

文章编号:1005-9865(2023)01-0101-09

海底管道维修管卡密封结构的性能分析及测试

赵张帆,石 湘,化怡龙

(中国海洋大学 工程学院, 山东 青岛 266100)

摘 要:密封压力是带压堵漏维修管卡的关键性能。介绍了 323.9 mm(API 12 英寸)维修管卡样机的总体结构及密封原理,选用接触压力准则作为管卡的密封评价准则,利用 ANSYS Workbench 软件建立了管卡密封结构的二维轴对称有限元模型,分析了密封结构闭环中薄弱部分在不同密封圈压缩量下的接触压力,然后试验测试了管卡样机密封圈压缩量和密封压力,并与有限元计算接触压力进行了对比。分析结果表明管卡密封结构最薄弱部分的接触压力随着周向密封圈压缩量的增大而增大,且主要是中间接触部分起到密封作用。通过试验验证了理论分析的管卡密封结构最薄弱位置,并发现相同密封圈压缩量下试验测试的密封压力与计算的接触压力近似,两者的变化趋势基本一致。有关分析思路和试验方法可以为管卡密封结构的设计提供重要参考。

关键词:海底管道;维修管卡;密封结构;性能测试;有限元分析

中图分类号:P756.2;TE952 **文献标志码:**A **DOI:**10.16483/j.issn.1005-9865.2023.01.011

Performance analysis and test on sealing structure of repair clamp for subsea pipeline

ZHAO Zhangfan, SHI Xiang, HUA Yilong

(Engineering College, Ocean University of China, Qingdao 266100, China)

Abstract: The sealing pressure is the key performance of hot tap repair clamp. The overall structure and sealing principle of a API 12-inch repair clamp prototype are introduced. In the study, the contact pressure criterion was selected as the sealing evaluation criterion for the clamp. The two-dimensional axisymmetric FE models of the clamp sealing structure were established by using ANSYS Workbench software. And the contact pressures of the weak part in the closed loop of sealing structure under different compression amounts of the sealing ring were analyzed. Then the compression amounts of the sealing ring and the sealing pressures of the clamp prototype were tested. And the sealing pressures were compared with the contact pressures calculated by the FE method. The analysis results show that the contact pressure of the weakest part of clamp sealing structure increases with the increase of the compression amount of the circumferential sealing ring, and the middle contact part mainly plays the role of sealing. The weakest position by the theoretical analysis of the clamp sealing structure was verified by the tests. And it was found that the sealing pressure of the test was similar to the calculated contact pressure under the same compression amount of the sealing ring, and the change trends of the two were basically the same. The analysis ideas and test methods introduced can provide an important reference for the design of clamp sealing structure.

Keywords: subsea pipeline; repair clamp; sealing structure; performance testing; FEM analysis

由于海洋环境的复杂性以及管道自身情况,海底管道的损坏不可避免。据统计近几十年国内外因海底管道破坏造成的油气田停产、海域大面积污染已经多达数百起^[1],这不仅造成了巨大的经济损失,而且破坏了海洋生态环境^[2]。目前我国的管道总长度已超过 8 000 km^[3],有相当比例的水下油气管道已接近或超过

收稿日期:2022-02-04

基金项目:山东省重点研发计划资助项目(2019GHY112086);山东省大学生创新计划资助项目

作者简介:赵张帆(1997—),女,硕士研究生,主要从事海洋工程维修加固方面的研究。E-mail:2387408116@qq.com

通信作者:石 湘。E-mail:shixiang@ouc.edu.cn

设计年限,损伤积累严重,据统计自1995年以来我国发生的各种海底管道事故导致的直接维修费用超过23亿元^[4]。针对海底管道事故一般都具有突发性的特点,需要快速反应、带压堵漏的管卡维修技术。管卡是海底管道维修的关键设备,它可以用于维修管道的小损伤,比如局部较大的机械破坏、腐蚀穿孔、裂纹、轴向或周向凹痕等,一般制作成两瓣状,使用时用螺栓连接法固定到管道上^[5]。目前国内管卡产品密封压力一般不超过6 MPa^[6],水下安装复杂、效率低。国外在管卡技术方面已有30多年历史,在浅海区域安装了3 000多个管卡^[7],密封压力最大超过60 MPa,还开发了用于深水管道的维修管卡,无需潜水支持,采用ROV液压操纵^[8]。密封结构压力水平是带压堵漏维修管卡的关键性能,赵兵杰等^[9]对管卡的密封结构进行了有限元优化设计,分析了满足10 MPa密封压力下密封材料的硬度和螺栓预紧力;传建和马月聪^[6]介绍了采用氟橡胶材料的304.8 mm(12英寸)高压管卡的密封形式和密封设计校核;曹学文和郑铮^[10]对石墨和氟橡胶两种材料在管卡密封应用中的性能进行了对比。下文介绍了研制的公称直径为323.9 mm(API 12英寸)的带压堵漏维修管卡样机密封结构的设计、有限元分析和性能测试,以期为此类管卡的开发研制提供借鉴。

1 维修管卡样机的总体结构及密封原理

1.1 管卡的总体结构

针对323.9 mm(API 12英寸)API标准管材的海底管道设计了结构承载维修管卡样机,整体结构如图1所示。其修复原理相当于将一个完整性的压力容器安装在管道受损处来达到维修的目的,结构上通常由包括锁紧机构和密封结构的两瓣套筒夹具来实现。其左右对称,主要包括两瓣壳体、固定壳体的法兰板螺栓、承受管道轴向载荷的锁紧机构、用于顶进锁紧机构的顶进法兰和顶进螺栓、承受内部压力防止介质泄漏的密封结构等。

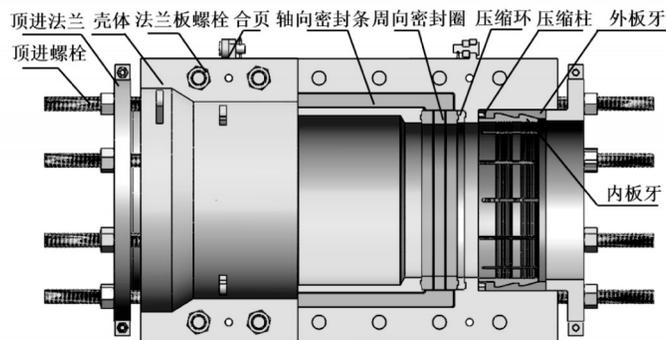


图1 维修管卡样机的结构示意图

Fig. 1 Structural drawing of repair clamp prototype

1.2 管卡的密封原理

密封结构由轴向密封条、周向密封圈、压缩环和压缩柱(图1)组成,主要包括轴向密封和周向密封两部分。

轴向密封用于密封两瓣壳体上法兰板轴向间泄漏间隙(图2(a))。闭合管卡两瓣后,挤压轴向密封槽内的密封条,使它与管卡壳体接触,形成管卡的轴向密封。周向密封用于密封壳体与受损管道之间的径向泄漏间隙(图2(b))。通过两端顶进法兰向内推动外板牙,外板牙轴向运动推动压缩柱,压缩柱推动压缩环,周向密封圈被挤压沿径向方向变形与管道和壳体相接触,形成管卡的周向密封。整个管卡完成密封操作后轴向密封条的端部和周向密封圈连接形成一个封闭的密封环(图1),管卡和受损管道之间形成密闭空腔来保证管卡的密封性能。

2 管卡密封结构的设计及有限元分析

2.1 密封结构的设计

2.1.1 密封材料的选择

密封材料应选择压缩性和回弹性较好的材料,同时根据管卡的工作环境和作用对象,密封材料还需要

具有耐腐蚀性和耐高温性等。常见密封材料包括硬质合金、碳石墨、聚四氟乙烯和橡胶等,其中丁腈橡胶是一种高分子化合物,具有良好的弹性、气密性、耐热和耐腐蚀性^[11],满足维修管卡密封的要求,并且由于其弹性大可以在较大变形范围内保持密封性能、高泊松比挤压后体积不变便于设计,所以选用丁腈橡胶做为管卡的密封材料。

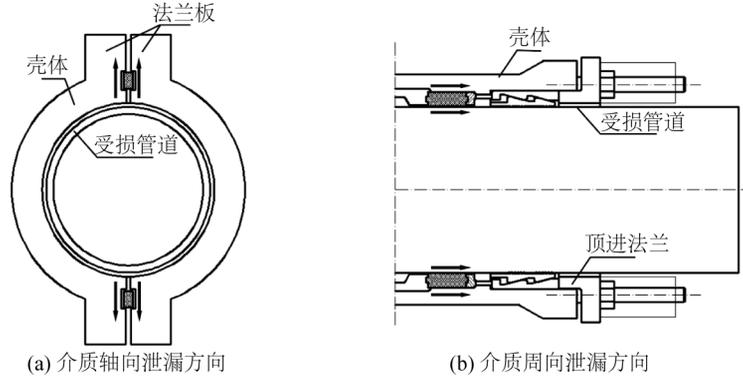


图 2 介质泄漏方向示意

Fig. 2 Diagram of medium leakage direction

2.1.2 密封结构尺寸设计

1) 轴向密封条的尺寸设计

轴向密封条的截面为矩形,其设计主要包括高度和宽度的确定。根据法兰板密封槽口的尺寸(高度 18 mm,宽度 32 mm)和丁腈橡胶的特性,将密封条的高度设为 20 mm,宽度为 29 mm,设计高度压缩率为 10%。图 3 为密封件的部分结构尺寸。

2) 周向密封圈的尺寸设计

周向密封圈的设计主要包括密封圈的宽度和厚度。API 12 英寸标准管道的外径为 323.9 mm,壁厚为 12.7 mm,但是一般情况下管道的外径通常存在不圆度,按照海底管线采用的钢管标准^[12],对于壁厚≤ 50.8 mm 的钢管,圆度偏差不超过公称直径的 1%。为了适应管道的不圆度,应尽量增加周向密封圈的宽度,根据经验并综合考虑把周向密封圈的宽度设为 76 mm,对应轴向密封条与它的接触部分长度为 60 mm (图 3)。将密封圈的内径设为 327 mm,根据壳体密封槽尺寸,将密封圈的外径设为 384.5 mm,即密封圈的厚度为 28.75 mm。

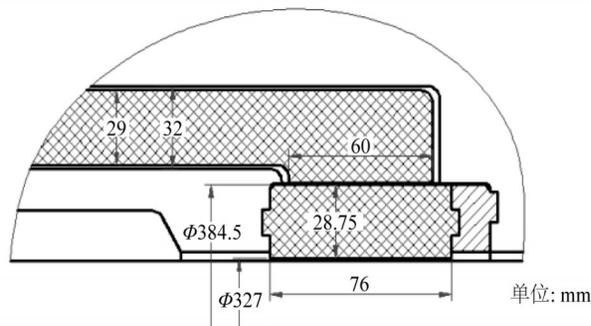


图 3 密封件的结构尺寸

Fig. 3 Structural dimensions of seals

2.2 密封结构的有限元分析

2.2.1 密封评价准则

根据橡胶材料的性质及密封原理,密封件与管卡和管道之间的接触压力大小直接决定管卡的密封能力。为了实现可靠的密封,接触压力应大于被密封介质的压力,并且有一定的接触长度^[9],否则会发生泄漏。因此选用接触压力准则作为管卡的密封评价准则,即:

$$P_c \geq P_m \tag{1}$$

其中, P_c 为密封接触面上的有效接触压力; P_m 为密封介质的压力。这样可以通过有限元分析密封件的最小接触压力 P_c 来设计结构密封压力。

2.2.2 有限元设计分析

根据介质的泄漏方向, 轴向密封条与壳体(图 2(a))、周向密封圈与壳体和管道(图 2(b))、周向密封圈与轴向密封条接触部分和壳体及管道(图 3)三个部分均需要进行有限元分析。从泄漏方向密封面的结构材料刚度强弱关系可以看出, 图 2 所示的密封面均是密封件与壳体或管道之间橡胶/钢材软硬接触, 形成接触压力容易满足密封要求, 而图 3 所示的密封圈与密封条接触部分的密封面为橡胶/橡胶软软接触, 变形挤压后接触压力相对较低, 因此判断此处为管卡密封结构闭环的最薄弱部分。下面重点介绍周向密封圈与轴向密封条接触部分的有限元分析过程。

1) 周向密封圈与轴向密封条接触部分模型建立

将轴向密封条和周向密封圈接触部分作为研究对象, 假设其以管道的中心线为对称轴, 几何形状和边界条件均为轴对称, 采用二维轴对称模型分析^[9]。选取两者接触部分的截面, 简化后用 ANSYS 的 Workbench 建立的有限元模型如图 4 所示, 其主要几何尺寸见图 3, 压缩环的厚度为 16 mm, 由于轴向密封条已经被压缩变形, 假设它的尺寸与壳体的开槽尺寸一致(图 4(a))。

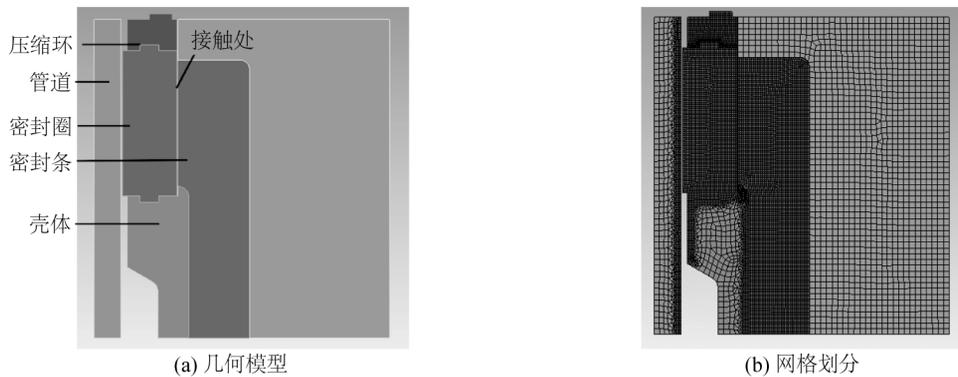


图 4 密封件接触部分的有限元模型

Fig. 4 Finite element model of contact part of seals

2) 材料、网格和接触设置

卡箍壳体和管件等部件材料为钢, 按照弹性材料设置。密封材料为丁腈橡胶, 按照超弹性材料设置, 本构模型选择 Mooney-Rivlin 2 Parameter 模型^[13], 其应变能密度函数:

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) \quad (2)$$

其中, I_1 、 I_2 为应变张量的两个主变量, C_{10} 、 C_{01} 为材料常数。有关材料常数可以根据橡胶的弹性模量按照下面的三个公式^[14]得到:

$$\lg E = 0.018 4Hr - 0.457 5 \quad (3)$$

$$\frac{E}{2(1 + \mu)} = 2(C_{10} + C_{01}) \quad (4)$$

$$D_1 = \frac{1 - 2\mu}{C_{01} + C_{10}} \quad (5)$$

其中, Hr 是橡胶邵氏硬度; E 、 μ 分别是材料的弹性模量和泊松比; D_1 是橡胶材料的不可压缩参数。本例中橡胶硬度设计为 85IRHD, 假设 $C_{01}/C_{10}=0.25$, 得 $C_{10}=1.705$ MPa、 $C_{01}=0.426$ MPa、 $D_1=0.000 94$ MPa⁻¹。常温下各部件材料的力学参数如表 1 所示。

材料参数设置完成后, 对模型进行网格划分(图 4(b)), 网格均采用 PLANE182 四边形 4 节点单元, 经过网格无关性分析后, 将密封结构的网格尺寸设置为 1 mm, 壳体和管道的网格尺寸设置为 3 mm, 对于接触边界设置 1 级网格细化。轴向密封条与壳体的接触设置为绑定接触, 与周向密封圈之间的接触设置为摩擦接触, 摩擦系数设置为 0.5^[9]; 周向密封圈与管道之间的接触也设置为摩擦接触, 摩擦系数设置为 0.5^[9], 与压缩环和壳体的接触设置为绑定接触。对管道和壳体的上、下边界施加固定约束, 对压缩环的上边界施加位移,

打开大变形,进行求解。

表 1 部件材料力学参数

Tab. 1 Mechanical parameters of component materials

部件名称	材料	弹性模量/GPa	泊松比
管道	X56	200	0.3
壳体/压缩环	ZG230-450/35CrMo	200	0.3
密封件	丁腈橡胶	0.012 78	0.499

3) 结果分析

根据橡胶不可压缩的特性计算出此密封机构当周向密封圈压缩量大于 3.04 mm 时,密封圈开始与管道和壳体接触,才能形成接触压力,因此有限元加载的位移应大于这个数值。然后对压缩环分别施加 4.0、4.5、5.0、5.5、6.0 和 6.5 mm 的向下位移来模拟密封圈相应压缩量,得到接触处密封面接触压力云图如图 5 所示,其平均接触压力分别为 2.0、4.2、6.7、9.6、12.5 和 15.3 MPa,并具有一定的接触长度。

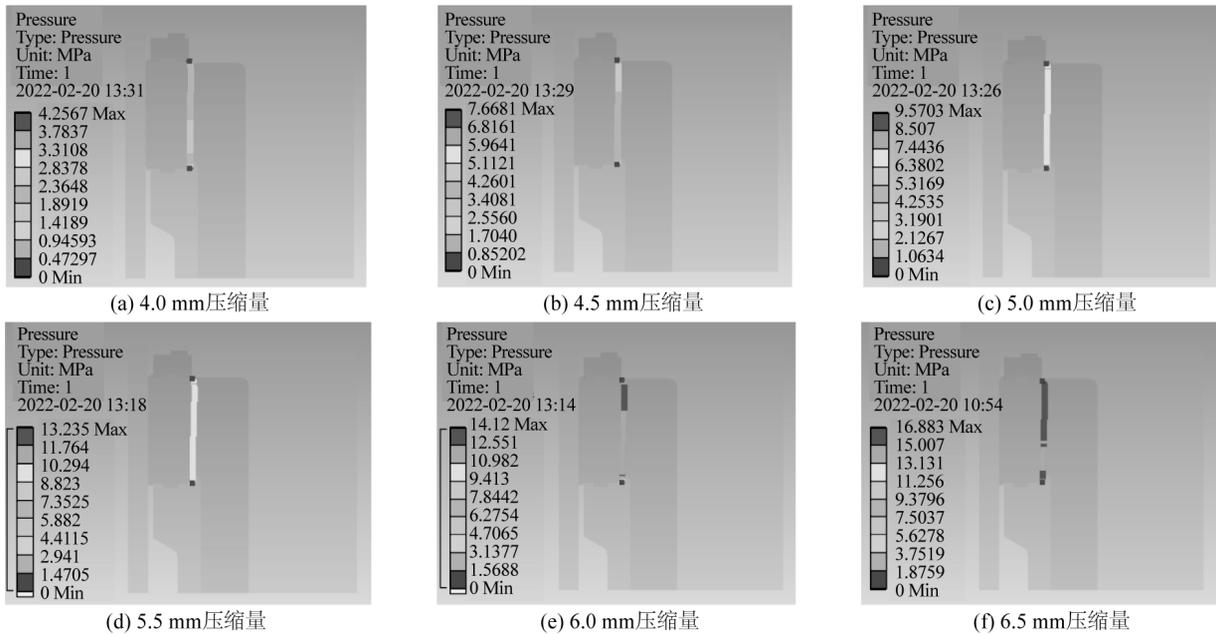


图 5 接触处密封面的接触压力云图

Fig. 5 Contact pressure cloud diagram of sealing surface at contact

根据密封评价准则得知在 6.5 mm 压缩量下,管卡可以最大密封 15.3 MPa 的介质压力。将数据提取后得到在不同压缩量下接触处密封面的接触压力与路径真实距离之间的关系(图 6),从图可知随着压缩量的增大,密封面的接触压力也随之增大,两者近似成线性关系。从图 6 还可以看到接触压力最大处在两侧但其与轴向密封条的接触面较小,主要起到密封作用的是接触部分中间区域(约 60 mm 接触长度),符合有一定接触长度的密封评价准则。这样可以根据有限元分析的结果对后续管卡密封性能测试提供参考依据。

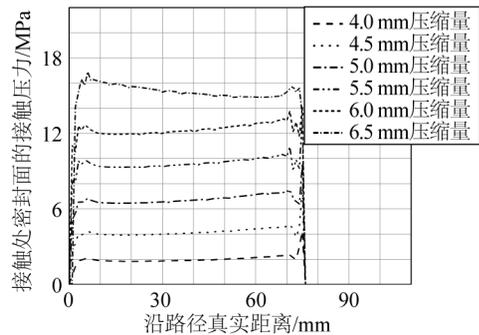


图 6 接触处密封面的接触压力曲线

Fig. 6 Contact pressure curve of sealing surface at contact

3 管卡密封结构的性能测试

3.1 试验设置

3.1.1 试验模型及测试方案

试验模型采用 1.1 节介绍的 323.9 mm (API 12 英寸) 管卡样机, 密封结构采用 2.1 节设计的轴向密封条和周向密封圈, 管卡密封性能的测试原理如图 7 所示。在管卡壳体中间开设两个孔通到壳体与管件之间的密封腔, 一路接数字压力表, 一路接试验泵。管卡按照不同的密封圈压缩量装配完成后, 通过试压泵加注流体介质加压以判断管卡的密封压力和泄漏情况。管卡密封性能测试所需要的主要仪器设备如表 2 所示。

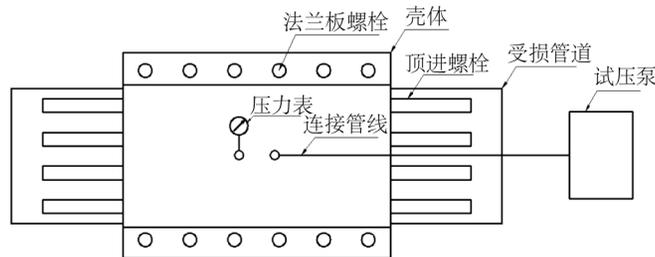


图 7 管卡密封性能的测试原理

Fig. 7 Test principle of sealing performance of clamp

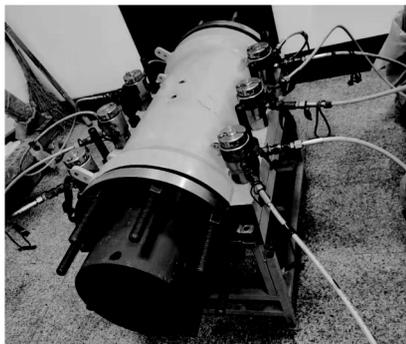
表 2 管卡密封性能测试的仪器设备

Tab. 2 Instrument and equipment for testing the sealing performance of clamp

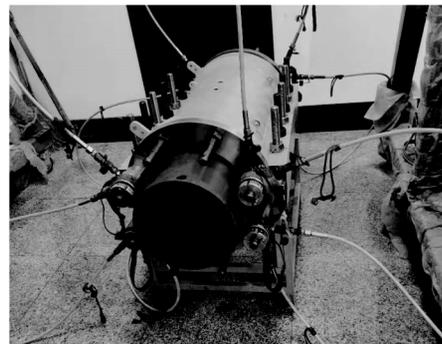
名称	型号	数量	性能参数
试压泵	4DSY-25	1	最大输出压力 25 MPa, 介质: 水、油
数字压力表	HC-YS100	1	量程 25 MPa, 精度 0.4%
螺栓拉伸器	HTS01SPN0100IT	8	1-1/8 英寸, 最大载荷 313.09 kN, 行程 30 mm
气动液压泵	HTSD600	1	最大输出压力 150 MPa

3.1.2 试验步骤

管卡模型装配完成后, 将管道放入下瓣壳体中, 然后闭合管卡, 安装法兰板螺栓、螺母和连接两瓣顶进法兰的螺栓、螺母。使用 6 个螺栓拉伸器对法兰板螺栓施加预紧力压紧管卡两瓣 (图 8(a)), 用拨棍上紧螺母完成轴向密封, 再对端部的顶进螺栓用 8 个拉伸器在两端同时施加预紧力推进顶进法兰 (图 8(b)), 用拨棍上紧螺母完成管卡的对中、锁紧及周向密封。测量顶进法兰与壳体的距离以便计算密封圈压缩量。



(a) 法兰板螺栓施加预紧力



(b) 顶进法兰螺栓施加预紧力

图 8 管卡模型的锁紧和密封过程

Fig. 8 The locking and sealing process of the clamp model

在密封腔灌注流体介质, 按照图 7 的测试方案及原理连接完成后 (图 9), 试压泵开始升高介质压力, 每升高 2 MPa, 稳压 5 分钟, 检查管卡是否泄漏及其他情况, 若正常继续升压, 直到出现泄漏, 停止升压, 记录数据并分析泄漏原因。测试完成后打开管卡, 查看泄漏情况。



图 9 试压泵打压测试管卡密封压力过程

Fig. 9 Process to test clamp seal pressure by pressure test pump

3.2 密封性能的测试及分析

3.2.1 周向密封圈压缩量的测量和限制

根据顶进法兰推进周向密封圈压缩的原理,试验中可以测量周向密封圈的压缩量。图 10 实线所示为管卡安装后的初始状态,虚线所示为顶进法兰推进一段距离后的状态。首先测量初始状态时顶进法兰与壳体之间的距离 l_0 和管卡闭合前外板牙与压缩环之间的距离 l_1 ,然后在螺栓拉伸器施加预紧力顶进法兰推进后再次测量顶进法兰和壳体之间的距离 l_2 ,考虑压缩柱的长度 l 即可计算出密封圈的实际压缩量 t ,计算公式如下:

$$t = l - [l_1 - (l_0 - l_2)] \tag{6}$$

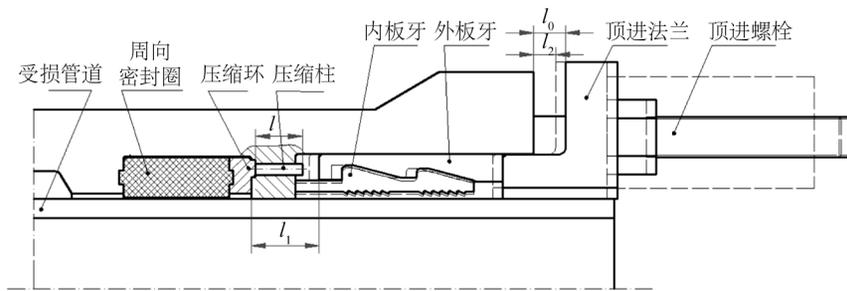


图 10 周向密封圈压缩量的测量原理

Fig. 10 Principle for measuring the compression amount of circumferential sealing ring

由 1.2 节管卡的周向密封原理可知,周向密封圈的压缩变形需要顶进法兰推动外板牙轴向运动,在外板牙轴向运动过程中,内板牙径向运动,当内板牙咬紧管道即锁紧状态时外板牙不能再轴向移动推动压缩柱压缩密封圈。因此周向密封圈的最大压缩量受到结构限制,可由式(6)进行计算,而且可由压缩柱的长度进行调节。

3.2.2 管卡密封性能的测试与分析

压缩柱采用的长度为 $l=42$ mm,按照上节的分析经计算周向密封圈的最大压缩量为 5.5 mm。加载情况为法兰板螺栓施加 30 MPa 的张紧器压力,顶进螺栓依次分别施加 30、40、50 和 60 MPa 的张紧器压力,并在这 4 种加载压力下测试周向密封圈的压缩量和管卡的密封压力,测试结果如表 3 所示。

表 3 不同周向密封圈压缩量下的管卡密封压力

Tab. 3 Clamp sealing pressures under different circumferential sealing ring compressions

顶进螺栓加载压力/MPa	l_0 均值/mm	l_1 均值/mm	l_2 均值/mm	压缩量 t /mm	密封压力/MPa
30	22.75	46.68	14.05	4.02	3.6
40	22.75	46.68	13.26	4.81	6.1
50	22.75	46.68	12.73	5.34	9.4
60	22.75	46.68	12.39	5.68	11.1

表3中的均值都是密封结构两端的平均测量值,每一端 l_0 、 l_1 和 l_2 个各有4测点,压缩量 t 是2个周向密封圈的平均压缩量。当顶进螺栓加载压力为60 MPa时根据测量的 l_2 得到的压缩量 t 达到了最大压缩量,测试密封压力为11.1 MPa。

在前面轴向密封条与壳体的有限元分析中,在法兰板螺栓施加30 MPa张紧器压力下泄漏方向密封面接触压力均值为13.5 MPa,大于此次试验的最大密封压力11.1 MPa,因此泄露不会发生在轴向密封条与壳体的密封面。然后将试验测得的周向密封圈压缩量和对应的密封压力与2.2.2节有限元分析的密封件接触部分压缩量和接触压力结果进行了对比,如图11所示。可以看出测试密封压力的变化趋势与密封件接触部分有限元计算接触压力基本一致,试验密封压力略大于有限元计算接触压力,相差7%左右。另外,在试验中多次观察到在密封件接触处有泄漏的痕迹(图12),这一现象表明管卡密封结构闭环的最薄弱部分即周向密封圈与轴向密封条接触部分的接触压力决定着整个密封结构的密封压力,因此在密封结构的设计中需要重点分析和增强这一薄弱部分。

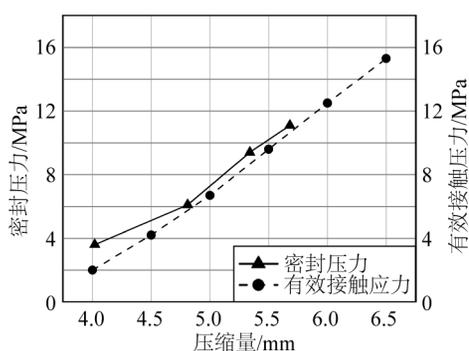


图11 密封圈压缩量与密封压力/接触压力关系

Fig. 11 Relationship between sealing ring compression and sealing pressure/contact pressure



图12 密封件接触处的泄漏痕迹

Fig. 12 Leak marks at seal's contact

4 结 语

介绍了API 12英寸维修管卡样机的总体结构及密封原理,通过有限元方法分析了密封结构薄弱部分在不同密封圈压缩量下的接触压力,试验测试了密封圈压缩量和管卡密封压力,并与有限元计算接触压力进行了对比。主要结论如下:

- 1)通过对周向密封圈与轴向密封条接触密封面的接触压力分析可知,随着密封圈压缩量增大,密封接触面的接触压力也随之增大,两者近似成线性关系。
- 2)测试管卡密封压力的变化趋势与管卡密封结构闭环的最薄弱部分即密封件接触部分计算接触压力基本一致。同时试验观察也证明此薄弱部分容易产生泄漏。

参考文献:

- [1] 刘楚,王佐强,韩长安. 海底管道事故类型及维修方法综述[J]. 中国石油和化工标准与质量, 2012, 33(15): 254-255. (LIU Chu, WANG Zuoqiang, HAN Changan. Summary of accident types and maintenance methods of submarine pipeline [J]. China Petroleum and Chemical Standard and Quality, 2012, 33(15): 254-255. (in Chinese))
- [2] 姜乐,葛宇,孙霄. 海底管道完整性管理技术方法探析[J]. 油气田地面工程, 2019, 38(增1): 119-122. (JIANG Le, GE Yu, SUN Xiao. Analysis of technical methods for submarine pipeline integrity management [J]. Oil-Gas Field Surface Engineering, 2019, 38(S1): 119-122. (in Chinese))
- [3] 王宏安. 海底油气管道水下维修技术综述[J]. 科技创新与应用, 2016(8): 143-144. (WANG Hongan. Overview of underwater maintenance technology for submarine oil and gas pipeline [J]. Technology Innovation Application, 2016(8): 143-144. (in Chinese))
- [4] 王喆. 深水海底管道应急救援系统建设方案分析[J]. 船舶与海洋工程, 2019, 35(6): 66-70. (WANG Zhe. Analysis on the establishment of emergency rescue system for deepwater submarine pipeline [J]. Naval Architecture and Ocean Engineering, 2019, 35(6): 66-70. (in Chinese))

- [5] 赵兵杰, 朱宏武, 唐德渝. 海底油气管道夹具维修技术[J]. 海洋工程, 2013, 31(3): 95-100. (ZHAO Bingjie, ZHU Hongwu, TANG Deyu. The clamp repair technology of subsea oil and gas pipeline[J]. The Ocean Engineering, 2013, 31(3): 95-100. (in Chinese))
- [6] 传健, 马月聪. 海底管线水下封堵高压管卡的设计[J]. 江苏船舶, 2015, 32(2): 11-14. (CHUAN Jian, MA Yuecong. Design of high pressure pipe clamp for underwater plugging of submarine pipeline[J]. Jiangsu Ship, 2015, 32(2): 11-14. (in Chinese))
- [7] KEIJSER E, BO P, ROBLES M, et al. Innovative method for creating new deepwater tie-in points on existing pipeline system using proven pipeline repair equipment[C]//Proceedings of the Offshore Technology Conference. 2011: OTC 22181-MS.
- [8] VAGATA A, REID B J, GALLETTI R, et al. Diverless special operations [C]//Proceedings of the Offshore Technology Conference. 2011: OTC 21616-MS.
- [9] 赵兵杰, 朱宏武, 张金亚, 等. 海底油气管道维修夹具密封结构研究[J]. 石油机械, 2016, 44(5): 50-54. (ZHAO Bingjie, ZHU Hongwu, ZHANG Jinya, et al. Study on sealing structure of subsea pipeline repair clamp[J]. China Petroleum Machinery, 2016, 44(5): 50-54. (in Chinese))
- [10] 曹学文, 郑铮. 基于石墨密封的海底管道维修卡具设计[J]. 油气储运, 2019, 38(4): 467-471. (CAO Xuewen, ZHENG Zheng. Design of the graphite sealing based repair clamp for subsea pipelines [J]. Oil & Gas Storage and Transportation, 2019, 38(4): 467-471. (in Chinese))
- [11] 蔡仁良. 流体密封技术-原理与工程应用[M]. 北京: 化学工业出版社, 2013. (CAI Renliang. Fluid sealing technology - principles and engineering applications[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2013. (in Chinese))
- [12] Specification for line pipe: API SPEC 5L[S]. 43rd Edition, 2004.
- [13] 桑建兵, 刘彦勇, 邢素芳, 等. 基本载荷作用下橡胶类材料的超弹性力学性能分析[J]. 河北工业大学学报, 2017, 46(2): 36-41. (SANG Jianbing, LIU Yanyong, XING Sufang, et al. Analysis of hyperelastic mechanical property on rubber like materials under basic load [J]. Journal of Hebei University of Technology, 2017, 46(2): 36-41. (in Chinese))
- [14] 周矩, 苏金英. ANSYS Workbench有限元分析实例详解[M]. 北京: 人民邮电出版社, 2017. (ZHOU Ju, SU Jinying. Detailed explanation of finite element analysis examples for ANSYS Workbench[M]. Beijing: Posts & Telecom Press, 2017. (in Chinese))