的线比压，将其径向分力分解到分瓣面方向，再沿受力圆环在分瓣角内积分计算出分瓣力。根据计算结果可得分瓣面拉力随着分瓣数的增加而减小。在相同内径下，分瓣面拉力与筒体内压成正比，且内压越大，分瓣面拉力随分瓣数变化越快；在相同内压下，分瓣面拉力与筒体内径成正比，且内径越大，分瓣面拉力随分瓣数变化越快。最后对设计条件下的装配体结构进行仿真实验，理论分析与有限元仿真结果吻合良好，验证了卡箍分瓣面拉力的理论的准确性，为分瓣式卡箍连接结构设计提供理论依据和参考。

参考文献

[1] 李书容. 几种快开门结构在压力容器中的应用分析[J]. 化工机械, 2017, 44(5): 533-536.

[2] 程诚. 高压试验罐快开装置的强度分析与计算[D]. 武汉: 武汉工程大学, 2013.

[3] 王会琼, 李正方. 齿啮式快开结构优化设计及制造[J]. 云南化工, 2023, 50(7): 120-123.

[4] 吕亮国，马荣青，许锐冰，等. 超高压容器的连接结构安全仿真研究[J]. 机械设计，2023，40(10)：66-75.

[5] 张婧婧. 大型快开门式压力容器齿啮式卡箍连接件的设计与分析[J]. 化工装备技术, 2017, 38(4): 1-7.

[6] 何壮壮. 基于Ansys高压烧结炉卡箍快开结构优化与分析研究[J]. 当代化工研究, 2020(5): 137-139.

[7] 鲁寨军, 孙永龙, 钟睦. 基于PTFE矩形密封圈的高压容器密封结构设计[J]. 润滑与密封, 2024, 49(4): 95-102.

[8] 刘晴, 陈海峰, 胡龙. 三瓣式快开卡箍结构的有限元应力分析[J]. 化工设备与管道, 2017, 54(1): 16-19.

[9] ABID M, NASH D H. Comparative study of the behaviour of conventional gasketed and compact non-gasketed flanged pipe joints under bolt up and operating conditions [J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2003, 80(12): 831-841.

[10] NODA N A, INOUE A, NAGAWA M, et al. The effect of material difference and flange nominal size on the sealing performance of new gasketless flanges [J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2002, 79(12): 807-818.

[11] 沈啸彪. 卡箍式高压自紧式法兰密封性能的研究[D]. 上海: 华东理工大学, 2021.

[12] 倪永良, 王海范, 崔琴. 用于大直径高压容器的卡块连接紧固结构[J]. 化工机械, 2021, 48(2): 155-159.

[13] 张少勇, 郁恒山. 基于大型卡箍结构的设计方法对比分析[J]. 自动化应用, 2020(5): 144-147.

[14] 汪志福, 李永泰, 姚志燕. 卡箍式快开结构的设计与疲劳分析[J]. 管道技术与设备, 2020(1): 29-32.

[15] 李航, 龚斌. 基于有限元的三瓣式快开容器上卡箍应力分析[J]. 当代化工, 2014, 43(11): 2450-2453.

[16] 贾春厚, 宋献兰. 三瓣卡箍结构的受力分析及计算[J]. 石油化工设备, 1986(5): 18-19, 25.

[17] 刘刚, 罗友高, 曾嵘，等. 大直径卡箍结构的刚度分析[J]. 化工机械, 2011, 38(6): 753-756, 774.

[18] 周宁波，郑贤中，郑晓敏，等. 预紧卡箍式快开结构的安全强度分析[J]. 武汉工程大学学报, 2012, 34(4): 53-58.

[19] 邓超. 高温高压卡箍式快开结构分析及优化设计[D]. 北京: 北京化工大学, 2019.

本文编辑：霍淑利