

连铸结晶器缓振行为分析

孟祥宁, 王明江, 刘向阳, 生月伟
(东北大学 冶金学院, 辽宁 沈阳 110819)

摘要: 连铸结晶器采用8段式非正弦振动波形可使铸坯裂纹更少, 裂纹愈合能力更强, 但是其对应加速度大, 容易产生振动冲击影响结晶器运行. 以钢板弹簧和柔性弹簧对结晶器振动过程进行刚性加持和柔性减振, 利用钢板弹簧和柔性弹簧的弹簧力平衡振动冲击产生的惯性力, 可以达到减小冲击的目的. 计算分析发现相同载荷下柔性弹簧比钢板弹簧的应力大, 且每增加10%载荷, 柔性弹簧最大应力比钢板弹簧多增加21.23 N. 通过二分法计算发现, 柔性弹簧平衡87.5%的惯性力, 钢板弹簧平衡12.5%的惯性力, 可以减小90%以上因加速度产生的冲击, 为连铸结晶器8段式非正弦振动波形应用提供参考.

关键词: 连铸; 结晶器; 非正弦振动; 冲击; 缓振

中图分类号: TF 341.6

文献标志码: A

文章编号: 1005-3026(2024)05-0668-07

Analysis on Buffer Oscillation Behavior for Continuous Casting Mold

MENG Xiang-ning, WANG Ming-jiang, LIU Xiang-yang, SHENG Yue-wei

(School of Metallurgy, Northeastern University, Shenyang 110819, China. Corresponding author: MENG Xiang-ning, E-mail: mengxn@mail.neu.edu.cn)

Abstract: The modified eight-stage non-sinusoidal oscillation waveform of the continuous casting mold leads to less crack defects in the casting billet and has stronger ability to heal such defects. However, the acceleration of the continuous casting mold is larger, which is sensitive to oscillation impact and affects the operation of the mold easily. By rigid clamping and flexible buffering with leaf spring and flexible spring respectively, the inertial force generated by oscillation impact of mold oscillation was reduced, it can achieve the purpose of reducing the oscillation impact. Calculation results show that the stress of spiral spring is larger than that of leaf spring under the same load. When the load of the continuous casting mold is increased by 10%, the increase of maximum stress of spiral spring is 21.23 N more than that of leaf spring. By bisection-method calculation, it is found that, by allocating 87.5% and 12.5% of the inertia force for leaf spring and spiral spring respectively, more than 90% of the impact from oscillation acceleration is reduced. These results may provide some references for the application of the eight-stage non-sinusoidal oscillation technology in continuous casting mold.

Key words: continuous casting; mold; non-sinusoidal oscillation; impact; buffer oscillation

连铸结晶器是连铸机中最关键的部件, 具有冷却传热、凝固坯壳、净化钢液及控制连铸坯质量等重要作用, 所以连铸结晶器也被称为连铸机的“心脏”. 钢水浇注时, 结晶器按照一定规律振动, 以保证连铸坯与结晶器壁的润滑, 从而防止初凝坯壳与结晶器壁黏结而发生漏钢事故. 按振动类型分, 结晶器振动规律可分为矩形振动、梯

形振动、正弦振动和非正弦振动. 其中非正弦振动时结晶器上振速度平缓, 正滑脱速度差小, 显著降低对坯壳的拉应力; 正滑脱时间长, 有利于增加保护渣消耗量, 从而减小结晶器壁与坯壳的摩擦力; 负滑脱时间短, 铸坯振痕深度变浅, 改善铸坯表面质量. 保持合适的负滑脱量, 对铸坯表面施加一定的压应力, 有利于强制脱模和坯壳的

收稿日期: 2023-03-06

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52074071).

作者简介: 孟祥宁(1977-), 男, 辽宁本溪人, 东北大学教授, 博士生导师.

愈合^[1-2].非正弦振动对铸坯表面夹渣和偏析、皮下纯净度及结晶器内凝固传热等都有积极影响^[3-5].

非正弦振动的研究主要集中在振动波形函数、工艺参数控制和振动装置上. Meng 等^[6]构造了动力学效果良好的 5 段函数非正弦振动波形. 张兴中等^[7]构造 7 段函数非正弦振动波形. 张兴中等^[8]和 Zhou 等^[9-10]建立双伺服电机同步驱动结晶器振动装置,实现连铸结晶器非正弦振动,在线调整波形偏斜率. Deng 等^[11]通过建立连铸液态渣渗透多相模型,量化结晶器振动参数对工艺参数的影响. 孟祥宁等^[12]构造 8 段式非正弦振动波形,进一步减小结晶器振动过程对铸坯的拉应力和压应力,使得诱发铸坯内部初始裂纹的区域减小. 铸坯受到的最大液体正摩擦力减小且最大液体负摩擦力增大,控制铸坯裂纹产生和愈合效果显著.但是,结晶器应用 8 段式非正弦振动波形振动时,结晶器加速度较大,导致结晶器惯性力增大,影响结晶器平稳运行,增大结晶器驱动功耗,造成结晶器损伤. Zhang^[13]和刘大伟等^[14]在连铸结晶器鞍座下方添加缓冲弹簧来减小冲击,但是此种方法未能考虑连铸结晶器导向问题,加速度过大造成结晶器晃动未能解决. 周超等^[15]在连铸结晶器下方添加缓冲弹簧,在结晶器周围添加导向钢板弹簧来减小冲击.但未考虑导向钢板弹簧添加在结晶器上的力,导致结晶器驱动力增大,结晶器振动电耗增加,造成资源浪费.

本文给出钢板弹簧设计公式,可根据所受载荷设计减振所需钢板弹簧,减小减振资源.使用钢板弹簧和柔性弹簧对结晶器进行刚性加持和柔性缓振,利用二分法得出减小结晶器冲击的最佳方案.

1 理论基础

1.1 结晶器工作原理

钢水通过浸入式水口注入结晶器,如图 1 所示,被结晶器铜壁外壁的冷却水冷却,于结晶器铜壁内壁表面处凝固成坯壳.当结晶器振动时,坯壳与结晶器铜壁内壁分离,且向下运动.

结晶器振动起到分离坯壳与结晶器壁的作用.结晶器上下往复的运动降低了坯壳与铜质内壁之间的黏附力,避免出现裂纹或拉漏问题.结晶器相对铸坯向上运动(正滑脱)阶段,坯壳表面受拉力作用形成裂纹源.结晶器相对铸坯向下运动(负滑脱)阶段,

铸坯表面受压应力,裂纹被压愈合,铸坯表面质量得到提升.

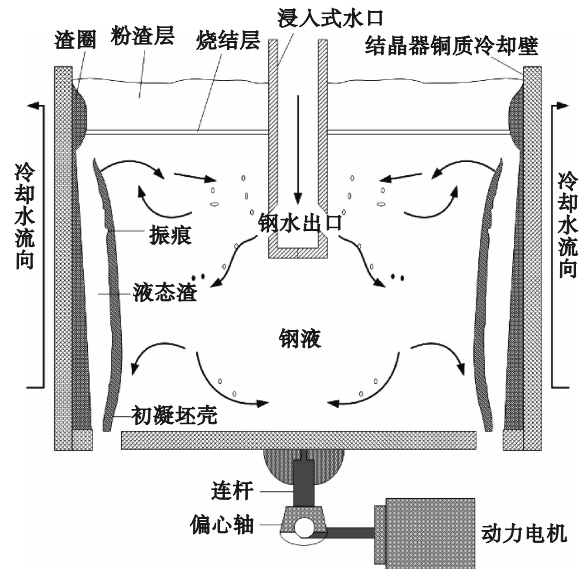


图 1 结晶器示意图

Fig. 1 Schematic diagram of the mold

1.2 新型非正弦速度曲线

连铸结晶器 8 段式非正弦振动波形使用过程为利用 8 段式非正弦振动波形控制连铸结晶器驱动设备,驱动设备带动连铸结晶器使其进行 8 段式非正弦振动,其函数式如下:

$$v_{0-t_1} = v_1, \quad (1)$$

$$v_{t_1-t_3} = \frac{v_1 - v_c}{2} \cos[2\pi f_1(t - t_1)] + \frac{v_1 + v_c}{2}, \quad (2)$$

$$v_{t_3-t_4} = v_c, \quad (3)$$

$$v_{t_4-T/2} = \frac{v_c - v_2}{2} \cos[2\pi f_2(t - t_4)] + \frac{v_c + v_2}{2}, \quad (4)$$

$$v_{T/2-t_5} = \frac{v_c - v_2}{2} \cos[2\pi f_2(T - t - t_4)] + \frac{v_c + v_2}{2}, \quad (5)$$

$$v_{t_5-t_6} = v_c, \quad (6)$$

$$v_{t_6-t_7} = \frac{v_1 - v_c}{2} \cos[2\pi f_1(T - t - t_1)] + \frac{v_1 + v_c}{2}, \quad (7)$$

$$v_{t_7-T} = v_1. \quad (8)$$

式中: $v_{0-t_1}, v_{t_1-t_3}, v_{t_3-t_4}, v_{t_4-T/2}, v_{T/2-t_5}, v_{t_5-t_6}, v_{t_6-t_7}, v_{t_7-T}$ 分别为连铸结晶器第 1 段、第 2 段、第 3 段、第 4 段、第 5 段、第 6 段、第 7 段、第 8 段的振动速度, m/s; v_1 为连铸结晶器最大上振速度, m/s; v_2 为连铸结晶器最大下振速度, m/s; v_c 为拉坯速度, m/s; f_1 为第 2 段速度函数频率, Hz; f_2 为第 4 段速度函数频率, Hz; T 为连铸结晶器振动周期, s; t 为非正弦振动时间, s; $t_1, t_3, t_4, T/2, t_5, t_6, t_7, T$ 分别为第 1 段、第 2 段、第 3 段、第 4 段、第 5 段、第 6 段、第 7 段、第 8 段速度波形结束时刻, s.

8 段式非正弦振动波形参数间关系函数式如下:

$$t_3 - t_1 = \frac{1}{2f_1}, \quad (9)$$

$$\frac{T}{2} - t_4 = \frac{1}{2f_2}, \quad (10)$$

$$\frac{v_1 - v_c}{2} \cos[2\pi f_1(t_2 - t_1)] + \frac{v_1 + v_c}{2} = 0, \quad (11)$$

$$v_1 - v_c = v_c - v_2, \quad (12)$$

$$z = \frac{2(t_4 - t_3)}{T}. \quad (13)$$

式中, z 为等速时长因子, 即一个振动周期内振动速度等于拉坯速度占振动周期的比例。

图 2 为 8 段式非正弦振动波形的振动速度、振动加速度和振动位移曲线。

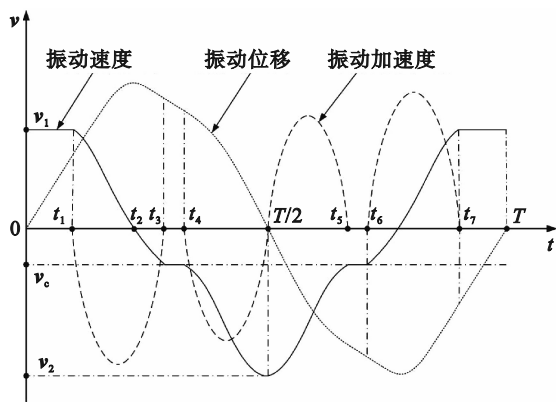


图 2 8 段式非正弦振动波形曲线

Fig. 2 Eight-stage non-sinusoidal oscillation waveform curves

1.3 缓振理论

采用钢板弹簧和柔性弹簧对连铸结晶器进行刚性加持和柔性减振, 利用弹簧力平衡振动产生的惯性力, 达到减小冲击的目的, 同时减小驱动电机的功率, 提升连铸结晶器振动平稳性。

以连铸结晶器为研究对象, 将结晶器振动过程简化, 如图 3 所示^[16], 偏心轴从 A 移动到 A' , 结晶器从 B 移动到 B' 。由于连杆 AB 的长度 $l_1=200$ mm, 偏心轴偏心距 OA 的长度 $l_2=4.5$ mm, OA 比 AB 短得多, 所以在竖直方向上 A 点与 B 点的位移可以看作相等。

结晶器运动到最高点或最低点, 结晶器加速度达到最大, 柔性弹簧平衡冲击惯性力。由力平衡关系可得出柔性弹簧刚度, 其函数式如下:

$$n_1 k_1 A_m = \alpha_1 m |a|_{\max}. \quad (14)$$

式中: n_1 为柔性弹簧的个数; k_1 为柔性弹簧的弹簧刚度, $\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$; A_m 为连铸结晶器振幅, mm; α_1 为柔性弹簧减小惯性力占比; m 为连铸结晶器质量, kg; a 为连铸结晶器加速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$; $|a|_{\max}$ 为连铸结晶器最大加速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ 。

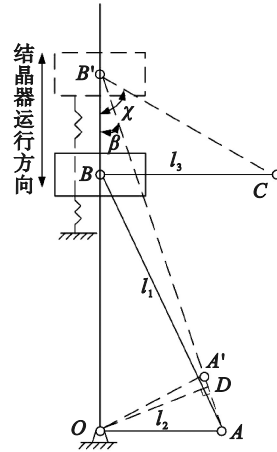


图 3 结晶器振动示意图

Fig. 3 Schematic diagram of mold oscillation

计算钢板弹簧刚度的函数式如下:

$$k_2 = \frac{\alpha_2 m |a|_{\max}}{n_2 A_m}. \quad (15)$$

式中: k_2 为钢板弹簧刚度, $\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$; α_2 为钢板弹簧减小惯性力占比, $\alpha_1 + \alpha_2 = 1$ ($1 \geq \alpha_1 \geq 0$, $1 \geq \alpha_2 \geq 0$); n_2 为钢板弹簧的个数。

根据钢板弹簧刚度和其参数间关系计算钢板弹簧刚度大小, 其函数式如下:

$$k_2 = \frac{bh^3 E}{4l_3^3}. \quad (16)$$

式中: E 为钢板弹簧弹性模量, GPa; l_3 为钢板弹簧长度, mm; b 为钢板弹簧宽度, mm; h 为钢板弹簧高度, mm。

根据钢板弹簧参数关系式, 可计算钢板弹簧最大转角, 其函数式如下:

$$\chi_{\max} = \frac{6\alpha_2 m |a|_{\max} l_3^2}{Ebh^3}. \quad (17)$$

式中: χ 为钢板弹簧转角, °; χ_{\max} 为钢板弹簧最大转角, °。

连铸结晶器各部件位置关系可由已知参数计算, 其函数式如下:

$$OB = \sqrt{AB^2 - OA^2} = \sqrt{l_1^2 - l_2^2}, \quad (18)$$

$$OB' = OB + BB' = \sqrt{l_1^2 - l_2^2} + s, \quad (19)$$

$$B'C = \sqrt{BC^2 + BB'^2} = \sqrt{l_3^2 + s^2}, \quad (20)$$

$$\cos \beta = \frac{OB'^2 + A'B'^2 - OA'^2}{2OB'A'B'} = \frac{(\sqrt{l_1^2 - l_2^2} + s)^2 + l_1^2 - l_2^2}{2(\sqrt{l_1^2 - l_2^2} + s)l_1}, \quad (21)$$

$$\cos \chi = \frac{BB'}{B'C} = \frac{s}{\sqrt{l_3^2 + s^2}}, \quad (22)$$

$$OD = OB' \sin \beta. \quad (23)$$

式中: s 为连铸结晶器位移, mm; β 为结晶器连杆与竖直方向夹角, °。

连铸结晶器上下振动,当柔性弹簧和钢板弹簧存在时,结晶器受力主要有摩擦力、钢板弹簧力、柔性弹簧力、重力、加速度产生的惯性力。其中,摩擦力可由式(24)计算得到,连铸结晶器运动到正滑动阶段,摩擦力向上;负滑动阶段,摩擦力向下。

$$F_f = \rho g l_4^2 (d + b_c) \eta \operatorname{sgn}(v - v_c). \quad (24)$$

式中: F_f 为连铸结晶器非正弦振动期间结晶器壁与铸坯之间摩擦力, N; ρ 为钢液密度, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$; g 为重力加速度, $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$; l_4 为结晶器有效长度, mm; d 为铸坯厚度, mm; b_c 为铸坯宽度, mm; v 为结晶器振动速度, m/s; η 为保护渣黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 。

钢板弹簧作用于连铸结晶器的应力计算公式如式(25),由于连铸结晶器每个振动周期内前半振程钢板弹簧力向下,每个振动周期后半振程钢板弹簧力向上,所以应力函数式如下:

$$F_1 = E \left(\sqrt{s^2 + l_3^2} - l_3 \right) h \cdot \operatorname{sgn}(-s). \quad (25)$$

式中: F_1 为钢板弹簧作用于连铸结晶器的应力, N。

连铸结晶器非正弦振动缓振后,其受力分析如图 4a 所示。

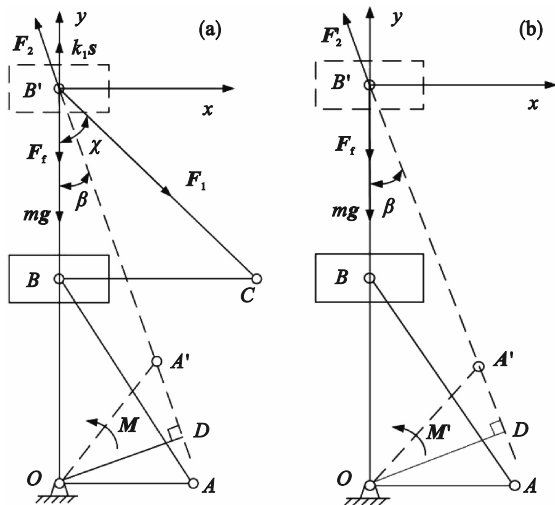


图 4 缓振前后结晶器受力分析图

Fig. 4 Force analysis diagram of mold before and after buffer oscillation

(a) — 缓振后结晶器受力; (b) — 缓振前结晶器受力。

缓振后结晶器受力平衡,其函数式如下:

$$F_2 \cos \beta + n_1 k_1 s - n_2 F_1 \cos \chi - F_f - mg = ma. \quad (26)$$

式中: F_2 为缓振后结晶器受力, N。

由此得出缓振后结晶器受力,其函数式如下:

$$F_2 = \frac{ma + mg + F_f + n_2 F_1 \cos \chi - n_1 k_1 s}{\cos \beta}. \quad (27)$$

计算结晶器缓振后偏心轴扭矩,其函数式如下:

$$M = F_2 OD. \quad (28)$$

式中: M 为缓振后结晶器偏心轴扭矩, $\text{N} \cdot \text{mm}$ 。

非正弦振动缓振前,连铸结晶器受力分析如图 4b 所示。

缓振前结晶器受力平衡,其函数式如下:

$$F_2' \cos \beta - F_f - mg = ma. \quad (29)$$

式中: F_2' 为缓振前结晶器受力, N。

由此得出缓振前结晶器受力,其函数式如下:

$$F_2' = \frac{ma + mg + F_f}{\cos \beta}. \quad (30)$$

计算结晶器缓振前偏心轴扭矩,其函数式如下:

$$M' = F_2' \cdot OD. \quad (31)$$

式中: M' 为缓振前结晶器偏心轴扭矩, $\text{N} \cdot \text{mm}$ 。

2 计算结果及分析

以某结晶器^[17-18]为例,根据二分法确定以下 3 个减振方案:

方案 1 $\alpha_1=1, \alpha_2=0$,由柔性弹簧平衡全部惯性力,在结晶器下方添加 2 个刚度为 $k_1=34 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ 的柔性弹簧。

方案 2 $\alpha_1=0, \alpha_2=1$,由钢板弹簧力平衡全部惯性力,在结晶器上下方分别添加 2 个 $l_3=150 \text{ mm}$, $b=45 \text{ mm}$, $h=3 \text{ mm}$ 的钢板弹簧。

方案 3 $\alpha_1=0.5, \alpha_2=0.5$,由钢板弹簧和缓冲弹簧分别平衡 50% 的惯性力,在结晶器上下方分别添加 2 个 $l_3=150 \text{ mm}$, $b=20 \text{ mm}$, $h=3 \text{ mm}$ 的钢板弹簧,且在结晶器下方添加 2 个刚度 $k_1=17 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$ 的柔性弹簧。

计算所需参数如表 1 所示,添加缓振弹簧后连铸结晶器受力和加速度分别由图 5 和图 6 所示。

表 1 结晶器参数

Table 1 Parameters of the mold

d/mm	b_c/mm	$v_c/(\text{m} \cdot \text{min}^{-1})$	$g/(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$	$\eta/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	$\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	m/kg	l_4/mm
30	250	-0.03	9.8	0.4	7200	50	400

从图 5 和图 6 可以看出,方案 1 连铸结晶器运行到最高点时受力由 722.46 N 减小到 416.46 N,

对应最大加速度由 $6.19 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ 减小到 $0.11 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ (连铸结晶器前半周期运动轨迹与后半周期运动

轨迹对称,加速度亦对称.加速度正负表示加速度方向,正为垂直向上,负为垂直向下).方案2连铸结晶器运行到最高点时受力为630.11 N,最大加速度为 $4.34 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$.方案3连铸结晶器运行到最高点时受力为527.83 N,最大加速度为 $2.3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$.

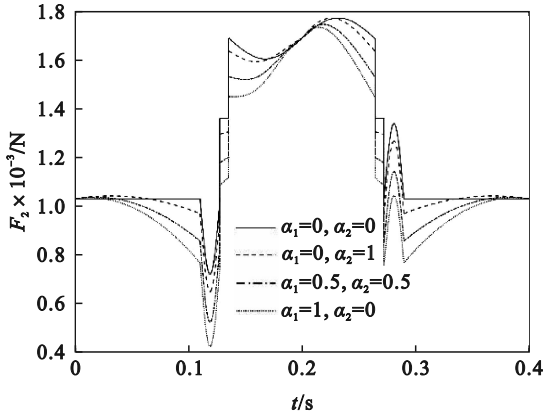


图5 结晶器受力曲线

Fig. 5 Force curves of the mold

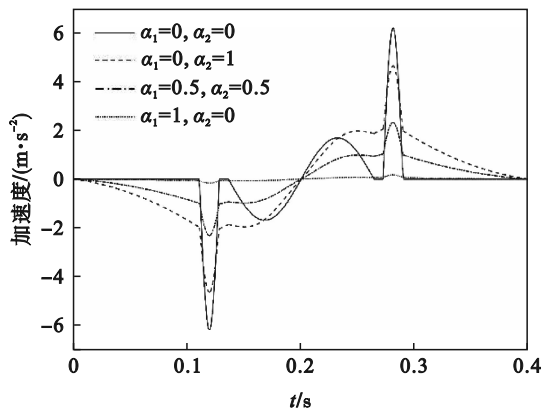


图6 结晶器加速度

Fig. 6 Acceleration of the mold

对比方案1,2,3可以发现,方案1由柔性弹簧平衡冲击惯性力后连铸结晶器受力最低,加速度最小.但是由于钢板弹簧不仅起减振作用,还起到对连铸结晶器导向、固定作用,所以应进一步探究同时使用钢板弹簧和柔性弹簧的减振效果.连铸结晶器由驱动装置驱动进行非正弦振动,振幅内钢板弹簧和柔性弹簧应力如图7和图8所示.

从图7和图8可以看出,在相同载荷下柔性弹簧应力比钢板弹簧应力大.图7中,柔性弹簧平衡全部惯性力($\alpha_1=1, \alpha_2=0$),柔性弹簧最大应力为306 N;钢板弹簧平衡全部惯性力($\alpha_1=0, \alpha_2=1$),钢板弹簧最大应力为92.35 N.在相同载荷下,柔性弹簧最大应力比钢板弹簧多213.65 N.图8中,当柔性弹簧和钢板弹簧分别平衡50%惯性力($\alpha_1=0.5, \alpha_2=0.5$)时,柔性弹簧最大应力为153 N,钢板

弹簧最大应力为41.63 N,柔性弹簧最大应力比钢板弹簧最大应力多111.37 N.随着柔性弹簧和钢板弹簧减小50%冲击,柔性弹簧最大应力减小153 N,钢板弹簧最大应力减小50.72 N.分别计算在不同弹簧减小惯性力占比下钢板弹簧和柔性弹簧的最大应力,如图9所示.

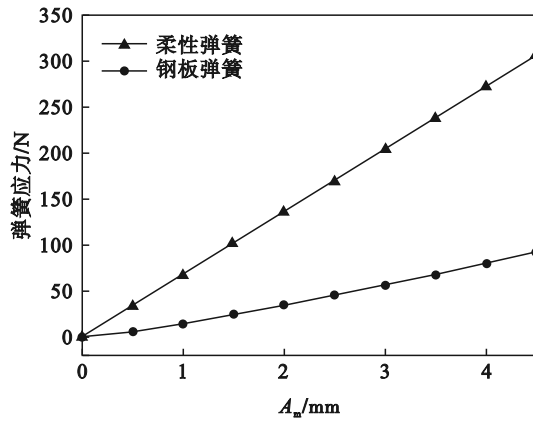


图7 100%载荷的钢板弹簧应力和柔性弹簧应力

Fig. 7 Leaf spring stress and spiral spring stress at 100% load

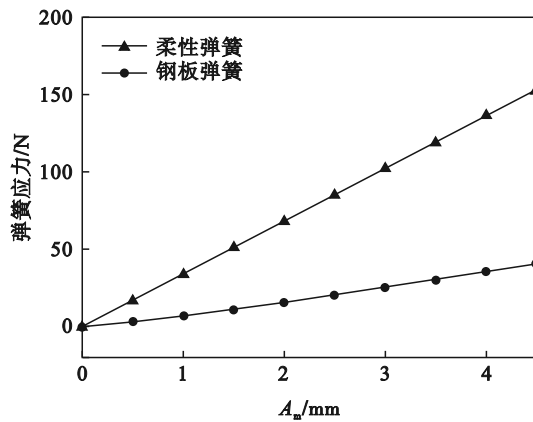


图8 50%载荷的钢板弹簧应力和柔性弹簧应力

Fig. 8 Leaf spring stress and spiral spring stress at 50% load

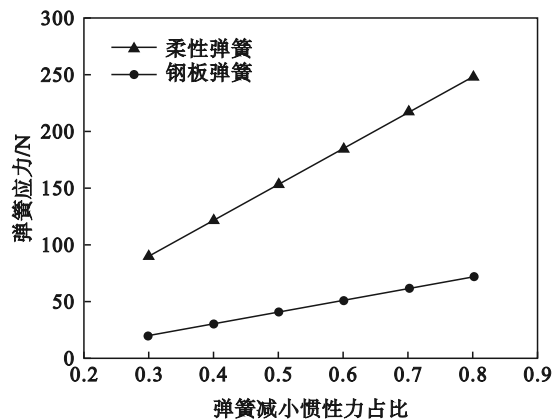


图9 不同载荷下钢板弹簧和柔性弹簧的最大应力
Fig. 9 Maximal stress of leaf spring and spiral spring at different loads

从图 9 可以看出, 当弹簧减小惯性力占比增加 0.1, 柔性弹簧最大应力增加 31.5 N, 钢板弹簧最大应力增加 10.27 N, 所以应增大柔性弹簧减振比例, 减小钢板弹簧减振比例.

根据二分法设计减振方案 4 ($\alpha_1=0.75$,

$\alpha_2=0.25$), 即在结晶器上下方分别添加 2 个 $l_3=150\text{ mm}$, $b=10\text{ mm}$, $h=3\text{ mm}$ 的钢板弹簧, 且在结晶器下方添加 2 个刚度 $k_1=25.5\text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$ 的柔性弹簧. 计算结果如图 10a 和图 10b 所示.

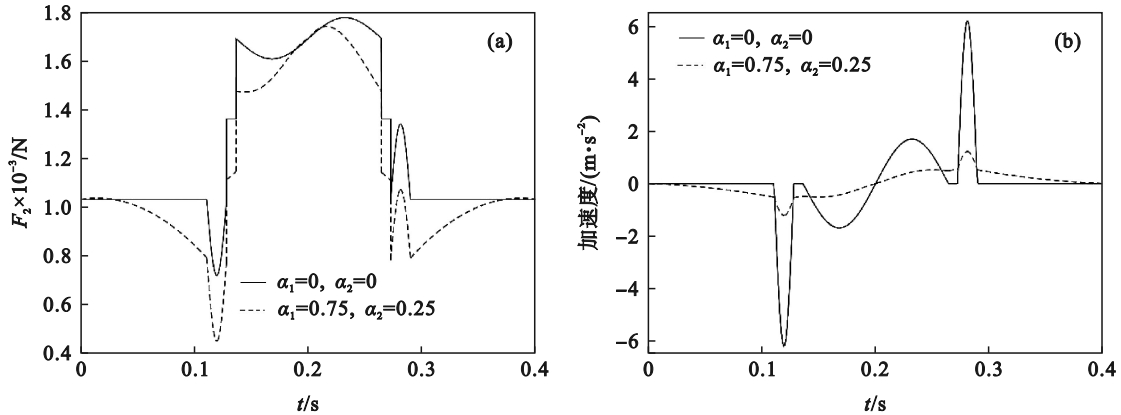


图 10 缓振前与方案 4 缓振后的结晶器的受力和加速度

Fig. 10 Force and acceleration of mold before and after buffer oscillation of scheme 4

(a)—结晶器受力; (b)—结晶器加速度.

从图 10a 和图 10b 可以看出, 方案 4 连铸结晶器运行到最高点时受力由 722.46 N 减小到 473 N, 最大加速度由 $6.19\text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ 减小到 $1.21\text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. 在实际生产中, 连铸结晶器最大加速度应更小, 冲击惯性力更小, 设备使用寿命更长^[19].

根据二分法设计减振方案 5 ($\alpha_1=0.875$, $\alpha_2=0.125$), 在结晶器上下方分别添加 2 个 $l_3=150\text{ mm}$, $b=5\text{ mm}$, $h=3\text{ mm}$ 的钢板弹簧, 且在结晶器下方添加 2 个刚度 $k_1=30\text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$ 的柔性弹簧. 计算结果如图 11a 和图 11b 所示.

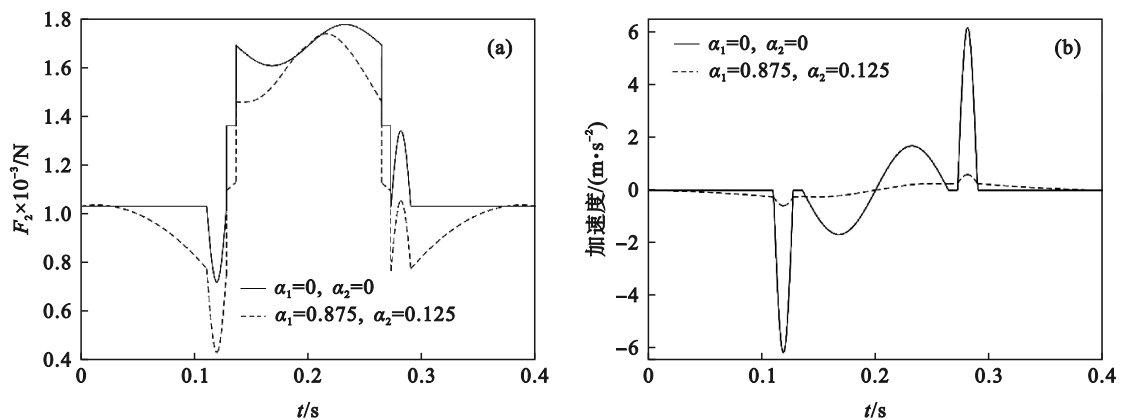


图 11 缓振前与方案 5 缓振后结晶器的受力和加速度

Fig. 11 Force and acceleration of mold before and after buffer oscillation of scheme 5

(a)—结晶器受力; (b)—结晶器加速度.

从图 11a 和图 11b 可以看出, 方案 5 连铸结晶器运行到最高点时受力由 722.46 N 减小到 442 N, 最大加速度由 $6.19\text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ 减小到 $0.59\text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$, 满足实际生产中连铸结晶器最大加速度要求. 连铸结晶器最大加速度满足实际生产要求, 计算方案 5 中连铸结晶器偏心轴扭矩, 结果如图 12 所示.

从图 12 可以看出, 添加柔性弹簧和钢板弹簧后, 连铸结晶器偏心轴的扭矩减小. 电机功率和

扭矩成正比, 采用缓冲弹簧和钢板弹簧可以降低动力电机的输出功率. 此时由式(17)计算可得钢板弹簧自由端最大转角为 65° , 而连铸结晶器运动到最高点时钢板弹簧转角为 45° , 钢板弹簧运行正常.

8 段式非正弦振动波形速度曲线光滑, 加速度曲线无间断点, 不会产生刚性冲击和柔性冲击. 添加钢板弹簧和柔性弹簧后, 连铸结晶器振

动的平稳性提高,振动冲击减小.本文给出弹簧力减振方法最大限度地减小振动冲击,为连铸结晶器 8 段式非正弦振动技术应用提供参考.

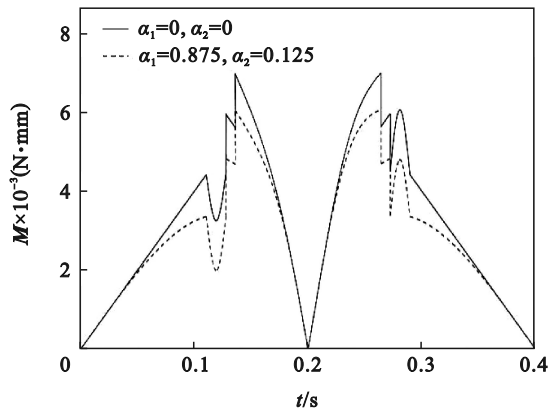


图 12 缓振前与缓振后偏心轴的扭矩

Fig. 12 Torque of eccentric shaft before and after buffer oscillation

3 结 论

1) 根据缓振计算分析发现,可以添加柔性弹簧和钢板弹簧减小连铸结晶器非正弦振动时结晶器受力和加速度.

2) 在相同载荷下,柔性弹簧减振应力比钢板弹簧应力大.当载荷增加 10%,柔性弹簧最大应力增加 31.5 N,钢板弹簧最大应力增加 10.27 N.

3) 根据二分法,由柔性弹簧和钢板弹簧分别平衡连铸结晶器 87.5% 和 12.5% 的冲击惯性力,不仅减少连铸结晶器大部分的非正弦振动冲击,还固定连铸结晶器使其平稳运行.

参考文献:

- [1] Kim S H, Seo M, Ban J, et al. Mold oscillation feedforward control algorithm for sinusoidal oscillation of various asymmetries[J]. *ISIJ International*, 2017, 57(11): 2016–2021.
- [2] Chao Z, Yang C, Zhang X Z, et al. Conformation and experiment on non-sinusoidal oscillation waveform function for continuous casting mold[J]. *Mechanics of Solids*, 2021, 56(6): 1114–1123.
- [3] Kamaraj A, Halder N, Murugaiyan P, et al. High-temperature simulation of continuous casting mould phenomena [J]. *Transactions of the Indian Institute of Metals*, 2020, 73(8): 2025–2031.
- [4] Zhou C, Zhang X Z, Wang F, et al. Mold oscillating system with optimized non-sinusoidal oscillation profile [J]. *Metallurgist*, 2019, 63(5/6): 585–597.
- [5] Wang W L, Long X K, Zhang H H, et al. Mold simulator study of effect of mold oscillation frequency on heat transfer and lubrication of mold flux [J]. *ISIJ International*, 2018, 58(9): 1695–1704.
- [6] Meng X N, Zhu M Y. Optimization of non-sinusoidal oscillation parameters for continuous casting mold with high casting speed [J]. *Journal of Iron and Steel Research, International*, 2008, 15(1): 510–516.
- [7] 张兴中,刘庆国,黄文,等.连铸结晶器非正弦振动函数及工艺参数研究[J]. *钢铁*, 2014, 49(8): 42–47. (Zhang Xing-zhong, Liu Qing-guo, Huang Wen, et al. Investigation of non-sinusoidal oscillation waveform function and technological parameters for continuous casting mold [J]. *Iron & Steel*, 2014, 49(8): 42–47.)
- [8] 张兴中,周超,刘平飞,等.双偏心驱动结晶器非正弦振动波形及工艺参数研究[J]. *中国机械工程*, 2016, 27(23): 3125–3129, 3135. (Zhang Xing-zhong, Zhou Chao, Liu Ping-fei, et al. Investigation of waveform and technological parameters for non-sinusoidal oscillation of mold driven by double eccentric shafts [J]. *China Mechanical Engineering*, 2016, 27(23): 3125–3129, 3135.)
- [9] Zhou C, Zhang X Z, Wang F, et al. Investigation of non-sinusoidal oscillator driven by double servomotors for continuous casting mold [J]. *IEEE Access*, 2019, 8: 1235–1239.
- [10] Zhou C, Zhang X Z, Wang F, et al. Investigation of non-sinusoidal oscillator of continuous casting mold synchronously driven by double servomotors and technological parameters [J]. *Journal of the Chinese Society of Mechanical Engineers, Series C: Transactions of the Chinese Society of Mechanical Engineers*, 2019, 40(1): 33–40.
- [11] Deng Y K, Zhang Y B, Wang Q Q, et al. Study of mold oscillation parameters and modes on slag lubrication in slab continuous casting [J]. *Journal of the Minerals, Metals & Materials Society*, 2018, 70(12): 2909–2916.
- [12] 孟祥宁,朱苗勇,汪宁,等.连铸结晶器非正弦振动方法: 201610983770.1 [P]. 2017–01–17. (Meng Xiang-ning, Zhu Miao-yong, Wang Ning, et al. Non-sinusoidal oscillation method of continuous casting mold: 201610983770.1 [P]. 2017–01–17.)
- [13] Zhang X J. Simulation and study on non-sinusoidal oscillation control system of continuous casting mold [J]. *Advanced Engineering Forum*, 2012(2/3): 53–56.
- [14] 刘大伟,任廷志.非圆齿轮驱动结晶器非正弦振动的研究[J]. *中国机械工程*, 2013, 24(3): 327–331. (Liu Da-wei, Ren Ting-zhi. Research on nonsinusoidal oscillation of mold driven by noncircular gears [J]. *China Mechanical Engineering*, 2013, 24(3): 327–331.)
- [15] 周超,张兴中,刘平飞,等.连铸结晶器非正弦振动装置建模与固有特性分析[J]. *中国机械工程*, 2018, 29(16): 1921–1926. (Zhou Chao, Zhang Xing-zhong, Liu Ping-fei, et al. Modeling and natural characteristic of non-sinusoidal oscillator of continuous casting molds [J]. *China Mechanical Engineering*, 2018, 29(16): 1921–1926.)
- [16] Zhou C, Zhang X Z, Wang F, et al. Mechanism analysis of non-sinusoidal oscillation of continuous casting mold synchronously driven by double servomotors [J]. *Journal of Iron and Steel Research, International*, 2017, 24(3): 251–257.
- [17] Yang J, Meng X N, Wang N, et al. Oscillation-mark formation and liquid-slag consumption in continuous casting mold [J]. *Metallurgical and Materials Transactions B*, 2017, 48(2): 1230–1247.
- [18] Yang J, Meng X N, Zhu M Y. Experimental study on mold flux lubrication for continuous casting [J]. *Steel Research International*, 2014, 85(4): 710–717.
- [19] 孟祥宁,朱苗勇.连铸结晶器非正弦振动波形构造及参数研究[J]. *中国机械工程*, 2007, 18(15): 1779–1782. (Meng Xiang-ning, Zhu Miao-yong. Non-sinusoidal oscillation waveform conformation and parametrical research for continuous casting mold [J]. *China Mechanical Engineering*, 2007, 18(15): 1779–1782.)