

液化天然气卸料臂结构计算分析与紧急脱离装置可靠性研究

杨亮, 肖立, 许佳伟, 郝思佳, 邱灶杨, 范嘉堃, 盖小刚, 陈举

中海石油气电集团有限责任公司技术研发中心, 北京 100028

摘要 液化天然气卸料臂是连接运输船与接收站管线, 输送液化天然气(LNG)的重要通道。针对卸料臂开展了有限元结构计算分析并给出设计优化建议。三维接头和外臂管道连接处存在较大的应力集中, 结构设计过程应予以关注; 支撑箱加长位置结构强度偏弱, 应采用壁厚较厚的管材制造。针对卸料臂关键核心部件紧急脱离装置, 基于机械死点原理创新设计了抱箍锁紧机构, 并开展有限元计算和性能试验测试, 结果表明, 抱箍锁紧装置的应力和变形量符合设计要求, 稳定可靠性满足卸料臂作业需要。

关键词 液化天然气; 卸料臂; 紧急脱离装置; 抱箍锁紧装置; 可靠性

液化天然气(liquefied natural gas, LNG)卸料臂是一种安装在码头上(或浮式终端上)的用于卸料的铰接管道系统, 是连接运输船与接收站管线, 输送液化天然气的重要通道, 被称作接收站的“咽喉”^[1]。卸料臂在作业中不仅要承受-162℃的液化天然气的超低温考验, 自动适应5 m左右的潮汐落差和高达65 m/s的风荷载影响, 还要具备快速对接、紧急脱离、自动关闭等复杂功能, 涉及机械、化工、电气自动化等多个领域, 世界上仅少数国家掌握LNG卸料臂设计与制造的关键技术^[2-3]。当LNG运输船抵达接收站专用码头后, 通过液相卸料臂和

卸料管线, 借助船上的卸料泵将LNG输送至接收站的储罐内, 同时储罐内的蒸发气(boil off gas, BOG)通过回气管线和气态回气臂, 返回到LNG运输船^[4-6]。液相卸料臂和回气臂结构相同, 典型的卸料臂结构如图1所示, 包括三维旋转接头、紧急脱离装置、快速连接器、外臂、内臂、基础立管等工艺管道及其支撑结构等。紧急脱离装置(emergency release system, ERS)是卸料臂的关键核心部件, 通常采用双油缸驱动结构, 一只液压缸关闭低温球阀, 另一只打开紧急脱离^[7-8]。如现场出现火灾或恶劣海况等紧急情况, LNG运输船需要与卸料臂紧

收稿日期: 2023-10-16; 修回日期: 2024-03-23

作者简介: 杨亮, 博士研究生, 研究方向为LNG设备设施研发与设计, 电子信箱: yangliang9@cnooc.com.cn

引用格式: 杨亮, 肖立, 许佳伟, 等. 液化天然气卸料臂结构计算分析与紧急脱离装置可靠性研究[J]. 科技导报, 2024, 42(13): 105-117;

doi: 10.3981/j.issn.1000-7857.2023.10.01532

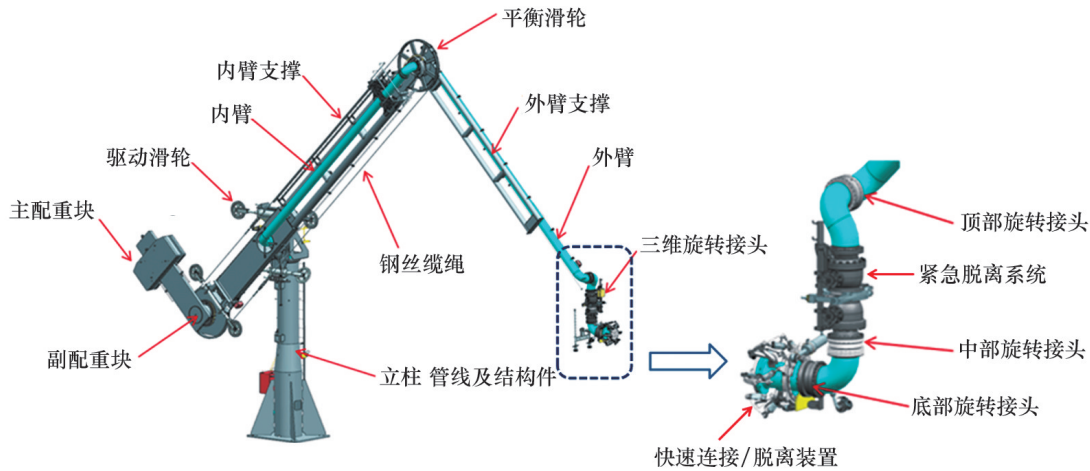


图1 典型的LNG卸料臂结构

急断开,此时紧急脱离装置先将上下2个球阀关闭,然后再打开抱箍锁紧装置,使得运输船和卸料臂分离,保护卸料臂和码头设备,避免发生重大安全事故。目前针对LNG卸料臂的研究,主要集中在卸料工艺、船岸界面以及安装和运维分析等方面,针对其紧急脱离装置的研究主要在结构设计及控制系统方面。朱校春^[9]建立了三维LNG卸料管道数值计算模型,对卸料臂预冷过程进行动态模拟分析。朱斌斌^[10]分析了LNG卸料速度与压力损失的关系,获得LNG接收站卸料的最大速度和卸料管段压降分布规律。陈汝夏等^[11]开展了卸料臂船岸界面匹配研究,分析了船岸匹配步骤和船岸信息交换主要内容。齐绩等^[12]基于卸料臂运维过程中相关问题,提出卸料臂故障相应解决方法。陈国霞等^[13]开展了卸料臂安装过程技术方法研究,总结了安装过程中的若干关键技术。黄科等^[14]分析了紧急脱离装置的逻辑和结构动作原理,研究了紧急工况下卸料臂应急断开的操作方法。王洁等^[15]建立了紧急脱离装置电液控制系统的数学模型,并进行了理论研究和相关试验分析。

本文针对自主研发的LNG卸料臂结构进行计算分析并给出设计优化建议,基于铰链四杆机构的死点理论设计了抱箍锁紧装置,并通过理论分析计算和试验验证抱箍锁紧装置的可靠性。

1 卸料臂结构计算与分析

1.1 模型网格划分

传统的网格划分方法通过对几何模型布置种子控制单元密度和位置,然后使用自动算法直接生成网格。由于卸料臂模型部件较多且建模精细,采用了分部件划分网格的方法,即对不同部件进行切割以达到划分结构化网格的目的,网格模拟精度高,应力传递均匀;对不能划分结构化网格的部位也相应采用了扫略网格以及自由化网格。

卸料臂采用实体单元进行应力分析,实体单元分析计算量大,结果更真实。在网格单元类型方面,在求解卸料臂应力、应变场时,主要采用了C3D8R单元(即8结点6面体线性减缩积分单元)和C3D4单元(即四面体线性单元)。线性减缩积分单元与完全积分单元相比,仅在单元中心包含一个积分点,弯曲荷载下不易发生剪切自锁现象且网格存在扭曲变形时,位移结果精确,保证了一定的分析精度,分析计算效率高。

1.2 卸料臂静态结构模型

根据卸料臂的关键结构参数、相应性能参数及工作状态,在三维设计软件中建立卸料臂模型后,将三维模型导入有限元分析软件ABAQUS进行静力学分析,开展卸料臂在不同组合载荷的力学分析。

卸料臂操作包络范围主要由卸料臂的高度以及内、外臂长度决定,分析的卸料臂工作状态主要包括备用、连接和紧急脱离3种模式,如图2所示。备用模式下,卸料臂在初始复位状态,内臂与立柱平行,内臂和外臂的角度为16°;连接状态下,卸料

臂和船歧管连接,内臂和外臂的角度为118°,内臂和立柱的角度为87°;紧急脱离工况下,因风浪流或火灾等突发情况使LNG运输船漂离工作区域,卸料臂与运输船紧急脱离,此时内臂和外臂的角度为135°,内臂和立柱的角度为85°。



图2 卸料臂备用、连接和紧急脱离状态

1.3 卸料臂模型载荷分析

根据标准规范BS EN ISO 16904—2016,卸料臂需考虑的设计载荷分别有静载(DL)、地震载荷(EL)、流体载荷(FL)、设计载荷(PL)、热载荷(TL)和风载(备用模式下的风速W_{Ls}和连接模式下的风速W_{Lo}),不同模式下需考虑的设计载荷情况如表1所示。

表1 卸料臂设计载荷情况

序号	模式	载荷组合	许用应力 $K_c \times S_d$
1	备用	DL+W _{Ls}	1.2S _d
2	备用	DL+EL	1.2S _d
3	连接	DL+W _{Lo}	0.8S _d
4	连接	DL+FL+PL+W _{Lo} +TL	1.5S _d
5	紧急脱离	DL+W _{Lo}	1.1S _d
6	紧急脱离	DL+FL+PL+W _{Lo}	1.1S _d

地震载荷EL应基于运行基准地震工况(OBE)考虑,OBE即指不会造成系统损坏、不影响系统重新启动并继续安全运行的最大地震,不应损害系统运行的完整性,能够保证公共安全。地震载荷应考虑其在码头面上的平行和垂直方向的作用。根据国内某LNG接收站设计基础,计算得到该卸料臂模态分析结果。如图3所示,卸料臂内臂和外臂管线的振动控制模态为第1阶模态,频率为0.43587 Hz,周期

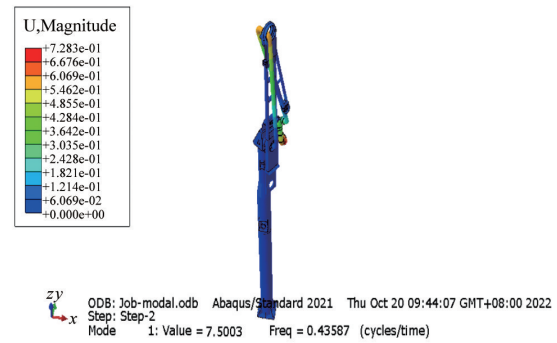


图3 卸料臂管线振动控制模态

为2.294262 s。如图4所示,卸料臂主体结构振动控制模态为第7阶模态,频率为1.2374 Hz,周期为0.808146 s。

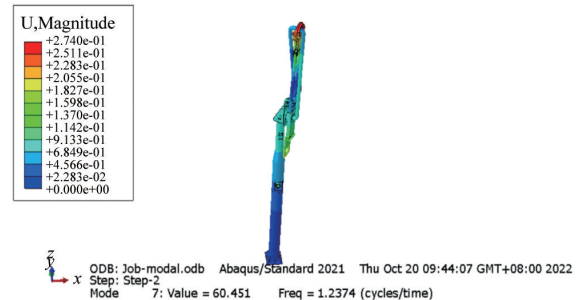


图4 卸料臂主体结构振动控制模态

同时根据该LNG接收站设防地震加速度响应谱确定了卸料臂加速度值,如表2所示。

表2 卸料臂加速度值

位置	加速度值/g	
	水平	竖向
卸料臂管道	$a_1:0.1259$	$a_2:0.081631002$
卸料臂主体结构	$a_3:0.3219$	$a_4:0.20878197$

注： a_1 为管道水平加速度值； a_2 为管道竖向加速度数值； a_3 为主体结构水平加速度值； a_4 为主体结构竖向加速度数值

根据规范 BS EN ISO 16904—2016，风载荷应选取最不利方向，动压力计算方式如下：

$$q_z = 0.613K_z \cdot K_{zT} \cdot V^2 I \quad (1)$$

式中， q_z 为在最低水位以上，高度为 Z 处的动压， N/m^2 ； K_z 为高度为 Z 处的动压相关系数； K_{zT} 为地形因子（取 1.0）； V 为以 3 s 阵风风速计算， m/s ； I 为重要性因子（取 1.0）。

K_z 的定义如下：

$$K_z = 2.01 \times (Z/Z_g)^{2/\alpha} \quad (4.6 \text{ m} \leq Z \leq Z_g) \quad (2)$$

式中， Z 为低潮以上的高度，取 10 m； Z_g 为坡高，一般卸料臂应使用坡向 D ，取 213 m； α 为幂律系数，根据坡向 D ，取 11.5。

可得， K_z 取 1.2。

根据接收站设计基础，百年一遇 3 s 平均风速为 22.9 m/s，3 s 阵风风速为 29.2 m/s。同时参考规范《JT/T 398—2013 港口输油臂》，工作风速不大于 20 m/s，非工作风速不大于 55 m/s。通过施加表面载荷的方式施加风载，计算结果如图 5 所示。设定卸料臂在备用模式下风速为 55 m/s，计算得出风压为 2225 Pa；连接或者紧急脱离模式下风速为 20 m/s，风压为 294 Pa。

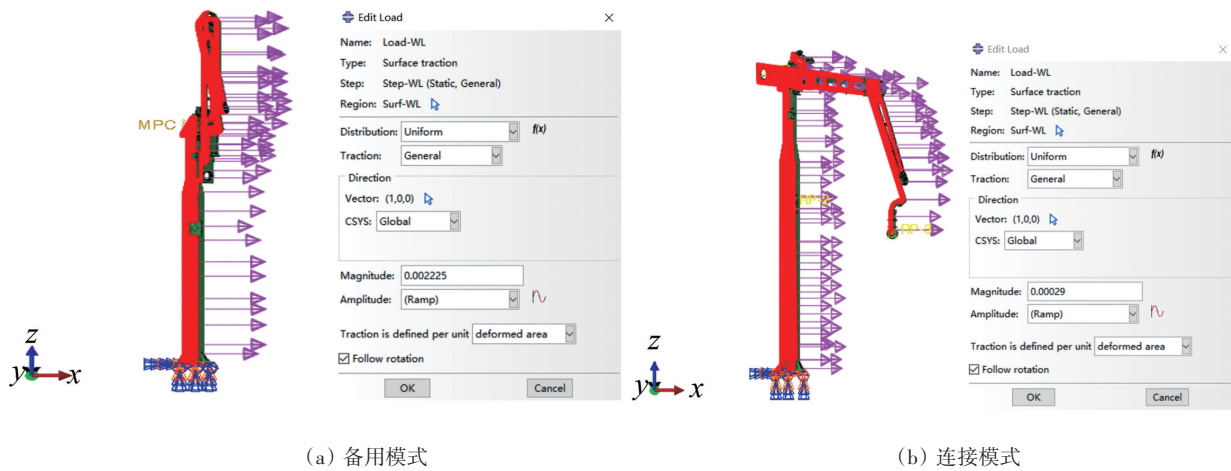


图5 卸料臂迎风面的选取与风载荷施加

1.4 卸料臂结构有限元计算

承压或不承压结构组件的基本许用设计压力 S_d 应选择以下两项中较小的 (S_d 取值如表 3 所示)。

1) $\sigma_s/1.5$ 。其中： σ_s 为屈服强度。

2) 铁素体钢： $\sigma_b/2.4$ 。其中： σ_b 为极限抗拉强度。

备用工况分别有静载和风载，基本许用设计应力如表 4 所示。

表3 基本许用设计应力取值

材料	屈服强度/($N \cdot mm^{-2}$)	YS/1.5	极限抗拉强度	UTS/2.4	基本许用设计应力 S_d
Q355D	355	236	630	262.5	236
ASTM A312 TP304	205	137	483	205	137

表4 备用工况的基本许用设计应力

序号	模式	载荷组合	许用应力($K_c \times S_d$)	结构许用应力/MPa	管道许用应力/MPa
1	备用	DL+WLS	$1.2 S_d$	283.2	164.4

在自重载荷和风载荷的共同作用下,管道结构受力情况基本良好,如图6所示。在三维接头和外臂管道连接处(弯头处)由于应力集中而造成图中

的红色区域应力值较大,在卸料臂结构设计过程应予以重点关注。

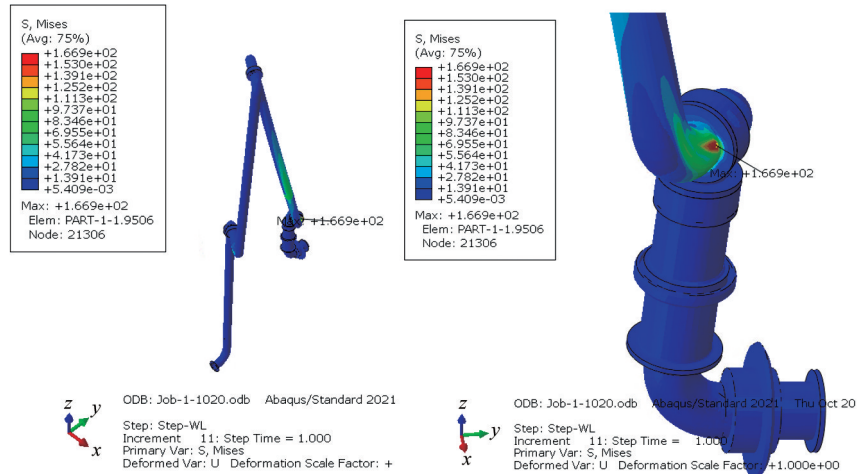


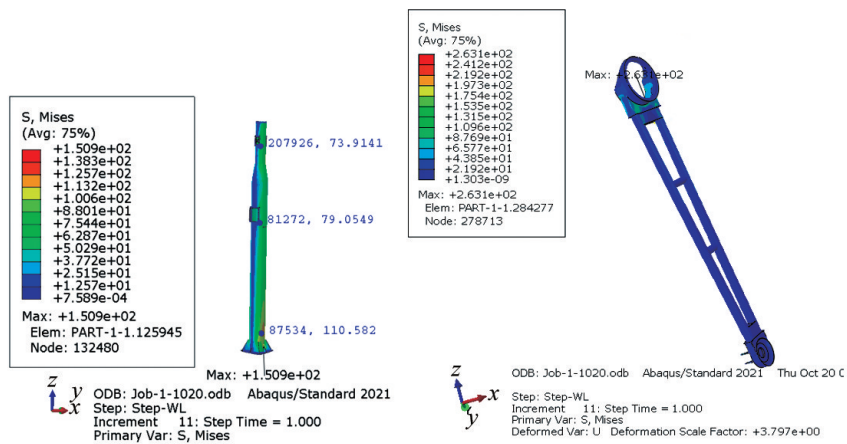
图6 卸料臂备用工况下管道受力情况

卸料臂主要包括立柱、上绳轮、支撑箱和转轴箱等结构。结合卸料臂设计与制造实际过程,受力较危险的地方主要分布在立柱开孔处、上绳轮的加长箱以及旋转接头等位置,危险截面主要位置的S, Mises(即冯·米赛斯应力)如表5所示,卸料臂主体结构受力情况计算结果如图7所示。

表5 备用工况下危险截面主要位置应力值

单元ID	S, Mises/MPa
81272	79.0549
207926	73.9141
87534	110.5820
399673	87.7311
433431	72.3975
515974	250.9280
523365	253.5250

连接工况分别有静载、流体负荷、设计压力负荷、风载和热负荷,其基本许用设计应力如表6所示。



(a) 立柱受力情况

(b) 上绳轮受力情况

图7 备用工况下卸料臂主体结构受力情况

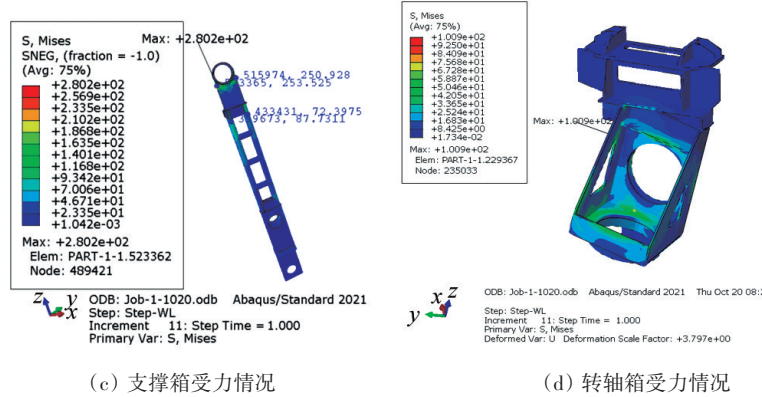


图7 备用工况下卸料臂主体结构受力情况(续)

表6 连接工况的基本许用设计应力

序号	模式	载荷组合	许用应力($K_c \times S_d$)	结构许用应力/MPa	管道许用应力/MPa
4	连接状态	DL+FL+PL+WLo+TL	$1.5 S_d$	354.0	205.5

管道受力情况如图8所示,在组合载荷的共同作用下,管道结构受力情况良好。

如图8、图9所示,热负荷产生的应力抵消了部分静载、流体载荷等载荷产生的应力,减小了卸料臂结构的变形程度,主体结构受力情况良好,满足设计要求。

紧急脱离工况分别有静载和风载,其基本许用设计应力如表7所示。

卸料臂主体结构受力情况良好,危险截面主要位置的S, Mises如表8所示,受力情况如图10所示。

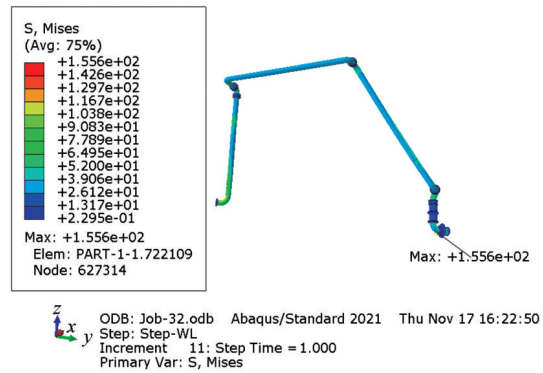


图8 卸料臂连接工况下管道受力情况

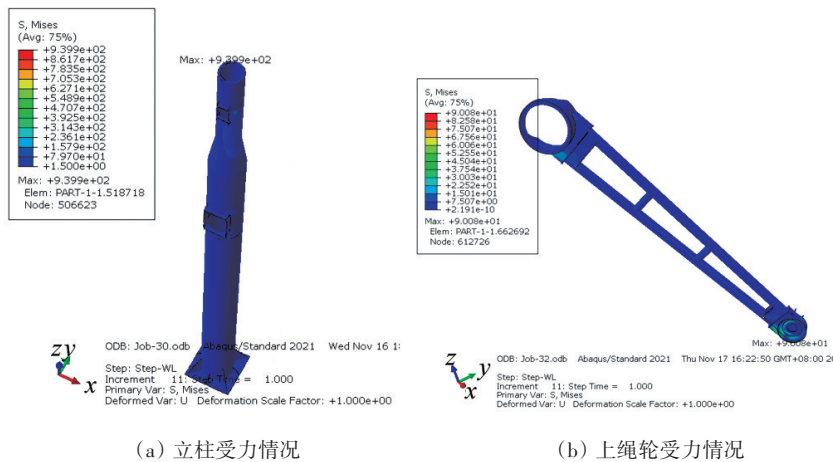


图9 连接工况下卸料臂主体结构受力情况

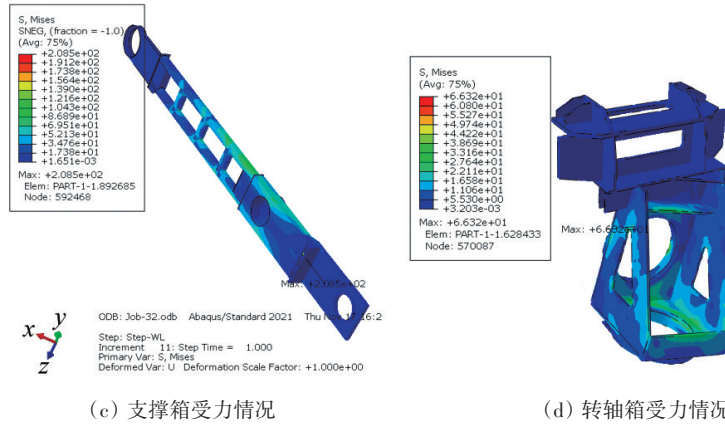


图9 连接工况下卸料臂主体结构受力情况(续)

表7 紧急脱离工况的基本许用设计应力

序号	模式	载荷组合	许用应力($K_c \times S_d$)	结构许用应力/MPa	管道许用应力/MPa
5	紧急脱离	DL+WLo	1.1 S_d	259.6	150.7

表8 紧急脱离工况下危险截面主要位置应力值

单元ID	S, Mises/MPa
846157	122.5210
906053	36.5389
779560	19.9454
904222	129.1150
1097220	219.7870
1122084	220.7150
1131525	196.9940
1097380	193.1630

由计算结果可知,支撑箱加长箱采用 $\Phi 356 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$ 的 Q355D 钢管制造,从整体结构强度来看,此处结构强度偏弱,建议采用壁厚为 12 mm 或以上的钢材制造。

管道受力情况如图 11 所示,在静载和风载的共同作用下,管道结构受力情况良好,满足设计要求。

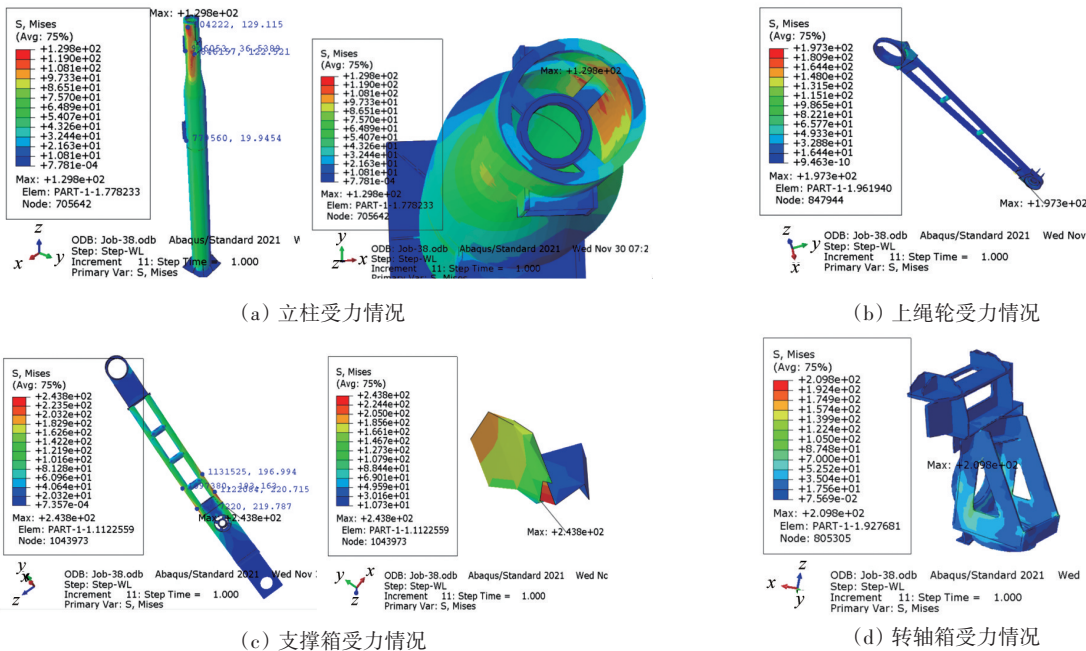


图10 紧急脱离工况下卸料臂主体结构受力情况

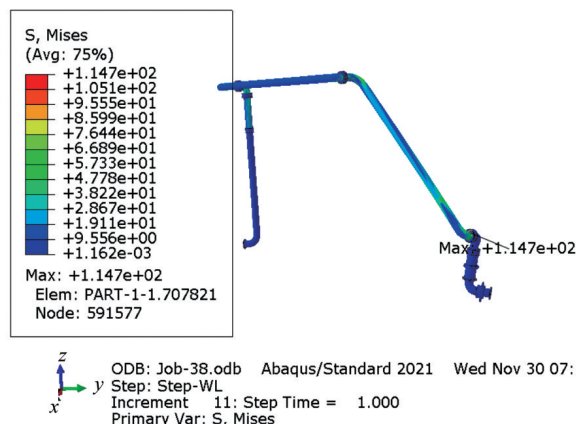
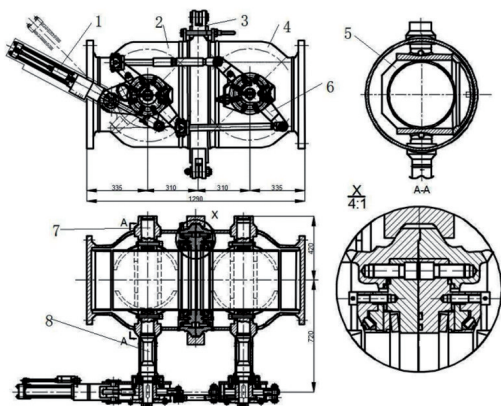


图 11 卸料臂紧急脱离工况下管道受力情况

2 卸料臂紧急脱离装置可靠性分析

2.1 紧急脱离装置结构与功能

如图 12 所示,紧急脱离装置主要由双球阀、紧急脱离接头、传动机构、液压缸等组成。双球阀主要由船侧球阀与臂侧球阀组成,球阀主要包括阀体、主轴、阀座、阀芯等结构。液压缸一端与球阀端盖两侧板铰链连接,一端与传动机构连杆连接,主要完成双球阀的开闭。传动机构采用四连杆机构,连杆机构通过键连接方式与球阀主轴连接,一方面四连杆结构保证传动结构的稳定性,另一方面可同步驱动两球阀主轴,使双球阀同步开启和关闭。紧急脱离接头主要作用是控制两球阀的连接与分离。ERS 一般安装于卸料臂外臂,卸料臂正常卸料时,

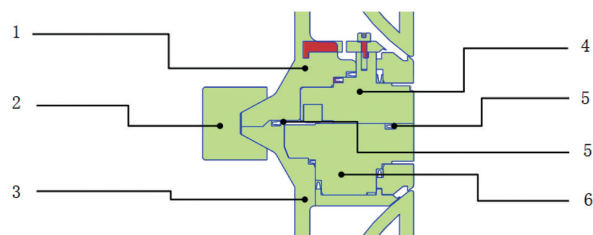


1-液压缸;2-臂侧球阀;3-抱箍锁紧装置;4-船侧球阀;
5-阀芯组件;6-传动部件;7-下轴;8-主轴
图 12 紧急脱离装置 ERS 结构组成

双球阀处于常开状态。接收站装卸 LNG 时,卸料臂与 LNG 运输船歧管连接,当接收站发生紧急事故需将卸料臂与运输船分离时,首先关闭运输船上的卸料泵,防止球阀关闭后产生水击现象。随后 ERS 液压缸驱动传动机构,传动机构同步驱动臂侧阀门及船侧阀门主轴及阀芯旋转 90° ,此时阀门处于关闭状态。随后抱箍锁紧装置开启,紧急脱离接头脱离,两阀门在外力作用下分离,此时,船侧球阀由于连接于运输船歧管跟随运输船运动,臂侧阀门随着卸料臂上升,完成 LNG 卸料臂的紧急脱离。通常配备备用电源或其他液压系统,即使电力发生故障也可以启动紧急脱离装置,紧急脱离装置具有自动防故障功能并保持安全锁紧。通常双球阀应是从开始启动到脱离完成的时间不超过 7 s,紧急脱离装置的设计要求能够确保彻底分离、破除冰层,并能够保证在低温环境下重新安装复位,抱箍锁紧装置的性能直接影响紧急脱离装置的可靠稳定性。

2.2 抱箍锁紧装置结构设计

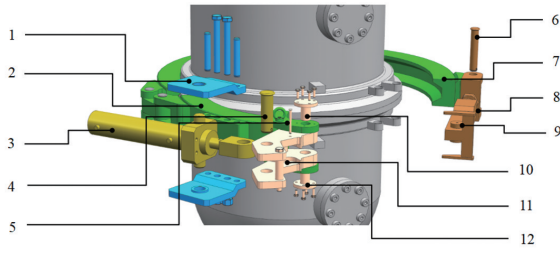
抱箍锁紧装置的截面示意如图 13 所示。上下球阀和抱箍的连接面为外锥面,抱箍的内表面为内锥面,通过收紧抱箍,压紧上下球阀的锥面使 2 个球阀相互贴合。在 2 个球阀接触的端面之间设置有蓄能密封圈,抱箍锁紧装置的作用是将 2 个球阀固定接触,并且在卸料臂作业过程外力载荷下,确保密封面端面之间不发生泄漏,抱箍不能因为外力或者振动出现松动或脱开。



1-上球阀体;2-抱箍;3-下球阀体;4-上球阀阀座;
5-蓄能密封圈;6-下球阀阀座

图 13 抱箍锁紧装置截面示意

抱箍锁紧装置主要结构组成如图 14 所示。2 个油缸支承通过螺栓与抱箍 I 连接,锁紧油缸上下设置 2 个固定轴,通过轴固定在 2 个油缸支承的孔



1-油缸支承;2-抱箍I;3-锁紧油缸;4-销轴I;5-安全销;
6-销轴II;7-抱箍II;8-锁紧杆;9-销轴III;10-销轴IV;
11-推拉机构;12-销轴IV

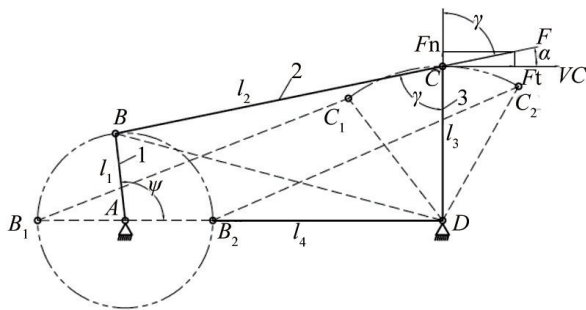
图14 抱箍锁紧装置结构组成

之间。油缸头座通过销轴I和推拉机构连接。推拉机构通过销轴IV和抱箍I连接,推拉机构可以围绕销轴IV自由旋转。锁紧杆通过销轴II和抱箍II连接,锁紧杆能够围绕销轴II自由转动。在锁紧杆上固定有一个销轴III,锁紧杆通过销轴III和推拉机构连接,销轴III设置在推拉机构的销槽内,并且安全销贯穿推拉机构和锁紧杆的销轴III。

正常工作的时候,油缸活塞处于收紧状态,油缸活塞头座通过销轴I拉动推拉机构,推拉机构通过销轴IV和抱箍I连接,推拉机构内部设置一个销轴限位,安装销轴III的位置,通过销轴III拉动锁紧杆,锁紧杆和抱箍II连接,拉动整体抱箍收紧,抱箍收紧阀体达到紧固的效果。

2.3 抱箍锁紧装置可靠性分析

为保证抱箍锁紧装置不会意外打开,基于机械原理对其进行优化设计和可靠性分析,将铰链四杆机构的死点原理应用于抱箍锁紧装置。铰链四杆机构原理如图15所示,曲柄1为原动件,驱动从动件摇杆3往复摆动,从动件受到的驱动方向与受力



1-曲柄;2-连杆;3-摇杆;4-固定座
图15 铰链四杆机构原理

点速度方向所夹的锐角 α 称为压力角。由连杆2传递到摇杆3上力 F 的作用线沿 BC 方向。 F 在速度 VC 方向的分力 F_t 是产生驱动力矩的有效分力,其值为 $F_t = F \cos \alpha$ 。压力角越小,有效分力越大,机构的传动性能越好。当压力角增大,有效分力 F_t 减小,传动性能越差。在实际应用中,为了测量方便,通常以压力角的余角 γ 来衡量机构的传力性能, γ (即连杆和摇杆之间的锐角)称为传动角。传动角越大,传动性能越好。

在 $\triangle ABD$ 和 $\triangle CBD$ 中,由余弦定理可得

$$BD^2 = l_1^2 + l_4^2 - 2l_1l_4 \cos \varphi \quad (3)$$

$$= l_2^2 + l_3^2 - 2l_2l_3 \cos \angle BCD$$

由此可得

$$\cos \angle BCD = \frac{l_2^2 + l_3^2 - l_1^2 - l_4^2 + 2l_1l_4 \cos \varphi}{2l_2l_3} \quad (4)$$

$$\angle BCD = \gamma$$

以摇杆3为原动件驱动曲柄1转动,当摇杆位于 C_1D 时(图16),通过连杆2传递到曲柄1上力的作用线经过曲柄的转动中心 A ,此时压力角 $\alpha = 90^\circ$,因此不产生驱动力矩来推动曲柄转动,而使整个机构处于静止状态,即 $\alpha = 90^\circ, F_t = 0$,该位置称为机械死点。

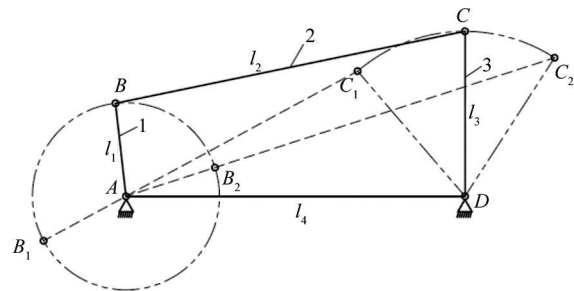


图16 机械死点位置

如图17所示,将连杆机构的机械死点原理运用到抱箍锁紧装置,四连杆机构可以演化为曲柄滑块机构。

推拉机构1和抱箍I通过销轴连接,锁紧杆3和抱箍II通过销轴连接,油缸活塞收紧,活塞拉动推拉机构,当 AC 和 BC 共线时,正好处于机械死点位置。继续收紧油缸,使 AC 线超过 BC 线一个角度,越过死点位置,同时油缸活塞杆也已经全部缩

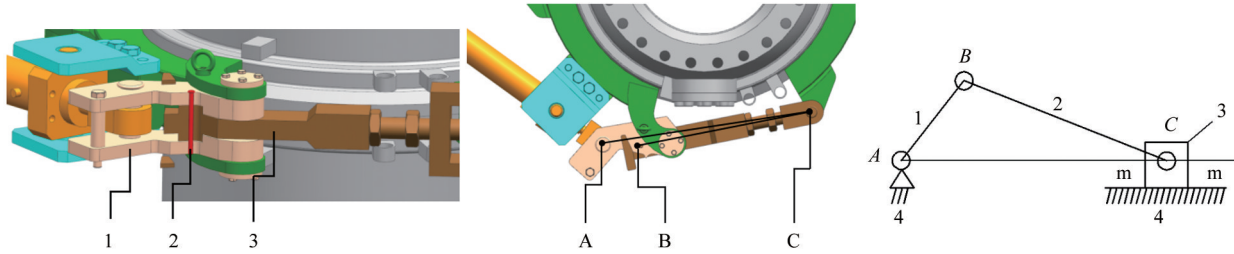


图17 抱箍锁紧装置机械死点设计

回到位,此时锁紧机构属于刚性连接。因管线介质的重量或者卸料作业过程振动产生的外力载荷作用于抱箍,锁紧装置只会向收紧的方向运动,将抱箍I和抱箍II收紧,即使将油缸拆除,锁紧杆的运动方向也不会出现改变。

在B点销轴位置设置有安全销2,安全销贯穿推机构和锁紧杆。当油缸活塞杆推出时,必须先要把安全销剪切断,推机构和锁紧杆才能完全分离,保证在振动或外载荷下抱箍锁紧装置的可靠性。

开展工作温度和测试载荷下的有限元分析,评价抱箍锁紧装置的强度是否能满足许用应力,材料特性如表9所示。

表9 抱箍锁紧装置材料特性

内容	参数
材料	ASTM A182 F316L
密度/($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	7750
热膨胀系数/($\text{m}\cdot\text{K}^{-1}$)	16.8×10^{-6}
比热/($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	460
导热系数/($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	15
屈服强度/MPa	172
许用应力/MPa	115

如图18所示,对紧急脱离装置的阀体部分模型进行简化,主要分析抱箍锁紧装置,锁紧杆作为其薄弱环节进行网格细化。

抱箍锁紧装置的设计载荷是基于紧急脱离装置内部压力 P_L 和抱箍锁紧装置上的最大当量载荷 L_{CA} 。 L_{CA} 是指在最恶劣工况下,作用在抱箍锁紧装置上的轴向力、径向剪切力和弯矩的组合。抱箍锁紧装置的测试当量载荷分为失效载荷和不可逆变形载荷, L_{ct} 分别为

$$L_{ct1} = S_{Fa} \times L_{CA} + P_L \quad (5)$$

$$L_{ct2} = S_{Fb} \times L_{CA} + P_L \quad (6)$$

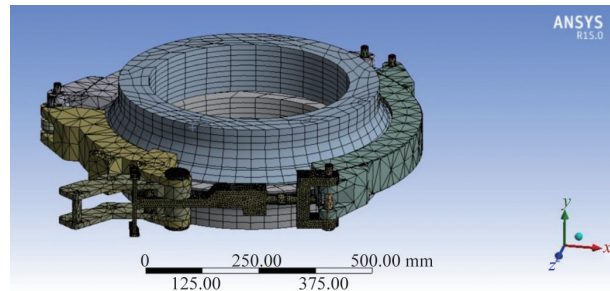


图18 抱箍锁紧装置有限元模型

S_{Fa} 为机构失效安全系数,应保证不能因为锁紧机构失效而出现双球阀端面密封失效情况。 S_{Fb} 为抱箍变形安全系数,应保证抱箍不发生不可逆变形。

抱箍锁紧装置设计载荷为:轴向力20000 N,剪切载荷16000 N,弯矩40000 N,计算边界条件为2倍的设计载荷,即轴向力40000 N,剪切载荷32000 N,弯矩80000 N,设定温度 -165°C 。分析在最大测试载荷下,抱箍锁紧装置的应力。计算结果分别如图19和图20所示,根据等效应力云图和变形云图分析结果可知,抱箍锁紧装置应力和变形量满足设计要求。

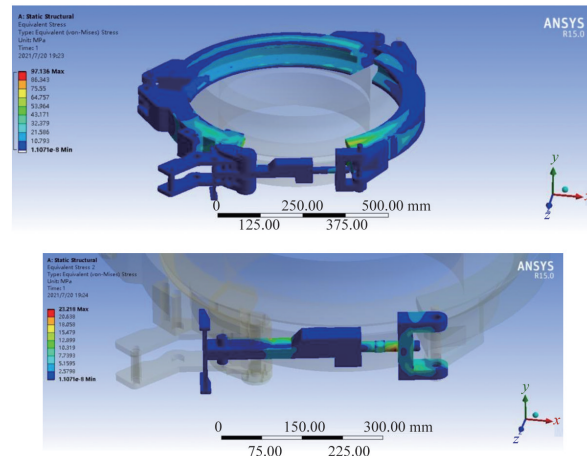


图19 抱箍锁紧装置等效应力云图

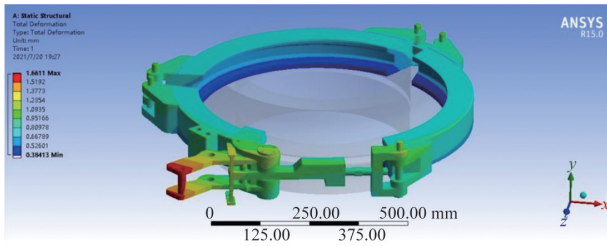


图 20 抱箍锁紧装置变形云图

2.4 抱箍锁紧装置性能测试

抱箍锁紧装置试验测试平台布置如图 21 所示,相关布置参数见表 10。通过液压油缸对紧急脱离装置施加轴向力、径向力和弯矩测试抱箍锁紧装置的稳定可靠性。

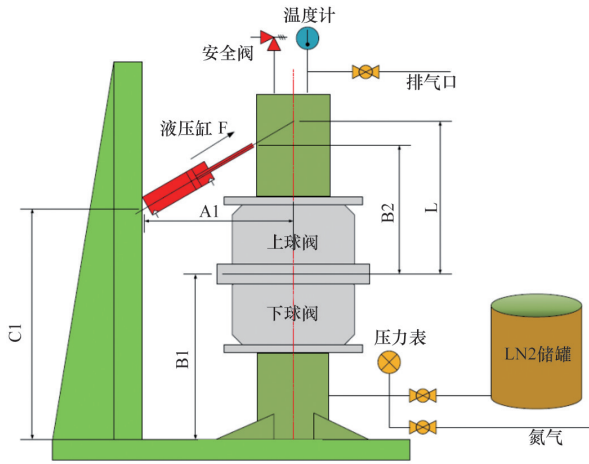


图 21 抱箍锁紧装置测试平台

表 10 抱箍锁紧装置测试平台布置参数

编号	项目	参数
A1	阀体轴线水平距离/mm	1700
B1	抱箍到测试台面垂直距离/mm	2100
B2	油缸活塞顶点至抱箍的垂直距离/mm	1800
C1	油缸座至测试台面垂直距离/mm	3200
L	油缸活塞顶点中心至抱箍的垂直距离/mm	2200
α	油缸倾斜角度/($^{\circ}$)	38.5
Φ_1	油缸筒直径/mm	125
Φ_2	油缸活塞直径/mm	50

根据测试平台和油缸的数据分别计算出失效载荷和不可逆变形载荷两种当量载荷,通过改变油缸的压力,对紧急脱离装置抱箍锁紧装置施加不同等级的载荷。施加载荷数据和测试结果如表 11 所

表 11 紧急脱离装置施加载荷数据与测试结果

	弯矩/ ($N \cdot m$)	剪切 载荷/ N	轴向 载荷/ N	油缸 压力/ MPa
设计载荷	40000	16000	20000	N/A
测试载荷($L_{ca} \times 1$)	40000	19600	15800	2
测试载荷($L_{ca} \times 2$)	80000	39200	31600	4
测试介质				液氮
测试内压力/ bar				19
测试温度/ $^{\circ}C$				-165
冰层厚度/ mm				30

示,试验结果表明:在 1 倍失效安全系数下,内部压力 19 bar,测试温度 $-165^{\circ}C$,抱箍锁紧装置正常无松动。在 2 倍的抱箍变形安全系数下,内部压力 19 bar,测试温度 $-165^{\circ}C$,实测抱箍无变形,说明设计的紧急脱离装置的安全可靠性满足使用要求。

3 结论

针对 LNG 卸料臂整体结构进行不同组合载荷的力学分析,结果表明,在自重载荷和风载荷的共同作用下,管道结构受力情况基本良好,三维接头和外臂管道连接处由于应力集中较大,在卸料臂结构设计过程应予以关注。卸料臂主体结构受力情况良好,现有卸料臂支撑箱加长箱通常采用 $\Phi 356 \text{ mm} \times 10 \text{ mm}$ 的 Q355D 钢管制造,从整机结构强度看,此处结构强度偏弱,应采用壁厚为 12 mm 或以上的管材制造。

基于机械原理对紧急脱离装置进行优化设计和可靠性分析,将铰链四杆机构的死点原理应用于抱箍锁紧机构。有限元计算结果表明,抱箍锁紧装置应力和变形量满足设计要求。通过液压油缸对紧急脱离装置施加轴向力、径向力和弯矩测试,在 1 倍失效安全系数下,抱箍锁紧装置正常无松动,在 2 倍的变形安全系数下,实测抱箍无变形,表明紧急脱离装置的安全可靠性满足使用要求。

相关研究为自主研发的卸料臂提供了技术支撑。图 22 为自主研发的 LNG 卸料臂进行首船接卸作业过程,该卸料臂能够满足 LNG 接收站码头潮差大、接卸处理量大等需求,可为全球所有主流液



图22 自主研发的LNG卸料臂进行首船接卸作业

化天然气运输船型进行接卸作业。在国内率先具备装卸一体化功能,既可以接卸液化天然气,也可以实现向运输船反输,比现有其他类型的卸料臂灵活性更高,并且大幅度降低设备采购费用,缩短供货周期,对于我国液化天然气产业的发展具有重要意义。

参考文献(References)

- [1] 顾安忠. 液化天然气技术手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2010.
- [2] 胡寿松. 自动控制原理[M]. 5版. 北京: 科学出版社, 2007.
- [3] Liu Y, Boatman L T. Analysis of duplex yoke mooring system for tandem offloading of LNG[C]//Proceedings of ASME 2005 24th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. Halkidiki: ASME, 2008: 265-272.
- [4] 杜光能. LNG终端接收站工艺及设备[J]. 天然气工业, 1999, 19(5): 82-86.
- [5] Stavrou D I, Ventikos N P, Mavrakos S A. Application of FIS methodology to risk failure estimation of LNG transfer loading arms in side-by-side configuration[J]. International Journal of Offshore and Polar Engineering, 2017, 27(3): 266-273.
- [6] Martins M R, Pestana M A, Souza G F M, et al. Quantitative risk analysis of loading and offloading liquefied natural gas (LNG) on a floating storage and regasification unit (FSRU)[J]. Journal of Loss Prevention in the Process Industries, 2016, 43: 629-653.
- [7] 刘伟, 冀晓辉, 宣征南, 等. 回转式紧急脱离装置的设计及其控制系统[J]. 机械设计与制造, 2006(11): 27-29.
- [8] Yoshioka R, Arai M, Hirakawa Y, et al. Offloading operability assessment for FLNG and LNG carrier arranged side-by-side[J]. Journal of the Japan Society of Naval Architects and Ocean Engineers, 2018, 27: 41-48.
- [9] 朱校春. LNG卸料管线预冷过程数值模拟[J]. 化工进展, 2016, 35(2): 383-388.
- [10] 朱斌斌. 江苏LNG接收站卸料速度与压力损失的关系[J]. 油气储运, 2012, 31(B05): 1-3.
- [11] 陈汝夏, 刘涛. LNG接收站船岸界面匹配研究[J]. 油气储运, 2012, 31(B05): 60-63.
- [12] 齐绩, 温杰贵. LNG卸料臂故障及解决方法[J]. 油气储运, 2014, 33(B05): 55-58.
- [13] 陈国霞, 靳由顺. LNG卸料臂安装过程中的关键技术[J]. 油气储运, 2015, 34(8): 874-878.
- [14] 黄科, 魏玉迎. 卸料臂ERS系统与应急操作[J]. 油气储运, 2012, 31(B05): 64-70.
- [15] 王洁, 王野牧, 苏东海, 等. 输油臂紧急分离装置及控制系统的研究[J]. 机床与液压, 2009, 37(1): 72-74.

Structural calculation and analysis of the unloading arm of liquefied natural gas and the reliability research of the emergency release system

YANG Liang, XIAO Li, XU Jiawei, HAO Sijia, QIU Zaoyang, FAN Jiakun, GAI Xiaogang, CHEN Ju

Research and Development Center, CNOOC Gas & Power Group Co., Ltd., Beijing 100028, China

Abstract The LNG unloading arm is an important channel connecting the carrier and the LNG receiving station pipeline to transport liquefied natural gas, which is called the "throat" of the receiving station. In this paper, The finite element structure of the unloading arm is calculated and analyzed for the first time, and some design optimization suggestion is given. There is a large stress concentration at the joint of the three-dimensional joint and the pipe of the outer arm, the structural design process should be paid attention to. The structural strength of the lengthening position of the support box is weak, a pipe with thicker wall should be used. Aiming at the emergency release system of the key core components of the unloading arm, an innovative hoop locking mechanism is designed based on the principle of mechanical dead point, and finite element calculation and performance test results show that the stress and deformation of the hoop locking device meet the design requirements, and that its stability and reliability also meet the needs of the unloading arm operation, thus providing a reference for safe and reliable operation of large LNG unloading arm.

Keywords liquefied natural gas; unloading arm; emergency release system; hoop locking device; reliability ●



(责任编辑 王微)