

DOI: 10.3901/JME.2021.12.208

冷连轧机组耦合振动模型及影响因素分析*

钱承^{1,2} 孙荣生³ 张柳柳¹ 白振华² 华长春¹

(1. 燕山大学电气工程学院 秦皇岛 066004;

2. 燕山大学国家冷轧板带装备及工艺工程技术研究中心 秦皇岛 066004;

3. 鞍钢集团钢铁研究院 鞍山 114009)

摘要: 针对板带轧制过程轧机出现的垂直振动问题, 分析轧机液压与机械系统耦合作用, 建立4自由度轧机机-液耦合振动模型。研究前后张应力、压下制度和摩擦因数对轧机振动过程中轧制力的影响, 构建轧机振动轧制力增量模型。基于振动系统正负阻尼对轧机振动的稳定性影响, 提出用于表征轧机振动发生概率的振动系数指标与轧机稳定判别模型。同时选取现场典型规格产品为例, 分析出轧制速度、压下制度、平均张力、乳化液流量、乳化液浓度和乳化液温度等关键工艺参数对振动系数的影响规律, 并编制轧机振动系数计算软件, 将其应用到某厂五机架冷连轧机组, 验证了本文提出的振动判别模型的有效性。

关键词: 机液耦合; 垂直振动; 轧制力; 增量模型; 振动系数

中图分类号: TG335

Coupled Vibration Model and Influencing Factors Analysis of Tandem Cold Rolling Mill

QIAN Cheng^{1,2} SUN Rongsheng³ ZHANG Liuliu¹ BAI Zhenhua² HUA Changchun¹

(1. School of Electrical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004;

2. National Engineering Research Center for Equipment and Technology of Cold Strip Rolling, Yanshan University, Qinhuangdao 066004;

3. Institute of Iron & Steel Research, Anshan Iron&Steel Group, Anshan 114009)

Abstract: The 4 DOF mechanical hydraulic coupling model based on the analysis of the coupling effect of rolling mill hydraulic and mechanical systems is established. The rolling force increment model is derived by considering the influence of exit and entry tension, reduction, and friction coefficient on rolling force in vibration process. Based on the influence of positive and negative damping on the vibration stability of rolling mill, the vibration coefficient and the discrimination model of rolling mill stability are proposed. Taking typical products as the research object, the effects of rolling speed, reduction, average tension, emulsion flow, emulsion concentration and emulsion temperature on the vibration coefficient are analyzed quantitatively and the calculation software of rolling mill vibration coefficient is compiled, which is applied to five stand tandem cold rolling mill of a factory to verify the effectiveness of the vibration discrimination model.

Key words: mechanical hydraulic coupling; vertical vibration; rolling force; incremental model; vibration coefficient

0 前言

随着板带生产速度的不断提高以及高载荷轧制

过程中扰动因素对板带稳定生产的影响, 板带轧制过程极易出现轧机振动问题^[1-4]。轧机振动按照振动方向可以分为垂振、扭振和水平振动。其中, 轧机垂振会造成板带厚度尺寸精度下降、表面产生明暗相间条纹, 振动严重的话还会对设备造成损坏, 严重影响板带生产效率和企业效益。

目前, 对于轧机垂振的研究主要集中在振动机

* 国家自然科学基金(61803326, 618255304, 61751309)和中央引导地方科技发展资金(206Z1004G)资助项目。20200522 收到初稿, 20210113 收到修改稿

理与建模、分析与控制方面, 其中, 轧机垂直振动机理与模型是对轧机振动分析与振动控制的前提。因此, 许多学者在轧机振动建模方面展开了研究。在辊系垂振方面, YANG 等^[5]通过线性化方法, 建立了四辊轧机线性二自由度振动模型。进一步, 杨旭等^[6]考虑了轧制界面的非线性阻尼和辊系-机架间的非线性刚度影响, 建立了二自由度轧机垂振非线性自激振动模型; 范小彬等^[7]通过引入 Duffing 振子和参激刚度项, 建立了机座辊系的垂振非线性动力学模型; 在液压系统垂振方面, ZHANG 等^[8]考虑了压下油缸的非线性摩擦和参数的不确定性, 建立了轧机液压压下系统的垂直振动模型; 刘彬等^[9-10]针对液压系统动态特性影响下的轧机振动问题, 建立了一种液压缸非线性刚度约束下的轧机辊系振动模型; 在轧机耦合振动方面, 闫晓强等^[11]研究了连铸连轧生产线(CSP)轧机扭振与垂振之间的耦合关系, 进一步, 通过实际测试与理论分析得出了 CSP 轧机在运行过程存在机电液多态耦合振动, 通过设计扭振抑制器和优化工艺参数, 有效地抑制了 CSP 轧机机电液耦合振动^[12]。黄金磊等^[13]建立了非对称性摩擦因数的轧制过程模型, 并将轧机垂直-水平-扭转结构模型相结合, 构建了轧机结构-轧制过程相耦合的动力学模型; WU 等^[14]基于 Sims 轧制力法, 建立了热轧机振动机电液耦合动力学模型; 刘晓潺等^[15]针对机架间的张力耦合和轧件厚波动在机架间的有时滞传递的特性, 建立了连轧机多方向耦合振动的再生颤振模型。

上述文献大多分别从轧机机械系统和液压系统角度进行振动建模和对机电液耦合振动分析较多, 但对于机械液压耦合作用下对于垂振的建模与影响分析较少, 并且现有文献建立的机液耦合模型是将支撑辊与液压缸作为一个整体分析, 并没有考虑液压缸与支撑辊接触面特性带来的影响。本文考虑了支撑辊和液压缸之间的相互作用关系, 建立了 4 自由度的机液耦合振动模型以及振动过程轧制力增量模型, 在提出了振动系数的基础上分析了轧制速度、张力、压下制度、乳化液流量、乳化液浓度和乳化液温度等关键参数对轧机振动的影响规律。

1 轧机机械-液压耦合振动模型

轧制过程出现的垂直振动会造成板带厚度的波动, 其本质是轧机辊缝发生了变化。液压缸位置是控制辊缝的关键。通过移动轧机液压系统中

伺服阀阀芯位移进而控制非对称液压缸两部分的压力使得液压缸得以上下运动, 最终实现轧机辊缝的调节。因此, 考虑轧机机械-液压系统的耦合作用建立机-液耦合模型是必要的。为了便于分析, 假设①: 轧机上辊系和下辊系沿板带是对称的; 假设②: 轧机机架牌坊通过地脚螺栓固定后, 不出现垂直方向的振动位移, 因此, 只针对上辊系机械系统和液压系统进行建模。机械-液压耦合系统示意图如图 1 所示。图中, m_1 、 m_2 、 m_3 、 m_4 分别为工作辊等效质量, 中间辊等效质量, 支撑辊等效质量, 液压缸等效质量。 A_1 为液压缸无杆腔面积; A_2 为液压缸有杆腔面积; P_1 为液压缸无杆腔压力; P_2 为液压缸有杆腔压力; P_s 为供油压力; P_r 为回油压力; x_v 为伺服阀阀芯位移。

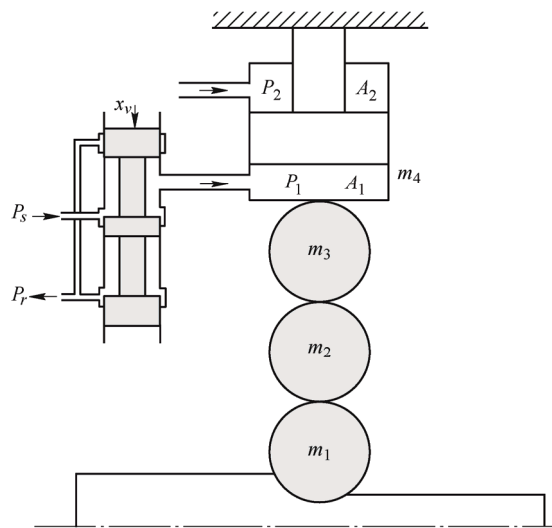


图 1 机械-液压耦合振动示意图

采用集中质量法, 考虑了支撑辊与液压缸之间的接触弹性力和阻尼力, 将轧机机-液耦合垂振振动系统简化为 4 自由度的质量-弹簧-阻尼系统, 如图 2 所示。 k_1 、 k_2 、 k_3 分别为工作辊与中间辊等效刚度, 中间辊与支撑辊等效刚度, 支撑辊与液压缸等效刚度; c_1 、 c_2 、 c_3 分别工作辊与中间辊等效阻尼, 中间辊与支撑辊等效阻尼, 支撑辊与液压缸等效阻尼; x_1 、 x_2 、 x_3 、 x_4 分别为工作辊振动位移, 中间辊振动位移, 支撑辊振动位移, 液压缸振动位移。

根据伺服阀流量连续方程^[16], 可知

$$Q_L = A_1 \dot{x}_4 + C_l (P_1 - P_2) + \frac{V}{\beta_e} \dot{P}_1 \quad (1)$$

式中, C_l 为伺服阀内泄漏系数; V 为控制腔初始容积, β_e 为液压油的体积弹性模量。

由伺服阀流程方程^[17], 得

$$Q_L = \begin{cases} C_d w x_v \sqrt{\frac{2(P_s - P_l)}{\rho}} & x_v \geq 0 \\ C_d w x_v \sqrt{\frac{2(P_l - P_r)}{\rho}} & x_v \leq 0 \end{cases} \quad (2)$$

式中, C_d 为伺服阀阀口流量系数; w 为伺服阀阀口面积梯度; ρ 为液压缸内液压油密度。

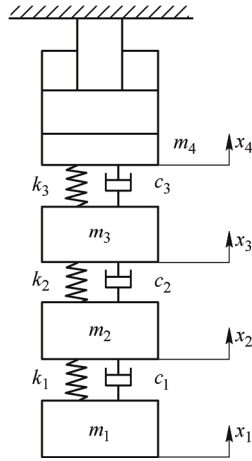


图2 振动模型示意图

伺服阀阀芯位移与伺服阀输入电压可以近似看成比例关系。

$$x_v = k_v u \quad (3)$$

式中, k_v 为增益系数; u 为伺服阀输入电压。

将式(3)代入式(2), 得

$$Q_L = k_q u \quad (4)$$

式中

$$k_q = \begin{cases} C_d w k_v \sqrt{\frac{2(P_s - P_l)}{\rho}} & x_v \geq 0 \\ C_d w k_v \sqrt{\frac{2(P_l - P_r)}{\rho}} & x_v \leq 0 \end{cases}$$

为了便于对各个质量单元进行辊系动力学建模, 对各个质量单元单独进行受力分析, 如图3所示。根据牛顿第二定理, 轧机机械辊系动力学方程如式(5)所示。

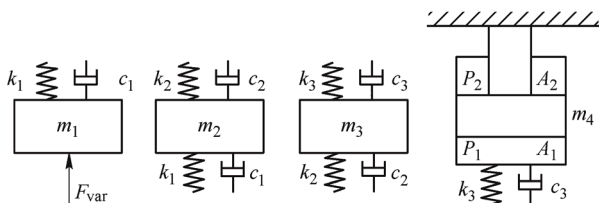


图3 各质量单元体受力分析图

$$\begin{cases} m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} = F_{var} - k_1(x_1 - x_2) - c_1 \left(\frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right) \\ m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} = \\ k_1(x_1 - x_2) + c_1 \left(\frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right) - k_2(x_2 - x_3) - c_2 \left(\frac{dx_2}{dt} - \frac{dx_3}{dt} \right) \\ m_3 \frac{d^2 x_3}{dt^2} = \\ k_2(x_2 - x_3) + c_2 \left(\frac{dx_2}{dt} - \frac{dx_3}{dt} \right) - k_3(x_3 - x_4) - c_3 \left(\frac{dx_3}{dt} - \frac{dx_4}{dt} \right) \\ m_4 \frac{d^2 x_4}{dt^2} = P_2 A_2 - P_1 A_1 + k_3(x_3 - x_4) + c_3 \left(\frac{dx_3}{dt} - \frac{dx_4}{dt} \right) \end{cases} \quad (5)$$

综合式(1)、(4)、(5), 轧机机械-液压耦合振动模型为

$$\begin{cases} m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} = F_{var} - k_1(x_1 - x_2) - c_1 \left(\frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right) \\ m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} = \\ k_1(x_1 - x_2) + c_1 \left(\frac{dx_1}{dt} - \frac{dx_2}{dt} \right) - k_2(x_2 - x_3) - c_2 \left(\frac{dx_2}{dt} - \frac{dx_3}{dt} \right) \\ m_3 \frac{d^2 x_3}{dt^2} = \\ k_2(x_2 - x_3) + c_2 \left(\frac{dx_2}{dt} - \frac{dx_3}{dt} \right) - k_3(x_3 - x_4) - c_3 \left(\frac{dx_3}{dt} - \frac{dx_4}{dt} \right) \\ m_4 \frac{d^2 x_4}{dt^2} = P_2 A_2 - P_1 A_1 + k_3(x_3 - x_4) + c_3 \left(\frac{dx_3}{dt} - \frac{dx_4}{dt} \right) \\ k_q u = A_1 \frac{dx_4}{dt} + C_t(P_1 - P_2) + \frac{V}{\beta_e} \frac{dP_1}{dt} \end{cases} \quad (6)$$

2 轧制过程稳定判别模型

2.1 动态轧制力增量模型

由 Hill 公式可知^[18], 轧制力可以写成

$$F = B l' K Q_p n_t \quad (7)$$

$$\begin{cases} Q_p = 1.08 + 1.79 \varepsilon \mu \sqrt{\frac{R'}{h_0}} - 1.02 \varepsilon \\ n_t = 1 - \frac{(0.3 \sigma_f + 0.7 \sigma_b)}{K} \\ l' = \sqrt{R'(h_0 - h_1)} \end{cases} \quad (8)$$

式中, B 带钢宽度; l' 为考虑轧辊弹性压扁时接触

弧长; K 为带钢变形抗力; σ_f 为前张应力; σ_b 为后张应力; R' 为轧辊压扁半径; ε 为压下率; μ 为辊缝摩擦因数; h_0 为带钢入口厚度; h_1 为带钢出口厚度。

将式(8)代入(7)得

$$F = BQ_p(K - \sigma_m)\sqrt{R'(h_0 - h_1)} \quad (9)$$

式中, σ_m 为平均张应力。

当轧机发生垂振时, 根据式(6)可知, 轧制力也会发生动态变化。考虑张应力、压下和润滑因素对轧制力的动态扰动影响, 由上述因素引起的轧制力增量可以表示为

$$\Delta F = \frac{\partial F}{\partial \sigma_f} \Delta \sigma_f + \frac{\partial F}{\partial \sigma_b} \Delta \sigma_b + \frac{\partial F}{\partial \varepsilon} \Delta \varepsilon + \frac{\partial F}{\partial \mu} \Delta \mu \quad (10)$$

将轧制力对前张应力、后张应力、压下量和摩擦因数分别求偏微分可得

$$\frac{\partial F}{\partial \sigma_f} = -0.3BQ_p\sqrt{R'\Delta h} \quad (11)$$

$$\frac{\partial F}{\partial \sigma_b} = -0.7BQ_p\sqrt{R'\Delta h} \quad (12)$$

$$\frac{\partial F}{\partial \varepsilon} =$$

$$B(K - \sigma_m) \left[2.685\mu R'\sqrt{\varepsilon} - 1.53\sqrt{R'h_0\varepsilon} + 0.54\sqrt{\frac{R'h_0}{\varepsilon}} \right] \quad (13)$$

$$\frac{\partial F}{\partial \mu} = 1.79R'B(K - \sigma_m)\varepsilon^{\frac{3}{2}} \quad (14)$$

根据文献[19], 前张应力的变化量可以写成

$$\Delta \sigma_f = -\frac{2\sigma_{fm}A\cos ft}{h_{1m}} \quad (15)$$

假设带钢的出口速度和入口厚度保持不变, 当出口厚度发生波动时, 根据秒流量相等, 带钢入口速度可以表示为

$$v_0 = \frac{v_1 h_1}{h_0} = v_{01} + \Delta v \quad (16)$$

式中, v_{01} 为稳态轧制时带钢入口速度; Δv 为振动时带钢入口速度波动。

轧机发生振动后, 考虑轧机振动时上下辊系的对称性, 假设垂振波形为余弦波, 带钢出口厚度可以表示为

$$h_1 = h_0 + 2A\cos ft \quad (17)$$

式中, h_0 为稳态轧制时带钢出口厚度。

将式(17)代入(16)可求出带钢入口速度变化量为

$$\Delta v = \frac{2v_1 A \cos ft}{h_0} \quad (18)$$

根据弹性力学理论^[20], 后张应力的变化量写为

$$\Delta \sigma_b = \frac{\int_0^t \Delta v dt}{L} E = \frac{2v_1 EA \sin ft}{fh_0 L} \quad (19)$$

压下量的变化量表示为

$$\Delta \varepsilon = \frac{-2A \cos ft}{h_0} \quad (20)$$

考虑轧制过程中摩擦因数随着轧制速度变化, 摩擦因数模型可以表示为^[21]

$$\mu = a \exp(-bv + c) \quad (21)$$

式中, a 、 b 、 c 为模型系数; v 为轧制速度。

进一步, 根据泰勒公式可将摩擦因数的变化量表示为

$$\Delta \mu = a \exp(c) \left(-b\Delta v + \frac{1}{2}b^2\Delta v^2 \right) \quad (22)$$

将式(11)和(15)代入式(10), 可得

$$\Delta F_1 = -0.3BQ_p\sqrt{R'\Delta h}\sigma_{fm} \left(1 - \frac{2A \cos ft}{h_1} \right) \quad (23)$$

将式(12)、(19)代入式(10), 可得

$$\Delta F_2 = -0.7BQ_p\sqrt{R'\Delta h} \frac{2v_1 EA \sin ft}{fh_0 L} \quad (24)$$

将式(13)、(20)代入式(10), 可得

$$\Delta F_3 = -B(K - \sigma_m) \times \left[2.685\mu R'\sqrt{\varepsilon} - 1.53\sqrt{R'h_0\varepsilon} + 0.54\sqrt{\frac{R'h_0}{\varepsilon}} \right] \frac{2A \cos ft}{h_0} \quad (25)$$

将式(14)、(22)代入式(10), 可得

$$\Delta F_4 = 1.79R'B(K - \sigma_m)\varepsilon^{\frac{3}{2}}a \exp(c) \left(-b\Delta v + \frac{1}{2}b^2\Delta v^2 \right) \quad (26)$$

将求得的 ΔF_1 、 ΔF_2 、 ΔF_3 、 ΔF_4 代入到式(10)中, 即可求得轧机发生垂振时的轧制力增量模型。

2.2 轧制过程稳定判别模型

对于轧机垂振系统而言, 考虑正负阻尼^[18]对轧机稳定性影响以及现场实际振动测试统计分析, 提出轧机是否发生垂直振动的判别模型为

$$\left| \frac{1.4v_1^2 E}{Lh_0\omega^2(K - \sigma_m)} \sqrt{\frac{\Delta h}{R'}} - 1 \right| \geq \phi^* \quad (27)$$

式中, E 为带钢弹性模量; v_1 为带钢出口速度; Δh 为带钢压下量; L 为相邻两机架间距; h_0 为带材入口厚度; σ_m 为平均张力; ω 为轧机系统固有频率; ϕ^* 为临界振动系数。

由式(27)可知, 轧制过程中轧机是否出现垂直振动是由轧机所处状态与轧机振动临界系数之间的关系决定的。为此, 可以引入一个表征轧机振动状态的量振动系数 ϕ , 并用式(28)来表示

$$\phi = \left| \frac{1.4v_1^2 E}{Lh_0 \omega^2 (K - \sigma_m)} \sqrt{\frac{\Delta h}{R'}} - 1 \right| \quad (28)$$

为了更加全面准确地反映不同钢种和规格带材的临界振动系数, 必须进行大量试验与测试, 通过采集轧机参数(轧机固有频率和机架间距离)、带钢参数(带钢厚度和钢种)和轧制参数包括: 轧制速度和轧制规程(压下和张力), 就可以计算出特定钢种在轧制工艺下的振动系数, 将出现振动钢卷的振动系数进行统计整理, 当某一振动系数可以涵盖 90% 以上振动卷时, 该数值就被定为临界振动系数。临界振动系数作为判断轧机是否出现自激垂直振动的条件, 可以写成

$$\phi \leq \phi^* \quad (29)$$

由式(29)可知, 若 ϕ 大于 ϕ^* , 表明轧机产生振动的概率会很大, 反之, 则出现振动的概率就很低。因此, 在实际现场轧制工艺参数设定时应避免出现 $\phi > \phi^*$ 情况的出现, 即尽可能降低振动系数 ϕ 数值, 来降低轧机发生振动的概率。

3 轧机垂振影响因素分析

为分析轧制过程中各影响因素对轧机振动的影响规律, 考虑现场主要以第 5 机架出现的振动为主, 因此, 本部分以某厂五机架冷连轧机组第 5 机架为例, 主要设备参数见表 1, 选取该机组典型规格产品, 产品特性参数见表 2, 结合本文建立的轧机振动判别模型, 分别模拟出典型钢种在不同强度下振动系数与轧制速度、压下量、张力制度、变化趋势。此外, 考虑到轧制过程中轧制润滑工艺参数(乳化液流量、浓度、温度)的设定会影响到辊缝处的润滑状态(摩擦因数), 并且由轧制原理可知, 轧制力会受辊缝间摩擦因数的影响, 同时轧制力的变化又会影响到轧辊压扁半径, 从而对本文提出的表征轧机振动状态振动系数数值产生变化。因此, 本文也探讨了乳化液流量, 乳化液浓度, 乳化液温度等因素对振动的影响规律。

表 1 五机架冷轧机组设备参数

参数	数值/mm
工作辊半径 R_w	228.28
中间辊半径 R_m	258.22
支撑辊半径 R_b	691.29
工作辊有效辊身长度 l_w	1 730
中间辊有效辊身长度 l_m	1 730
支撑辊有效辊身长度 l_b	1 730

表 2 五机架冷轧机组典型规格产品参数

参数	数值
来料宽度 B/mm	1 425
来料厚度 h_0/mm	3.030
成品厚度 h_1/mm	1.602
弹性模量 E/MPa	2×10^5
泊松比 ν	0.3
轧制速度 $v_1/(\text{m/min})$	1 112
工作辊弯辊力 S_w/kN	80
中间辊弯辊力 S_m/kN	100
中间辊窜动量 δ_m/mm	113.2
平均张力 σ_m/MPa	152
乳化液流量 $Q/(\text{L/min})$	6 000
乳化液浓度 $c(\%)$	0.1
乳化液温度 $T/^\circ\text{C}$	45

从图 4 可以看出, 带钢屈服强度一定时, 随着轧制速度的增加, 振动系数先减小后增加。当轧制速度较小或较大时, 轧机振动系数相对较大, 轧制速度较大时对应的振动系数数值大于轧制速度较小时对应的振动系数, 且更易发生轧机振动。当轧制速度一定时, 随着带钢屈服强度的增加, 轧机系统的振动系数越大, 发生振动的概率更大。

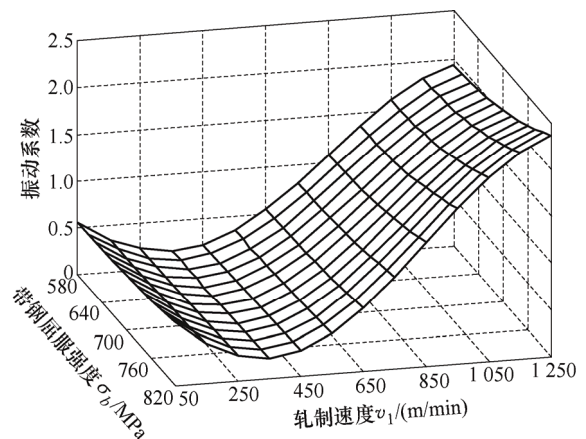


图 4 不同带钢屈服强度下轧制速度与振动系数的关系

从图5可以看出,带钢屈服强度一定时,随着压下量的增加,振动系数先减小后增加,由此表明轧制过程中板带压下量过小或者过大,会使得轧机系统的振动系数相对较大,并且当压下量过大时,轧机系统发生振动的概率更大。当压下量一定时,随着带钢屈服强度增大,振动系数也随之变大,从而轧机系统发生振动的概率也增加。

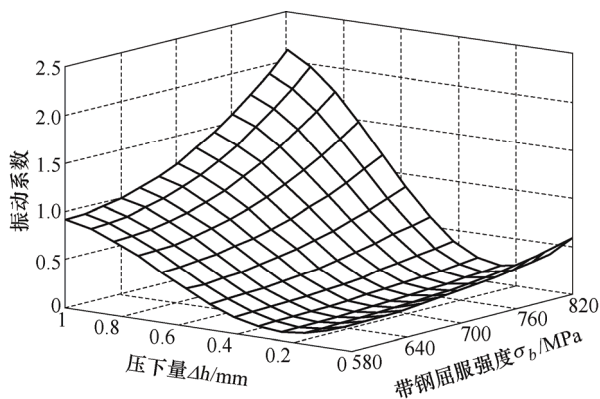


图5 不同带钢屈服强度下压下量与振动系数的关系

从图6可以看出,带钢屈服强度一定时,随着带钢平均张力的增加,振动系数增加,说明平均张力越大,会使得轧机系统的振动系数越大,当平均张力增大到一定值后,轧机发生振动的概率更大。当带钢平均张力一定时,随着带钢屈服强度的增加,振动系数变大,轧机系统发生振动的概率也增加。

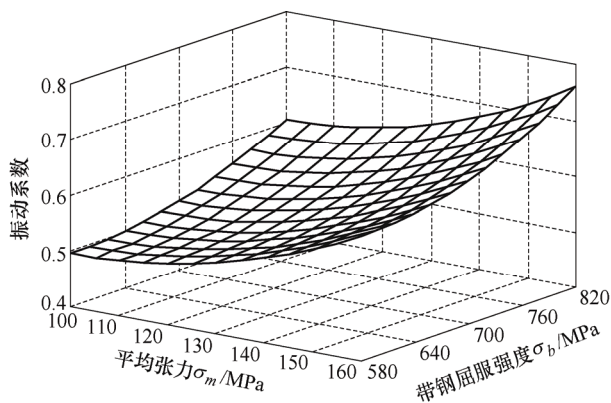


图6 不同带钢屈服强度下平均张力与振动系数的关系

从图7看出,带钢屈服强度一定,随着乳化液浓度的增加,振动系数先缓慢增加然后下降最后迅速增加,说明当乳化液浓度在较低水平时,随着乳化液浓度增加润滑油膜厚度也增加,但此时油膜厚度增长速度较慢,相应的振动系数也呈现缓慢增加趋势,当乳化液浓度达到2%时,随着乳化液浓度的继续增加,此时润滑油膜换热系数下降,温度上升,导致油膜厚度减小且相应的振动系数减小,当乳化液浓度继续增加,高浓度乳化液使得辊缝油膜厚度

增加的趋势大于辊缝间由于温度升高致使油膜厚度减小趋势,最终使得振动系数增加,轧机系统发生振动的概率更大。当乳化液浓度一定时,随着带钢屈服强度增大,振动系数变大,轧机系统发生振动的概率也增加。

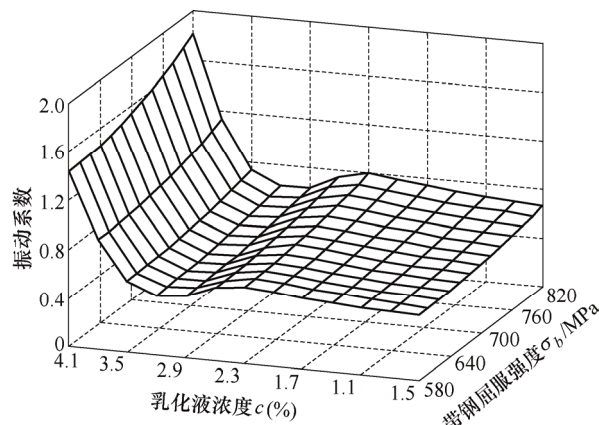


图7 不同带钢屈服强度下乳化液浓度与振动系数的关系

从图8可以看出,带钢屈服强度一定时,随着乳化液流量的增加,振动系数先减小后增加,由此说明乳化液流量较小或者较大时,轧机系统的振动系数相对较大,并且当乳化液流量较大时,轧机系统更易发生振动。当乳化液流量一定时,随着带钢屈服强度增大,振动系数变大,轧机系统发生振动的概率也增加。

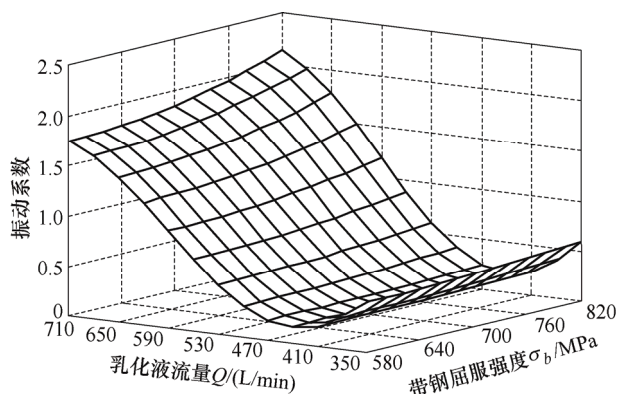


图8 不同带钢屈服强度下乳化液流量与振动系数的关系

从图9可看出,带钢屈服强度一定时,随着乳化液温度的增加,振动系数先减小后增加,由此说明乳化液温度较低或者较大时,轧机系统的振动系数相对较大,并且当乳化液温度较小时,此时辊缝间摩擦因数较小,辊缝润滑状态处于过润滑时,轧机系统发生振动的概率更大。当乳化液温度一定时,随着带钢屈服强度增大,振动系数变大,轧机系统发生振动的概率也增加。

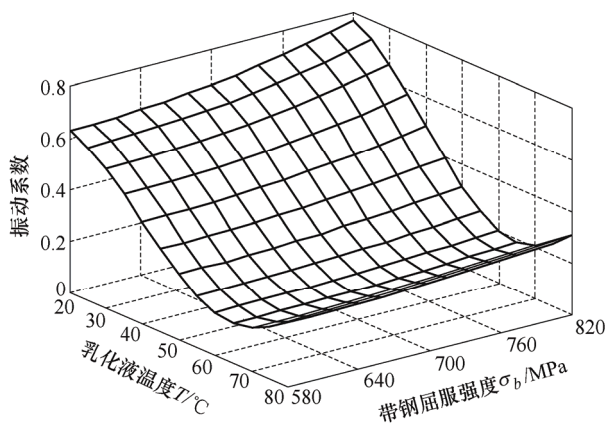


图 9 不同带钢屈服强度下乳化液温度与振动系数的关系

4 现场应用

国内某厂五机架冷连轧机组在生产过程中末机架容易发生振动,现场会采取紧急降速措施来消除振动。轧机降速虽可以快速解决振动,但降速会影响机组产能,因此只能作为应急手段而不能作为常规手段使用,并且当听到轧机振动声后采取的措施也会因为操作滞后使得板带产品质量受到影响。为此,利用本文建立的振动判别模型,编制振动系数计算软件,通过选取生产过程容易发生振动的典型钢种(出钢记号 AP0540D1)500 卷钢卷,并将相关参数输入到振动系数计算软件中,得出发生振动钢卷的振动系数落在 1.9 以上的比例占到了 96.4%,因此,定义该机组易发生振动的典型钢种临界振动系数为 1.9,用该数值作为判别生产该类钢种时轧机是否发生的标准。

为说明振动预测的可靠性与准确性,选取某钢厂冷连轧机组的 3 卷典型产品进行测试验证,典型产品在第 5 机架的工艺参数如表 3 所示,利用编制的软件计算得到相应钢卷的振动系数分别为 2.45、2.99 和 3.59,实际检测到轧制钢卷出现振动时域图如图 10~12 所示。

表 3 典型钢种产品轧制工艺参数表

参数名称	卷号		
	9718103600	9406371001	9414374901
带钢宽度 B/mm	1 517	1 478	1 848
来料厚度 h_0/mm	2.63	2.82	2.63
成品厚度 h_1/mm	0.505	0.681	0.425
速度 $v_0/(\text{m}/\text{min})$	998	973	1 058
轧制力 P/kN	8 550	7 740	7 280
前张应力 σ_f/MPa	45	45	45
后张应力 σ_b/MPa	152	165	150
变形抗力 K/MPa	593	633	552

将 3 卷带钢参数和轧制参数代入本文建立的振动判别模型,得到的振动系数均大于给出的该机组板带临界振动系数,因此我们预测生产这三卷钢卷时会发生振动。与此同时,从振动测试图 10~12 可以看出,生产卷号为 9718103600、9406371001 和 9414374901 三卷带钢时轧机均出现了振动,从而验证了振动预报模型的准确性。

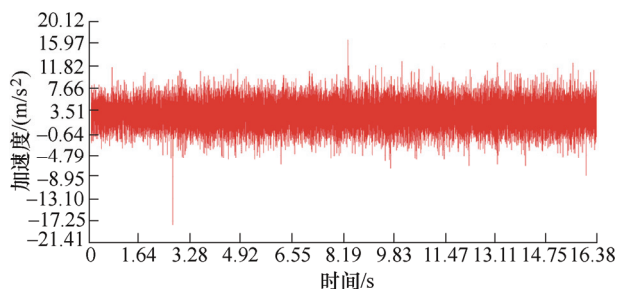


图 10 卷号 9718103600 的钢卷振动检测时域图

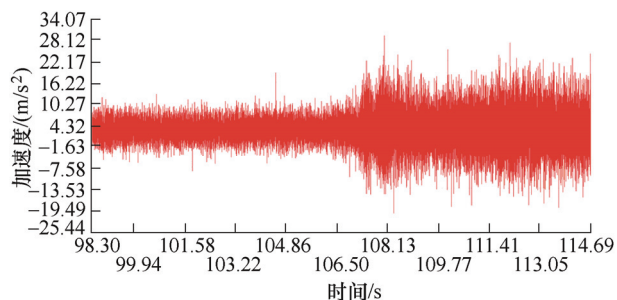


图 11 卷号 9406371001 的钢卷振动检测时域图

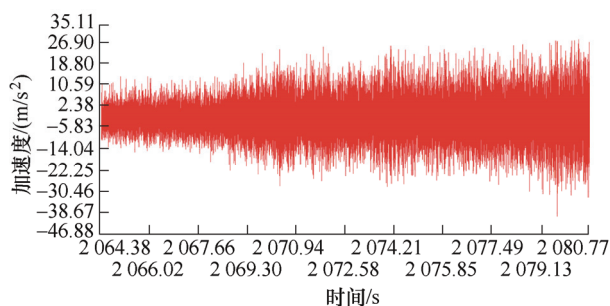


图 12 卷号 9414374901 的钢卷振动检测时域图

5 结论

(1) 考虑了轧机支撑辊与液压缸之间的接触弹性力和阻尼力,建立了 4 自由度的轧机-液耦合垂直振动模型;分析了轧制过程前后张应力、压下制度和摩擦因数对轧机发生垂振时轧制力的动态影响,建立了动态轧制力增量模型;提出了表征轧机振动状态的振动系数和振动判别模型。

(2) 研究了轧制速度、压下制度、张力、乳化液浓度、乳化液流量和乳化液温度等六个因素对轧机振动系数的影响规律, 得出了随着轧制速度、压下量、乳化液流量和乳化液温度的增加, 振动系数先减小后增加; 随着带钢平均张力的增加, 振动系数增加; 随着乳化液浓度的增加, 振动系数先缓慢增加然后下降最后迅速增加。

(3) 建立的轧机振动判别模型应用到实际轧制现场后, 预测得出的轧机振动情况与实际检测得出的振动相一致, 从而验证了振动判别模型的有效性。

参 考 文 献

- [1] 凌启辉, 赵前程, 王宪, 等. 热连轧机机液耦合系统振动特性[J]. 钢铁, 2017, 52(2): 51-58.
LING Qihui, ZHAO Qiancheng, WANG Xian, et al. Hydraulic-mechanical coupling system dynamics modeling and vibration characteristics of hot strip tandem mill [J]. Iron and Steel, 2017, 52(2): 51-58.
- [2] 孙建亮, 刘宏民, 李琰赞, 等. 热连轧机水平振动及其与轧制参数影响关系[J]. 钢铁, 2015, 50(1): 43-49.
SUN Jianliang, LIU Hongmin, LI Yanyun, et al. Horizontal vibration of hot rolling mill and its relationship with rolling parameters[J]. Iron and Steel, 2015, 50(1): 43-49.
- [3] 林建民. 单机架轧机 HGC 系统振动问题的解决[J]. 轧钢, 2019, 36(1): 84-86.
LIN Jianmin. Solution of HGC vibration problem for single stand cold mill[J]. Steel Rolling, 2015, 50(1): 84-86.
- [4] 郜志英, 白露露, 李强. 薄板冷连轧自激振动的临界轧制速度研究[J]. 机械工程学报, 2017, 53(12): 118-132.
GAO Zhiying, BAI Lulu, LI Qiang. Research on critical rolling speed of self-excited vibration in the tandem rolling process of thin strip[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(12): 118-132.
- [5] YANG Xu, TONG Chaonan. Coupling dynamic model and control of chatter in cold rolling[J]. Journal of Dynamic Systems Measurement and Control-Transactions of the ASME, 2012, 134(4): 041001.
- [6] 杨旭, 李江昀, 童朝南. 冷轧机垂向辊系非线性振动建模与稳定性分析[J]. 振动、测试与诊断, 2013, 33(2): 303-307.
YANG Xu, LI Jiangyun, TONG Chaonan. Nonlinear vibration modeling and stability analysis of vertical roller system in cold rolling mill[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2013, 33(2): 303-307.
- [7] 范小彬, 臧勇, 王会刚. 热连轧机垂直振动特性研究[J]. 中国机械工程, 2010, 21(15): 1801-1804.
FAN Xiaobin, ZANG Yong, WANG Huigang. Research on vertical vibration of hot rolling mill[J]. China Mechanical Engineering, 2010, 21(15): 1801-1804.
- [8] ZHANG Y, JIANG W, ZHU Y, et al. Research on the vertical vibration characteristics of hydraulic screw down system of rolling mill under nonlinear friction[J]. Process, 2019, 7(11): 792-801.
- [9] 刘彬, 李鹏, 刘飞, 等. 液压缸非线性刚度作用下的轧机辊系振动行为及控制[J]. 中国机械工程, 2016, 27(23): 3190-3196.
LIU Bin, LI Peng, LIU Fei, et al. Vibration behavior and control of roll system under nonlinear stiffness of a hydraulic cylinder[J]. China Mechanical Engineering, 2016, 27(23): 3190-3196.
- [10] 刘彬, 潘贵翔, 李鹏, 等. 液压缸非线性刚度的轧机辊系振动分析[J]. 钢铁, 2017, 52(3): 93-99.
LIU Bin, PAN Guixiang, LI Peng, et al. Vibration analysis of roll system with nonlinear stiffness of hydraulic cylinder[J]. Iron and Steel, 2017, 52(3): 93-99.
- [11] 闫晓强, 史灿, 曹曦, 等. CSP 轧机扭振与垂振耦合研究[J]. 振动、测试与诊断, 2008, 28(4): 377-381, 414-415.
YAN Xiaoqiang, SHI Can, CAO Xi, et al. Research on coupled vertical-torsion vibration of mill stand of CSP mill[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2008, 28(4): 377-381, 414-415.
- [12] 闫晓强. 热连轧机电液耦合振动控制[J]. 机械工程学报, 2011, 47(17): 61-65.
YAN Xiaoqiang. Machinery-electric-hydraulic coupling vibration control of hot continuous rolling mills[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(17): 61-65.
- [13] 黄金磊, 臧勇, 郜志英. 热轧过程中摩擦因数非对称性对轧机振动及稳定性的影响[J]. 工程科学学报, 2019, 41(11): 1465-1472.
HUANG Jinlei, ZANG Yong, GAO Zhiying. Influence of friction coefficient asymmetry on vibration and stability of rolling mills during hot rolling[J]. Chinese Journal of Engineering, 2019, 41(11): 1465-1472.
- [14] WU J, YAN X. Coupling vibration model for hot rolling mills and its application [J]. Journal of Vibroengineering, 2019, 21(7): 1795-1809.
- [15] 刘晓潺, 臧勇, 郜志英, 等. 多方向耦合振动连轧机再生颤振建模及应用[J]. 中南大学学报, 2017, 48(3):

- 635-643.
- LIU Xiaochan, ZANG Yong, GAO Zhiying, et al. Multidirectional regenerative chatter model of tandem rolling mills and its application[J]. Journal of Central South University, 2017, 48(3): 635-643.
- [16] ZHU Y, TANG S, WANG C, et al. Bifurcation characteristic research on the load vertical vibration of a hydraulic automatic gauge control system[J]. Processes, 2019, 7(10): 718-727.
- [17] 方一鸣, 李红叶, 石胜利, 等. 液压伺服位置系统的神经网络 backstepping 控制[J]. 电机与控制学报, 2014, 18(6): 109-115.
- FANG Yiming, LI Hongye, SHI Shengli, et al. Neural network backstepping control of hydraulic servo position system[J]. Electric Machines and Control, 2014, 18(6): 109-115.
- [18] 吕程, 矫志杰, 刘相华, 等. 考虑轧件弹性变形的 Hill 轧制力显式公式[J]. 钢铁研究, 2000, 24(3): 31-33.
- LÜ Cheng, JIAO Zhijie, LIU Xianghua, et al. Hill explicit expression of rolling force taking into consideration elastic deformation of rolled stock[J]. Research on Iron & Steel, 2000, 25(3): 31-33.
- [19] 邹家祥, 徐乐江. 冷连轧机系统振动控制[M]. 北京: 冶金工业出版社, 1998.
- ZOU Jiaxiang, XU Lejiang. Vibration control of cold tandem mill system[M]. Beijing: Metallurgical Industry Press, 1998.
- [20] 杨桂通. 弹塑性力学基础理论[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.
- YANG Guitong. Basic theory of elastoplastic mechanics [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2004.
- [21] 陈程, 李友荣. 轧制润滑对轧机主传动系统自激振动影响[J]. 振动与冲击, 2015, 34(16): 161-165.
- CHEN Cheng, LI Yourong. Influence of rolling lubrication on the self-excited vibration of rolling mill main drive system[J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(16): 161-165.
-
- 作者简介: 钱承, 男, 1991 年出生, 博士研究生。主要研究方向为机械系统动力学建模、分析与控制。
E-mail: chengqianysu@163.com
- 白振华(通信作者), 男, 1975 年出生, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为轧制过程工艺优化、轧机系统动力学建模、分析与控制。
E-mail: bai_zhenhua@aliyun.com