

DOI: 10.19322/j.cnki.issn.1006-4710.2017.01.019

鼓式制动器和轮式制动器的制动性能对比分析

席传鹏¹, 王 凯¹, 马雅茹², 李仲勋¹, 李露露¹

(1. 西安理工大学 机械与精密仪器工程学院, 陕西 西安 710048;

2. 西安东仪海博机电科技有限责任公司, 陕西 西安 710075)

摘要: 利用虚拟样机技术对重载汽车的轮式制动器和鼓式制动器展开了制动性能对比研究。首先计算出了两种制动器的促动力、制动扭矩等主要参数, 然后采用 ADAMS 软件对两种制动器的虚拟样机模型进行了仿真对比分析, 仿真结果表明两种制动器的制动扭矩与理论计算结果基本一致; 在相同的制动前提下, 鼓式制动器的制动扭矩大于轮式制动器, 两种制动器的制动效果基本一致; 轮式制动器在制动过程中比鼓式制动器更加平稳。

关键词: 重载汽车; 轮式制动器; 鼓式制动器; ADAMS; 对比分析

中图分类号: U463.5

文献标志码: A

文章编号: 1006-4710(2017)01-0102-05

Comparative analysis of braking performance of a kind of drum brake and wheel brake

XI Chuanpeng¹, WANG Kai¹, MA Yaru², LI Zhongxun¹, LI Lulu¹

(1. School of Mechanical and Precise Instrument Engineering, Xi'an University of Technology,

Xi'an 710048, China; 2. Xi'an Dongyi Haibo Electromechanical Technology Co Ltd, Xi'an 710075, China)

Abstract: The braking performance of a kind of heavy-duty vehicle drum brake and wheel brake is studied by using the virtual prototype technology. The actuation force and brake torque of two kinds of brakes are calculated. The virtual prototype model of two kinds of brakes is simulated by the ADAMS software. The obtained total braking torques are consistent with the results from the theory calculation. Through the simulation analysis it is found that under the same condition the braking torque of drum brake is greater than the wheel brake and that the braking effect of two kinds of brakes are the same. At the same time, the wheel brake in the braking process is more stable than drum brakes.

Key words: heavy-duty vehicle; wheel brake; drum brake; ADAMS; comparative analysis

鼓式制动器是重载汽车和大中型客车常见的制动装置。在目前的使用中, 鼓式制动器存在诸多缺陷, 例如封闭式结构不易散热、鼓裂伤人、安装修理步骤复杂、制动产生的热源离轮胎比较近, 容易产生爆胎等, 在使用中一直给人们带来诸多困扰。湖北某制动车桥有限公司推出一款创新型重载汽车轮式制动车桥^[1], 其关键部分是轮式制动器^[2], 轮式制动器参考传统的鼓式制动器, 将制动鼓改为制动轮^[3]。由原来的鼓式制动器制动蹄外张式制动改为制动蹄^[4]抱紧式制动, 并且轮式制动器制动时产生的热源离轮胎较远, 可有效避免因制动热引起的爆胎, 同

时抱紧式制动可有效杜绝鼓式制动器因鼓裂而产生的碎片伤人事故的发生。此外, 轮式制动器安装保养方便, 是一款可靠的制动器, 目前已开始装车使用。

近年来, 关于鼓式制动器的制动性能分析的文章十分丰富, 一汽集团的王宣峰等人利用试验的方式构建了鼓式制动器的摩擦模型, 验证了经典理论建立摩擦模型的正确性^[5]。王庭义教授等利用 ADAMS 对鼓式制动器制动过程进行了分析, 说明了 ADAMS 在制动器制动过程分析中的有效性^[6]。但目前缺少关于轮式制动器的制动性能和鼓式制动

收稿日期: 2016-06-20

基金项目: 陕西省教育厅重点实验室科学研究计划资助项目(16JS076)

作者简介: 席传鹏, 男, 硕士生, 研究方向为机械结构优化分析。E-mail: 892857494@qq.com

通讯作者: 王凯, 男, 博士, 副教授, 研究方向为机械系统诊断与测试。E-mail: 13659256807@163.com

器制动性能对比分析的文章。本文以轮式制动器和鼓式制动器为研究对象,利用虚拟样机技术软件ADAMS^[7-8]建立了鼓式制动器和轮式制动器的虚拟样机模型,从多体动力学角度对鼓式制动器和轮式制动器进行了制动性能的仿真对比分析。

1 鼓式制动器促动力及制动扭矩的计算

1.1 制动气室推杆力简化计算

鼓式制动器和轮式制动器均采用 0.6 MPa 的气压进行制动,可将推杆力简化为:

$$F = AP_c \quad (1)$$

式中, F 为推杆力, A 为气室面积, P_c 为气室压力。又因为轮式制动器车桥的推杆臂长 $L_1 = 100 \text{ mm}$,所以作用在联动轴上的转矩可简化为:

$$M = FL_1 \quad (2)$$

式中, M 为联动轴(轮式制动器)或者凸轮轴(鼓式制动器)上的转矩; F 为推杆力; L_1 为调整臂半径。

假设两种制动器的调整臂半径是相等的,计算得知 $F = 10\,000 \text{ N}$,所以 $M = 1\,000 \text{ Nm}$ 。

轮式制动器的促动力计算及制动扭矩的计算过程请参见文献[9]。经计算,单个轮式制动器的制动扭矩约为 $T_1 = 16\,900 \text{ Nm}$ 。

1.2 鼓式制动器促动力简化计算

$$F_{n1} = \frac{M}{r(1 + m\cos\eta/\cos\psi)} \quad (3)$$

$$F_{n2} = \frac{Mm\cos\alpha}{r(\cos\psi + m\cos\eta)} \quad (4)$$

式中, M 为凸轮轴上的转矩, r 为凸轮基圆半径, m 为从蹄促动力和领蹄促动力的比值, η 为领蹄对凸轮轴法向力的压力角, ψ 为从蹄对凸轮轴的法向压力角。

该型鼓式制动器凸轮轴上的转矩也是 M ,通过图 1 所示的凸轮和滚轮结构图及式(3)和(4)分析,可以推导出凸轮对制动蹄正压力 F_{n1} 约为: $F_{n1} = 33\,000 \text{ N}$, $F_{n2} = 28\,000 \text{ N}$,可近似认为鼓式制动器的促动力约为 $F_{n1} = 33\,000 \text{ N}$, $F_{n2} = 28\,000 \text{ N}$ 。

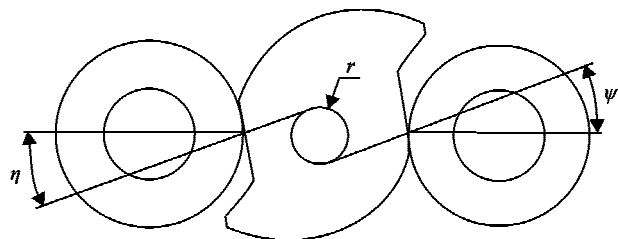


图 1 鼓式制动器促动力的计算简图
Fig.1 Calculation diagram of promotion force of drum brake

1.3 鼓式制动器制动扭矩简化计算

计算鼓式制动器的制动扭矩时,必须建立制动蹄上的张开力和制动力矩的关系。图 2 是鼓式制动器制动扭矩计算简图^[10]。对于一个自由度领蹄产生的制动力矩 $T_{\mu 1}$ 用式(5)计算。

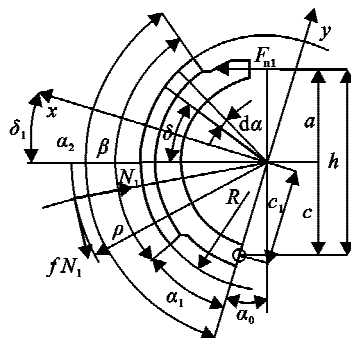


图 2 鼓式制动器制动扭矩计算简图
Fig.2 Calculation diagram of drum brake torque

$$T_{\mu 1} = fN_1\rho_1 \quad (5)$$

式中, N_1 为领蹄的法向合力, ρ_1 为 fN_1 的作用半径。

根据图 2 所示,领蹄的制动扭矩可表示为:

$$T_{\mu 1} = F_{n1}hf\rho/[c_1(\cos\delta_1 + f\sin\delta_1) - f\rho] \quad (6)$$

从蹄的制动扭矩为:

$$T_{\mu 2} = F_{n2}hf\rho/[c_1(\cos\delta_1 - f\sin\delta_1) + f\rho] \quad (7)$$

其中:

$$\rho = 4R(\cos\alpha_1 - \cos\alpha_2)/[(\cos 2\alpha_1 - \cos 2\alpha_2)^2 + (2\beta - \sin 2\alpha_2 + \sin 2\alpha_1)^2]^{1/2}$$

单个制动器的制动力矩 T_{μ} 为领从蹄制动扭矩的和:

$$T_{\mu} = T_{\mu 1} + T_{\mu 2} \quad (8)$$

经计算,单个鼓式制动器的制动扭矩为 $T_g = 18\,500 \text{ Nm}$ 。

2 两种制动器虚拟样机模型的建立

分别建立轮式制动器和鼓式制动器的虚拟样机模型,模拟将它们分别搭载在同一款重载汽车上,该重载汽车的参数均已知。以整车满载的状况经过转换计算,根据该车型的制动力分配比及车辆满载的重心高度等参数,将整车的制动惯量经过转换计算,可以得到单个制动轮或者制动鼓的转动惯量均为 $J=1\,239 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 。在 ADAMS 建立的虚拟样机模型中,保证两种制动器的回位弹簧刚度和阻尼一致。建立两种制动器的每片摩擦片分别单独与制动鼓或者制动轮建立含库伦摩擦力的接触,同时接触的每个参数按照每种制动器的实际状况设置,本文中两种制动器的接触参数一致,并将动摩擦系数均设定为 $\mu=0.35$ 。为了真实地模拟轮式制动器的制动状

况,在汽车以 65 km/h 的状况下紧急制动,为制动轮和制动鼓分别添加大小为 36 rad/s 的初始角速度(从制动底板方向看去,逆时针方向)。假设制动过程为持续制动,制动过程中摩擦系数保持不变,直至车辆停车。将促动力加载在两个制动蹄上,分别以 step(time,0,0,1, X)函数定义^[11],其中 X 为各制动蹄的促动力的数值。将仿真时间设定为 5 s,仿真步数设置为 500 步,进行仿真。仿真模型如图 3 和图 4 所示。

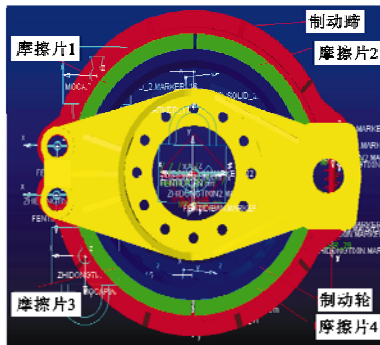


图 3 轮式制动器虚拟样机模型

Fig. 3 Virtual prototype model of wheel brake

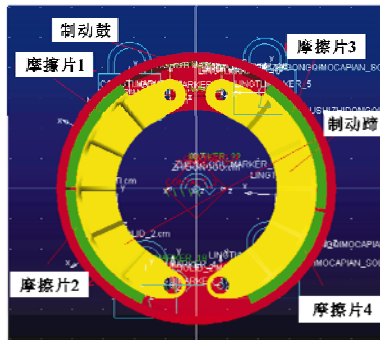


图 4 鼓式制动器虚拟样机模型

Fig. 4 Virtual prototype model of drum brake

3 两种制动器的制动性能对比分析

由图 5 可以得出,轮式制动器也属于领蹄式制动器,领蹄的增势效应是比较明显的,且四片摩擦片的制动扭矩数值大小为:

$$M_{L3} \approx 6\ 000\ \text{Nm}, M_{L4} \approx 5\ 500\ \text{Nm}$$

$$M_{L1} \approx 3\ 500\ \text{Nm}, M_{L2} \approx 2\ 500\ \text{Nm}$$

轮式制动器的单个制动器的总扭矩 T_L 约为:

$$T_L = 6\ 000\ \text{Nm} + 5\ 500\ \text{Nm} + 3\ 500\ \text{Nm} + 2\ 500\ \text{Nm} = 17\ 500\ \text{Nm}$$

由图 6 可知,鼓式制动器的领蹄的增势效应较为明显,且鼓式制动器单个摩擦片产生的最大扭矩大于轮式制动器的单个摩擦片产生的最大扭矩,鼓式制动器的 4 个摩擦片产生的制动扭矩数值大小为:

$$M_{G1} \approx 7\ 500\ \text{Nm}, M_{G2} \approx 5\ 500\ \text{Nm}$$

$$M_{G4} \approx 5\ 000\ \text{Nm}, M_{G3} \approx 1\ 000\ \text{Nm}$$

单个鼓式制动器的制动扭矩 T_G 约为:

$$T_G = 7\ 500\ \text{Nm} + 5\ 500\ \text{Nm} + 5\ 000\ \text{Nm} + 1\ 000\ \text{Nm} = 19\ 000\ \text{Nm}$$

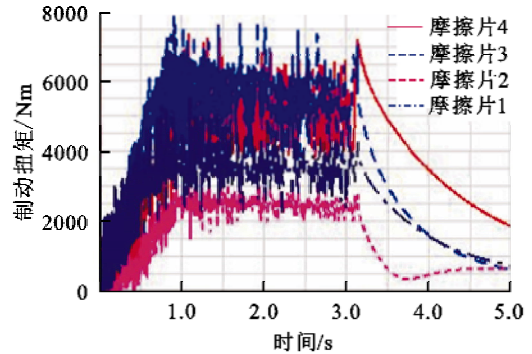


图 5 轮式制动器的各摩擦片制动扭矩

Fig. 5 Braking torque of each plate of wheel brake

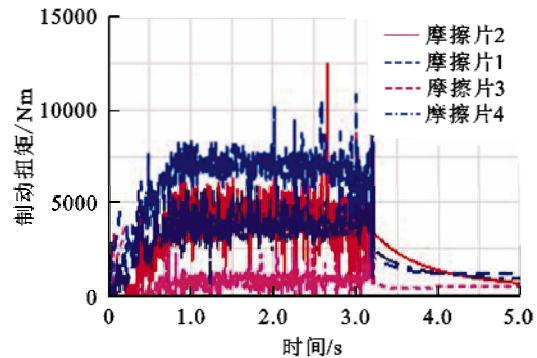


图 6 鼓式制动器的各摩擦片制动扭矩

Fig. 6 Braking torque of each plate of drum brake

鼓式制动器的制动扭矩大于轮式制动器的制动扭矩,且鼓式制动器单个摩擦片产生的最大扭矩 7 500 Nm 大于轮式制动器单个摩擦片产生的最大扭矩 6 000 Nm。由图 5 和图 6 对比分析可知,轮式制动器各摩擦片上产生的制动扭矩分配比鼓式制动器的制动扭矩分配更为均匀。两种制动器的制动扭矩的理论计算和仿真结果对比如表 1 所示。

表 1 两种制动器理论计算扭矩和仿真扭矩对比表
Tab. 1 Two kinds of brake theory calculation torque and simulation torque comparison table

项目	制动器类型	
	轮式制动器	鼓式制动器
制动扭矩计算值/Nm	16 900	18 500
制动扭矩仿真值/Nm	17 500	19 000
相对误差/%	4.7	2.7

两种不同的制动器,制动扭矩的计算值和仿真结果的误差分别为 4.7% 和 2.7%,两个误差都小于 5%,以此可以证明建立的两种制动器的虚拟样机模

型是正确的,利用虚拟样机技术对制动器制动过程进行仿真分析是可行的,且较为简便。

图 7 表明两种制动器的制动角速度均在 1 s 左右迅速下降,这是由于前述设置的促动力是以 step (time,0,0,1,X)(其中 X 表示各制动蹄的促动力)函数模拟,即表明在遇到紧急情况司机的反应时间和制动力上升时间约为 1 s。可以明显发现,两种制动器在相同的制动前提下制动效果基本一致,都在 3.1 s 左右角速度降为 0。

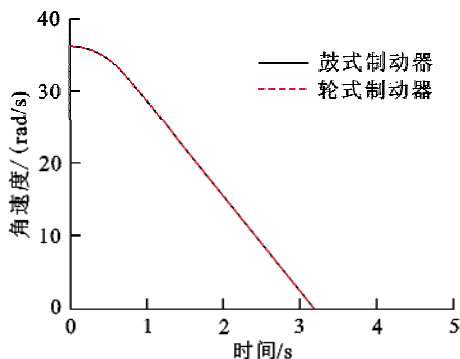


图 7 两种制动器角速度图

Fig. 7 Angular velocity diagram of the two kinds of brakes

由图 8 可以看出两种制动器的角加速度变化几乎一致,都呈现出先增长到最大值,然后在最大值附近保持稳定,制动结束降为 0。这说明鼓式制动器和轮式制动器的制动效果基本一致,且两种制动器的角加速度基本相等,约为 14.5 rad/s^2 。可以明显发现,鼓式制动器制动过程中比轮式制动器角加速度变化更为剧烈,说明鼓式制动器制动过程没有轮式制动器平稳,这可能是由于轮式制动器的摩擦片包角较大,制动过程比鼓式制动器平稳。

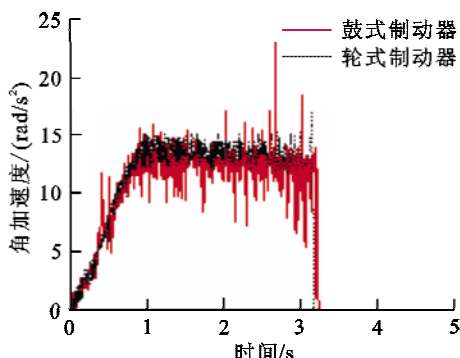


图 8 两种制动器角加速度绝对值图

Fig. 8 Angular acceleration diagram of the two kinds of brakes

为了验证这一结论,继续提取了两种制动器的领蹄和从蹄的制动角加速度,并对其快速傅里叶变换,得到两种制动器领蹄角加速度频谱图 9 和两种制动器从蹄角加速度频谱图 10。

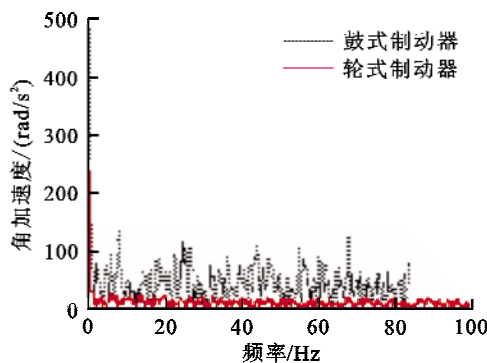


图 9 两种制动器领蹄角加速度频谱图

Fig. 9 Angular acceleration spectrum of two kinds of leading shoes

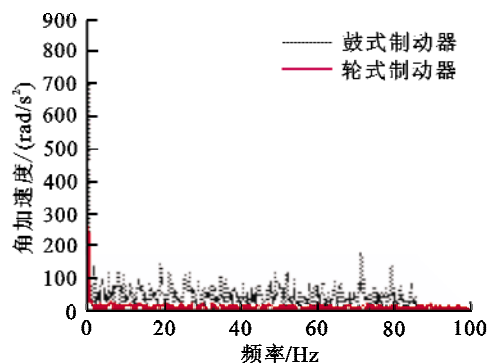


图 10 两种制动器从蹄角加速度频谱图

Fig. 10 Angular acceleration spectrum of two kinds of trailing shoes

图 9 和图 10 中黑色虚线为鼓式制动器的领蹄和从蹄的角加速度频谱图,红色实线为轮式制动器的领蹄和从蹄的角加速度频谱图。从图 9 和图 10 可看出,鼓式制动器的领蹄在制动过程中领蹄的频带范围为 $0 \text{ Hz} \sim 80 \text{ Hz}$,而轮式制动器的制动频带约为 $0 \text{ Hz} \sim 100 \text{ Hz}$ 。可以明显看出,鼓式制动器的领从蹄的角加速度在频域内幅值均大于轮式制动器的领从蹄角加速度,从而可以证明,在制动过程中鼓式制动器的制动蹄的抖动比轮式制动器的制动蹄的抖动更为剧烈,这也验证了上述关于鼓式制动器的制动过程没有轮式制动器平稳的结论。

4 结论

1) 通过理论计算和虚拟样机技术仿真分析,两种制动器的理论计算扭矩和仿真所得到的扭矩的误差均小于 5%,说明利用虚拟样机软件分析制动器的制动过程是可靠且简便的。

2) 在相同的制动前提下,轮式制动器比鼓式制动器更为平稳,鼓式制动器的制动频带比轮式制动器的制动频带短。

3) 两种制动器均为领从蹄式制动器,且两种制动器的领蹄增势效应都比较明显。

参考文献:

- [1] 夏海龙. 一种载重汽车轮式制动车桥:CN203809549U [P]. 2014-09-03.
- [2] 夏海龙. 一种载重汽车链条式制动装置:CN104832568 [P]. 2015-08-12.
- [3] 夏海龙. 一种载重汽车的链条式制动器的制动轮: CN204739128[P]. 2015-11-04.
- [4] 夏海龙. 一种载重汽车链条式制动器的制动蹄: CN204729517[P]. 2015-10-28.
- [5] 王宣锋,黄朝胜,应国增,等. 试验构建鼓式制动器的摩擦模型[J]. 汽车技术, 2007, (10):43-44.
WANG Xuanfeng, HUANG Chaosheng, YING Guozeng, et al. The country should be constructed of friction model of drum brake[J]. Automobile Technology, 2007, (10):43-44.
- [6] 王庭义,吕彭民,兰吉光,等. 鼓式制动器制动过程动力学仿真[J]. 中国公路学报, 2010, 23(6):115-120.
WANG Tingyi, LÜ Pengmin, LAN Jiguang, et al. Dynamic simulation of brake process on drum brake[J]. Journal of Highway and Transport, 2010, 23 (6): 115-120.
- [7] CAPITANI R, MASI G, MENEGHIN A, et al. Handling analysis of a two-wheeled vehicle using MSC. ADAMS/motorcycle[J]. Vehicle System Dynamics, 2006, 44(S1): 698-707.
- [8] VERMA M, RIZZONI G, GUENTHER D A, et al. Modeling, simulation and design space exploration of a MTV 5.0 ton cargo truck in MSC-ADAMS[J]. SAE Technical Paper 2005-01-0938, 2005. Doi:10.4271/2005-01-0938.
- [9] 席传鹏,王凯,李仲勋,等. 新型重载汽车轮式制动器仿真分析[J]. 机械传动. 2017, 41(2):171-176.
XI Chuanpeng, WANG Kai, LI Zhongxun, et al. Simulation analysis of a new kind heavy duty truck's wheel-brake [J]. Mechanical Transmission, 2017, 41 (2): 171-176.
- [10] 余志生. 汽车理论[M]. 北京:机械工业出版社, 2009: 232-242.
- [11] 陈锋华. ADAMS 虚拟样机技术从入门到精通[M]. 北京:清华大学出版社, 2013:120-130.

(责任编辑 王卫勋)

(上接第 95 页)

- [3] 张大全. 气相缓蚀剂及其应用技术进展[J]. 材料保护, 2006, 3(7):13-16.
ZHANG Daquan. Volatile corrosion inhibitor and its application[J]. Material Protection, 2006, 3(7):13-16.
- [4] 何新快,陈白珍,张钦发. 气相缓蚀剂的研究现状与展望[J]. 中国腐蚀与防护学报, 2004, 24(4):245-247.
HE Xinkuai, CHENG Baizhen, ZHANG Qinfa. Research status and prospect of vapor phase corrosion inhibitor [J]. Chinese Journal of Corrosion and Protection, 2004, 24(4):245-247.
- [5] 高国,梁成浩. 气相缓蚀剂的研究现状及发展趋势[J]. 中国腐蚀与防护学报, 2007, 27(4):252-255.
GAO Guo, LIANG Chenghao. Research status and development trend of vapor phase corrosion inhibitor[J]. Chinese Journal of Corrosion and Protection, 2007, 27(4): 252-255.
- [6] 张金涛,杨春勇,潘亮,等. 2A12 铝合金表面钨盐掺杂硅烷杂化膜在 3.5% NaCl 溶液中耐蚀性能的电化学研究[J]. 金属学报, 2008, 44(11):1372-1377.
ZHANG Jintao, YANG Chunyong, PAN Liang, et al. Electrochemical study on corrosion resistance of cerium doped silane hybrid film on 2A12 aluminum alloy in 3.5%NaCl solution[J]. Journal of Metals, 2008, 44(11): 1372-1377.
- [7] 孙建波,柳伟,常炜,等. 低铬 X65 管线钢 CO₂ 腐蚀产物膜的特征及形成机制[J]. 金属学报, 2009, 45(1):84-90.
SUN Jianbo, LIU Wei, CHANG Wei, et al. Characteristics and formation mechanism of CO₂ corrosion product film of low chromium X65 pipeline steel[J]. Journal of Metals, 2009, 45(1):84-90.
- [8] 许立宁,常炜,覃慧敏,等. X70 管线钢在含 CO₂ 湿气环境下腐蚀产物膜的生长[J]. 中国石油大学学报, 2012, 36(5):146-150.
XU Lining, CHANG Wei, TAN Huimin, et al. Growth of corrosion product film of X70 pipeline steel in CO₂ humidity environment[J]. Journal of China University of Petroleum, 2012, 36(5):146-150.

(责任编辑 王卫勋)