DOI: 10.11883/bzycj-2018-0007

强脉冲载荷作用下端盖法兰结构的螺栓预紧力设计方法*

程 帅,张德志,刘文祥,殷文骏,师莹菊,陈 博,李 焰
(西北核技术研究所强动载与效应实验室,陕西 西安 710024)

摘要: 为研究承受强脉冲载荷的端盖法兰结构的螺栓预紧力设计方法,利用实验室霍普金森杆平台,基于液压原理设计了一套实验装置,并结合数值模拟结果,对强脉冲载荷下端盖法兰结构的动态响应进行研究。通过研究发现:由预紧力和脉冲载荷引起的螺栓总拉伸应变随载荷峰值变化的曲线上存在最小极值点,并总结了最小极值点随载荷峰值、载荷脉宽的变化规律,为强脉冲载荷下法兰结构和预紧力设计提供了依据。

关键词: 脉冲载荷;法兰;螺栓预紧力;端盖;霍普金森杆
中图分类号: O383.3 **国标学科代码**: 13035 **文献标志码**: A

端盖法兰是承压容器或管道上的常用零件,其主要用途是确保零件之间的连接和密封性能。通常情况下,法兰结构通过施加螺栓预紧力,压紧密封垫、密封圈等器件实现密封。对于承受较强压力载荷的法兰,提高螺栓预紧力是确保法兰密封性的常用方法;但如果螺栓预紧力过大,则可能导致螺栓强度方面的问题。根据压力载荷性质和使用需求,完成法兰结构设计的螺栓尺寸、数量和预紧力的选择,是法兰结构设计的重要问题。

针对静压或准静态压力下的端盖法兰设计方法,ASME[1]和中国国家标准[2]中都有详细的规定;但很多情况下,端盖法兰需要承受持续时间在 $10^1\sim10^2$ μs 量级的动态脉冲载荷。针对类似脉冲载荷下端盖法兰工作状况,Duffey 等将端盖法兰结构简化为“弹簧-质量块”模型,对系统在冲击波载荷下的响应进行分析,给出了螺栓动态响应拉伸量的计算方法[3],并使用基于上述规律完成了一个方形、平板端盖法兰容器的螺栓预紧力设计[4]。Semke 等[5]针对螺栓连接的管法兰在动态载荷下响应模态进行了分析,通过实验证明了其数值模拟结果,认为密封材料对系统动态响应的影响是可以忽略的,并建立模型对管法兰在冲击载荷下的动态响应进行了研究,但模型中并未考虑预紧力的影响[6]。Somasundaram 对预紧螺栓连接在超高速撞击下的动态响应进行研究,并建立了一套可靠的数值模拟方法[7]。霍宏发等[8-9]对三段组合式爆炸容器的联接螺栓进行了动力学分析。

综上,针对脉冲载荷下端盖法兰结构的预紧力设计方法的理论和数值模拟工作较多,但缺少系统、直接的实验研究,且针对预紧力和脉冲载荷下螺栓强度问题的研究相对较少。本文中对实验室霍普金森杆实验装置进行改造,通过一套基于液压原理、可产生 $10^1\sim10^2$ μs量级的脉冲载荷的实验装置,开展系统的研究实验;再结合数值模拟的计算结果,对实验数据进行了深入分析,总结预紧力对脉冲载荷下端盖法兰动态响应过程的影响规律,拟为法兰设计、螺栓预紧力选择提供依据。

1 实验设计

图 1 为基于实验室霍普金森杆实验平台设计搭建的实验装置示意图,图中左半部分为实验室霍普金森杆实验平台,右半部分为设计的端盖法兰动态响应实验装置。该装置工作的基本原理是利用霍普

* **收稿日期**: 2018-01-04; **修回日期**: 2018-02-11
基金项目: 国家自然科学基金项目(51527810)
第一作者: 程 帅(1988—),男,博士研究生,工程师, chengshuai@nint.ac.cn;
通信作者: 张德志(1973—),男,博士,研究员,zhangdezhi@nint.ac.cn。

金森杆实验平台，驱动撞块以 10 m/s 量级的速度撞击实验装置的活塞，活塞运动压缩液压介质产生脉冲载荷作用于端盖，通过对压力载荷和螺栓应变的测量研究端盖法兰结构的动态响应[10]。

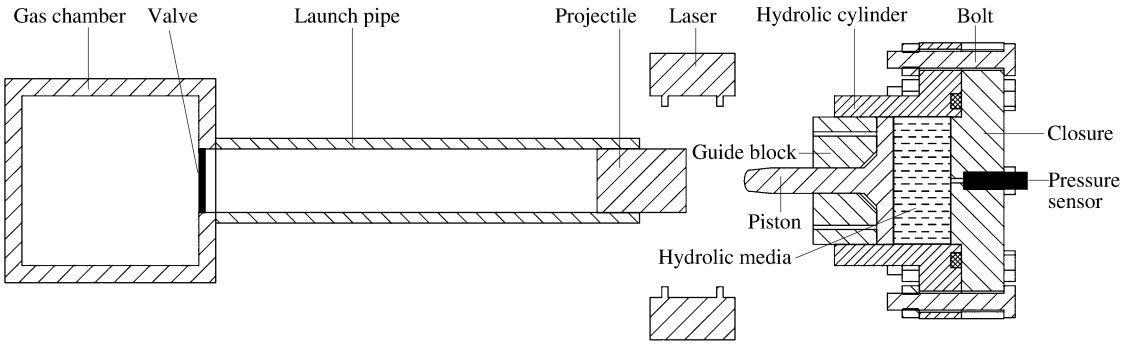


图 1 实验系统组成

Fig. 1 Components of the experimental system

如图 1 所示，实验中使用的端盖法兰响应实验装置主要由活塞、导向块、液压缸、端盖等主要结构组成。根据液压原理，活塞压缩液压介质将产生半正弦波脉冲载荷，产生脉冲载荷的脉宽仅与液压介质的长度和截面积相关，且载荷峰值与撞块速度为正比例关系[11-12]。因此对于本实验装置，当装置尺寸固定后，可产生的载荷脉宽是固定的，实验中可通过改变撞块速度控制载荷峰值。

液压缸通过高强螺栓固定在实验平台上。液压缸的法兰外直径为 144 mm，法兰内直径(即液压缸内直径)为 60 mm，法兰厚度为 15 mm；端盖外直径与液压缸法兰外直径相同，端盖厚度为 30 mm，端盖内侧有 3 mm 厚的定位柱面；端盖和液压缸法兰通过 12 根 8.8 级的 M8 高强螺栓连接，螺栓分度圆直径为 126 mm。为确保密封面装配匀称、各螺栓预紧力相同，使用力矩扳手对螺栓进行预紧，并参考机械设计手册[13]中的方法估算螺栓的轴向预紧力。

图 1 中，压力传感器采用压电式传感器，安装在端盖的中心，用于测量端盖承受的脉冲载荷。使用的传感器量程不小于 65 MPa，频响不小于 500 kHz。选取 12 根螺栓中位置相对的 2 根螺栓，通过电阻应变片对其轴向应变进行测量，如图 2 所示，应变片上端与螺栓六方头下端面的距离为 10 mm。为便于应变片导线连接，在螺栓孔外侧设置了引线槽。为排除端盖和弯曲效应的影响，调整应变片方向至图 2 所示位置，即沿应变片长度方向的轴对称面与法兰半径方向垂直。

图 3 为实验的测试系统结构图，通过示波器对压力载荷和应变数据进行记录。测试系统的触发信号由图 1 中的激光器产生：激光器上设有激光的发射接收装置，实验中，撞块通过激光器时会切断光路产生电信号，将此电信号作为示波器的触发信号。

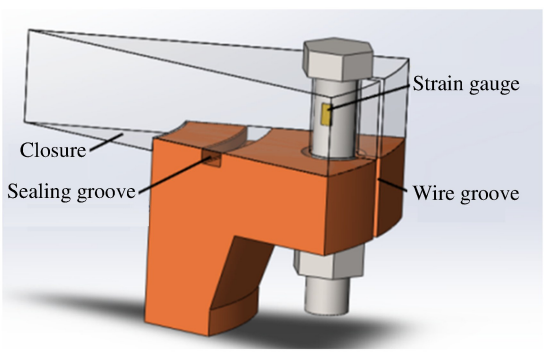


图 2 应变片位置示意图

Fig. 2 Sketch of the strain gauge location

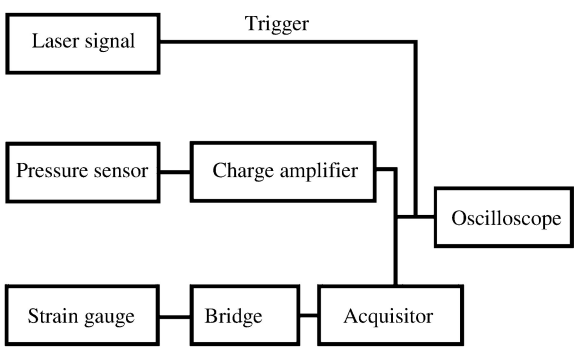


图 3 测试系统

Fig. 3 Measurement system

2　实验结果

使用上述系统开展了大量的对比实验，图 4 为其中两次典型实验的压力和应变变化曲线。图 4 中曲线 Pressure 为压力传感器测得的压力变化历程，由图 4 可见，碰撞发生后，端盖受到 1 个较明显的脉冲载荷的作用，载荷形状符合半正弦波特征，且载荷脉宽在 110 μs 左右。图中曲线 Strain-1、Strain-2 分别为实验中测得的两根螺栓变形曲线，由图可见，脉冲载荷作用下，螺栓拉伸应变曲线的第 1 个峰最大；后续振动过程中，应变曲线的峰值均小于第 1 个峰。因此，应变曲线的第 1 个峰值是影响动态响应的最主要因素，应当给予重点分析。

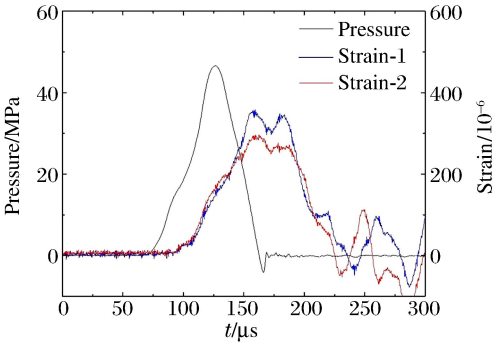


图 4　压力和应变历程曲线

Fig. 4　Pressure and strain history curves

图 5 中统计了系列对比实验中，脉冲载荷作用下 2 根螺栓的拉伸变形应变峰值的平均值。实验中共选取了 4.0、4.5、5.0、5.5、6.0 N·m 共 5 组力矩拧紧螺栓，分别对应图中 57～85 MPa 区间内的 5 组预紧力，并在每组预紧力下开展了数次实验，脉冲载荷峰值在 25～50 MPa 之间。从整体上看，当载荷峰值和脉宽一定时，随着预紧力增大，脉冲载荷引起的螺栓拉伸应变有逐渐降低的趋势；即螺栓预紧力越大，对载荷作用下端盖运动的限制作用越强。实验结果也验证了工程中提高预紧力、提高结构密封性方法的有效性。

在端盖受到脉冲载荷时，螺栓的拉伸变形是在预紧力变形的基础上发生的，因此在强度方面，必须考虑螺栓在预紧力和脉冲载荷下的总拉伸变形。图 6 为历次实验中螺栓总拉伸应变，由图可见，螺栓总拉伸应变的变化趋势相对复杂。当载荷峰值在 30 MPa 左右时，预紧力为 57 MPa 时，螺栓总拉伸应变最小；而当载荷峰值在 35～40 MPa 区间时，预紧力在 64～71 MPa 之间，螺栓总拉伸应变最小。综上，螺栓总拉伸应变与载荷峰值、预紧力的关系相对复杂，需进行深入分析。

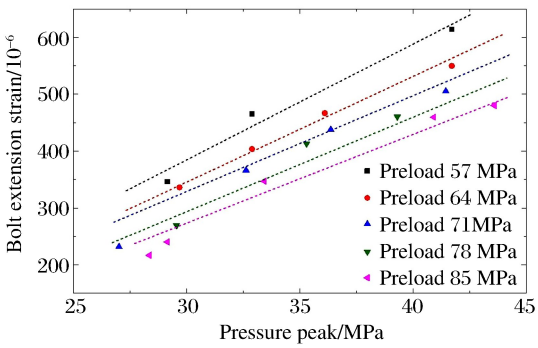


图 5　脉冲载荷下的螺栓拉伸应变

Fig. 5　Bolt extension strain under impulsive loading

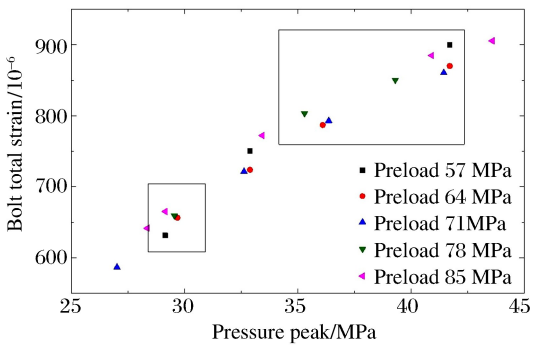


图 6　螺栓总拉伸应变

Fig. 6　Bolt total extension strain

3　数值计算模型的建立和校验

为找到螺栓总拉伸应变随载荷峰值、预紧力变化的关系，结合实验情况，使用商业软件建立如图 7 所示的模型进行数值模拟[14]。如图 7 所示，该模型由法兰、端盖、螺栓 3 个部件组成，各部件尺寸与实验装置完全一致。由于实验装置采用 12 根螺栓连接，为提高计算效率，将模型建立为 1/12 对称模型，并相应设置了圆周对称边界。实验中液压缸固定在实验平台上，因此将法兰底面设置为固定边界。法兰、端盖、螺栓 3 个部件的材料设置相同的参数，材料密度为 7.83 g/cm^3；本构关系采用弹性模型，弹性

模量为 200 GPa，泊松比为 0.3。

模型求解时，首先对螺栓施加预紧力，方法为选取螺栓中心所在的圆截面，并向此圆截面缓慢拉紧两侧的螺杆；在拉紧的同时，通过阻尼使模型中各部件的响应速度逐渐降低为零[15]。图 8 为施加100 MPa 预紧力后，模型中螺栓和端盖的应力云图。预紧结束后，在图 7 所示的端盖中心区域施加压力载荷，求解载荷作用下结构的响应历程。施加的载荷依据图 4 中载荷形状确定，载荷脉宽固定为 110 μs。

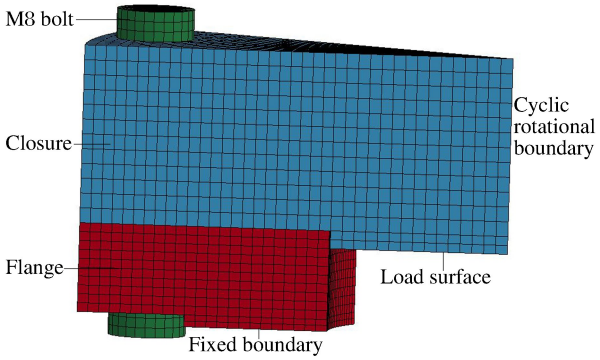


图 7　数值计算模型

Fig. 7　Numerical simulation model

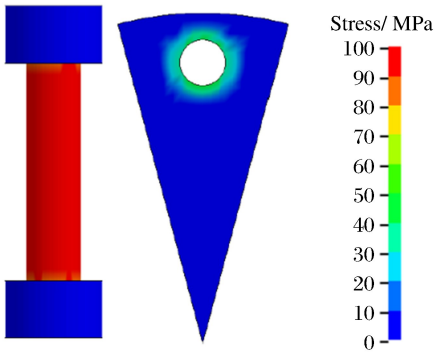


图 8　预紧后的应力云图

Fig. 8　Contour of stress after preloading

在数值计算模型的螺栓上选取与实验中应变片位置相对应的单元，将该单元的应变历程与图 4 中的实验数据进行比较，如图 9 所示。由图可见，通过数值模拟得到的螺栓轴向应变曲线的第 1 个峰值、应变曲线的第 1 个峰的变化历程均与实验数据基本一致。图 10 中将脉冲载荷下螺栓拉伸应变第 1 个峰的计算结果和实验值进行了对比，图中曲线为不同预紧力下，通过数值模拟得到的脉冲载荷下螺栓拉伸应变随载荷峰值变化的曲线；图中离散点为实验得到的数据点。由图可见，通过数值模拟得到的脉冲载荷下螺栓拉伸应变第 1 个峰与实验数据的变化趋势基本一致，进一步验证了数值计算模型的可靠性。

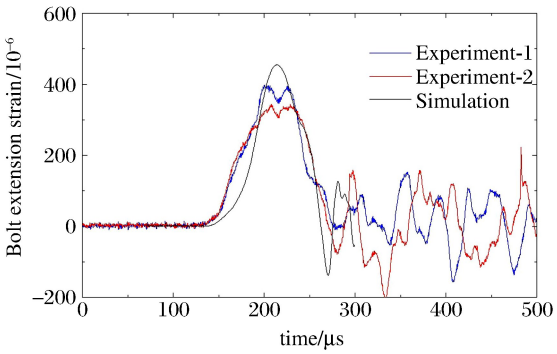


图 9　数值模拟结果与实验数据对比

Fig. 9　Comparison of numerical simulation and experimental results

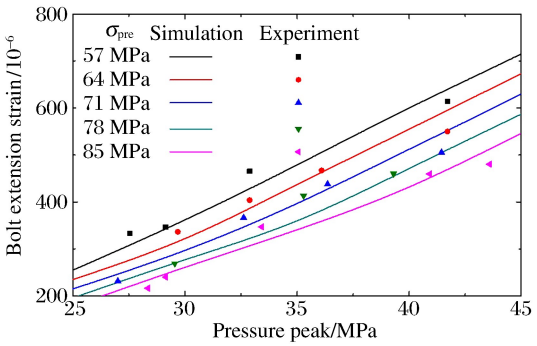


图 10　脉冲载荷下螺栓拉伸应变实验和计算结果

Fig. 10　Experimental and numerical simulation results of bolt extension strain under impulsive loading

从图 10 中的数值模拟结果还可以看到，当载荷峰值和载荷脉宽一定时，螺栓预紧力越大，脉冲载荷下螺栓拉伸应变越小。脉冲载荷下螺栓拉伸应变的峰值反映了法兰密封面被拉开间隙的大小，而密封面的间隙是影响法兰密封效果的重要因素。因此，从密封的角度考虑，装配选择的螺栓预紧力越大，越有利于法兰的动态密封。

4　基于螺栓强度的最优预紧力设计方法

端盖法兰承受的脉冲载荷强度较大时，通常通过增大螺栓预紧力来提高其密封性；但当脉冲载荷强度和螺栓预紧力均较大时，就可能导致螺栓总拉伸变形过大，存在强度方面的风险。因此，对于承受强

脉冲载荷的法兰，必须选取合适的预紧力，既要保证法兰的密封性，又要兼顾螺栓的强度。图 11 为根据实验情况计算的载荷峰值 p 在 27.5～42.5 MPa 范围内螺栓总拉伸应变 ε_t 随预紧力 σ_{pre} 变化的曲线。由图可见，当载荷峰值 p 一定时，随着预紧力 σ_{pre} 增大，螺栓总拉伸应变 ε_t 的变化趋势均为先减小后增大，因此各曲线上均存在极值点。载荷峰值 p 一定时，选取极值点对应的预紧力 σ_{pre}，螺栓总拉伸应变 ε_t 最低，此时预紧力是基于强度的最优预紧力 σ^*_{pre}，并将此时的最小螺栓总拉伸应变记为 ε^*_t。

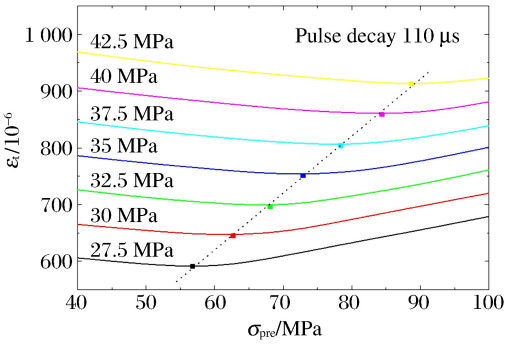


图 11　螺栓总拉伸应变与载荷峰值、预紧力的关系

Fig. 11　Variation of bolt total extension strain with pressure peak and preload

根据图 11 的计算结果，载荷峰值 p 增大，基于强度的最优预紧力 σ^*_{pre} 也逐渐增大，这一变化趋势与图 6 中实验数据的变化趋势基本一致。另外，从图 11 中还可以看到，不同载荷峰值下，螺栓的最小总拉伸应变 ε^*_t 与最优预紧力 σ^*_{pre} 之间似乎有较好的线性关系。为对 ε^*_t 和 σ^*_{pre} 之间的关系进行分析，应进一步开展分析工作，并通过数值模拟进行验证。

对于本文的实验装置，端盖法兰的结构、产生载荷的脉宽均是固定的，因此载荷峰值 p 是影响最优预紧力 σ^*_{pre} 大小的唯一因素。通过数值模拟找到最优预紧力 σ^*_{pre} 随载荷峰值 p 的变化规律，如图 12 所示，为排出实验中的偶然性，图中还计算了载荷脉宽 90 和 130 μs 的工况。根据图中计算结果，载荷脉宽相同时，σ^*_{pre} 与载荷峰值 p 之间均有较好的线性关系。考虑到载荷峰值 $p=0$ 时，使螺栓总拉伸应变最小的预紧力也应当为 0，故最优预紧力 σ^*_{pre} 与载荷峰值 p 的关系曲线应当通过坐标原点。综上，按照正比例函数关系式对计算结果进行拟合，由图可见，拟合得到的正比例函数关系式的方差在 0.999 95 以上，证明了最优预紧力 σ^*_{pre} 与载荷峰值 p 之间具有较好的正比例关系。

进一步地，对于本文的实验装置，螺栓总拉伸应变 ε_t 应当是载荷峰值 p 和预紧力 σ_{pre} 的函数。为按强度要求使螺栓总拉伸应变 ε_t 最小，应对螺栓施加最优预紧力 σ^*_{pre}，而 σ^*_{pre} 与 p 成正比例关系，因此，端盖法兰的结构和载荷脉宽固定时，最优预紧力 σ^*_{pre} 对应的螺栓的最小总拉伸应变 ε^*_t 也应当为载荷峰值 p 的函数。根据计算结果，总结螺栓的最小总拉伸应变 ε^*_t 随载荷峰值 p 变化的规律，如图 13 所示。由图可见，与 σ^*_{pre} 相似，ε^*_t 与载荷峰值 p 之间也有较好的线性关系。按照正比例函数关系对计算结果进行拟合，得到正比例函数关系式的方差接近 1.0，说明最小螺栓总应变 ε^*_t 与载荷峰值 p 之间也有较好的正比例关系。根据图 12、图 13 的分析结果，σ^*_{pre}、ε^*_t 均与载荷峰值 p 成正比例关系，故 ε^*_t 与 σ^*_{pre} 之间也应成正比例关系，解释了图 11 中最小极值点成线性分布的原因。

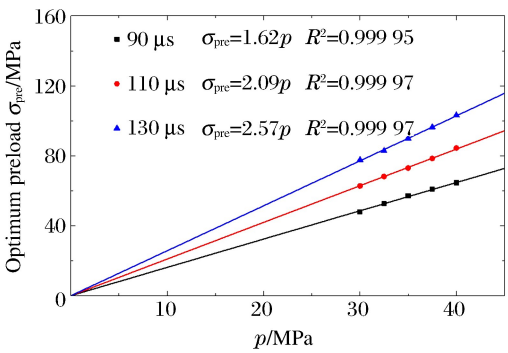


图 12　最优预紧力与载荷峰值关系

Fig. 12　Relationship between optimum preload and pressure peak

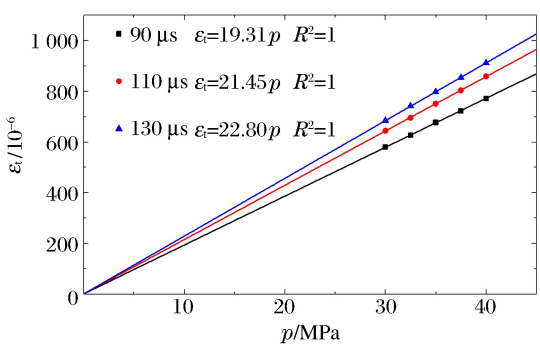


图 13　螺栓最小总拉伸应变与载荷峰值关系

Fig. 13　Relationship between minimum bolt extension total strain and pressure peak

综合以上分析，对于承受脉冲载荷的端盖法兰结构，当法兰结构确定后，基于强度的螺栓最优预紧力 $\sigma_{\mathrm{pre}}^{*}$ 和最小应变故 $\varepsilon_{\mathrm{t}}^{*}$ 是脉冲载荷峰值和脉宽的函数。在对结构进行预紧力设计时，应首先通过数值模拟或实验确定 $\sigma_{\mathrm{pre}}^{*}$ 和 $\varepsilon_{\mathrm{t}}^{*}$ 随载荷峰值、脉宽变化的数条正比例函数曲线，然后即可根据确定的函数关系估算不同载荷峰值、脉宽下螺栓的最优预紧力 $\sigma_{\mathrm{pre}}^{*}$ 和最小总拉伸应变 $\varepsilon_{\mathrm{t}}^{*}$，完成螺栓预紧力设计。

另外，从图 12 和图 13 中还可以看到，在相同的载荷峰值下，螺栓的最优预紧力 $\sigma_{\mathrm{pre}}^{*}$ 和最小总拉伸应变 $\varepsilon_{\mathrm{t}}^{*}$ 均随着载荷脉宽的增大而提高，即正比例函数关系的斜率随载荷脉宽的增大而增大。这一变化趋势可以从能量的角度来解释，相同的载荷峰值下，载荷冲量随载荷脉宽的增大而增大，相应的，螺栓的最优预紧力 $\sigma_{\mathrm{pre}}^{*}$ 和最小总拉伸应变 $\varepsilon_{\mathrm{t}}^{*}$ 随载荷冲量的变化而提高。对载荷脉宽影响的分析，限于实验装置和实验数据，本文不再进行更深入讨论。

5　结　论

本文中基于实验室霍普金森杆实验平台和液压原理，设计了脉冲载荷下端盖法兰结构动态响应研究实验。通过数值模拟和大量的实验数据，分析了强脉冲载荷作用下，螺栓动态响应的应变峰值随螺栓预紧力和载荷峰值、脉宽的变化规律，并总结了基于密封和基于强度的螺栓预紧力设计方法。论文得到的主要结论包括以下 3 个方面。

(1) 在相同的脉冲载荷下，预紧力越大，脉冲载荷引起的螺栓拉伸应变越小，即法兰密封面形成的间隙越小。因此，从密封的角度看，螺栓预紧力越大，越有利于密封设计。

(2) 在相同的脉冲载荷下，预紧力和脉冲载荷作用下的螺栓总拉伸应变随螺栓预紧力变化的曲线上存在一个极小值点。从强度的角度看，极值点对应的螺栓预紧力为该载荷下的最优预紧力，对应的应变为螺栓的最小总拉伸应变。

(3) 在相同的载荷脉宽下，基于强度的螺栓最优预紧力与脉冲载荷的峰值成正比例关系；最优预紧力下，螺栓的最小总拉伸应变也与脉冲载荷的峰值成正比例关系。载荷脉宽越大，上述两正比例关系的比例系数越大。

参考文献：

[1] 全国锅炉压力容器标准化技术委员会. 压力容器 GB150.1－GB150.4-2011[M]. 北京：中国标准出版社，2012：183-216.

[2] 丁伯民. ASME 压力容器规范分析与应用[M]. 北京：化学工业出版社，2009：123-129.

[3] DUFFEY T A. Optimal bolt preload for dynamic loading[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 1993, 35(3):257-265. DOI:10.1016/0020-7403(93)90080-e.

[4] DUFFEY T A, LEWIS B, BOWERS S. Bolt preload selection for pulse-loaded vessel closures [C]// ASME Pressure Vessels and Piping Conference. Honolulu, 1995:167-174.

[5] SEMKE W H, BIBEL G D, JERATY S, et al. A dynamic investigation of piping systems with a bolted flange[C]// ASME Pressure Vessel and Piping Conference. Vancouver, 2002.

[6] SEMKE W H, BIDEL G D, JERATH S, et al. Efficient dynamic structural response modelling of bolted flange piping systems[J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2006,83(10):767-776.

[7] DEEPAK S S, MOHAMED B T, BRENDAN J O. A methodology for predicting high impact shock propagation within bolted-joint structures [J]. International Journal of Impact Engineering, 2014,73(2):30-42.

[8] 霍宏发，黄协清，张安峰. 组合式爆炸容器联接螺栓的动力学分析[J]. 机械科学与技术，2002(增刊 1)：81-82.
HUO Hongfa, HUANG Xieqing, ZHANG Anfeng. Dynamic analysis of the bolts of explosion vessels[J]. Mechanical Science and Technology, 2002(suppl 1):81-82.

[9] 霍宏发，黄协清，林俊德. 组合式密闭爆炸容器螺栓预应力范围的计算方法[J]. 机械强度，2001,23(2)：194-197. DOI:10.16579/j.issn.1001.9669.2001.02.020.
HUO Hongfa, HUANG Xieqing, LIN Junde. Method for calculating the range of bolt pre-stress of assembled confinement vessels due to the action of the inner impact[J]. Journal of Mechanical Strength, 2001,23(2):194-197.

DOI:10.16579/j.issn.1001.9669.2001.02.020.

[10] 西北核技术研究所.承压端盖法兰动态密封性能检测装置:CN201721164405.4[P]. 2018-02-13.

[11] 程帅,陈博,刘文祥,等.基于落锤实验平台的爆炸载荷模拟装置原理性设计[J].现代应用物理,2016,7(4):041002.1-041002.7.
CHENG Shuai, CHEN Bo, LIU Wenxiang, et al. Theoretical design of an explosive loading analogue device based on drop hammer test system [J]. Modern Applied Physics, 2016,7(4):041002.1-041002.7.

[12] 孔德仁,狄长安,范启成.塑性测压技术[M].北京:兵器工业出版社,2006.

[13] 闻邦椿.机械设计手册第二册[M]. 北京:机械工业出版社, 2012.

[14] Livermore Software Technology Corporation. LS-DYNA keyword user's manual[M]. V971. Livermore, California: Livermore Software Technology Corporation, 2007.

[15] 李会勋,胡迎春,张建中.利用 ANSYS 模拟螺栓预紧力的研究[J].山东科技大学学报,2006,25(1): 57-59. DOI:10.16452/j.cnki.sdkjzk.2006.01.017.
LI Huixun, HU Yingchun, ZHANG Jianzhong. Study on simulating bolt pretension by using ANSYS[J]. Journal of Shandong University of Science and Technology, 2006,25(1):57-59. DOI:10.16452/j.cnki.sdkjzk.2006.01.017.

Pretightening load design for bolt of closure flange structure under intensive impulse loading

CHENG Shuai, ZHANG Dezhi, LIU Wenxiang,
YIN Wenjun, SHI Yingju, CHEN Bo, LI Yan
(*Key Laboratory of Intense Dynamic Loading and Effect, Northwest Institute of Nuclear Technology, Xi'an* 710024, *Shaanxi, China*)

Abstract: In this article, to figure out an optimal pretightening load selection for a closure flange structure under intense impulsive loading, we designed an experimental system based on the SHPB platform and the hydraulic principle and investigated the dynamic response process of a closure flange structure. The results showed that a minimum extreme point was observed on the curve of the total tensile strain of the bolt under the pretightening and impulsive loading versus the impulse peak. Furthermore, we obtained the variation pattern of the total tensile strain of the bolt with the change of the impulse peak and decay, which can be used as basis for the structural design and the selection of the bolt preload for a sealing flange under intense impulsive loading.

Keywords: impulsive loading; flange; bolt pretightening load; bolt; SHPB

(责任编辑　王小飞)