

管道内缺陷影响下的内检测器密封盘 振动疲劳研究

王星宇¹ 郭岩宝^{1*} 张政¹ 乔张宇¹ 高发¹ 陈金忠² 刘畅²

1. 中国石油大学(北京)机械与储运工程学院, 北京, 102249

2. 中国特种设备检测研究院, 北京, 100029

摘要:管道内检测器在经过管道缺陷时会加剧其密封盘的振动和疲劳损伤,影响检测可靠性并引发检测安全事故。借助ABAQUS软件研究了密封盘在管道内缺陷处的界面接触振动特性,重点探讨了接触振动的行为演化、衰减函数、疲劳脆弱点位置与疲劳寿命之间的内在联系。研究表明,密封盘经过管道缺陷时的振动过程包含碰撞、变形、近弹性和弹性4个阶段,其中弹性振动的动应力幅度呈指数衰减规律;总振动次数随管道缺陷深度和摩擦因数的增大而增大,且与疲劳寿命紧密相关;疲劳脆弱点集中在接触点和夹板边缘位置,与实际工况相符,验证了研究的准确性和可行性。

关键词:管道内检测器;密封盘;管道内缺陷;振动疲劳

中图分类号:TE973.6

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2025.10.016

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Research on Vibration Fatigue of Pipeline Inspection Gauge Sealing Discs under Influences of Pipeline Defects

WANG Xingyu¹ GUO Yanbao^{1*} ZHANG Zheng¹ QIAO Zhangyu¹ GAO Fa¹

CHEN Jinzhong² LIU Chang²

1.College of Mechanical and Transportation Engineering, China University of Petroleum(Beijing),
Beijing, 102249

2.China Special Equipment Inspection and Research Institute, Beijing, 100029

Abstract: When the pipeline inspection gauge was passing through defects, the vibrations and fatigue damages of sealing discs were intensified, affecting inspection reliability and leading to safety incidents. The ABAQUS software was used to investigate the interface contact vibration characteristics of sealing discs at defect locations within the pipeline, focusing on the intrinsic connections between the evolution of contact vibration behavior, the attenuation function, fatigue weak point locations, and fatigue life. The results show that the vibration processes of the sealing discs when passing through defects involve four stages: impact, deformation, near-elastic, and elastic. The dynamic stress amplitude of elastic vibration is found to follow an exponential decay pattern. The total number of vibrations is observed to increase with defect depth and friction coefficient, which is closely related to fatigue life. Fatigue weak points are concentrated at the contact points and the edges of the clamp, which is consistent with actual working conditions. The accuracy and feasibility of the proposed method are validated.

Key words: pipeline inspection gauge(PIG); sealing disc; pipeline defect; vibration fatigue

0 引言

管道内检测器是油气管道完整性评价体系的关键设备,其检测效率和精度是评价检测质量的重要指标^[1]。然而内检测器在运行过程中,受制于管道长距离运行和接触界面的不确定性^[2],通

过实验开展内检测器的运行状态分析非常困难,需借助于有限元仿真系统对管道内检测器的不同工况进行模拟。现阶段的研究多集中于内检测器整体的卡堵风险评价^[3]、运行故障分析^[4]和密封性能^[5]等方面,对内检测器的关键驱动部件(密封盘)材料振动行为评估研究相对较少。在实际工程中,内检测器经过管道缺陷时的振动会产生噪声削弱检测信号,从而影响检测的置信度^[6]。此外,频繁的振动也会引发材料疲劳,导致密封盘撕裂和摩擦界面失效,发生丢球事故或二次损伤管

收稿日期:2024-10-09

基金项目:中国石油大学(北京)科研基金(2462023YQTD001);
国家市场监督管理总局技术创新中心(油气管道与储存设备安全)开放
基金(CXZX-YQGDYCCSBAQ-2024-002)

道,形成的局部压力波动和管壁变薄极易引发管道泄漏和爆炸风险^[7]。由于管道内壁表面残留有蜡质油、黑粉等杂质^[8],且管道缺陷空间位置随机^[9],内检测器经过管道缺陷时界面接触条件(摩擦因数、管道缺陷深度等)的变化会引起随机振动和动应力幅值变化,这些因素进一步加剧了振动模态的复杂性和不确定性,使得密封盘材料的寿命预测更为困难。

目前,对密封盘材料(高分子聚氨酯橡胶^[10])力学性能的描述多采用超弹本构模型^[11]或黏弹本构模型。LIU等^[12]考虑黏弹性的滞后效应,通过建立四元模型分析了管道内检测器运行过程中不同阶段的动力学变形状态,通过牵拉实验验证了模型的正确性。WANG等^[13]采用五阶广义Maxwell模型分析了密封盘材料摩擦生热和应力应变的滞后演化行为,得到了与摩擦实验一致的变化规律。以上研究表明,超弹性模型与不随时间变化的应力应变关系有关,黏弹性模型与随时间变化的变形能迟滞行为有关,对不同模型的选取和改进需结合实际应用场景分析。由于内检测器经过管道缺陷时仅涉及短时间(约0.05 s)内的弹性碰撞,因此可近似忽略与时间相关的黏弹性行为,仅考虑超弹性材料振动与疲劳之间的内在联系。刘超等^[14]基于超弹性本构模型和CIAC-SAFE疲劳仿真软件提出了一套橡胶材料及制品的疲劳寿命预测方法,并预测了V形履带稳态滚动疲劳寿命。XU等^[15]同样采用超弹性模型对橡胶套管双头螺栓剪切接头的疲劳寿命进行了预测,得到的疲劳裂纹发生位置与测试结果一致。橡胶疲劳的断裂力学理论包括简化后的Thomas模型^[16]、Lake-Lindley模型^[17]以及基于

试验数据插值模型^[18],其中Thomas模型将材料裂纹增长和疲劳寿命定量联系起来,认为材料裂纹扩展速度与撕裂能存在幂指数关系。FU等^[19]基于Thomas模型中的能量释放率 G 和 J 参数环路积分理论对聚氨酯支撑轮胎的材料裂纹扩展结构进行了研究,结果表明,柔性辐条中相对较大的非充气轮胎主要集中在柔性辐条和侧辐条之间的连接处,证明了Thomas模型对聚氨酯材料疲劳仿真的可行性。

综上所述,管道内检测器高分子橡胶材料在特殊工况下的疲劳仿真是可行的。本文以管道内检测器高分子橡胶密封盘为研究对象,测试聚氨酯材料的应力应变参数并采用超弹性Ogden模型进行拟合,通过ABAQUS结合MATLAB软件采集经过不同管道缺陷时界面接触应力的振动信号并拆解分析,联合FE-SAFE软件对不同工况下的密封盘疲劳脆弱点位置及寿命进行标定,寻求振动拟合参数与疲劳寿命之间的内在关系,为保障油气管道内检测器的安全运行和管道检测风险评估提供参考。

1 模型构建

1.1 有限元模型

根据现场设备尺寸型号,分别构建了皮碗和直板密封盘两种形式的结构模型,为简化计算,采用二维轴对称模型空间。设置密封盘过盈量为3%。管壁缺陷深度 h 为3.5、3.0、2.5 mm,分别对应分离、接触和过盈三种状态。为保证模型收敛,对夹板、直板和管道前端进行倒角处理。模型尺寸及仿真数据采集节点如图1所示。网格类型及数量如表1所示。

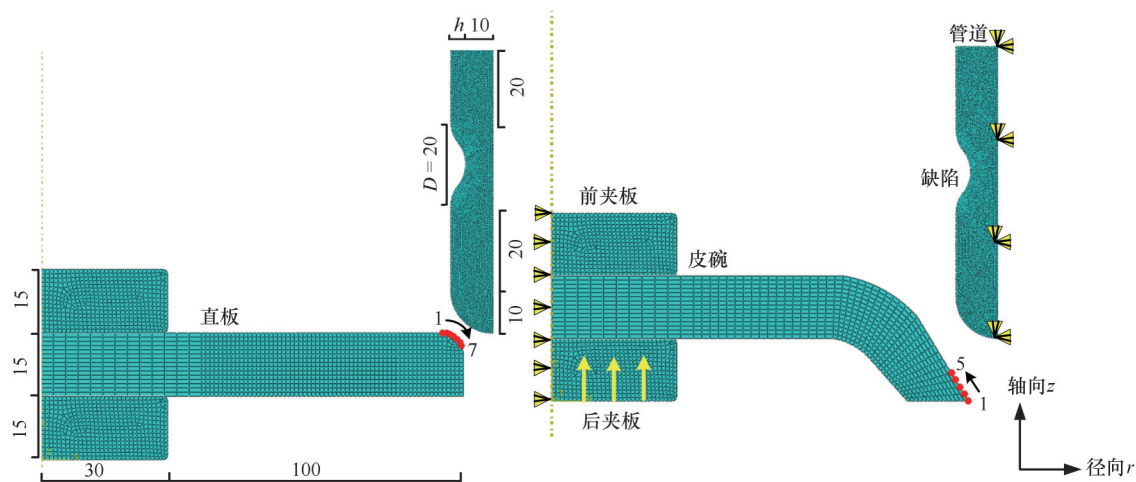


图1 密封盘和管道模型

Fig.1 Modeling of the sealing disc and pipeline

表1 仿真部件单元类型及节点数量

Tab.1 Element types and node numbers of simulation components

部件	单元类型	单元数量	节点数量
夹板	CAX4H;CAX3	509	553
直板	CAX4H	1124	1214
皮碗	CAX4H	780	848
管道	CAX4H;CAX3	3669	3807

1.2 力学简化模型

为明确密封盘的运动方式,建立运动力学简化模型,因皮碗与直板仅接触面积不同,因此以直板为例。图2为直板密封盘在工作状态下经过管道缺陷前、中、后部时的力学示意图。在驱动力 F_d 作用下直板密封盘以固定速度 $v=0.1\text{ m/s}$ 运动,整个运动为准平衡受力过程。考虑到密封盘材料的超弹性形变,在与管道3%的过盈配合下,直板发生变形,并在与管壁接触区域施加一个弹性力 F_e 。在运行过程中管壁对密封盘存在一个切向的摩擦力 F_f 和法向接触压力 F_n 。4个力在轴向 z 和径向 r 的分解如下:

$$\begin{aligned} F_{tz} &= F_t \cos \theta & F_{tr} &= F_t \sin \theta \\ F_{nz} &= F_n \sin \theta & F_{nr} &= F_n \cos \theta \\ F_{ez} &= F_e \cos \alpha & F_{er} &= F_e \sin \alpha \end{aligned}$$

其中, θ 、 α 分别为 F_t 和 F_e 与 z 轴的夹角, θ 与管道缺陷形状有关, α 与材料超弹性性能有关。各分量间恒存在以下关系:

$$\begin{aligned} F_{tz} + F_{nz} + F_{ez} + F_d &= 0 \\ F_{tr} + F_{nr} + F_{er} &= 0 \end{aligned}$$

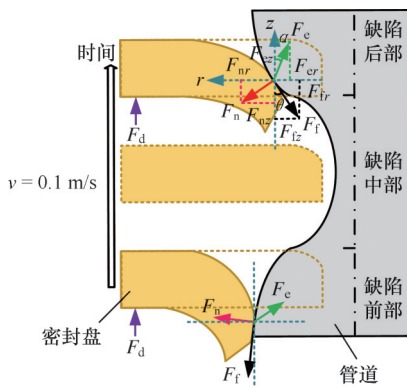


图2 直板运动力学简化模型示意图

Fig.2 Schematic diagram of the simplified mechanical model for straight-plate motion

1.3 材料本构模型

通过单轴压缩实验测试材料的超弹性性能,并用Ogden超弹本构模型拟合表示。材料的力学性能参数和Ogden三阶模型参数如表2和表3所示。其中, μ_i 为剪切模量参数; α_i 为应变硬化指数,与材料硬化/软化行为有关; D_i 为可压缩参数,用

表2 力学性能参数

Tab.2 Material performance parameters

材料	密度/($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	弹性模量/GPa	泊松比
热塑性聚氨酯	1200		
管道钢/夹板	7900	198.5	0.48

表3 Ogden超弹性本构模型参数

Tab.3 Parameters of the Ogden hyperelastic constitutive Model

参数	μ_1	μ_2	μ_3	α_1	α_2	α_3	D_1	D_2	D_3
值	36.27	8.58	-38.4	0.08	8.04	-0.69	0	0	0

于表示体积变化。

仿真的初始分析步分别定义了前夹板和后夹板与密封盘的接触属性:切向无摩擦,法向硬接触,不允许分离。采用动态隐式分析步对密封盘与管道之间的接触行为进行仿真,分析步时间为1s,接触属性定义为切向罚函数,摩擦因数 μ 分别为0.4、0.6、0.8。固定夹板和密封盘左侧的径向移动,对后夹板施加轴向位移85mm,固定管道的轴向和径向(图1)。

2 接触应力拆解拟合

在后处理模块中提取了选中节点的接触压力,如图3所示。图3a和图3b分别为直板和皮碗选中节点的接触压力 p 随运行距离 s 的变化,从中可以看出,直板在平滑的管道表面运行时(节点4,运行距离为10~40mm),接触节点压力大于皮碗(节点1,运行距离为25~55mm)的压力,约为皮碗的2倍。在经过管道缺陷($h=3.5\text{ mm}$)时,弹性体材料碰撞管壁,发生了不同程度的振动。相比于皮碗,直板密封盘接触点的最大动应力幅值更大,振动次数更多,接触节点周边区域也产生振动。在经过管道缺陷后,接触节点压力平稳增大,表明振动停止,并在弹性形变下沿管壁运动,最终的接触压力云图见图3c和图3d。

为进一步了解密封盘在缺陷处的振动行为,对振动特征更为明显的直板节点4进行拆解分析,如图4所示。由图4a可知,整体接触压力呈振荡衰减的趋势,最终接触压力趋近于1MPa。在振动前期(运行距离为64~65mm)出现了间距很近的多个尖峰,结合仿真云图(图5)可以合理解释这些尖峰的出现。根据密封盘的振动行为演化过程,可以近似将振动前期分为撞击峰、形变峰和近弹性峰(图4b)。密封盘接触点在脱离平滑表面后,由于直板整体的运行动能和弹性形变,率先撞击管道缺陷的后表面,此时接触压力达到最大值,远远超过了平滑表面的接触压力,大约是平滑

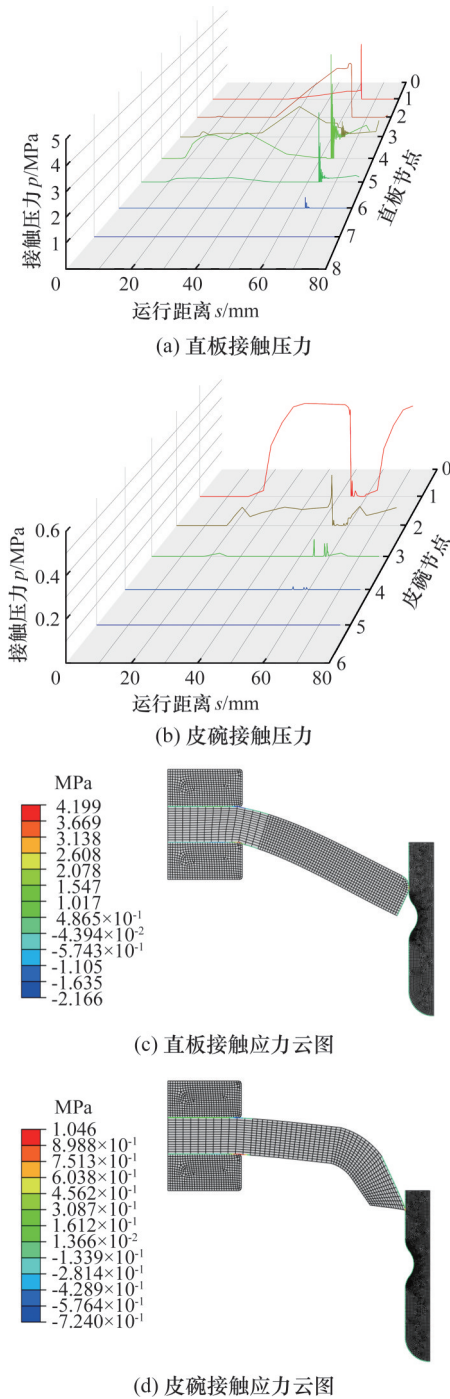


图3 密封盘在 $\mu=0.4$ 、 $h=3.5$ mm条件下的接触压力云图
Fig.3 Contact pressure result contour of the sealing disc under the condition of $\mu=0.4$, $h=3.5$ mm

表面的2~2.5倍。之后在夹板和接触点之间的密封盘发生弹性变形,形变最大位置在靠近前夹板处向接触点移动,引起第二个尖峰,数值略低于碰撞峰。形变后,密封盘与管壁的接触区域应力传导和材料的弹性形成第三个尖峰,由于碰撞和形变的影响,表现为近弹性峰。之后接触点完全脱离管壁,接触压力降为零。以上行为过程重复三次,后两次的最大动应力幅值逐渐减小,特别是碰撞峰和形变峰,逐渐衰减至1 MPa,此时表明不再

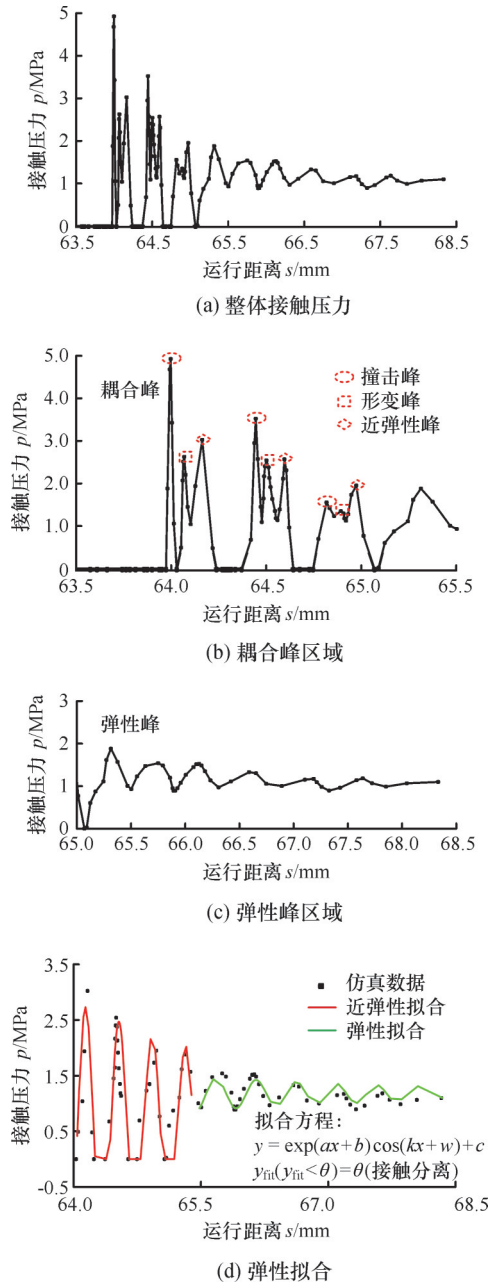


图4 直板在 $\mu=0.4$ 、 $h=3.5$ mm条件下经过管道缺陷时的接触压力振动拆解及拟合

Fig.4 Contact pressure vibration decomposition and fitting of the flat plate passing through pipeline defects under $\mu=4$, $h=3.5$ mm conditions

发生碰撞形变分离。之后完全由接触点材料的弹性性能主导(图4c)。考虑到碰撞、形变和弹性耦合的复杂性,将碰撞峰和形变峰去除,仅考虑材料的弹性,通过对接压力的拟合可以量化由于材料弹性引起的振动特性。使用MATLAB软件对近弹性和弹性行为进行拟合,拟合函数和结果如图4d所示。拟合函数中, y 为接触压力, x 为运行距离, a 、 b 分别为衰减系数和最大动应力幅值, k 、 w 分别为振动频率和振动相位, c 为接触压力偏置项。可以看出弹性区域的拟合相较于近弹性区域

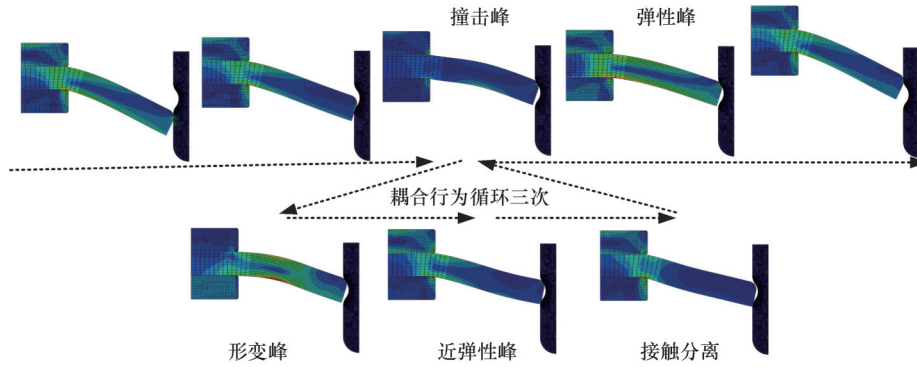


图5 直板在 $\mu=4, h=3.5\text{ mm}$ 条件下经过管道缺陷时的振动行为演化过程

Fig.5 Evolution of vibration behavior for the flat plate passing through pipeline defects under $\mu=4, h=3.5\text{ mm}$ conditions

具有更好的拟合效果。这归因于两个方面,首先碰撞和形变对弹性的影响在近弹性曲线中无法消除,表现为一种耦合峰的形式;另外在接触点与管壁分离过程中,接触压力均为零,因此对拟合曲线小于零的情况归零处理。

结合拟合方程,考虑不同管道缺陷深度的直板弹性区域拟合情况,相应的拟合参数如表4所示。随着管道缺陷深度减小,衰减系数(参数 a)增大,这是由过管道缺陷时接触界面未分离,切向存在摩擦阻尼引起的;最大动应力幅值(参数 b)减小,频率(参数 k)基本不变,说明参数 k 是密封盘材料的本征振动频率。此外,统计了不同缺陷深度条件下单次经过管道缺陷时的峰谷数,作为接触点振动次数的表征参数。

3 不同工况下的振动特性分析

不同管道缺陷深度对接触点(直板节点4、皮

表4 直板经过不同管道缺陷深度的弹性拟合参数

Tab.4 Elastic fitting parameters of the flat plate traversing pipeline defects with varying depths

管道缺陷深度 h/mm	a	b	k	w	c	拟合优度 R^2	峰谷数
3.5	-0.3100	21.1	13.3	0	1.1769	0.639	15
3.0	-0.3356	19.0	13.1	-0.2510	1.1222	0.776	8
2.5	-0.3421	19.1	13.2	-1.9203	1.2876	0.849	7

碗节点1)接触压力的影响如图6所示,可以看出皮碗振动次数和最大动应力幅值与直板相比都小很多。随着管道缺陷深度减小,直板和皮碗在接触点和周围区域(直板节点3、5,皮碗节点2、3)的振动次数均有所减少,表现为峰谷数的减少;直板接触点的最大动应力幅值减小,但皮碗接触点的最大动应力幅值增大;二者的接触点振动在管道缺陷处均呈现指数衰减形式。

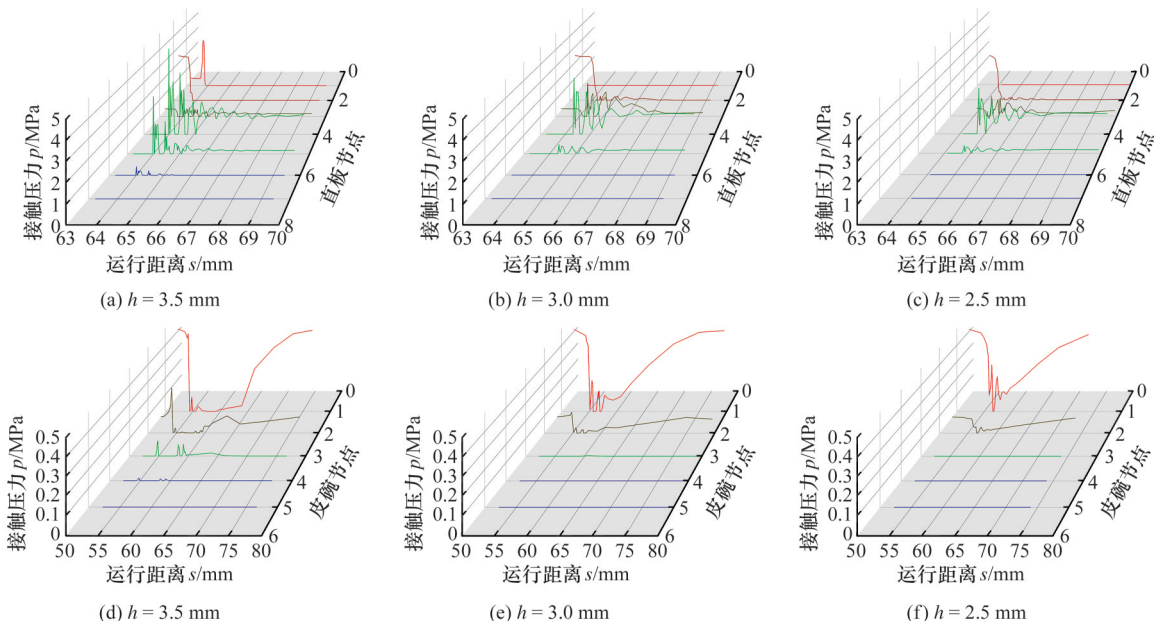


图6 管道缺陷深度对密封盘接触振动影响($\mu=0.4$)

Fig.6 Influence of pipeline defect depth on contact vibration of the sealing disc ($\mu=0.4$)

管道内壁接触界面情况复杂,摩擦因数并不是一个定值。摩擦因数对直板接触点的影响如图7所示,可以看出,随着摩擦因数的增大,两种密封盘振动发生的位置逐渐滞后,直板更为明显,滞后率约为单位摩擦因数滞后2.5 mm。两种

密封盘接触点的最大动应力幅值和振动次数变化不大,但接触点周围区域振动次数有所增加。直板节点5在 $\mu=0.6$ 和 $\mu=0.8$ 的振动次数接近,约为 $\mu=0.4$ 的两倍,最大动应力幅值基本不变。皮碗的节点3最大动应力幅值先增大后减小。

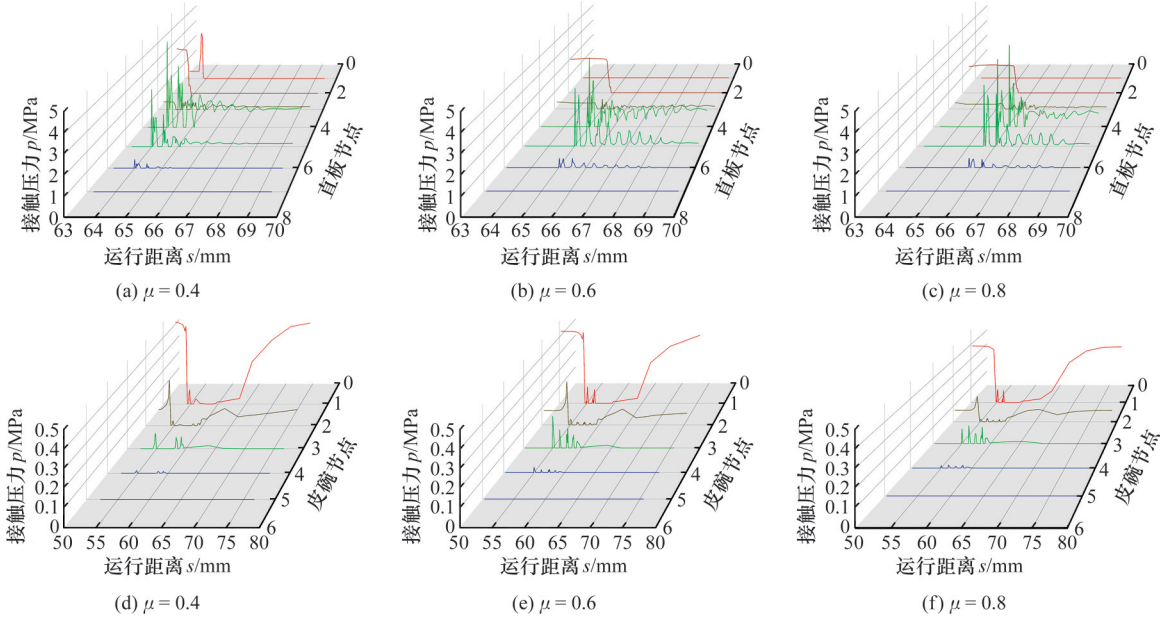


图7 摩擦因数对密封盘接触振动影响($h=3.5$ mm)

Fig.7 The influence of the friction coefficient on the contact vibration of the sealing disc($h=3.5$ mm)

4 振动疲劳仿真

使用FE-SAFE软件对两种密封盘经过管道缺陷时产生的疲劳振动进行仿真计算。采用类橡胶Endurica插件下的Plugin:Endurica;Bulk算法,以Thomas断裂力学理论作为橡胶疲劳损伤模型,定义公式如下:

$$\frac{dl}{dN} = r_c \left(\frac{T_{max}}{T_c} \right)^F \quad T_{max} \leq T_c$$

式中: l 为裂纹扩展长度; N 为循环次数; r_c 为基准裂纹扩展速率,设置值为0.001 mm/cycle; T_{max} 为最大撕裂能,表示单个循环中裂纹尖端承受的最大能量释放率; T_c 为临界撕裂能,表示材料抵抗裂纹扩展的阈值能量,设置值为18.6 kJ/m²; F 为疲劳指数,反映裂纹扩展速率对撕裂能的敏感度,设置值为2.21。

材料裂纹能量释放率 G 定义为

$$G = - \frac{d(U - V)}{dA}$$

式中: U 为材料裂纹生长过程中释放的弹性应变能; V 为材料裂纹生长过程中外界所做的功; A 为材料裂纹面积。

小尺寸材料裂纹释放率 G 表示为

$$G = KWl$$

式中: K 为量纲一比例常数; W 为橡胶超弹本构模型的应变能密度函数。

疲劳寿命^[14]定义为

$$N_f = \int_{c_0}^{c_f} \frac{1}{r(G(c))} dc$$

式中: N_f 为重复经过管道缺陷的次数,作为表示疲劳寿命的量度; c_0 为初始材料裂纹尺寸,设置为0.1 mm; c_f 为最终材料裂纹尺寸,设置为5 mm; r 为材料裂纹生长速率,是材料裂纹能量释放率 G 的函数。

图8a和图8b为直板和皮碗在 $\mu=0.4$ 、 $h=3.5$ mm条件下的疲劳寿命分布云图。可以看出,两种密封盘的疲劳发生位置均在前后夹板边缘(位置A、C)和与管壁的接触区域(位置B),这与实际密封盘发生疲劳的位置一致(图9)。皮碗最小疲劳寿命($N_{min}=1.063 \times 10^8$)远高于直板($N_{min}=6.894 \times 10^5$),约为直板的154倍。另外直板密封盘的最小疲劳寿命出现在位置C,皮碗密封盘的最小疲劳寿命出现在位置B。根据不同摩擦因数和管道缺陷深度的疲劳脆弱点变化图谱(图8c、图8d),不同工况下的疲劳脆弱点图谱形状变化不大,这表明决定疲劳发生位置的最主要因素是密封盘的结构。此外,密封盘三个位置的疲劳寿命随摩擦因数的增大而减小,管道缺陷深度的减小对不同位置的疲劳寿命影响不同。如直板位置A的疲劳寿命随深度的减小先增大后减小,位置B和C的疲劳寿命随深度的减小而增大。这与管道缺陷深度变化后,密封盘的接触行为(分离、接

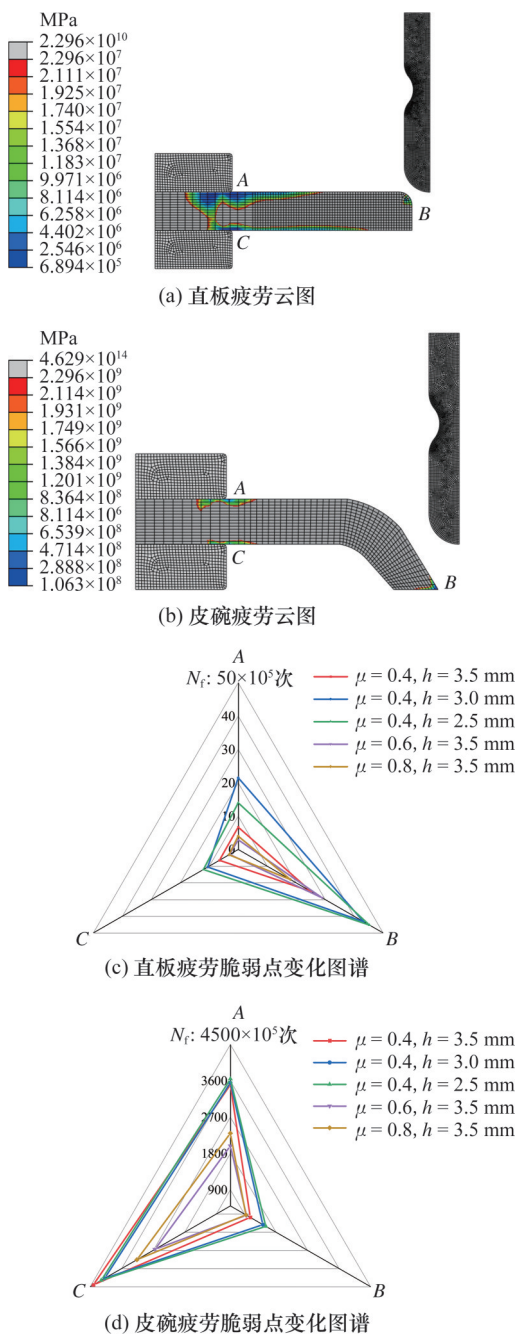


图8 密封盘疲劳寿命及疲劳脆弱点

Fig.8 Fatigue life and weak point of sealing disc

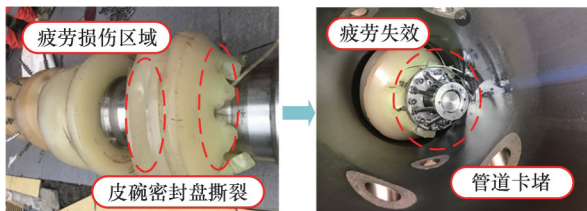


图9 密封盘在管道内的运行失效

Fig.9 The sealing disc failed to operate inside the pipeline

触、过盈)相应发生变化有关(图10)。当 $h=3.0\text{ mm}$ 和 $h=2.5\text{ mm}$ 时,密封盘的接触点会在管道缺陷中部先接触,由于摩擦力阻尼作用和较短的弹性形变距离,减少了振动的发生,所以A、B、

C三个位置的寿命相比 $h=3.5\text{ mm}$ 时都增大。不同的是,在 $h=3.0\text{ mm}$ 状态下,碰撞过后,密封盘与管壁还发生了接触分离,而 $h=2.5\text{ mm}$ 接触未分离。由于 $h=3.0\text{ mm}$ 和 $h=2.5\text{ mm}$ 的初始弹性形变能是一致的(进入管道缺陷前),接触分离($h=3.0\text{ mm}$)表明整个直板的一部分弹性形变能转移到了B位置,B位置更易发生振动,所以 $h=3.0\text{ mm}$ 要比 $h=2.5\text{ mm}$ 情况下B位置的寿命略小(图8c B位置蓝线)。在接触未分离($h=2.5\text{ mm}$)的情况下,大变形拉伸位置A会承担更多的弹性形变能,因此 $h=2.5\text{ mm}$ 状态下的A位置更易发生振动疲劳,相应地, $h=2.5\text{ mm}$ 比 $h=3.0\text{ mm}$ 状态下在A位置的寿命更小(图8c A位置绿线)。

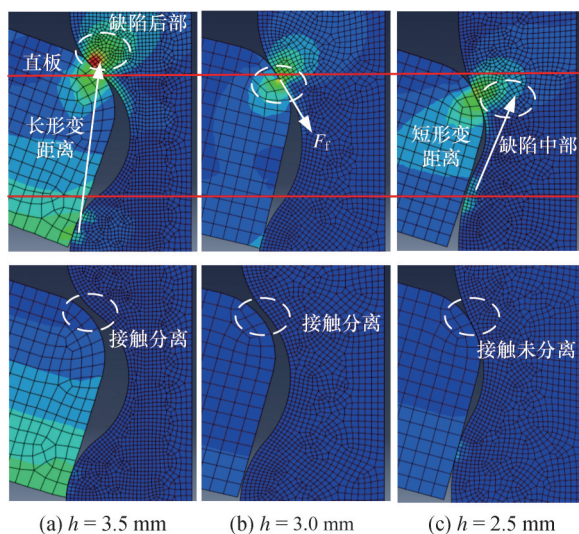


图10 直板密封盘位置B在不同缺陷深度下的接触状态

Fig.10 Contact states at position B of the flat-plate sealing disc under varying defect depths

综合分析振动与最小疲劳寿命之间的关系可以得出,密封盘的最小疲劳寿命主要与经过管道缺陷时各节点的总振动次数(总峰谷数)相关,与最大动应力幅值关系较小,例如直板和皮碗的总振动次数(图6)在管道缺陷深度减小时减小,相应的最小疲劳寿命(图8c位置C、8d位置B红蓝绿线)在深度减小时增大。摩擦因数增大时(图6),直板的总振动次数先增大,在 $\mu=0.6$ 和 $\mu=0.8$ 时,振动次数接近,相应的直板最小疲劳寿命(图8c位置C红紫黄线)先减小,在 $\mu=0.6$ 和 $\mu=0.8$ 时接近;皮碗振动次数先增大后减小,最小疲劳寿命(图8d位置B红紫黄线)先减小后增大。但直板接触点的最大动应力幅值(图7)在摩擦因数增大时基本不变,最小疲劳寿命却在减小。

5 结论

本文选取了皮碗和直板两种密封盘、三种管道缺陷深度和三种摩擦因数,仿真分析了密封盘

经过管道缺陷时的振动疲劳失效问题,探讨了影响密封盘经过管道缺陷时接触压力振动衰减的相关因素,得到的结论如下:

1) 经过管道缺陷时,密封盘会经历碰撞、变形、近弹性、弹性4个阶段的循环过程,动应力振幅表现为指数衰减的函数形式,并且随着管道缺陷深度减小,衰减率增大,频率不变,最大动应力幅值减小。

2) 随着管道缺陷深度减小,总振动次数减少,直板最大动应力幅值减小,皮碗最大动应力幅值增大;随着摩擦因数增大,接触压力整体发生滞后,总振动次数增加,直板最大动应力幅值基本不变,皮碗最大动应力幅值先增大后减小。

3) 通过 Thomas 断裂力学理论得到了疲劳脆弱点变化图谱,疲劳脆弱点发生位置与实际工况吻合,最小疲劳寿命主要与总振动次数有关,与最大动应力幅值关系较小。总振动次数越多,疲劳寿命越小。

4) 皮碗的最小疲劳寿命远高于直板的最小疲劳寿命,约为154倍,直板更容易在夹板位置疲劳断裂,皮碗更容易在与管道的接触点位置发生疲劳,这与密封盘的结构设计有关。

参考文献:

[1] MOHD Z A B, MOHD F M Y, SHEIKH A Z B S S, et al. Modeling of the In-pipe Inspection Robot: a Comprehensive Review [J]. Ocean Engineering, 2020, 203:107206.

[2] 林俊明, 张开良, 林发炳, 等. 长输油气管道的无损检测 [J]. 无损检测, 2019, 41(9):44-47.
LIN Junming, ZHANG Kailiang, LIN Fabing, et al. Nondestructive Testing of Long-distance Oil and Gas Pipelines [J]. Nondestructive Testing, 2019, 41(9):44-47.

[3] 曹学文, 曹恒广, 赵湘阳, 等. 直板清管器与管壁间摩擦阻力的模拟研究 [J]. 石油机械, 2021, 49(5):138-46.
CAO Xuewen, CAO Hengguang, ZHAO Xiangyang, et al. Simulation Study on the Friction Resistance between Straight Plate PIG and Pipeline Wall [J]. Petroleum Machinery, 2021, 49(5):138-146.

[4] 赵海旭, 樊建春. 皮碗式海洋管道内检测器通过性分析 [J]. 石油机械, 2021, 49(3):78-83.
ZHAO Haixu, FAN Jianchun. Passability Analysis of Cup-type In-line Inspection Tool for Offshore Pipelines [J]. Petroleum Machinery, 2021, 49(3):78-83.

[5] LIU C, WEI Y G, CAO Y G, et al. Traveling Ability of Pipeline Inspection Gauge (PIG) in Elbow under Different Friction Coefficients by 3D FEM

[J]. Journal of Natural Gas Science and Engineering, 2020, 75:103134.

[6] 李华, 王珂, 王东, 等. 天然气管道清管器自激振动模型及影响规律 [J]. 油气储运, 2018, 37(10):1163-9.
LI Hua, WANG Ke, WANG Dong, et al. Self-excited Vibration Model and Influence Laws of Gas Pipeline PIGs [J]. Oil & Gas Storage and Transportation, 2018, 37(10):1163-1169.

[7] 任涛, 郑吉霖, 曾威, 等. 冲击载荷下含腐蚀缺陷的海底管道损伤分析 [J]. 石油机械, 2024, 52(9):67-73.
REN Tao, ZHENG Jilin, ZENG Wei, et al. Damage Analysis of Subsea Pipeline with Corrosion Defects under Impact Load [J]. Petroleum Machinery, 2024, 52(9):67-73.

[8] TAN G B, WANG D G, LIU S H, et al. Probing Tribological Properties of Waxy Oil in Pipeline Pigging with Fluorescence Technique [J]. Tribology International, 2014, 71:26-37.

[9] 刘猛, 刘文会, 温玉芬, 等. 国内埋地长输管道应力腐蚀开裂风险现状 [J]. 腐蚀与防护, 2022, 43(5):49-55.
LIU Meng, LIU Wenhui, WEN Yufen, et al. Current Status of Stress Corrosion Cracking Risk in Domestic Buried Long-distance Pipelines [J]. Corrosion and Protection, 2022, 43(5):49-55.

[10] 李睿, 郑健峰, 富宽, 等. 大口径管道投产前聚氨酯测径内检测器研制与应用 [J]. 油气储运, 2020, 39(6):638-44.
LI Rui, ZHENG Jianfeng, FU Kuan, et al. Development and Application of Polyurethane Diameter-measuring In-line Inspection Tool for Large-diameter Pipelines before Commissioning [J]. Oil & Gas Storage and Transportation, 2020, 39(6):638-644.

[11] ZHANG H, ZHANG S M, LIU S H, et al. Measurement and Analysis of Friction and Dynamic Characteristics of PIG's Sealing Disc Passing through Girth Weld in Oil and Gas Pipeline [J]. Measurement, 2015, 64:112-122.

[12] LIU C, CAO Y G, TIAN H J, et al. A Novel Method for Analyzing the Driving Force of the Bidirectional PIG Based on the Four-element Model [J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2021, 190:104314.

[13] WANG X Y, GUO Y B, ZHANG Z, et al. Study on the Dynamic Evolution of Friction and Wear of Polyurethane Material for Pipeline Inspection Gauge [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2024, 238(12):1570-1582. (下转第 2305 页)