振打机构摆臂疲劳寿命仿真及可靠性分析

张博,赵刚,李元奎

(核工业理化工程研究院,天津 300180)

摘要:目的 针对振打机构关键部件摆臂,开展疲劳寿命及关键参数影响程度仿真分析,获得寿命分布及可 靠性数据,校核摆臂设计是否满足使用要求。方法 基于 S-N 曲线进行振打机构摆臂的寿命仿真,开展动力 学仿真与应力仿真,获得不同温度下摆臂最低寿命与管壁壁厚的关系。通过对关键寿命影响参数进行影响 程度仿真分析,获得寿命分布及可靠性数据。结果 当摆臂壁厚大于 1.77 mm 时,摆臂的平均寿命大于 144 万次,满足产品设计要求。疲劳寿命与弹性模量 E 负相关,与抗拉强度和表面加工系数正相关。可靠度 R 取 0.8 时,摆臂的可靠寿命约为 29 005 次;可靠度 R 取 0.9 时,摆臂的可靠寿命约为 11 891 次。结论 振打 机构摆臂壁厚需大于 1.77 mm,摆臂表面质量系数大于 0.827 3,材质抗拉强度大于 907.76 MPa,弹性模量 E 小于 2.041×10⁵ MPa。

关键词: 振打机构; 摆臂; S-N曲线; 疲劳仿真; 寿命分析; 可靠性 中图分类号: TL92+2 文献标识码: A 文章编号: 1672-9242(2023)03-0124-08 DOI: 10.7643/issn.1672-9242.2023.03.016

Fatigue Life Simulation and Reliability Analysis of Rapping Mechanism Swing Arm

ZHANG Bo, ZHAO Gang, LI Yuan-kui

(Nuclear Industry Physical and Chemical Engineering Research Institute, Tianjin 300180, China)

ABSTRACT: The work aims to conduct simulation analysis of the fatigue life and the effect degree of key parameters for the swing arm of the rapping mechanism to obtain life distribution and reliability data of the swing arm, so as to check whether the design of the swing arm meets the requirements of use. The life simulation of the swing arm of the rapping mechanism was carried out based on the S-N curve. Dynamic simulation and stress simulation were carried out to obtain the relationship between the minimum life and the wall thickness of the swing arm at different temperature. Through simulation analysis on the effect degree of key parameters of life, life distribution and reliability data were obtained. When the wall thickness of the swing arm was greater than 1.77 mm, the average life of the swing arm was more than 1.44 million times, which met the product design requirements. Fatigue life was negatively correlated with elastic modulus *E* and positively correlated with tensile strength and surface finish coefficient. When the reliability *R* was 0.8, the reliable life of the swing arm was about 29 005 times; when the reliability *R* was 0.9, the reliable life of the swing arm was about 11 891 times. The wall thickness of the swing arm of the rapping mechanism should be greater than 0.827 3, the tensile strength of the material should be greater than 907.76 MPa, and the elastic modulus *E* should be less than 2.041×10^5 MPa.

收稿日期: 2022-03-28; 修订日期: 2022-05-28

Received: 2022-03-28; Revised: 2022-05-28

作者简介:张博(1993—),男,硕士。

Biography: ZHANG Bo (1993-), Male, Master.

引文格式:张博,赵刚,李元奎. 振打机构摆臂疲劳寿命仿真及可靠性分析[J]. 装备环境工程, 2023, 20(3): 124-131.

ZHANG Bo, ZHAO Gang, LI Yuan-kui. Fatigue Life Simulation and Reliability Analysis of Rapping Mechanism Swing Arm[J]. Equipment Environmental Engineering, 2023, 20(3): 124-131.

KEY WORDS: rapping mechanism; swing arm; S-N curve; fatigue simulation; life analysis; reliability

振打机构摆臂作为反应器的重要组成部分,主要 作用于反应过程中粘附在工装上的物料,通过摆臂传 动电机制造的弹力于器件上,实现物料的高效收集。 反应器处于封闭的箱式内,检维修操作难以进行,振 打机构摆臂作为主要传动与受力部件,直接关系到设 备的稳定运行,对摆臂进行疲劳寿命仿真及可靠性分 析十分必要^[1-3]。

疲劳寿命分析可以为装置设计提供可靠性数据, 提高装置运行的稳定性,为装置设计定型奠定基础 [4-7]。游孟平等[8]对压缩机曲轴进行了动力学分析,获 得了连杆轴颈载荷谱,结合 Pairs 公式,计算得到了 剩余寿命。王启瑞^[9]对润滑杆关节轴承进行了仿真分 析和实验验证,基于杆端体 S-N曲线,计算了轴承疲 劳寿命, 仿真方法与实验结果相匹配, 并满足设计要 求。彭李想^[10]基于 S-N 曲线分析计算了轨道车辆转向 架构架焊缝上的应力集中和焊缝的疲劳损伤,根据疲 劳寿命改善技术有效提高了其抗疲劳能力。余建星等 ^[11]基于 S-N 曲线对浮力风力机张力腿进行了疲劳寿 命评估,结果表明,张力筋腱的寿命随预张力的增大 而减小,并以 5 MW Sea stars 式风力机平台为例,验 证了该方法的可行性。本文在疲劳寿命仿真的基础 上,对关键影响参数进行影响程度分析,并进行可靠 性分析,聚焦薄弱点提出改善建议。

振打机构属于运动机构,其受力情况复杂,受弹 簧弹性系数、压缩行程、机构质量等影响,因此在进 行疲劳仿真前,需对运动机构进行动力学仿真,依次 获得振打机构在各时刻下的应力,在此基础上进行振 打机构的疲劳仿真。疲劳寿命是通过 S-N 曲线法求解 而得,通过对振打机构的动力学仿真及应力仿真得到 零件的应力大小 S,通过查找零件的 S-N 曲线,计算 其相应的寿命循环数 N^[11-14]。通过对影响振打机构摆 臂疲劳寿命的关键参数进行影响程度仿真分析,获得 其寿命分布及其可靠寿命,校核振打机构的可靠性是 否满足要求。其流程如图 1 所示。



图 1 疲劳仿真及可靠性分析流程 Fig.1 Flow chart of fatigue simulation and reliability analysis

1 疲劳寿命仿真方法

1.1 振打机构模型

振打机构如图 2 所示,主要由机架、振打电机组 件、拨轮、摆臂、波纹管及弹簧等组成。振打电机的 工作原理如下:电机旋转带动拨轮旋转,拨动振打装 置中波纹管的后端板向后运动,从而后部的弹簧储 能,当电机拨轮旋转到另一端时,波纹管后端板和 拨轮脱离接触,其在弹簧作用线向工件方向快速运 动,带动摆臂也向工件运动,敲击工件或工装,形 成振打。根据工艺要求,反应器保持在一定温度下 运行,温度区间为常温至 500 ℃,振打机构保持周期 性运行。根据使用期限要求,振打机构摆臂设计寿命 为 1.44×10⁶次。



图 2 振打机构模型 Fig.2 Model of rapping mechanism

1.2 动力学仿真约束及载荷设置

在进行振打机构摆臂的疲劳仿真前,需进行动力 学仿真,以获得疲劳仿真所需的应力输入。本仿真试 验的动力学约束有铰链约束、棱柱约束、凸轮机构约 束、弹簧阻尼器和接触面约束。

在固定端和拨轮间设置铰链关节,模拟电机与拨轮的约束,并在源端设置转速以提供动力。在拨轮和波纹管后端面间设置凸轮--从动件 1 约束,使得波纹管后端面随着波纹的转动而移动。在波纹管后端板的后部与机架间设置弹簧--阻尼器 1 约束,设置弹簧弹性系数为 4 900 N/m,模拟储能弹簧作用,并在弹簧--阻尼器 1 的设置中设置弹簧作用方式为仅压缩。在波纹管后端板的前部与机架间设置弹簧--阻尼器 2 约束,设置弹簧弹性系数为 192.8 N/m,模拟波纹管作用,并在弹簧--阻尼器 2 的设置中设置弹簧作用方式

2023年3月

为双向。在摆臂堵头和工件间设置接触约束,模拟振 打接触表面。

1.3 疲劳模型设置

添加疲劳物理场,选取并添加应力寿命模型,准则选择逼近 S-N曲线,设置过渡应力、过渡寿命、持 久极限、持久寿命如图 3 所示。过渡应力为材料 S-N 曲线上所选取的应力,一般选取寿命为 1 000 次所对 应的应力作为过渡应力,过渡应力下的寿命即为材料 的过渡寿命。持久应力为材料的对称循环疲劳持久极 限,疲劳持久极限所对应的寿命循环数一般取 10⁷。 S-N曲线数据根据试验数据与资料查阅所得^[15-17]。



Fig.3 Setting of S-N curve

1.4 参数影响程度及寿命可靠性分析

本仿真试验使用对数正态分布对产品可靠性进行分析。寿命可靠性分析的前提是获得各寿命影响参数发生微小变异后的寿命改变量,从而计算其系数 *t_i*。因此,需选取对疲劳寿命有较大影响的参数作为 研究对象。对疲劳寿命有影响的参数主要为性能参 数,性能参数的变异系数取 0.05,影响参数均视为 正态分布^[18]。寿命影响参数的标准差为其变异系数 与均值的乘积,取 0.1 倍的参数标准差作为该参数的 变异值^[19-20]。

系数 $t_i = \Delta T_i / \Delta x_i$,其中 ΔT_i 为参数变异后寿命改变量, $\Delta x_i = 0.1 \sigma_{x_i}$,为变异值。通过研究分析,振打机构摆臂的主要参数有抗拉强度、弹性模量 E、表面加工系数,均为性能参数。各参数均值、标准差及其变异值见表 1。

2 仿真结果与讨论

2.1 动力学仿真结果

振打机构摆臂各时间点下的位移如图 4a—d 所示。摆臂从压缩极限位置到冲击工件再到回弹整个过

表 1 振打机构摆臂疲劳寿命影响参数 Tab.1 Effect parameters on fatigue life of swing arm

of rapping	, mechanism

	抗拉强度 $\sigma_{ m b}/{ m MPa}$	弹性模量 E/MPa	表面加工系 数 β ₁
参数平均值	827	2.05×10^{5}	0.75
变异系数	0.05	0.05	0.05
标准差	41.35	10 250	0.037 5
变异值	4.135	1 025	0.003 75

程的速度随时间的变化曲线如图 4e 所示, 位移随时间的变化曲线如图 4f 所示。由图 4 可知, 振打机构 摆臂振打进给时间约为 0.28 s, 冲击速度约为 3 m/s, 回弹速度约为 2.7 m/s。

振打机构各时间点下的应力云图如图 5 所示。由 图 5 可知,振打机构摆臂运动过程中的最大工作应力 为 559 MPa,位于摆臂前端部与摆臂堵头连接位置。 这是由于该处与振打作用位置十分接近,且杆体为空 心杆,其截面在此处急剧减小,引起应力集中。

2.2 振打机构疲劳仿真结果

疲劳仿真结果如图 6 所示。常温下摆臂的最低寿 命为 9.55×10⁵ 次载荷循环, 500 ℃环境温度下摆臂的 最低寿命为 1.58×10⁶ 次载荷循环,大于常温下的疲劳 寿命。这是由于高温环境下材料弹性模量变小,材料 更易发生变形,从而增强了材料的抗冲击能力。由于 摆臂并非时时处在 500 ℃高温环境,采用保守计算方 法,取常温下摆臂的疲劳寿命作为摆臂的疲劳寿命估 计值。

在对摆臂疲劳分析时,当选取最大应力为 482 MPa 时,疲劳寿命增加到 1.95×10⁶,满足 1.44×10⁶ 次工作循环的设计要求。若要使得摆臂内部应力由 559 MPa 降低到 482 MPa,壁厚应由原来的 1.5 mm 增大到 1.77 mm。当管壁壁厚选取为 3 mm 时,摆臂 内部应力降为 280 MPa,经仿真计算,摆臂为无限寿 命件。

2.3 参数影响程度仿真分析结果

依次对振打机构的各寿命影响参数添加表 1 中 的变异值,得到摆臂的疲劳寿命云图如图 7 所示。图 7 a 为抗拉强度 σ_b 正负变异后寿命云图,当抗拉强度 参数分别进行正负 0.1 的变异后,摆臂寿命分别为 976 787.3、926 616.4 次。图 7b 为表面加工系数 β_1 正负 变异后的寿命云图,当表面加工系数分别进行正负 0.1 的变异后,摆臂寿命分别为 975 438.7、927 897.5 次。图 7c 为弹性模量 *E* 正负变异后的寿命云图,当 弹性模量参数分别进行正负 0.1 的变异后,摆臂寿命 分别为 344 270.7 次及 1459 486 次。由此可见,弹性 模量的变异对摆臂寿命的影响最大。





Fig.4 Displacement of swing arm of rapping mechanism and movement speed and displacement of swing arm over time: a) initial position; b) compression limit position; c) impact workpiece position; d) position after rebound; e) movement speed of swing arm; f) movement displacement of swing arm



图 5 摆臂初始位置、极限位置、接触面及回弹位置应力云图

Fig.5 Stress pattern of swing arm at (a) initial position, (b) limit position, (c) contact surface and (d) rebound position







图 7 摆臂寿命影响参数抗拉强度、表面加工系数和弹性 模量影响程度仿真结果

Fig.7 Simulation results of effect parameters of swing arm life in terms of tensile strength (a), surface processing coefficient (b) and effect degree of elastic modulus (c) 变异值分别取正、负所得的寿命影响参数系数 t_i 的计算结果分别见表 2 与表 3。其中, t_{i-1} 为变异值 取正的系数计算结果, t_{i-2} 为变异值取负的系数计算 结果。可靠性参数的计算结果见表 4。

2.4 可靠性分析

本文对壁厚为 1.5 mm 的摆臂进行可靠性分析, 具体过程如下。

将摆臂的参数系数 t_i平均值代入式(1)和式(2):

$$\mu_T = t_0 + t_1 x_1 + t_2 x_2 + t_3 x_3 + \dots + t_n x_n \tag{1}$$

$$\sigma_T = \sqrt{(t_1 x_1)^2 + (t_2 x_2)^2 + \dots + (t_n x_n)^2}$$
(2)

式中: μ_T 为寿命均值; σ_T 为寿命标准差。解得常数 $t_0=1.027\times10^8$,标准差 $\sigma_T=5.587\times10^6$ 。当参数取中间值时,仿真所计算的寿命为产品的平均寿命,即 $\mu_T=9.515\times10^5$ 次循环。因此, μ_T,σ_T 可用式(3)和式(4)表示:

$$\mu_T = 1.027 \times 10^8 + 6\ 066.61\sigma_b - 544.01E +$$

$$6.34 \times 10^6 \beta_1$$
(3)

$$\sigma_T = \sqrt{\left(6\ 066.61\sigma_{\rm b}\right)^2 + \left(544.01E\right)^2 + \left(6.34 \times 10^6 \beta_{\rm l}\right)^2} \tag{4}$$

令 μ_T =1.44×10⁶,保持 σ_b 、 β_1 不变,解得 *E*=2.041× 10⁵ MPa;保持 *E*、 β_1 不变,解得 σ_b =907.76 MPa;保 持 σ_b 、*E*不变,解得 β_1 =0.827 3。

将 μ_T 、 σ_T 的值代入式(5)和式(6)。

$$\mu_{\lg T} = \lg \mu_T - \frac{1}{2} \lg \left(1 + \frac{\sigma_T^2}{\mu_T^2} \right)$$
(5)

$$\sigma_{\lg T}^{2} = \frac{1}{2} \lg \left(1 + \frac{\sigma_{T}^{2}}{\mu_{T}^{2}} \right)$$
(6)

计算得 μ_{lgT} = 5.203 4, σ_{lgT} = 0.880 3。

将 μ_{lgT} 、 σ_{lgT} 的值代人式可靠度方程,得到摆臂的可靠度函数,如式(7)所示。

$$R(T) = \Phi\left(-\frac{\lg T - 5.203 \, 4}{0.880 \, 3}\right) \tag{7}$$

绘制摆臂可靠度与疲劳寿命(*R-T*)关系曲线, 如图 8 所示。

从图 8 中可知,当寿命次数 *T*=1 440 000 时,可 靠度 *R* 值为 0.138 78;当 *R*=0.8 时,其寿命值约为 29 005 次;当 *R*=0.9 时,其寿命值约为 11 891 次。

2.5 实验验证

采用 2 mm 壁厚的摆臂进行振打实验验证,振打 次数超过 1.5×10⁶,摆臂仍可正常运行,这与仿真结 果相符合。

表 2 摆臂寿命影响参数系数计算结果(变异值取正)

Tab.2 Calculation results of parameter coefficients affecting swing arm life (the variation value is positive)					
参数名称	原寿命/次	现寿命/次	寿命改变量 ΔT_i /次	t_{i-1}	
抗拉强度	951 480.7	976 787.3	25 306.55	6 120.09	
弹性模量	951 480.7	344 270.7	-607 210	-592.40	
表面加工系数	951 480.7	975 438.7	23 958	6 388 801.09	

表 3 摆臂寿命影响参数系数计算结果(变异值取负)

Tab.3 Calculation results of parameter coefficients affecting swing arm life (the variation value is negative)						
参数名称	原寿命/次	现寿命/次	寿命改变量 ΔT_i /次	t_{i-2}		
抗拉强度	951 480.7	926 616.4	-24 864.3	6 013.13		
弹性模量	951 480.7	1 459 486	508 005.5	-495.62		
表面加工系数	951 480.7	927 897.5	-23 583.2	6 288 865.66		

表 4 摆臂可靠性参数计算结果

Tab 4	Calculation	results	of reliabili	itv n	arameters	of	swing	arm
140.4	Calculation	results	or remaonin	ity p	anameters	01	Swing	arm

参数名称	t_{i-1}	t_{i-2}	系数平均值 t _i	标准差 σ_i	$t_i \sigma_i$
抗拉强度	6 120.09	6 013.13	6 066.61	41.35	2.509×10 ⁵
弹性模量	-592.40	-495.62	-544.01	10 250	-5.576×10^{6}
表面加工系数	6 388 801.09	6 288 865.66	6.34×10 ⁶	0.037 5	2.377×10^{5}



图 8 摆臂可靠度寿命曲线 Fig.8 Reliability life curve of swing arm

3 结论

通过对振打机构进行疲劳仿真及寿命分析,获得 以下结论:

1)当摆臂壁厚取值>1.77 mm时,摆臂的平均寿 命大于144万次,满足产品设计要求。

2) 振打机构摆臂应力最大的位置位于摆臂与前 部堵头连接的位置,这是由于该处存在截面突变,且 靠近振打工作点,引起应力集中。

3)疲劳寿命与弹性模量 E 负相关,与抗拉强度 σ_b和表面加工系数 β₁正相关。

4)对于壁厚度为 1.5 mm 的摆臂,可靠度 R 取0.8 时,摆臂的可靠寿命约为 29 005 次;可靠度 R 取

0.9时,摆臂的可靠寿命约为11891次。

根据仿真分析结果,对振打机构摆臂提出以下改 进建议:

1)在不降低材质抗拉强度 σ_b 及表面质量系数 $β_1$ 的前提下,选取弹性模量 E 小于 2.041×10⁵ MPa 的材 质作为摆臂材质。

2)在不提高材质弹性模量 E 及不降低表面质量 系数 β_1 的前提下,选取抗拉强度 σ_b 大于 907.76 MPa 的材质作为摆臂材质。

3)提高摆臂及堵头的表面质量,改为精车表面 (β₁=0.9),使表面质量系数β₁大于 0.827 3,从而提 高疲劳寿命。

4) 使摆臂的壁厚不小于 1.77 mm, 减小摆臂所 承受的应力。

5)改进摆臂截面设计,使得堵头与摆臂连接处的截面缓慢变化,减少应力集中。

本文基于 S-N 曲线,针对振打机构摆臂开展疲劳 寿命仿真及关键参数影响程度仿真分析,获得结构、 材质、加工系数等参数与寿命的关系,为摆臂的设计 定型及制造加工提供数据支撑。本文为具有震动、弹 性等功能的机械加工件的仿真分析提供方法与思路, 针对关键参数进行疲劳寿命仿真分析,提出设计及加 工建议,保证产品的寿命达到要求。

参考文献:

[1] 赵刚,张博,李元奎.基于故障树分析的反应器振打机 构可靠性分析[J].工业仪表与自动化装置,2021(3): 71-74.

ZHAO Gang, ZHANG Bo, LI Yuan-kui. Reliability Analysis of Reactor Rapping Mechanism Based on Fault Tree Analysis[J]. Industrial Instrumentation & Automation, 2021(3): 71-74.

- [2] 张志平, 许忠政, 张玮钰, 等. 真空装置门体运动机构 的故障树分析[J]. 真空, 2019, 56(5): 34-39.
 ZHANG Zhi-ping, XU Zhong-zheng, ZHANG Wei-yu, et al. FTA Analysis of Motion Mechanism for Vacuum Equipment Automatic Door[J]. Vacuum, 2019, 56(5): 34-39.
- [3] GONG Zheng, WANG Jia-hao, GAO Xiang, et al. Preliminary Study and Selection of CFETR In-Vessel Component Tritium Dust Decontamination Method in Hot Cell[J]. Fusion Engineering and Design, 2020, 155: 111705.
- [4] 李贵杰, 胡鹏, 谢朝阳, 等. 基于力-热双应力加速试验 的橡胶减振结构寿命预测研究[J]. 装备环境工程, 2021, 18(12): 25-30.

LI Gui-jie, HU Peng, XIE Chao-yang, et al. Research on Life Prediction of Rubber Vibration Damping Structure Based on Mechanical-Thermal Double Stress Accelerated Test[J]. Equipment Environmental Engineering, 2021, 18(12): 25-30.

[5] 王强,王勇军,董江,等.油箱积水环境对油箱结构疲 劳安全寿命的影响研究[J].装备环境工程,2021,18(6): 107-114.

> WANG Qiang, WANG Yong-jun, DONG Jiang, et al. Influence of Tank Water Environment on the Fatigue Safety Life of Tank Structure[J]. Equipment Environmental Engineering, 2021, 18(6): 107-114.

[6] 李伟毅, 叶文华, 李佳璇, 等. 基于有限元的废金属破碎机关键件疲劳寿命分析[J]. 机械设计与制造工程, 2020, 49(11): 5-10.
LI Wei-yi, YE Wen-hua, LI Jia-xuan, et al. Analysis on the Fatigue Life of Key Parts of Scrap Metal Crusher

Based on Finite Element[J]. Machine Design and Manufacturing Engineering, 2020, 49(11): 5-10.

[7] 张玮钰,张黎源,张志平,等.基于温度循环失效机理的铝制金属密封圈疲劳寿命仿真[J].装备环境工程, 2021,18(2):120-127.

> ZHANG Wei-yu, ZHANG Li-yuan, ZHANG Zhi-ping, et al. Simulation on Fatigue Life of Aluminum Metal Sealing Ring Based on the Temperature Cycle Failure Mechanism[J]. Equipment Environmental Engineering, 2021, 18(2): 120-127.

- [8] 游孟平,李斌,谢春晖. 压缩机曲轴疲劳裂纹扩展及寿命研究[J]. 塑性工程学报, 2021, 28(11): 196-203.
 YOU Meng-ping, LI Bin, XIE Chun-hui. Study on Fatigue Crack Propagation and Life of Compressor Crankshaft[J]. Journal of Plasticity Engineering, 2021, 28(11): 196-203.
- [9] 王启瑞. 某型自润滑杆端关节轴承仿真分析[J]. 计算

机辅助工程, 2021, 30(3): 61-66.

WANG Qi-rui. Design and Simulation of a Self-Lubricating Rod End Spherical Plain Bearing[J]. Computer Aided Engineering, 2021, 30(3): 61-66.

[10] 彭李想. 基于主 S-N 曲线法的轨道车辆转向架构架焊 缝疲劳分析[J]. 现代制造技术与装备, 2021, 57(9): 102-106.

PENG Li-xiang. Weld Fatigue Analysis of Railway Vehicle's Bogie Frame Based on Master S-N Curve Method[J]. Modern Manufacturing Technology and Equipment, 2021, 57(9): 102-106.

 [11] 余建星,赵岩,余杨,等.基于 S-N 曲线和断裂力学的 浮式风力机张力腿疲劳评估[J].太阳能学报,2021, 42(9):250-255.

YU Jian-xing, ZHAO Yan, YU Yang, et al. Fatigue Assessment of Tethers of Fowt Based on *S-N* Curve and Fracture Mechanics[J]. Acta Energiae Solaris Sinica, 2021, 42(9): 250-255.

- [12] 黄庆文, 吴柏生, 廖德林. 基于修正 P-S-N 曲线的柔轮 寿命预测[J]. 机械传动, 2021, 45(11): 161-165.
 HUANG Qing-wen, WU Bai-sheng, LIAO De-lin. Life Prediction of Flexspline Based on the Modified P-S-N Curve[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2021, 45(11): 161-165.
- [13] 张拓,刘坤,何爱民,等. 基于动态剩余 S-N 曲线的 线性疲劳寿命预测模型[J]. 重庆大学学报, 2021, 22: 1-11.
 ZHANG Tuo, LIU Kun, HE Ai-min, et al. Linear Fatigue Life Prediction Model Based on Dynamic Residual S-N Curve[J]. Journal of Chongqing University, 2021, 22:
- [14] 许笛枫,姚卫星. 蜂窝夹芯结构疲劳寿命模型[J]. 机械强度, 2021, 43(2): 404-411.
 XU Di-feng, YAO Wei-xing. The Fatigue Life Model of Honeycomb Sandwich Structure[J]. Journal of Mechanical Strength, 2021, 43(2): 404-411.

1-11

[15] 李舜铭. 机械疲劳与可靠性设计[M]. 北京: 科学出版 社, 2006.

LI Shun-ming. Mechanical Fatigue and Reliability Design[M]. Beijing: Science Press, 2006.

- [16] 曾俊焘. 金属材料疲劳 S-N曲线测定的分析[J]. 冶金与 材料, 2019, 39(1): 184-185.
 ZENG Jun-tao. Analysis of Fatigue S-N Curve Measurement of Metal Materials[J]. Metallurgy and Materials, 2019, 39(1): 184-185.
- [17] 李向伟,方吉,赵尚超. 焊接结构主 S-N 曲线拟合方法 及软件开发[J]. 焊接学报, 2020, 41(1): 80-85.
 LI Xiang-wei, FANG Ji, ZHAO Shang-chao. Master S-N Curve Fitting Method of Welded Structure and Software Development[J]. Transactions of the China Welding Institution, 2020, 41(1): 80-85.

- [18] 曹文晖, 於孝春. 波纹管疲劳寿命可靠性分析[J]. 化工 自动化及仪表, 2010, 37(7): 56-58.
 βCAO Wen-hui, YU Xiao-chun. Study on the Reliability of Fatigue Life of Bellows[J]. Control and Instruments in Chemical Industry, 2010, 37(7): 56-58.
- [19] 孙文,任涛,康晓清,等. 链板零件 P-S-N 曲线的理论 研究及应用[J]. 机械传动, 2018, 42(5): 167-171.
 SUN Wen, REN Tao, KANG Xiao-qing, et al. Theoretical Study and Application of the P-S-N Curve of Chain Plate

Parts[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2018, 42(5): 167-171.

[20] 俞壮壮,孙振轩. 基于主 S-N 曲线法的 T 形接头疲劳评估和试验验证[J]. 计算机辅助工程, 2018, 27(2): 18-22.
YU Zhuang-zhuang, SUN Zhen-xuan. Fatigue Evaluation and Test Verification of T-Shape Joint Based on Master S-N Curve Method[J]. Computer Aided Engineering, 2018, 27(2): 18-22.

责任编辑:刘世忠