

多种运行工况下离心泵组的管道应力分析

南 欢¹ 李宸轩¹ 张军文²

1. 中交第二航务工程勘察设计院有限公司, 湖北 武汉 430071;

2. 中国石化工程建设有限公司, 北京 100101

摘 要:海港码头靠泊船型大小不一,船舶自带泵流量、压力不固定,当码头与库区距离远,船舶自带泵压力不够时,需在码头增设多台加压泵,且为适应大小不同的船型,匹配多台泵的组合运行方案。该码头加压泵选用离心泵,为解决不同运行方案下离心泵的管口受力和力矩过大的问题,根据 API 610 *Centrifugal pumps for petroleum, petrochemical, and natural gas industries* 标准,利用 CAESAR II 应力分析软件,以离心泵组最近的管道固定点为分析单元,给出备用泵管道温度的计算方法,将离心泵及进、出口管道作为整体进行分析。经对多种运行工况下离心泵管口及进、出口管道的详细应力分析,通过改变管道走向,给出了满足标准要求、便于操作检修、整齐简洁的离心泵进、出口管道布置方案。研究结果对多种运行工况下离心泵组的管道布置具有指导意义。

关键词:离心泵;管道;应力分析;多种运行工况;码头;CAESAR II

DOI:10.3969/j.issn.1006-5539.2024.04.014

Pipe stress analysis of centrifugal pump units under various operating conditions

NAN Huan¹, LI Chenxuan¹, ZHANG Junwen²

1. CCCC Second Harbour Consultants Co., Ltd., Wuhan, Hubei, 430071, China;

2. Sinopec Engineering Incorporation, Beijing, 100101, China

Abstract: The size of berthing ships at seaports varies, and the flow and pressure of the ships' built-in pumps are not fixed. When the distance between the dock and the storage area is far, and the pressure of the ships' built-in pumps is insufficient, multiple booster pumps need to be added at the dock. To cater for different sizes of ships, an operation plan of multiple pumps combination should be provided. Centrifugal pump is selected as the booster pump for this seaport. To address the issue of excessive force and torque on the pump nozzle under different operating schemes, in accordance to API 610 *Centrifugal pumps for petroleum, petrochemical, and natural gas industries*, the CAESAR II stress analysis software is used, with the nearest anchor point of the pump unit as the analysis unit. The calculation method for the temperature of the standby pump piping is provided, and the pump along with its inlet and outlet piping are analyzed as a whole. Through detailed stress analysis of pump nozzle and pump inlet and outlet piping systems under various operating conditions, we have developed a piping arrangement that not only complies with industry standards but also enhances operational ease and maintenance accessibility, while presenting a clean and orderly aesthetic. This was accomplished by altering the piping system's route. This study provides

收稿日期:2024-03-06

基金项目:中交第二航务工程勘察设计院有限公司液体散货码头重大研发项目“东营港 5 万吨级液体化工码头扩建工程”(EY23-SD001)

作者简介:南 欢(1984-),男,湖北黄冈人,高级工程师,学士,主要从事石油化工管道设计技术工作。E-mail:nanhuan@ccccltd.cn

通信作者:李宸轩(1997-),男,湖北潜江人,助理工程师,硕士,主要从事油气化工码头装卸工艺设计工作。E-mail:lichenxuan@ccccltd.cn

meaningful guidance to piping arrangement of centrifugal pump under various operating conditions.

Keywords: Centrifugal pump; Piping; Stress analysis; Various operating conditions; Dock; CAESAR II

0 前言

某 5 万吨级码头主要用于接卸到港油品,码头至库区管道总长约 27 km。码头敷设 2 根 DN700 的管道分别输送原油和燃料油,由于码头输量大,输送距离远,仅利用油船自带卸货泵难以将油品输送至后方库区。因此,依据自然条件,在距码头 3.5 km 处的引桥旁增设 1 座海上加压泵站平台,实现接卸作业,平台采用高桩墩台结构。

因码头实际靠泊船舶吨级为一定范围,该码头最小可靠泊 1 万吨级船舶,最大可靠泊 5 万吨级船舶。当小船靠泊卸船时,卸船流量相应较小,为与船泵较好匹配,开启 1 台加压泵即可。当靠泊 5 万吨级船舶时,卸船流量相应较大,为与船泵较好匹配并快速完成卸船,需启动 4 台加压泵。在正常运营年份,船期及船舶大小并不固定,加压泵开启数量需随靠泊船舶吨级大小调整,这导致该码头泵的运行存在多种组合工况。单个泵组最大输量运行方案为四开一备,因开停管道温度不同,冷热管道间相互牵制,故需对每种运行工况进行分析。

陆阳^[1]、袁伊汝^[2]、闫宗宝^[3]分别对一开一备离心泵及其管系进行了应力分析,陆阳和袁依汝只讨论了 A 泵开 B 泵关的工况,闫宗宝则忽略了主管对泵管口的影响。刘宗旭^[4]、张天成等人^[5]、李宇鹏^[6]和刘幸平等人^[7]分别对两开一备离心泵及其管系进行了应力分析,刘宗旭只讨论了 3 台泵同时运行的工况;张天成等人未考虑不同输量下的开备泵方案;李宇鹏讨论了 3 种运行工况,但未对泵出口管口进行应力分析;刘幸平等人将泵进、出口分开建模,但未说明开备泵情况。对于多台泵构成的泵机组,不同操作方案下的开备泵方案不同,应对所有工况均进行计算讨论。同时,上述文献均未给出备用泵管道的温度设置说明,特别对于输送高温流体的泵机组,开备泵管道的温度设置会对结果产生很大影响。

该码头泵数量多,流量变化大,输送温度较高,运行工况复杂,引桥管廊干管、泵进出口支管和汇管相互牵制,各点受力、位移在各工况下均有不同。相比一开一备、两开一备设计工况,该码头四开一备设计和计算难度更大;同时,流量变化导致流速变化,因此还需关注可能引起的流致振动问题^[8]。本文采用 CAESAR II^[9-10]对泵及进、出口管道进行整体分析,校核泵进、出口管口受力和力矩,优化管道布置,以满足相关要求,确保泵的安全运行。

1 模型建立

卸船工艺流程为:船舱→船泵→输油臂→引桥管线→加压泵→引桥引堤管线→陆域管线→库区储罐。加压泵流程见图 1。

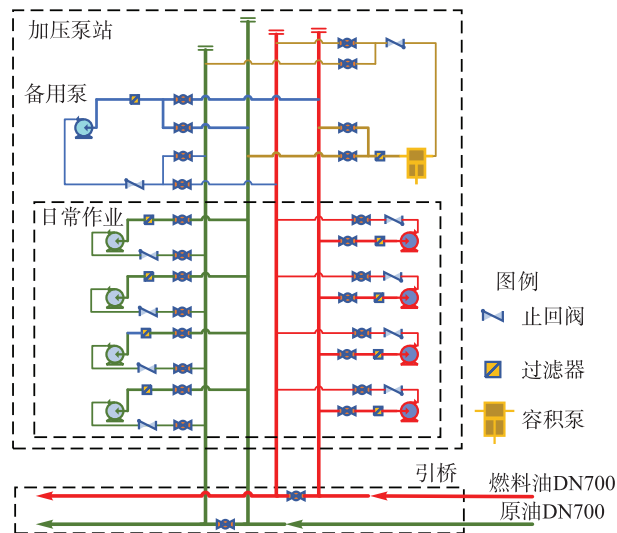


图 1 加压泵流程图

Fig. 1 Process diagram of booster pump

由图 1 可知,加压泵站内按物料设置有 2 组加压泵,加压泵选用离心式,每组设 4 台并联变频离心泵,单台流量为 $900\text{ m}^3/\text{h}$,均为侧进侧出型卧式泵。整个加压泵系统采用入口压力信号控制泵机组的运行,同时加压泵站内配备了 1 台备用离心式加压泵和 1 台用于扫舱的容积泵,卸船流程若有扫舱需求,可在扫舱阶段开启容积泵进行作业。

由于 2 个泵组及管道除货种不同外,其工艺流程和布置基本一致,且在正常作业时相互独立,因此本文对单侧原油泵组及管道进行建模分析,燃料油泵组及管道可参照执行。

1.1 设计条件

该码头原油管道设计参数见表 1。

表 1 原油管道设计参数表

Tab. 1 Parameters of crude oil pipeline design

类别	规格 / mm	管道材质	保温层厚度 / mm	操作温度 / $^{\circ}\text{C}$	设计温度 / $^{\circ}\text{C}$	设计压力 / MPa
主管线	$\Phi 720 \times 10$	L245	120	90	100	2.2
泵入口管线	$\Phi 426 \times 8$	L245	80	90	100	2.2
泵出口管线	$\Phi 325 \times 8$	L245	70	90	100	2.2

1.2 备用泵进出口管道计算温度选取

为了更准确模拟管道受力情况,管道温度需分区取值。备用泵进、出口管道计算温度分2种情况:对设有最小流量线跨接泵进、出口管道的,备用泵可按操作温度计算;泵出口没有设最小流量跨线的,备用泵自主管引出的分支至备用泵前阀门可按操作温度和环境温度之和的平均值计算,阀门后至泵管口按环境温度计算。该码头泵出口没有设最小流量跨线,管道计算温度按第2种情况考虑,开备离心泵出、入口管道计算温度设置见图2。

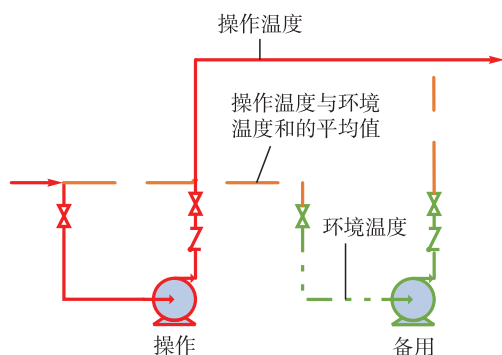


图2 开备离心泵出、入口管道计算温度设置图

Fig.2 Diagram of calculation temperature setting for the inlet and outlet pipelines of the standby centrifugal pump

泵管口除受支管和汇管影响外,管廊干管形变产生的应力也会传导到泵管口。取泵组管系及离泵组最近的管廊主管道上2个固定点组成的管系为分析单元,对泵管系应力进行整体分析,该码头原油输送系统离心泵

进、出口管道应力分析模型见图3。

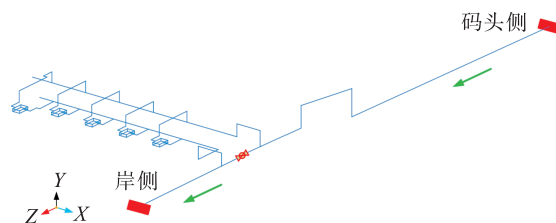


图3 原油输送系统离心泵进、出口管道应力分析模型图(A版)

Fig.3 Stress analysis model diagram for inlet and outlet pipelines of centrifugal pumps of crude oil transportation system (Version A)

由图3可知,管廊干管设有 π 型补偿,泵入口汇管由干管接出,跨过人行道后沿 $-X$ 方向敷设,泵入口支管从泵入口汇管顶部引出后接至各泵入口。泵出口支管水平接至出口汇管,泵出口汇管与入口汇管平行敷设,跨过人行通道后接入干管。

2 离心泵管口应力分析

对离心泵管口进行校核时,管口荷载不应超出泵设备厂家提供的许用值,对于未提供许用值的应按照相应规范校核,通常依照 API 610 *Centrifugal pumps for petroleum, petrochemical, and natural gas industries* (以下简称 API 610) 管口允许值的2倍^[11]进行校核,API 610给出了直径为 DN300 和 DN400 的离心泵管口的力和力矩允许值^[12],见表2。

表2 API 610 泵管口的力和力矩允许值表(用于侧部进出口的卧式泵)

Tab.2 API 610 Pump nozzle allowable value table (Horizontal pump for side inlet and outlet)

管口法兰公称 管径/mm	每个管口的力/N				每个管口的力矩/(N·m)			
	F_x	F_y	F_z	F_R	M_x	M_y	M_z	M_R
300	6 670	8 000	5 340	11 700	6 100	2 980	4 610	8 210
400	8 450	10 230	6 670	14 850	7 300	3 660	5 420	9 820

注: F_x 、 F_y 、 F_z 分别为泵管口在 x 、 y 、 z 方向的受力,N; F_R 为泵管口受到的合力,N; M_x 、 M_y 、 M_z 分别为泵管口在 x 、 y 、 z 方向受到的力矩,N·m; M_R 为泵管口受到的合力矩,N·m。

同时,在泵请购文件中也可对泵管口荷载提出相应要求。鉴于该码头泵还未订货,相关参数目前无法取得,故利用软件自带分析模块,以 API 610 进行泵管口荷载校核。

该码头选用的离心泵规格、型号均相同,每台泵入口管径 DN400,出口管径 DN300,管系中离心泵位置见图4。

由图4可知,管系共涉及1#、2#、3#、4#、5#5台离心泵,其中5#泵为备用泵。

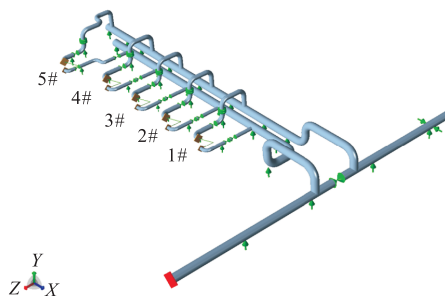


图4 管系中离心泵位置示意图

Fig.4 Schematic diagram of the centrifugal pump position in the piping system

根据来船大小,泵开启数量存在多个组合。以 3 台泵开启为例,任意 3 台泵可作为操作泵,根据以往工程经验,相互靠近的 3 台泵受力更好。该码头按照确定的操作方案,需对以下 4 种泵组合工况进行全面校核,包括泵进、出口管口校核,以及整个管系的应力校核,离心泵的 4 种操作方案见表 3。

表 3 离心泵操作方案表

Tab. 3 Operation plan table of centrifugal pump

操作方案	工作泵	非工作泵
工况 1	1#	2#、3#、4#、5#
工况 2	1#、2#	3#、4#、5#
工况 3	1#、2#、3#	4#、5#
工况 4	1#、2#、3#、4#	5#

2.1 管系应力分析

通过计算,上述各操作方案下,管廊干管,泵进、出支管及汇管的一次应力、二次应力均满足要求。其中,一次应力比率最高为 37.2%,二次应力比率最高为 49.5%。主

表 5 泵出口管口计算结果表

Tab. 5 Calculation results table of pump outlet nozzle

操作方案	泵	每个管口的力 /N			每个管口的力矩 /(N·m)		
		F_x	F_y	F_z	M_x	M_y	M_z
工况 2	1#	2 178	-3 510	-18 679	-2 113	7 112	-1 302
	2#	-3 269	-3 532	33 850	-2 143	-15 443	-1 332
工况 3	3#	-3 034	-3 655	25 069	-2 167	-9 085	-1 395
	4#	119	1 323	-19 506	418	12 665	798
API 610(DN300) 允许值	—	6 670	5 340	8 000	6 100	4 610	2 980

由表 5 可知,工况 2 操作方案下,1#和 2#泵的出口管口 Z 向荷载均超过 API 610 允许值的 2 倍,2#泵出口 Y 向弯矩超过了 API 610 允许值的 3 倍;工况 3 操作方案下,3#、4#泵的出口管口 Z 向荷载、4#泵出口管口 Y 向弯矩均超过 API 610 允许值的 2 倍。

以工况 2 操作方案为例,分析泵出口管口受力情况。其中,工况 2 操作方案下的管系变形情况见图 5。

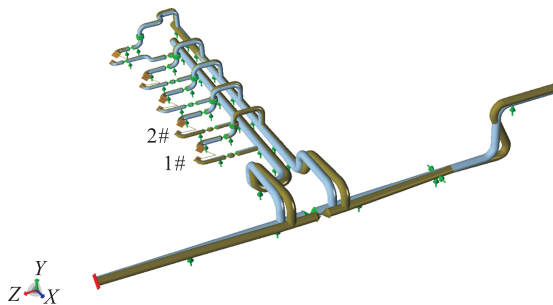


图 5 工况 2 操作方案下管系变形图

Fig. 5 Diagram of pipe system deformation under Case 2 operation plan

要因为该码头干管 2 个固定点间距仅 100 m,且采用 π 型补偿和自然补偿相结合的方式,应力分析较容易通过。

2.2 泵管口应力分析

不同操作方案下,离心泵管口校核结果见表 4。

表 4 不同操作方案下离心泵管口校核结果汇总表

Tab. 4 Summary table of centrifugal pump nozzle verification results under different operating schemes

操作方案	工作泵	校核情况
工况 1	1#	所有泵进、出口均校核通过
工况 2	1#、2#	1#、2#泵出口校核不通过
工况 3	1#、2#、3#	3#、4#泵出口校核不通过
工况 4	1#、2#、3#、4#	所有泵进、出口均校核通过

由表 4 可知,A 版模型中,泵入口支管柔性相对较好,各操作方案下泵入口均校核通过,而泵出口存在多个操作方案下校核不通过的情况,且校核不通过的工况并非通常默认的四用一备工况。工况 2 和工况 3 操作方案中,泵出口管口的计算结果见表 5。

由于热胀作用,管廊干管和泵出口支管产生 -Z 方向变形,导致泵出口汇管受到 -Z 方向的拉力并产生 -Z 方向的位移,且越靠近管廊干管,泵出口汇管在 -Z 方向的位移量越大。备用泵相较于 1#、2#泵温度低,-Z 方向膨胀小,对于 1#、2#泵有反向拉拽作用。

为更好地分析管口推力产生的原因,断开泵出口汇管与管廊干管间的 Z 型管道,仅考虑 5 台泵出口支管及汇管的相互影响,以工况 2 操作方案为例,得到 B 版模型,见图 6。

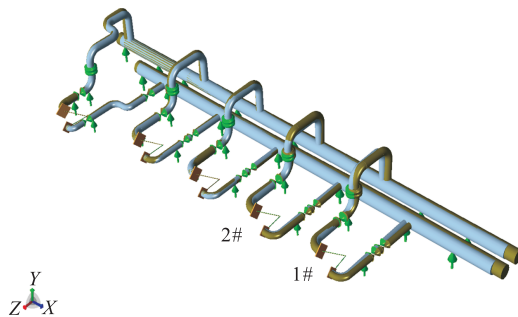


图 6 工况 2 操作方案下管系变形图(B 版)

Fig. 6 Diagram of pipe system deformation under Case 2 operation plan(Version B)

5 台泵管口均通过校核,其中,工况 2 操作方案 B 版模型 1#、2#泵出口管口校核结果见表 6。

由表 6 可知,泵出口汇管受到各泵出口支管的推力作用,且 1#、2#泵均为热态,因此泵出口汇管越靠近管廊干管侧,其 $-Z$ 方向的位移量也越大,造成 1#泵($F_z = -13\,238\text{ N}$)、2#泵($F_z = 10\,595\text{ N}$)出口管口 Z 方向受力

方向相反的情况。通过对比表 5 和表 6 的 1#、2#泵出口管口计算结果,发现在断开泵进、出口汇管与管廊干管的连接后,1#泵出口管口的 $-Z$ 方向的力由 $18\,679\text{ N}$ 降至 $13\,238\text{ N}$,2#泵出口管口 Z 方向的力由 $33\,850\text{ N}$ 降至 $10\,595\text{ N}$,说明管廊干管通过影响泵出口汇管的变形,间接影响泵出口管口的受力。

表 6 工况 2 操作方案泵出口管口计算结果表(B 版)

Tab. 6 Calculation results table of pump outlet nozzle under Case 2 operation plan(Version B)

操作方案	泵	每个管口的力 /N			每个管口的力矩 /(N · m)		
		F_x	F_y	F_z	M_x	M_y	M_z
工况 2	1#	2 199	-3 380	-13 238	-2 088	3 925	-1 231
	2#	-2 427	-3 519	10 595	-2 125	-4 218	-1 330
API 610(DN300) 允许值	—	6 670	5 340	8 000	6 100	4 610	2 980

3 解决方案

为降低泵管口荷载,在设计阶段常采用的方法:改变管道走向,通过提高管道的柔性降低泵管口的荷载;选用波纹补偿器,通过膨胀节吸收管道的变形降低泵管口的荷载。但波纹管补偿器在使用中易出现破损,选用时应谨慎^[13-14]。因此,通常优先考虑改变管道的布置走向^[15-17]。结合 2.2 节计算结果与分析,分别从改善泵出口汇管布置和泵出口支管布置来降低泵管口荷载。

3.1 增加泵出口汇管的柔性

由于泵出口支管变形受到出口汇管的约束,泵出口管口校核不通过,其中泵出口管口 Z 方向的力过大。因此,增加泵出口汇管 Z 字型补偿在垂直于 Z 方向的长度,得到 C 版模型,其中泵出口汇管的 Z 字型补偿增加

了 4 m,改变泵出口汇管布置后的模型见图 7。

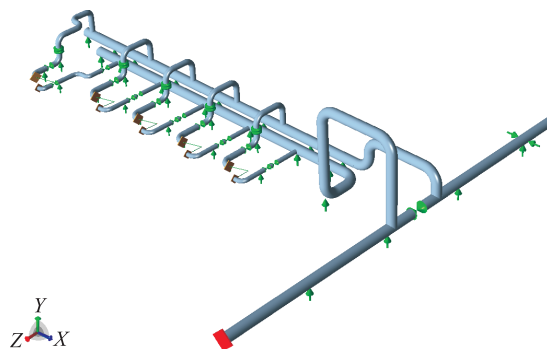


图 7 改变泵出口汇管布置模型图(C 版)

Fig. 7 Layout model diagram of the modified pump outlet manifold(Version C)

针对修改后的 C 版模型,以工况 2 操作方案为例,泵出口管口计算结果见表 7。

表 7 工况 2 操作方案泵出口管口计算结果表(C 版)

Tab. 7 Calculation results table of pump outlet nozzle under Case 2 operation plan(Version C)

操作方案	泵	每个管口的力 /N			每个管口的力矩 /(N · m)		
		F_x	F_y	F_z	M_x	M_y	M_z
工况 2	1#	1 778	-4 038	-7 449	-2 232	1 170	-1 583
	2#	-2 256	-3 872	28 989	-2 211	-13 806	-1 512
API 610(DN300) 允许值	—	6 670	5 340	8 000	6 100	4 610	2 980

由表 7 可知,1#泵出口管口已满足 API 610 要求,2#泵出口管口 Z 向受力、 Y 向弯矩与 A 版模型相比虽有所减小,但仍超过 API 610 允许值的 2 倍。泵出口汇管至管廊干管部分柔性的增加能减小干管与泵出口管道热胀不一致的问题,尤其是当 1#、2#泵为备用泵,而其余泵为操作泵时;但是汇管至干管柔性的增加无法解决操备

工况下各泵之间热胀不一致的影响,因此需要改善汇管与泵出、入口之间的柔性。

3.2 改善泵出口支管柔性

A 版模型中,在工况 2、工况 3 操作方案中,1#、2#、3#和 4#泵的出口管口受到 Z 方向的力超过了 API 610 允许值的 2 倍,因此考虑在垂直于 Z 方向的平面上增加直管

段来改善管段柔性,降低出口管口 Z 方向的力,同时也能减小 Y 方向的力矩。该方法在布置上可以对泵出口管段,在水平方向设置 L 型弯;也可以在竖直方向形成 π 型补偿,并增设支架。一般泵相互靠近对泵管口受力更好,增设水平 L 型弯占用泵之间的空间,不利于现场操作以及后续泵组检修^[18],故采用在竖直方向形成 π 型补偿的方案进行优化布置。更改布置后的离心泵出口支管布置 D 版模型见图 8。

对更改后的 D 版模型重新进行校核,所有工况操作方案下离心泵均通过校核。其中,针对表 4 中校核不通过的情形,D 版模型泵出口管口受力计算结果见表 8。

表 8 工况 2 & 3 操作方案下泵出口管口受力计算结果表(D 版)

Tab.8 Calculation results table of pump outlet nozzle under Case 2 & 3 operation plan(Version D)

操作方案	泵号	每个管口的力 /N			每个管口的力矩 /(N·m)		
		F_x	F_y	F_z	M_x	M_y	M_z
工况 2	1#	-441	-6 122	2 109	-2 352	-1 124	-4 521
	2#	-766	-7 540	5 736	-3 684	-1 746	-3 991
工况 3	3#	-546	-7 646	4 434	-4 401	-169	-2 501
	4#	-43	-3 134	-300	-1 642	2 148	-3
API 610(DN300)允许值	—	6 670	5 340	8 000	6 100	4 610	2 980

3.3 提升泵出口管道刚度

管道应力分析除对管道在静力载荷作用下的力学进行分析外,对于易发生振动的管道还应进行动力分析。本文所涉及的四用一备泵进、出口管道应考虑流速、流量变化对于管道的影响。当流体动能过大时,湍流局部会产生较高的动能,从而激发管道振动,动能越大的工艺管道越容易产生疲劳损坏^[19]。Energy Institute (EI)指南^[20]给出了快速判定方法,计算见式(1)。

$$E = \rho v^2 \tag{1}$$

式中: E 为流体动能, $\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s}^2)$; ρ 为流体密度, kg/m^3 ; v 为流体流速, m/s 。

EI 指南给出的流激湍动定性风险评估标准见表 9。

表 9 流激湍动定性风险评估标准表

Tab.9 Qualitative risk assessment criteria table of flow-induced turbulence

$E/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-2})$	流激湍动风险
$E < 5\,000$	低
$5\,000 \leq E < 20\,000$	中
$E \geq 20\,000$	高

该码头 4 台泵运行时,流量较大,流体动能大,管系不同位置流体动能数值见表 10。

由表 10 可知,泵出口管道流体动能最大,湍动风险最高,因此该码头通过适当增加泵出口管的支架(见图 8),减小支架间距,提高泵出口管道刚度。

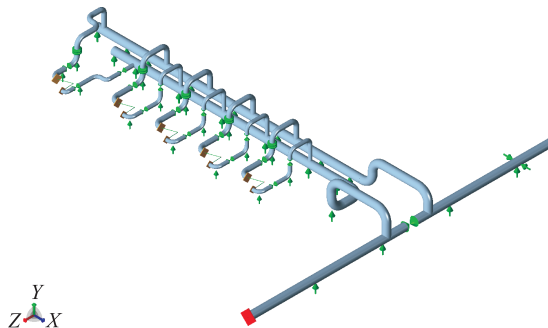


图 8 更改泵出口支管布置模型图(D 版)

Fig.8 Layout model diagram of modified pump outlet branch pipes(Version D)

表 10 管系不同位置流体动能数值表

Tab.10 Fluid kinetic energy values at different positions of the pipe system

管道类别	$E/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-2})$	流激湍动风险
汇管	6 037.29	中
泵入口管	3 564.09	低
泵出口管	11 278.44	中

4 结论及建议

根据上述 CAESAR II 应力分析软件对管道模型计算结果可以明显看出,通过调整离心泵进、出口管道的布置,增加管道的柔性,可使离心泵管口受力满足安全生产的要求,保障管道的正常工作。

1)对于存在开备工况的离心泵管道系统,需考虑冷热管道的相互牵制,选取合适的备用泵连接管道的计算温度,可提高计算结果的可信度。

2)离心泵管口受力分析时,需将泵及进、出口管道整体建模,整体分析,当缺少制造商数据时,可先按照 API 610 进行管口校核,后续再将受力要求提交厂家确认。

3)对于泵数量多、存在多种开备工况的离心泵组,需对所有操作方案进行离心泵管口校核,而不是仅校核泵开启数量最多的工况。

4)为降低离心泵管口荷载,宜优先考虑采用改变管道走向的方式提高管道的柔性,对于外输流量变化较大

的泵组,还应按照相关标准进行动力分析。

参考文献:

- [1] 陆 阳. 加氢进料泵管线的应力分析[J]. 管道技术与设备, 2017(4): 52-55.
LU Yang. Stress analysis of hydrogenation feed pump pipeline [J]. Pipeline Technique and Equipment, 2017 (4): 52-55.
- [2] 袁伊汝. 卧式离心泵管口荷载整机校核[J]. 盐科学与化工, 2019, 48(6): 36-40.
YUAN Yiru. Verification of horizontal centrifugal pump pipe load [J]. Journal of Salt Science and Chemical Industry, 2019, 48 (6): 36-40.
- [3] 闫宗宝. 典型离心泵进出口管道的应力分析[J]. 化工设计, 2019, 29(4): 17-22.
YAN Zongbao. Stress analysis of typical centrifugal pump suction and discharge pipes [J]. Chemical Engineering Design, 2019, 29 (4): 17-22.
- [4] 刘宗旭. 高温泵的配管及应力计算[J]. 当代化工, 2016, 45(5): 1020-1022.
LIU Zongxu. Piping arrangement and stress calculation of high-temperature pump [J]. Contemporary Chemical Industry, 2016, 45 (5): 1020-1022.
- [5] 张天成, 郑博雅, 李 凯, 等. 基于 CAESAR II 软件对天津港—华北石化原油管道工程项目离心泵管道进行应力分析[J]. 现代化工, 2017, 37(9): 211-212.
ZHANG Tiancheng, ZHENG Boya, LI Kai, et al. Using CAESAR II software to do stress analysis on centrifugal pump pipeline in Tianjin Port—North China Petrochemical crude oil pipeline project [J]. Modern Chemical Industry, 2017, 37 (9): 211-212.
- [6] 李宇鹏. 某两开一备离心泵的进口管道应力分析[J]. 盐科学与化工, 2020, 49(9): 12-17.
LI Yupeng. Stress analysis of inlet pipe of a two open and one standby centrifugal pump [J]. Journal of Salt Science and Chemical Industry, 2020, 49 (9): 12-17.
- [7] 刘幸平, 姜忠楠. 波纹管膨胀节在芳烃联合装置中的应用[J]. 化工设备与管道, 2020, 57(1): 81-84.
LIU Xiping, JIANG Zhongnan. Application of bellow expansion joint in aromatic complex unit [J]. Process Equipment & Piping, 2020, 57 (1): 81-84.
- [8] 程 强, 刘洪佳. 压力管道中流致振动机理分析[J]. 山东化工, 2021, 50(19): 167-169.
CHENG Qiang, LIU Hongjia. Analysis of flow-induced vibration mechanism in pressure pipe [J]. Shandong Chemical Industry, 2021, 50 (19): 167-169.
- [9] 唐永进. 压力管道应力分析[M]. 2 版. 北京: 中国石化出版社, 2009.
TANG Yongjin. Stress analysis of pressure pipelines [M]. 2nd ed. Beijing: China Petrochemical Press, 2009.
- [10] 王海萍, 吴 蕾, 王海晶. CAESAR II 在管道设计中的应用[J]. 当代化工, 2014, 43(4): 628-630.
WANG Haiping, WU Lei, WANG Haijing. Application of CAESAR II in pipeline design [J]. Contemporary Chemical Industry, 2014, 43 (4): 628-630.
- [11] 张 雷. 化工离心泵入口直管段设置的分析[J]. 化工设计, 2020, 30(6): 12-13.
ZHANG Lei. Analysis on installation of inlet piping of chemical centrifugal pump [J]. Chemical Engineering Design, 2020, 30 (6): 12-13.
- [12] American Petroleum Institute. Centrifugal pumps for petroleum, petrochemical, and natural gas industries: API STD 610—2021 [S]. Washington, D. C.: API Publishing Services, 2021.
- [13] 周 珊, 雷俊杰, 王学翠, 等. 基于 CAESAR II 的大尺寸离心泵进出口管线设计方案研究[J]. 石油和化工设备, 2022, 25(4): 33-36.
ZHOU Shan, LEI Junjie, WANG Xuecui, et al. Cause analysis and countermeasures of high vibration of catalytic main fan motor [J]. Petro & Chemical Equipment, 2022, 25 (4): 33-36.
- [14] 代长林, 郭 礼, 高建林, 等. 湿陷性黄土地区离心式压缩机管道应力分析[J]. 天然气与石油, 2023, 41(6): 21-27.
DAI Changlin, GUO Li, GAO Jianlin, et al. Stress analysis of centrifugal compressor piping in collapsible loess area [J]. Natural Gas and Oil, 2023, 41 (6): 21-27.
- [15] 李铁军. 泵类设备的管道设计及常见问题分析[J]. 当代化工, 2014, 43(8): 1532-1535.
LI Tiejun. Piping design of pumps and analysis of common problems [J]. Contemporary Chemical Industry, 2014, 43 (8): 1532-1535.
- [16] 夏 雪, 楚海强. 离心泵的布置及管道设计[J]. 辽宁化工, 2016, 45(5): 587-588.
XIA Xue, CHU Haiqiang. Equipment layout and piping design of the pump [J]. Liaoning Chemical Industry, 2016, 45 (5): 587-588.
- [17] 何自力. 管道应力分析在大型油库设计中的应用[J]. 油气田地面工程, 2023, 42(10): 89-94.
HE Zili. Application of pipeline stress analysis in the design of large oil depots [J]. Oil-Gas Field Surface Engineering, 2023, 42 (10): 89-94.
- [18] 中华人民共和国工业和信息化部. 石油化工工艺装置布置设计规范: SH 3011—2011 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2011.
Ministry of Industry and Information Technology of the People's Republic of China. Specification for design of process plant layout in petrochemical engineering: SH 3011—2011 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2011.
- [19] 张军文. 炼化装置流致振动与声致振动问题探讨[J]. 石油化工设计, 2023, 40(1): 60-63.
ZHANG Junwen. Exploration of flow induced vibration and acoustic vibration of refining and petrochemical plants [J]. Petrochemical Design, 2023, 40 (1): 60-63.
- [20] Energy Institute. Guidelines for the avoidance of vibration induced fatigue failure in process pipework [M]. London: Energy Institute, 2008: 1-2.