

民机损伤液压软管性能监控及更换标准研究

贾宝惠^a, 马语蔚^b, 王玉鑫^a, 姚飞^b, 肖海建^c

(中国民航大学 a. 交通科学与工程学院; b. 航空工程学院; c. 安全科学与工程学院, 天津 300300)

摘要: 本文采用建立理论模型、实验验证以及仿真分析的方法, 分析了民机液压软管在含磨损缺陷时的力学性能变化规律以及失效情况, 得出了软管需要重点监控的损伤状态以及建议更换的磨损缺陷深度。基于流固耦合法, 在 ANSYS WORKBENCH 中进行复合管路有限元仿真分析, 探究了在不同流体压力下, 磨损缺陷深度、轴向长度对力学性能的影响, 给出了不同压力下管路最大总变形和最大等效应变的预测函数关系式, 并建立了损伤管路复合强度模型。由该模型可知, 管路在内壁未完全破损前不失效, 在磨损深度与壁厚比为 0.4 时, 其力学性能显著下降, 此时需重点监控或更换。

关键词: 液压软管; 复合强度; 磨损缺陷; 单一参数; 性能监控; 剩余强度

中图分类号: V267 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-5590(2025)01-0067-08

Research on the performance monitoring and replacement standard for damaged hydraulic hose of civil aircraft

JIA Baohui^a, MA Yuwei^b, WANG Yuxin^a, YAO Fei^b, XIAO Haijian^c

(a. College of Transportation Science and Engineering; b. College of Aeronautical Engineering; c. College of Safety Science and Engineering, CAUC, Tianjin 300300, China)

Abstract: Using the approach of theoretical model establishment, experimental verification and simulation analysis, the mechanical performance change rule and failure situation of the hydraulic hose of civil aircraft when containing wear defects are analyzed in this paper. The damage status of the hose that needs to be key monitored and the wear defect depth recommend for replacement are obtained. Based on the flow-solid coupling method, a finite element simulation analysis of composite pipeline was conducted in ANSYS WORKBENCH to explore the influence of wear defect depth and axial length on mechanical performance under different fluid pressures, the prediction function relationship of the maximum total deformation and maximum equivalent strain of pipelines under different pressures are given, and a composite strength model of damaged pipelines is established. According to the established model, the pipeline does not fail before the inner wall is completely damaged, and when the wear depth and wall thickness ratio is 0.4, its mechanical performance decrease significantly, when it needs to be key monitored or replaced.

Keywords: hydraulic hose; composite strength; wear defect; single parameter; performance monitoring; residual strength

在航空运营中, 航空液压管路系统作为飞机系统重要的组成部分之一, 由于可能出现的各种差错或质量缺陷等问题, 会导致飞机液压系统发生故障, 但这一问题尚未得到充分重视。因此, 研究并规范航空液压管路的设计、制造、安装、使用及维护对保障航空运营安全具有重要的现实意义。目前, 针对输流管路, 国内外学者已经开展了大量研究。文献[1]将传递矩阵法(TMM, transfer matrix method)运用在三维液体输送管

道的振动分析中。文献[2]结合飞机液压管路系统的发展趋势和振动控制技术的要求, 对目前液压管路系统的振动控制技术进行了详细的综述。文献[3]为解决深海水力采矿系统中提升管流导致振动失效的问题, 采用有限元法(FEM, finite element method)、能量法和哈密顿变分原理, 建立了多场耦合非线性振动模型。文献[4]研究了粘弹性管道中的粘性流体在多波模态下的流固耦合问题。文献[5]对断裂的液压管和破裂的液压

管进行了失效分析。文献[6]采用了有限元法、回归分析、正交测试方法和人工神经网络方法等若干方法,对被腐蚀的高强度输氢管道进行了一系列研究。文献[7]对输流管道流固耦合振动研究进行了详细的阐述,围绕该领域线性和非线性研究内容及进展进行了综述。文献[8]分别以直管、Z字型弯管以及典型机翼翼尖管路为分析对象,分析得到了由机翼变形产生的位移载荷对管路整体应力分布的影响规律。文献[9]结合管路的集中参数模型以及软管粘弹性模型,通过一种数学建模的方法来研究采用软管的液压伺服系统,分析了采用软管后对系统产生的影响。文献[10]研究了单一橡胶材料液压软管的超弹性本构模型和粘弹性本构模型,并结合简单直管的流固耦合模型,建立了考虑复合材料力学的液压软管流固耦合模型。

基于大量学者在输流管路方面的研究可以发现,针对含内管、增强层和外胶层的复合液压软管在损伤状态下的性能变化和更换标准的相关研究较少。考虑液压软管的实际使用场合,其长时间处于振动环境中且管路内壁会受到油液等杂质的冲刷,再加上管路扭转弯折等原因,将使其不耐磨的聚四氟乙烯(PTFE, polytetrafluoroethylene)内壁受到磨损。因此,本研究针对民机复合液压软管内壁建立含磨损缺陷的复合强度模型,通过基于 ANSYS WORKBENCH 的有限元仿真,分析了典型工况下的失效情况,得出了软管受损后的性能突变点以及可有效预防管路系统发生故障的更换建议。

1 内壁含磨损缺陷的复合强度数学模型

民机液压软管主要包括内管、增强层和外胶层 3 个部分,针对含磨损缺陷的复合管路内管内壁建立数学模型,计算其复合强度。

根据统一强度理论^[11],主应力的表达式为

$$F = \sigma_1 - \frac{\alpha}{1+b} (b\sigma_2 + \sigma_3) = \sigma_s, \quad \sigma_2 \leq \frac{\sigma_1 + \alpha\sigma_3}{1+\alpha} \quad (1)$$

$$F' = \frac{1}{1+b} (\sigma_1 + b\sigma_2) - \alpha\sigma_3 = \sigma_s, \quad \sigma_2 \geq \frac{\sigma_1 + \alpha\sigma_3}{1+\alpha} \quad (2)$$

式中: F 和 F' 分别表示在 $\sigma_2 \leq \frac{\sigma_1 + \alpha\sigma_3}{1+\alpha}$ 和 $\sigma_2 \geq \frac{\sigma_1 + \alpha\sigma_3}{1+\alpha}$

条件下的主应力,当 $\sigma_2 = \frac{\sigma_1 + \alpha\sigma_3}{1+\alpha}$ 时, $F = F'$; σ_1 、 σ_2 、 σ_3

为应力分量; σ_s 为材料的拉伸屈服极限; α 为拉压比; b 为反映中间主切应力以及相应面上的正应力对材料破坏的影响程度的参数,其计算公式为

$$\alpha = \frac{\sigma_s}{\sigma_c} \quad (3)$$

$$b = \frac{(1+\alpha)\tau - \sigma_s}{\sigma_s - \tau} \quad (4)$$

式中, σ_c 、 τ 分别为材料的压缩、剪切屈服极限。

基于双剪统一强度理论,厚壁圆筒屈服条件为

$$\frac{2+2b-\alpha bm}{2+2b} \sigma_\theta - \frac{\alpha bm+2\alpha}{2+2b} \sigma_r = \sigma_s \quad (5)$$

式中: m 为中间主应力系数; σ_θ 、 σ_r 分别为环向和径向应力分量。

图 1 为复合管路截面示意图,液压软管的内管半径为 r_1 ,聚四氟乙烯软管半径为 r_2 ,钢丝增强层半径为 r_3 ,外胶层半径为 r_4 。

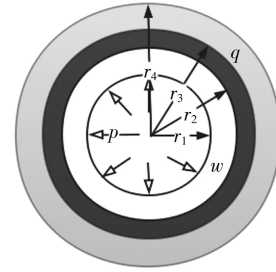


图 1 复合管路截面简化图

Fig.1 Simplified diagram of the composite pipeline cross-section

设液压软管所受流体内压为 p ,则管路内表面受到内压 p ;设聚四氟乙烯软管的外表面受压为 w 、外胶层仅在内表面受压且为 q ,则钢丝增强层内表面受压为 w 、外表面受压为 q 。

只考虑管路的内管及增强层时,内管的内、外表面分别受压为 p 、 w ,其截面示意图如图 2 所示。

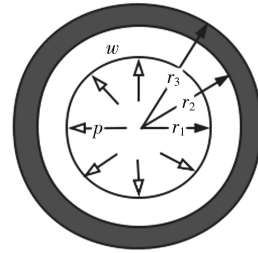


图 2 含内管和增强层的截面简化图

Fig.2 Simplified diagram of cross section with inner pipeline and reinforced layer

w 可表示为

$$w = p + \sigma_r|_{r=r_2} \quad (6)$$

式中, $\sigma_r|_{r=r_2}$ 为在内压 p 作用下内管在 $r = r_2$ 处的径向应力,其表达式为

$$\sigma_r|_{r=r_2} = \frac{r_1^2 (r_2^2 - r_3^2)}{r_2^2 (r_3^2 - r_1^2)} \quad (7)$$

为构建内表面含损伤管路复合强度模型, 首先需要计算只含增强层和外胶层的两层管路极限载荷, 因此考虑钢丝增强层及外胶层时, 只保留内表面对增强层的作用力, 则增强层内表面受压为 w 、外表面受压为 q , 其截面示意图如图 3 所示。其中, q 可表示为

$$q = w + \sigma_r|_{r=r_3} \quad (8)$$

式中, $\sigma_r|_{r=r_3}$ 表示外胶层 $r = r_3$ 处的径向应力, 由管路结构可知, 外胶层外表面 ($r = r_4$ 处) 不受压。

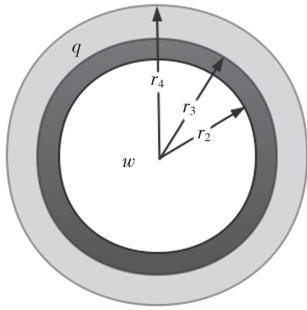


图 3 含增强层和外胶层的截面简化图

Fig.3 Simplified diagram of cross section with enhancement layer and outer adhesive layer

已知增强层拉伸屈服极限为 σ_{s1} , 外胶层拉伸屈服极限为 σ_{s2} , 厚壁圆筒边界条件^[12]可表示为

$$r = r_2 \quad (9)$$

$$\sigma_r|_{r=r_2} = -P \quad (10)$$

$$\sigma_s = \sigma_{s1} \quad (11)$$

结合式(5), 可得^[13]

$$\sigma_r = \left(-P - \frac{\sigma_{s1}}{1 - \alpha} \right) \left(\frac{r}{r_2} \right)^{\frac{2\alpha+2abm-2-2b}{2+2b-abm}} + \frac{\sigma_{s1}}{1 - \alpha} \quad (12)$$

式中, P 为厚壁圆筒的极限载荷。

当外边界条件为

$$\sigma_r|_{r=r_3} = -Q \quad (13)$$

则

$$P - Q = \left(-P - \frac{\sigma_{s1}}{1 - \alpha} \right) \left[\left(\frac{r_3}{r_2} \right)^{\frac{2\alpha+2abm-2-2b}{2+2b-abm}} - 1 \right] \quad (14)$$

式中, Q 为外胶层的极限载荷, 其表达式为

$$Q = \left(\frac{\sigma_{s2}}{1 - \alpha} \right) \left[\left(\frac{r_3}{r_4} \right)^{\frac{2\alpha+2abm-2-2b}{2+2b-abm}} - 1 \right] \quad (15)$$

由式(14)和式(15)可得^[14]

$$P = \left(\frac{\sigma_{s1}}{1 - \alpha} \right) \left[\left(\frac{r_2}{r_3} \right)^{\frac{2\alpha+2abm-2-2b}{2+2b-abm}} - 1 \right] + \left(\frac{r_2}{r_3} \right)^{\frac{2\alpha+2abm-2-2b}{2+2b-abm}} \times \frac{\sigma_{s2}}{1 - \alpha} \times$$

$$\left[\left(\frac{r_3}{r_4} \right)^{\frac{2\alpha+2abm-2-2b}{2+2b-abm}} - 1 \right] = p' + p'' \left(\frac{r_2}{r_3} \right)^{\frac{2\alpha+2abm-2-2b}{2+2b-abm}} \quad (16)$$

式中, p' 、 p'' 分别为该类双层组合管路每层的极限载荷。

根据 ASME B31G 2009 规范所给的含缺陷管路剩余强度^[15], 本文所构建模型的管路剩余强度 σ_p (MPa) 可表达为

$$\sigma_p = (\sigma_s + 68.95) \left[\frac{M(1-\varphi)}{1-\varphi} \right] \times \frac{1}{N} \quad (17)$$

式中: φ 为修正系数; $\varphi = 0.85 \frac{a}{t}$, a 为缺陷深度 (mm), t 为管路壁厚 (mm); N 为安全系数, 一般取 2; M 为膨胀系数, 可表示为

$$M = \begin{cases} \left(1 + \frac{0.6275L^2}{Dt} - \frac{0.003375L^4}{D^2t^2} \right)^{0.5} \frac{L^2}{Dt} \leq 50 \\ 0.032 \frac{L^2}{Dt} + 3.3 & \frac{L^2}{Dt} \geq 50 \end{cases} \quad (18)$$

式中: $D = 2r_1$ 为管路内径 (mm); L 为缺陷长度 (mm)。

综上所述, 根据组合厚壁圆管理论, 内管壁含缺陷的 3 层不同材料复合管路的复合强度极限值 P_{cr} 可表示为

$$P_{cr} = P + \sigma_p \quad (19)$$

2 民机液压软管有限元模型建立与验证

2.1 有限元模型

图 4 为本文建立的复合管路有限元模型, 模型包括内管、增强层以及外胶层, 共 3 层。其中内管材料为聚四氟乙烯, 管路内径为 8 mm, 外层为橡胶层, 外径为 16 mm。图 5 为模型的横截面模型, 表 1 为聚四氟乙烯内管材料参数。

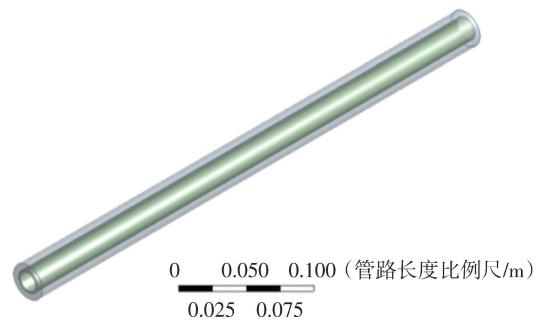


图 4 管路有限元模型

Fig.4 Finite element model of pipeline

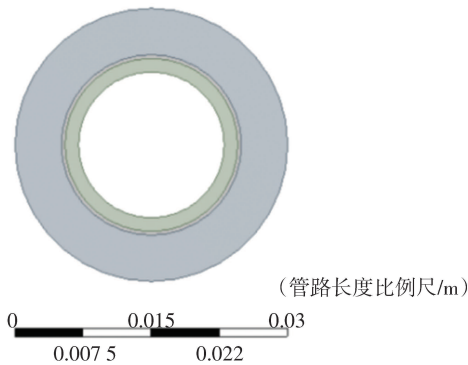


图5 管路有限元模型横截面

Fig.5 Cross section of finite element model of pipeline

表1 聚四氟乙烯内管材料参数

Tab.1 Material parameters of PTFE inner pipeline

杨氏模量/Pa	泊松比	密度/(kg·m ⁻³)
280 000 000	0.4	2 200

在 ANSYS WORKBENCH 中的 modal 模块中对复合管路进行干模态分析,由此可以得到复合管路的模态和振型,图 6 为管路的前两阶振型,由图 6 可知,前两阶固有频率分别为 723.63 Hz 和 723.65 Hz。

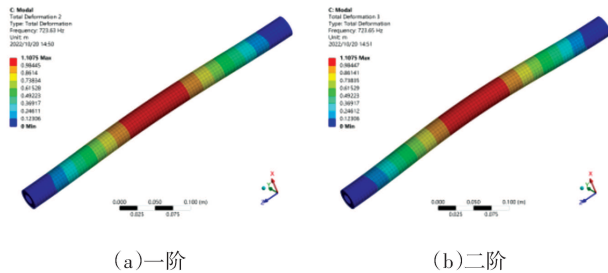


图6 管路干模态前两阶振型

Fig.6 The first two vibration modes in the dry mode of the pipeline

2.2 实验方案

取一段长为 0.457 m 的液压软管^[6],对此管路进行模态敲击实验。将管路两端进行固支约束,并在管路外壁安装一个加速度传感器,传感器的另一端连接在信号采集器上,管路实验方案如图 7 所示。

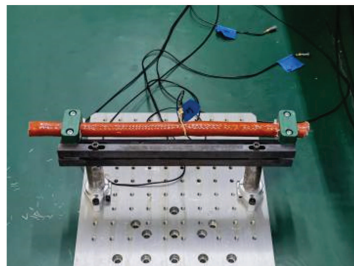


图7 管路实验安装方案

Fig.7 Installation scheme of pipeline experiment

用力锤对管路进行敲击,采集频响函数,在控制仪界面就可以得到其固有频率,如图 8 所示。

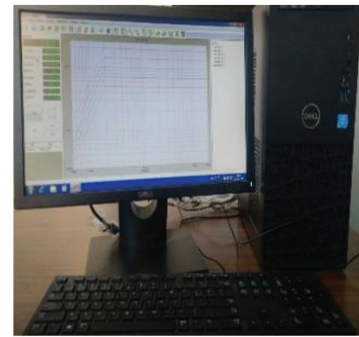


图8 控制仪界面

Fig.8 Interface of controller

取 3 次模态敲击的实验结果与有限元仿真分析结果进行对比,计算前两阶固有频率仿真值和实验值的误差,误差结果如表 2 所示。

表2 仿真值和实验值误差

Tab.2 Error between simulated and experimental values

阶数	频率/Hz		相对误差/%
	实验值	仿真值	
1 阶	766.602	723.630	5.61
	776.367		6.79
	732.422		1.20
2 阶	830.078	723.650	12.82
	839.844		13.84
	805.664		10.18

由表 2 可知,第一阶和第二阶固有频率仿真值和实验值误差均小于 15%,即仿真结果与实验结果误差较小,在工程可接受范围之内,由此可以证明 3 层复合液压管路的建模及仿真方法的合理性。

2.3 磨损管路工况确定

本文对于磨损管路的仿真分析增加了流体域,研究其在流固耦合作用下的管路性能变化情况。首先在 SOLIDWORK 中进行建模,再导入 ANAYS WORKBENCH 中,并生成流体域。

管路损伤工况如表 3 所示,对管路模型的相关参数进行改变,其中包括 4 种磨损缺陷深度(简称缺陷深度)和 3 种轴向长度,管路内压设置分别为 10.5 MPa 和 21.0 MPa,由此可得到共计 24 种磨损工况。在仿真分析时,控制参数变化,得到其力学性能变化规律。

表3 不同磨损缺陷下的民机液压软管工况

Tab.3 Hydraulic hose condition of civil aircraft under different wear defects

缺陷深度与壁厚比	轴向长度/mm			缺陷深度与壁厚比	轴向长度/mm		
	10	30	50		10	30	50
0.1	√	√	√	0.3	√	√	√
0.2	√	√	√	0.4	√	√	√

3 基于 Fluent 的磨损管路力学分析

磨损尺寸按照表 3 所列工况进行设置, 对轴向长度分别为 10、30、50 mm 的软管磨损缺陷, 在 Fluent 中分别设置流体内压为 10.5 MPa 和 21.0 MPa, 进行仿真分析, 通过轴向长度的改变, 模拟缺陷扩展的情况。

3.1 内压 10.5 MPa 时复合软管力学性能变化

图 9 为流体内压为 10.5 MPa 时管路最大总变形情况, 图 10 为流体内压为 10.5 MPa 时不同缺陷深度与壁厚比情况下管身最大总变形的差值变化情况。从图 9 和图 10 可以看出, 随着缺陷扩展, 管路变形增大, 且在缺陷深度与壁厚比为 0.4 时, 相较于前一缺陷深度与壁厚比, 此状态下的总变形显著增大。对于 3 种轴向长度的复合软管, 在管路轴向长度为 30 mm, 缺陷深度与壁厚比为 0.4 时, 管身最大总变形变化最大, 相较于缺陷深度与壁厚比为 0.3 时, 增长 100.48%。当管路轴向长度为 10 mm 时, 缺陷深度与壁厚比在 0.3 以前时, 其变形变化低于 1%。而轴向长度为 50 mm 和 30 mm 含缺陷的复合软管, 在缺陷深度与壁厚比从 0.1 向 0.2 扩展

时, 变形变化在 10% 以内, 缺陷深度与壁厚比从 0.2 向 0.3 扩展时, 变形变化不明显。

综上可知, 在复合软管的轴向长度较小时, 缺陷深度的微小变化对于管路的变形影响能力很小, 而当缺陷在达到一定深度时, 管路变形显著增加; 当复合软管的轴向长度达到 30 mm 以上后, 微小的深度增加也会对管身变形产生较大的影响。

图 11 为在内压为 10.5 MPa 时管路最大等效应变变化曲线, 图 12 为不同缺陷深度与壁厚比情况下管身最大等效应变的差值变化情况。

从图 11 和图 12 可以看出, 随着缺陷扩展, 管路等效应变增大, 且在缺陷深度与壁厚比为 0.4 时, 相较于前一缺陷深度与壁厚比, 此状态下的等效应变显著增大。对于轴向长度为 10 mm 和 30 mm 的复合软管, 在缺陷深度发生微小变化时, 其等效应变变化不明显, 几乎为 0; 当轴向长度为 50 mm 时, 微小的缺陷深度变化会产生一定的影响。当缺陷深度与壁厚比为 0.4 时, 与总变形变化情况相同, 在轴向长度为 30 mm 时, 等效应变相较前一深度节点变化最明显, 高达 202.93%。

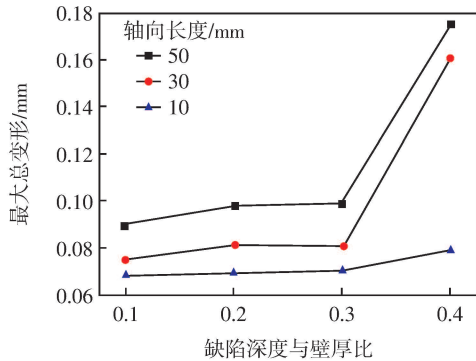


图 9 管路最大总变形变化曲线 (10.5 MPa)

Fig.9 Maximum total deformation change curve of the pipeline (10.5 MPa)

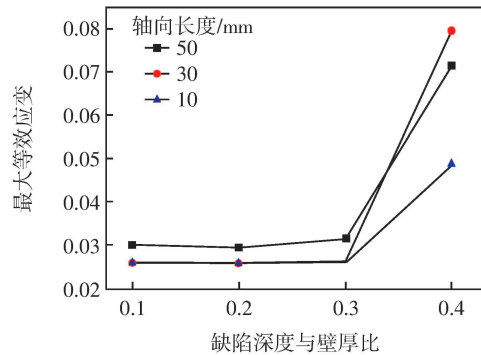


图 11 管路最大等效应变变化曲线 (10.5 MPa)

Fig.11 Change curve of maximum equivalent strain of the pipeline (10.5 MPa)

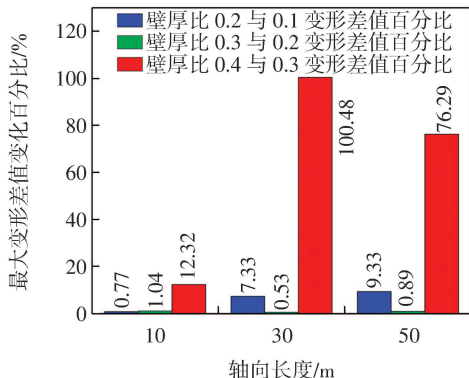


图 10 管路最大总变形差值变化 (10.5 MPa)

Fig.10 Change of the maximum total deformation difference of the pipeline (10.5 MPa)

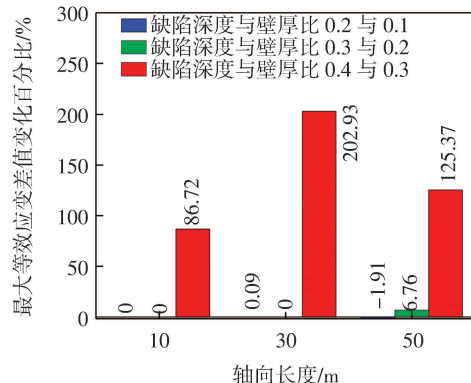


图 12 管路最大等效应变差值变化 (10.5 MPa)

Fig.12 Change of the maximum equivalent strain difference of the pipeline (10.5 MPa)

综上可知,等效应变变化与总变形变化趋势相同,在缺陷深度与壁厚比小于 0.4 时,随着复合软管轴向长度的增大,变化差值增大,即性能变化更明显,当深度比达到 0.4 时,管路性能会发生突变。

3.2 内压 21.0 MPa 时复合软管力学性能变化

图 13 为内压为 21.0 MPa 时管路最大总变形情况,图 14 为内压为 21.0 MPa 时不同缺陷深度与壁厚比情况下管身最大总变形的差值变化情况。其变化规律与流体压力为 10.5 MPa 时基本相同。

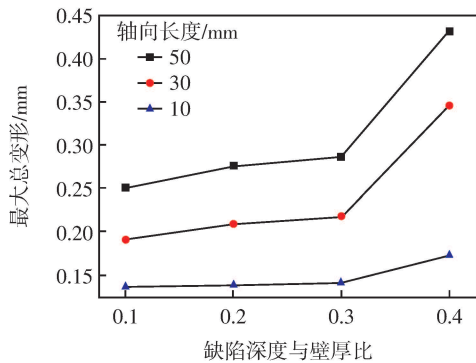


图 13 管路最大总变形变化曲线(21.0 MPa)

Fig.13 Change curve of maximum total deformation of the pipeline (21.0 MPa)

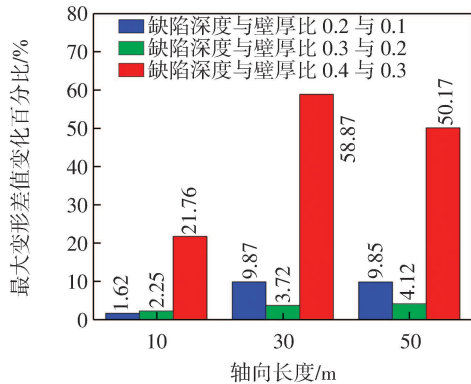


图 14 管路最大总变形差值变化情况(21.0 MPa)

Fig.14 Change of the maximum total deformation difference of the pipeline (21.0 MPa)

将复合软管在流体压力为 21.0 MPa 与 10.5 MPa 时的最大总变形值进行比较,分别计算轴向长度为 50、30、10 mm 含缺陷的管路在不同流体压力时的最大总变形比值 Y ,当流体压力比 $E = 2$ 时,可求得 Y/E 的比值如表 4 所示,并分别计算不同轴向长度时其 Y/E 比值的平均值。

由此可得

$$X_2 = \frac{P_2}{P_1} (0.925 + 0.0095L) X_1 \quad X_1 < X_2, P < P_2 \quad (20)$$

式中: X_1 、 X_2 为变形量(m); P_1 、 P_2 为流体压力(MPa)。

表 4 不同流体压力的最大总变形比值

Tab.4 Maximum total deformation ratio for different fluid pressures

轴向长度/mm	不同流体压力时的最大总变形比 Y	流体压力比 E	Y/E	比值平均值
50	2.804 718 803	2	1.402 359 401	1.38
	2.818 015 700		1.409 007 850	
	2.908 356 859		1.454 178 429	
	2.477 300 121		1.238 650 060	
30	2.534 343 850	2	1.267 171 925	1.25
	2.594 388 039		1.297 194 020	
	2.705 357 254		1.352 678 627	
	2.143 937 984		1.071 968 992	
10	1.991 427 197	2	0.995 713 598	1.03
	2.008 101 852		1.004 050 926	
	2.032 160 603		1.016 080 301	
	2.202 873 424		1.101 436 712	

因此,当已知复合软管在流体压力为 P_1 时的变形量,即可以预测在流体压力 P_2 时的变形量。

图 15 为内压为 21.0 MPa 时管路最大等效应变情况,图 16 为不同缺陷深度与壁厚比情况下管身最大等效应变的差值变化情况。其变化规律与流体压力为

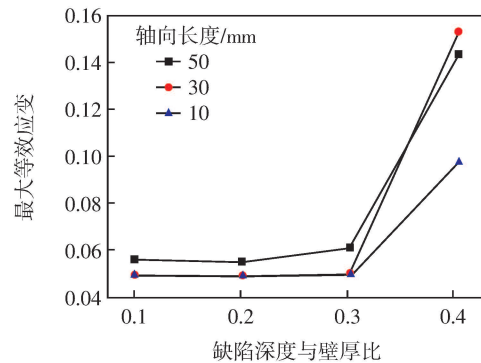


图 15 管路最大等效应变变化曲线(21.0 MPa)

Fig.15 Change curve of maximum equivalent strain of the pipeline (21.0 MPa)

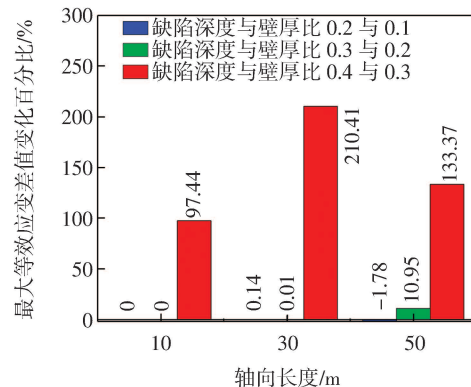


图 16 管路最大等效应变差值变化情况(21.0 MPa)

Fig.16 Change of the maximum equal strain difference of the pipeline (21.0 MPa)

10.5 MPa 时相同。

同理,将复合软管流体压力为 21.0 MPa 与 10.5 MPa 时的最大等效应变值进行比较,分别计算轴向长度为 50、30、10 mm 时含缺陷的复合管路在不同流体压力时的最大等效应变比值 W ,当流体压力比 E 为 2 时,可求得 W/E 的比值如表 5 所示,并分别计算不同轴向长度时其 W/E 比值的平均值。

表 5 不同流体压力的最大等效应变比值

Tab.5 Maximum equivalent strain ratio for different fluid pressures

轴向长度/mm	不同流体压力时的最大等效应变比 W	流体压力比 E	W/E	比值平均值
50	1.860 233 165	2	0.930 116 582	0.96
	1.862 568 177		0.931 284 089	
	1.935 730 054		0.967 865 027	
	2.004 505 765		1.002 252 883	
30	1.888 204 225	2	0.944 102 113	0.95
	1.889 148 058		0.944 574 029	
	1.889 105 579		0.944 552 790	
	1.935 748 548		0.967 874 274	
10	1.888 327 593	2	0.944 163 796	0.96
	1.888 251 052		0.944 125 526	
	1.888 285 047		0.944 142 524	
	1.996 679 579		0.998 339 790	

由此可得

$$W_2 = \frac{P_2}{P_1} \cdot 0.956\ 667 W_1 \quad W_1 < W_2, P < P_2 \quad (21)$$

式中, W_1 、 W_2 为等效应变大小。

因此,当已知复合软管在流体压力为 P_1 时的等效应变,即可以预测在流体压力为 P_2 时的等效应变。

4 磨损软管性能变化判断及预测

根据所建立的 3 层复合管路复合强度理论模型,结合仿真结果可知,选取轴向长度为 30 mm 含磨损缺陷的复合软管作为典型工况进行进一步的复合强度分析,并判断内部流体压力为 21.0 MPa 时的管路失效情况。

4.1 管路复合强度计算

对于 3 层液压软管,取 $b = 0$,相当于应用 Mohr-Coulomb 准则^[2]。由式(6)可得出增强层所受到的内压为 20.99 MPa,由式(8)可得出外胶层所受到的内压为 20.98 MPa,因此可求得组合厚壁圆筒的极限载荷为 812.39 MPa。

由式(17)可得出缺陷深度与壁厚比分别为 0.1、0.2、0.3、0.4 时均匀体积缺陷内壁的剩余强度分别为

44.05、40.75、37.21、33.75 MPa。

因此,由式(19)可以求得 4 种不同缺陷深度与壁厚比情况下液压软管的复合强度极限值分别为

$$P_{\alpha 1} = 812.39 + 44.05 = 856.44$$

$$P_{\alpha 2} = 812.39 + 40.75 = 853.14$$

$$P_{\alpha 3} = 812.39 + 37.21 = 849.60$$

$$P_{\alpha 4} = 812.39 + 33.75 = 846.14$$

由所建立的 3 层液压管路复合强度公式计算可知,当管路内壁的磨损加深,管路复合强度下降,其变化曲线如图 17 所示。

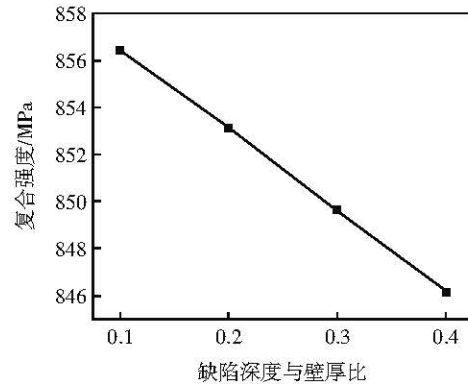


图 17 管路复合强度变化曲线

Fig.17 Change curve of pipeline composite strength

4.2 管路性能监控

由管路力学分析可得含损伤复合液压软管的最大总变形、最大等效应力以及最大等效应变。通过复合管路剩余强度的计算与管路变形时所承受的最大等效应力进行比较,可判断此时管路是否已经失效。

在本文实验中,当含缺陷的液压软管的轴向长度为 30 mm 时,复合液压软管轴向长度与管路总长比值为 0.065 6,在不同磨损缺陷深度与壁厚比情况下的最大等效应力情况如表 6 所示。

表 6 管路所受最大等效应力与复合强度计算值对比

Tab.6 Comparison between the pipeline stress and the calculated composite strength

缺陷深度与壁厚比	应力/MPa		
	最大等效应力	复合强度	差值
0.1	250.55	856.44	605.89
0.2	250.73	853.14	602.41
0.3	250.89	849.60	598.71
0.4	252.59	846.14	593.55

由表 6 可知,当含缺陷的复合液压软管轴向长度与管路总长比值为 0.065 6 且内管壁未破裂时,其管路的最大等效应力小于其复合强度,管路尚未发生失效。由此可知,含缺陷的复合液压软管轴向长度与管

路总长比值小于 0.065 6 且内管壁未破裂时,由于增强层和外胶层的保护,管路不发生失效。此外,当磨损深度与壁厚比为 0.4 时,所受最大等效力与复合强度差值显著减小。结合本文第 3 节的力学性能分析,此时管路性能退化明显,因此,当缺陷深度与壁厚比达到 0.3 以上时建议更换。

5 结语

本文采用建立理论模型、实验验证以及仿真分析的方法,分析了含内管、增强层和外胶层的民机液压软管在磨损状态下的性能变化,可得出以下结论。

(1)本文结合统一强度理论和 ASME B31G 规范建立 3 层含磨损缺陷复合管路的复合强度理论模型,并结合力学仿真分析,得出当含缺陷的复合液压软管其轴向长度与管路总长比值小于 0.065 6 且内管壁未破裂时,其管路不发生失效。

(2)控制单一参数变量时,即在含磨损缺陷的复合软管轴向长度一定或磨损缺陷深度一定时,管路的力学特性随缺陷扩展而下降,并且在缺陷深度与壁厚比为 0.4 时,管路力学性能发生显著变化,并可得出不同压力下管路最大总变形和最大等效应变的预测函数关系式。

(3)结合复合强度计算结果及仿真分析结果可知,在进行管路性能监控时,若内壁含有缺陷深度与壁厚比未达到 0.3 以上时,管路所受应力虽尚未达到复合强度极限值,但管路力学性能将发生显著下降,建议更换。

参考文献:

[1] DAI H L, WANG L, QIAN Q, et al. Vibration analysis of three-dimensional pipes conveying fluid with consideration of steady combined force by transfer matrix method[J]. Applied Mathematics and Computation, 2012, 219(5): 2453-2464.

[2] GAO P X, YU T, ZHANG Y L, et al. Vibration analysis and control technologies of hydraulic pipeline system in aircraft: a review[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2021, 34(4): 83-114.

[3] LIU J, ZENG L L, GUO X Q, et al. Multi-field coupling nonlinear vibration characteristics of hydraulic lifting pipe in deep-ocean mining[J]. Applied Ocean Research, 2022, 120: 103074.

[4] RUBINOW S I, KELLER J B. Wave propagation in a viscoelastic tube containing a viscous fluid[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1978, 88(1): 181.

[5] MEHMOOD Z, HAMEED A, JAVED A, et al. Analysis of premature failure of aircraft hydraulic pipes[J]. Engineering Failure Analysis, 2020, 109: 104356.

[6] ZHANG H, TIAN Z C. Failure analysis of corroded high-strength pipeline subject to hydrogen damage based on FEM and GA-BP neural network[J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2022, 47(7): 4741-4758.

[7] 张立翔, 黄文虎, TIJSELING A S. 输流管道流固耦合振动研究进展[J]. 水动力学研究与进展, 2000, 15(3): 366-379.

[8] 司梦贺. 机翼变形产生预应力作用下液压管路动力学特性研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2019.

[9] 赵宇, 权龙, 李银玉. 考虑软管粘弹性的液压伺服系统建模与仿真研究[J]. 流体传动与控制, 2005(3): 5-8.

[10] 马轩. 20T型挖掘机主泵排油液压软管耦合振动特性研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2021.

[11] 俞茂宏, 王宏波. 力学模型在强度理论研究中的意义及其发展[C]//中国力学学会力学史与方法论专业委员会. 兰州, 第三届全国力学史与方法论学术研讨会论文集. 2007: 182-189.

[12] 徐秉业, 刘信声. 应用弹塑性力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 1995.

[13] 赵均海, 朱倩, 张常光, 等. 基于统一强度理论的组合厚壁圆筒弹塑性统一解[J]. 固体力学学报, 2014, 35(1): 63-70.

[14] 赵均海, 张永强, 李建春, 等. 用统一强度理论和统一滑移线场理论求解某些塑性平面应变问题[J]. 机械工程学报, 1999, 35(6): 61-65.

[15] ASME. Manual for determining the remaining strength of corroded pipelines: B31G-2009[S]. New York: ASME, 2009.

[16] 国防科技工业委员会. 聚四氟乙烯软管组件规范: GJB2837-97[S]. 北京: 国防科技工业委员会, 1997.

(责任编辑:刘雅婷)