

УДК 621.744.362

П. В. Русаков, О. И. Шинский, В. В. Здохненко

Физико-технологический институт металлов и сплавов НАН Украины, Киев

МОДЕЛЬ ЛТС С СИНХРОНИЗИРОВАННЫМИ ПО ЧАСТОТЕ ВИБРАЦИОННЫМИ МАШИНАМИ. Сообщение 1

Разработана модель вибрационного стенда с системой синхронизации двух центробежных вибраторов. Предложено адекватное математическое описание управляемой ЛТС, состоящей из подсистем «литейная форма – вибростенд» и «электрический вал». Выполнено имитационное моделирование взаимосвязанных вибраторов в условиях изменения технологических параметров литейной формы.

Ключевые слова: модель вибрационного стенда, литейно-технологическая система, центробежный вибратор, литейная форма, математические модели.

Розроблено модель вібраційного стенду з системою синхронізації двох відцентрових вібраторів. Запропоновано адекватний математичний опис керованої ЛТС, що складається з підсистем «ливарна форма – вібростенд» та «електричний вал». Виконано імітаційне моделювання взаємопов'язаних вібраторів за умов зміни технологічних параметрів ливарної форми.

Ключові слова: модель вібраційного стенду, ливарно-технологічна система, відцентровий вібратор, ливарна форма, математичні моделі.

The model of the vibration table with the system of synchronization of two centrifugal vibrators was developed. Adequate mathematical description of the automated system of generation of vertical vibrations was offered. The system consists of subsystem «casting form and vibration table» and subsystems «electric shaft». In the conditions of change of technological parameters of casting form the simulation technique of the related vibrators was executed.

Keywords: model of the vibration stand, casting technological system, reaction-type vibration generator, casting form, mathematical model.

Введение

Разработка вибрационных литейно-технологических систем (ЛТС) с регулируемыми параметрами частоты и вынуждающей силы раскрыли дополнительные возможности для решения ряда задач создания модульных литейных технологий [1-3]. Проведенные исследования по синтезу и композиции теории управления вибрационным воздействием на литейную форму и жидкий расплав показали оригинальные технические решения по созданию и внедрению источников силовых вибрационных возмущений на жидкий и формирующийся металл [4-9].

Вместе с тем, как показывает практика, применение одновибраторных литейных столов ограничено полосой воспроизводимой вибрации (параметры круговых колебаний), поэтому их не всегда можно применять для эффективного воздействия на процессы формирования отливки.

Круговая вибрация в процессе формовки вызывает ползучесть модели в песке

и изменяет положение модели в форме - эффект выдавливания объекта смещающимся слоем песка, то есть создаются условия для перекосов и искажения пространственной размерной точности литых деталей. Для устранения указанного эффекта при формовке используют вертикальное статическое поджатие моделей грузом, который располагают сверху на модели, рис. 1. Тем не менее применение методов статического пригруза не всегда позволяет защитить тонкопрофильные и габаритные модели (рис. 2) от короблений и деформаций при виброформовке. Исключить подобные явления можно путем применения направ-

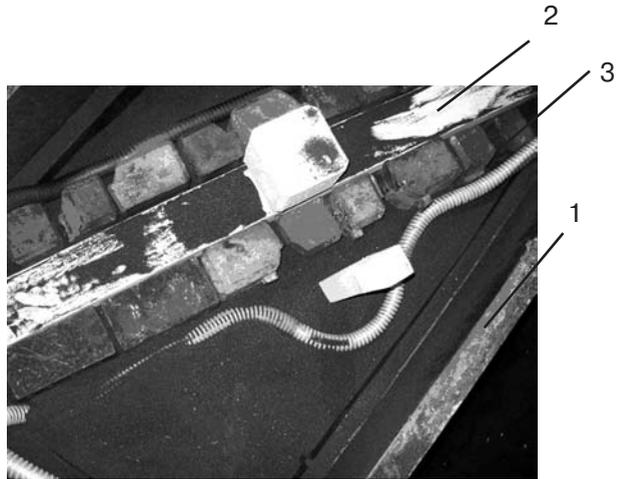


Рис. 1. Применение дополнительных грузов в процессе формовки модели в опоке с сыпучей средой (вид сверху): 1 – опока; 2 – модель; 3 – дополнительный груз

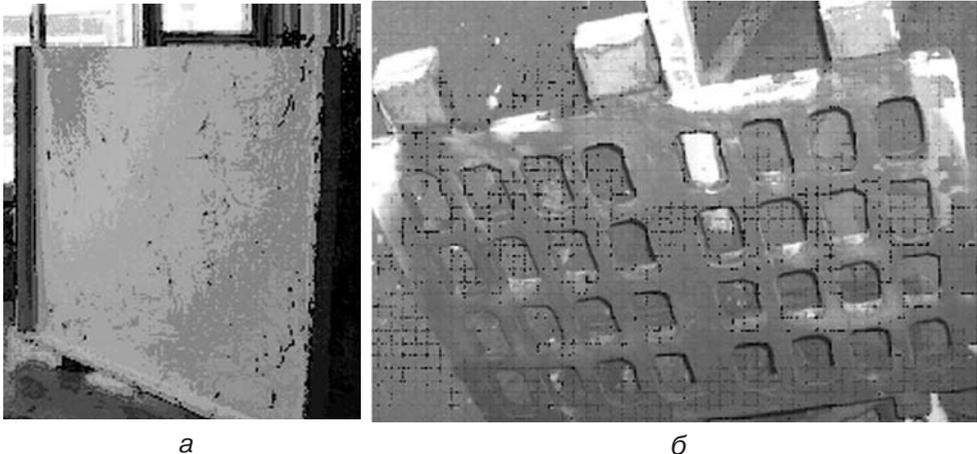


Рис. 2. Тонкостенная габаритная модель плиты (а) и габаритная решетка (б), отливаемые в формы из сыпучих песчаных смесей

ленной гармонической вибрации, которая бы симметрично относительно модели воздействовала на песок, заставляя его двигаться и уплотняться в вертикальном направлении. Вибрация не должна вызывать изгибающих моментов и колебаний формы, приводящих также к смещению элементов модели, расположенных в сыпучей смеси. Следовательно, целесообразным решением для возбуждения направленных гармонических колебаний литейной формы является создание вибростолов с симметричным расположением вибраторов на рабочей платформе (рис. 3), которые дополнительно снабжены системой синхронизации вращения дебалансов.

Процессы моделировали на разработанной для вибрационного воздействия на форму ЛТС с вибрационным столом, оснащенной двумя вибраторами, система состояла из двух подсистем:

- подсистемы синхронизации «электрический вал»;
- механической подсистемы «вибростол – литейная форма».

В свою очередь, механическая подсистема включала двухмоторный вибрационный стол ВСД-1/50, на подвижной платформе которого была установлена литейная форма. Автоматизированная подсистема регулирования и синхронизации вибрации

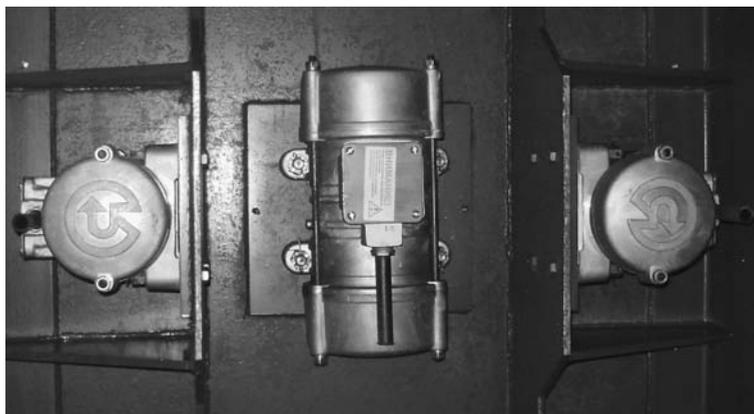


Рис. 3. Конструкция рабочей платформы вибростола с расположением вибровозбудителей в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (вид снизу)

«электрический вал» содержала блок синхронизированного управления вибраторами и два взаимосвязанных по управлению комплектных электрических привода постоянного тока (КЭПТ) [10]. Технические характеристики ВСД-1/50 приведены в таблице.

Технические характеристики вибрационного стола ВСД-1/50

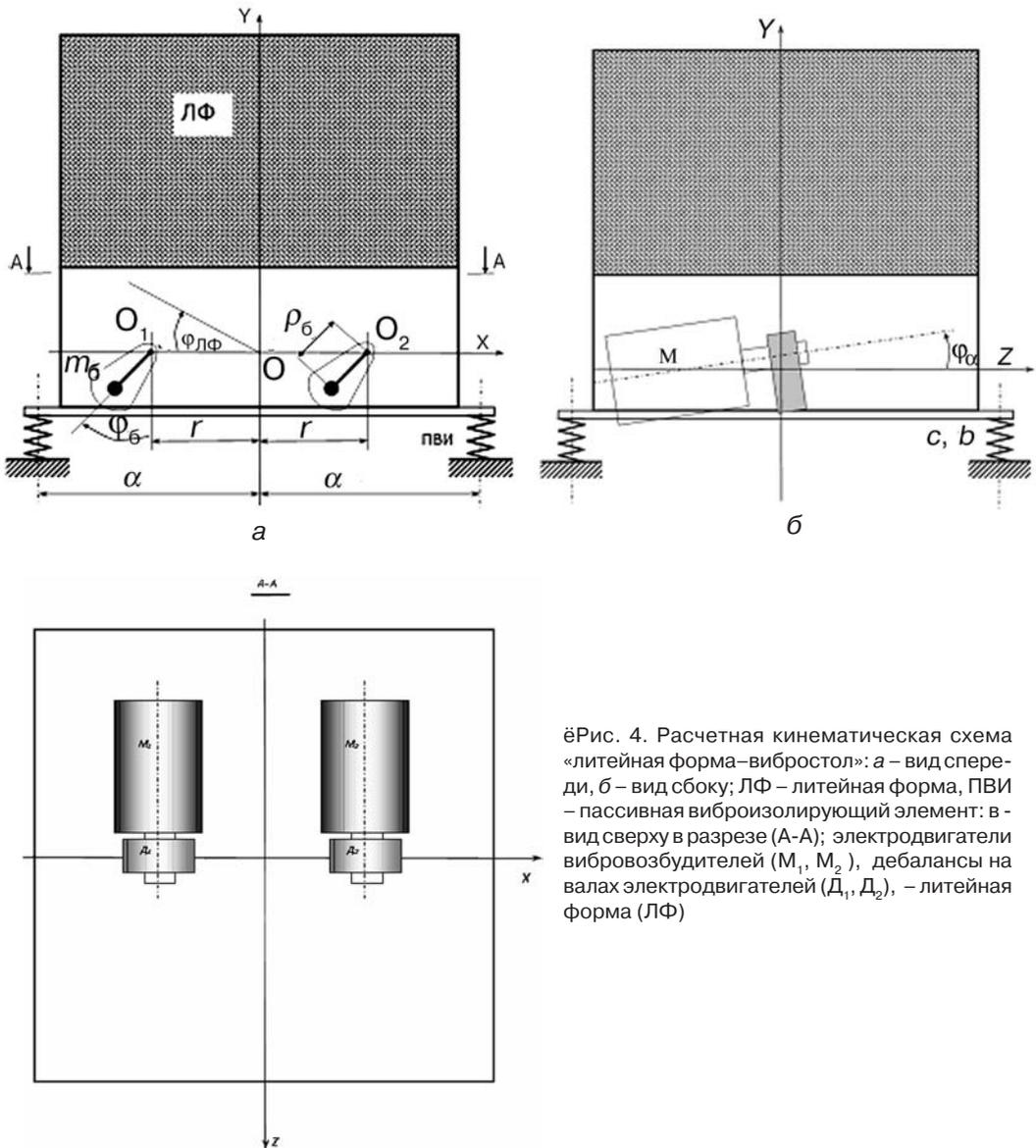
Характеристика	Значение
Максимальная амплитуда силы, кН	10,2
Полоса воспроизводимых частот, Гц	0,5 - 60
Мощность двигателя вибратора, кВт	0,5
Поляризация силы	вертикальная
Масса вибратора, кг	55
Напряжение питающей сети, В	380
Масса платформы вибростола в сборе с вибраторами, кг	350
Снаряженная масса платформы вибростола, кг	1150

Платформу стола выдерживали в горизонтальной плоскости по отклонению положения осей моторов вибраторов от горизонтальной оси не более ± 3 градусов [4, 5]. Вместе с тем, отдельные конструкции несущих платформ допускают расположение вибровозбудителей в двух или трех взаимно перпендикулярных плоскостях (рис. 3), что дополнительно позволяет возбуждать сложные траектории пространственного движения литейной формы.

Цель и задачи проводимых исследований: математическое описание вибрационных ЛТС с взаимной синхронизированной связью электрических машин при регулировании силового воздействия на литейную форму; разработка модели вибрационной системы для обеспечения эффективного управления режимами формовки и формирования отливки; имитационное моделирование взаимосвязанных вибраторов по схеме «электрический вал» в условиях изменения технологических параметров литейной формы и разработка рекомендаций по оптимизации режимов работы синхронизированной системы.

Математические модели системы вибрационный привод – литейная форма

Расчетные кинематические схемы вибрационной ЛТС представлены на рис. 4, а-в, где m_b , ρ_b , φ_{bi} - массы, радиусы инерции и углы поворота дебаланса; $m_{лФ}$, $u_{лФ}$,



ёРис. 4. Расчетная кинематическая схема «литейная форма-вибростол»: а – вид спереди, б – вид сбоку; ЛФ – литейная форма, ПВИ – пассивная виброизолирующий элемент: в - вид сверху в разрезе (А-А); электродвигатели вибровозбудителей (M_1, M_2), дебалансы на валах электродвигателей (D_1, D_2), – литейная форма (ЛФ)

$Z_{ЛФ}, \varphi_{ЛФ}, \psi_{ЛФ}$ - масса, линейные и угловые перемещения литейной формы (ЛФ) в вертикальной (XY) и горизонтальной (XZ) плоскостях; c_y, b_y – осевая жесткость и внутреннее демпфирование пассивных вибрационных изоляторов (ПВИ); a_i – углы наклона осей вращения дебалансов: $0 \leq a_i \leq \pi/2$; ω_{ϕ_i} – угловые скорости дебалансов; F_{iy}, F_{iz} – составляющие возмущающих сил F_i дебалансов, причем $F_{iy} = F_i \cos a_i, F_{iz} = F_i \sin a_i, i = 1, 2$. Пространственные движения литейной формы (ЛФ) можно представить в виде проекций на плоскостях XY и XZ . При синфазном вращении дебалансов угол рассогласования дебалансов равен нулю $\theta = \varphi_{\phi_1} - \varphi_{\phi_2} = 0$, поэтому можно получить линейные движения $y_{ЛФ}, x_{ЛФ}$ или только направленные движения $y_{ЛФ}$ при противофазном вращении ($\theta = \pi$), а также смешанные движения с одновременным изменением $y_{ЛФ}, z_{ЛФ}, \varphi_{ЛФ}, \psi_{ЛФ}$. Таким образом, для анализа режимов работы вибрационной ЛТС необходимо применить как минимум две динамические модели механической части вибрационной ЛТС: для движений в плоскостях XY и XZ .

Модель механики движения ЛФ в плоскости XY

Уравнение поступательного движения подвижной части вибрационного стола вместе с ЛФ по оси Y :

$$m_0 \ddot{y}_{\text{ЛФ}} + b_y \dot{y}_{\text{ЛФ}} + c_y y_{\text{ЛФ}} + m_0 g = F_{1y} + F_{2y}, \quad (1)$$

где $F_{1y} = -F_i \cos a_i$ – проекции возмущающих сил дебалансов на ось Y ;
 $F_i = m_6 \rho_6 [\ddot{\varphi}_{6i} \sin \varphi_{6i} + \dot{\varphi}_{6i}^2 \cos \varphi_{6i}]$,

причем первая составляющая в выражении (1) учитывает тангенциальную силу, а вторая — центробежную; $m_0 g$ – консолидированная сила тяжести подвижной платформы вибростола и ЛФ.

Уравнение углового движения ЛФ относительно оси Z

$$J_{0z} \ddot{\varphi}_{\text{ЛФ}} + b_y a^2 \dot{\varphi}_{\text{ЛФ}} + c_y a^2 \varphi_{\text{ЛФ}} = M_{1z} + M_{2z}, \quad (2)$$

где J_{0z} – момент инерции платформы; $M_{1z} = M_i \cos a_i$ – возмущающие моменты относительно оси Z ; $M_i = m_6 \rho_6 r [\pm \ddot{\varphi}_{6i} \sin(\varphi_{6i} - \varphi_{\text{ЛФ}}) \pm \dot{\varphi}_{6i}^2 \cos(\varphi_{6i} - \varphi_{\text{ЛФ}})]$,

причем, верхний знак действителен при $i=1$, нижний – при $i=2$.

Модель механики движения ЛФ в плоскости XZ

Уравнение поступательного движения подвижной части по оси Z

$$m_0 \ddot{z}_{\text{ЛФ}} + b_z \dot{z}_{\text{ЛФ}} + c_z z_{\text{ЛФ}} = F_{1z} + F_{2z}, \quad (3)$$

где c_z – поперечная упругая жесткость подвижной платформы вибростола; b_z – демпфирование ПВИ в направлении оси Z ; $F_{1z} = F_i \sin a_i$;

$$F_i = m_6 \rho_6 [-\ddot{\varphi}_{6i} \sin \varphi_{6i} + \dot{\varphi}_{6i}^2 \cos \varphi_{6i}].$$

Уравнение углового движения ЛФ относительно оси Y :

$$J_{0y} \ddot{\varphi}_{\text{ЛФ}} + b_z a^2 \dot{\varphi}_{\text{ЛФ}} + c_z a^2 \varphi_{\text{ЛФ}} = M_{1y} + M_{2y}, \quad (4)$$

где J_{0y} – момент инерции платформы; $M_{1y} = M_i \sin a_i$;

$$M_i = m_6 \rho_6 r [\mp \ddot{\varphi}_{6i} \sin(\varphi_{6i} - \psi_{\text{ЛФ}}) \pm \dot{\varphi}_{6i}^2 \cos(\varphi_{6i} - \varphi_{\text{ЛФ}})].$$

Уравнение вращения дебалансов

$$J_6 \ddot{\varphi}_6 = M_{Mi} - M_{ci} + M_{6i}^-, \quad (5)$$

где M_{Mi} – моменты на валах приводных электродвигателей; M_{ci} – моменты сопротивления дебалансов, обусловленные сухим и вязким трением; $M_{6i} = M_{6iz} \cos a_i + M_{6iy} \sin a_i$ – гармонические моменты сопротивления дебалансов относительно осей Z и Y , причем

$$M_{6iz} = m_6 \rho_6 \{ \ddot{y}_{\text{ЛФ}} \sin \varphi_{6i} + g \sin \varphi_{6i} - r [\ddot{\varphi}_{\text{ЛФ}} \sin(\varphi_{6i} - \varphi_{\text{ЛФ}}) - \dot{\varphi}_{\text{ЛФ}}^2 \cos(\varphi_{6i} - \varphi_{\text{ЛФ}})] \};$$

$$M_{6iy} = m_6 \rho_6 \{ \ddot{z}_{\text{ЛФ}} \sin \varphi_{6i} - r [\ddot{\varphi}_{\text{ЛФ}} \sin(\varphi_{6i} - \varphi_{\text{ЛФ}}) - \dot{\varphi}_{\text{ЛФ}}^2 \cos(\varphi_{6i} - \psi_{\text{ЛФ}})] \}.$$

Как видно из анализа приведенных уравнений движения, в (3) и (5) для M_{6i} отсутствуют слагаемые, обусловленные силой тяжести (ускорением g), поскольку движение $M_{\text{ЛФ}}$ и $\Psi_{\text{ЛФ}}$ происходит в горизонтальной плоскости XZ при постоянстве потенциальной энергии механической системы.

На основе уравнений (1)–(5) построим динамическую модель вибрационной ЛТС, которая будет включать две взаимосвязанные электромеханические структуры, взаимодействующие по плоскостям XY, XZ .

Построение и оптимизация динамической модели ЛТС

Особенности построения двухмоторных вибрационных ЛТС изложены в работах [3-6] и основываются на теории создания механической жесткой связи между отдельными вибраторами. При этом важным условием захвата и самосинхронизации дебалансных систем является параллельное расположение осей вращения роторов двигателей в одной горизонтальной плоскости. В настоящих исследованиях представлена разработанная модель вибрационной ЛТС с устройствами, обеспечивающими плавное регулирование силы вибрационного воздействия на литейную форму за счет отслеживания угла рассогласования между дебалансами в условиях синхронизированной работы электрических машин.

Рассмотрим принципиальную схему, положенную в основу построения двухмоторной вибрационной ЛТС. Основной принцип в составлении схемы заключается в управлении первым вибратором по схеме ведущего вибратора, задающего рабочую частоту вибрации. Первый (ведущий вибратор) соответственно включается в состав электропривода с подчиненным регулированием скорости (ЭПРС). Мотор второго вибратора выполняет роль ведомого вибратора и включен в состав электропривода с подчиненным регулированием положения (ЭПП). Следовательно, ведомым вибратором обеспечивают сдвиг фаз, то есть корректируют угол рассогласования между дебалансами, и таким образом при синхронизированной работе двух вибраторов изменяют силу внешнего воздействия на литейную форму. Ведомый вибратор включен в состав электропривода с подчиненным регулированием положения (ЭПП).

Электроприводы регулирования скорости и положения представляют унифицированные модули с подчиненным регулированием промежуточных параметров, поэтому ЭПРС имеет контуры регулирования тока и скорости, а ЭПП - контуры тока, скорости и положения. Разработанная структурная схема модели ЛТС показана на рис. 5, где в левой части изображена подсистема «Электрический вал», а в правой подсистема «Вибростол – литейная форма». По общей схеме они образуют динамическую модель ЛТС с синхронизацией двух вибраторов. На рис. 5 введены следующие обозначения: ЗЧ - задающее устройство частоты вибрации; ЗФ - задающее устройство угла рассогласования дебалансов (задатчик фазы); ЗИ - задатчик интенсивности подачи по времени управляющего сигнала; ФД - фазовый дискриминатор; РП - регулятор положения; ЗП - задатчик положения, определяющий начальный угол θ рассогласования дебалансов; РС1, РС2 – регуляторы частоты вращения первого и второго вибраторов; РТ1, РТ2 – замкнутые контуры регуляторов тока первого и второго вибраторов соответственно; ТП1, ТП2 – тиристорные преобразователи частоты для первого (ведущего) и второго (ведомого) вибраторов; ДС1, ДС2 – датчики обратной связи по частоте вращения моторов ведущего и ведомого вибраторов; $W_{РП}(p)$, $W_{РС}(p)$, $W_{РТ}(p)$ – передаточные функции регулятора положения РП, регуляторов скорости РС₁ и регуляторов тока РТ₁; K_{oc} – коэффициенты отрицательной обратной связи по частоте вибрации; $K_{ТП1}$, $K_{ТП2}$ - передаточные коэффициенты тиристорных преобразователей; $U_{ЗЧ}$ – управляющее напряжение задатчика частоты вибрации; $U_{ЗФ}$ – управляющее напряжение задатчика угла рассогласования дебалансов (напряжение задатчика фазы); $U_{ТП1}$, $U_{ТП2}$ – выходные напряжения тиристорных преобразователей частоты.

Сущность данной модели системы заключается в применении метода подчиненного регулирования параметров объединенной двухдвигательной схемы с представлением цепочки последовательно соединенных звеньев с передаточными функциями $W_{01}(p)$, $W_{02}(p)$, ..., $W_{0i-1}(p)$, $W_{0i}(p)$, выходными параметрами которых являются контролируемые координаты объекта: напряжение, ток, частота вибрации, положение дебалансов.

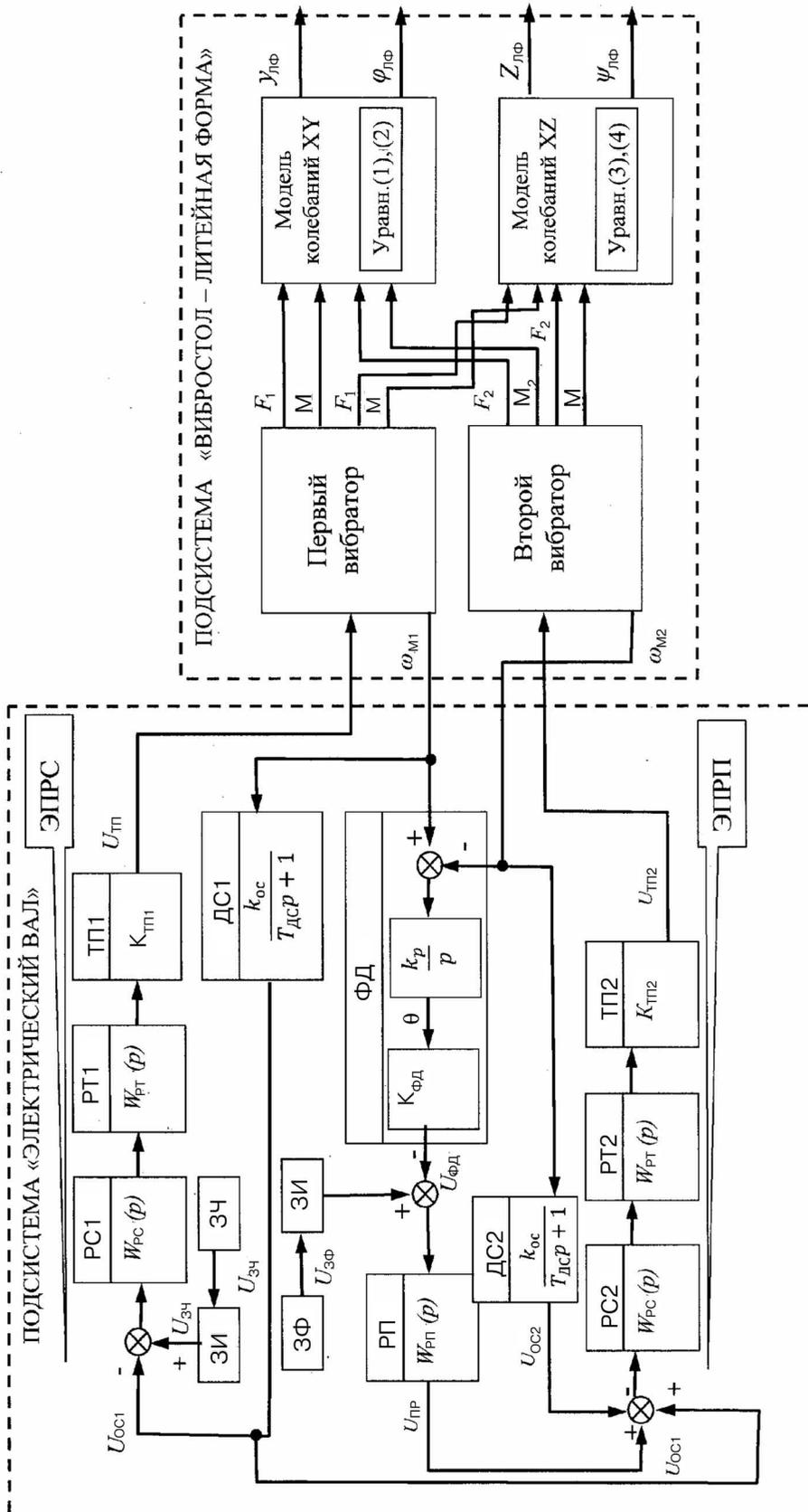


Рис. 5. Динамическая модель ЛТС с синхронизацией вибраторов по схеме «Общий электрический вал»

Количество регуляторов с передаточными функциями $Wp1(p)$, $Wp2(p)$, ..., $Wpi(p)$ в системе устанавливается равным количеству регулируемых величин. Все регуляторы соединяются последовательно, так что выход одного является входом другого. Кроме того, на вход каждого регулятора подается отрицательная обратная связь по той переменной, которая регулируется данным регулятором. В результате этого в системе образуются как бы вложенные друг в друга контуры регулирования. Таким образом, число контуров регулирования равно количеству регулируемых координат объекта.

Каждый внутренний контур управления по порядку подчинен следующему внешнему контуру, то есть выходной сигнал регулятора любого внешнего контура является задающим для последующего контура, заключенного в него. В итоге все внутренние контуры работают как подчиненные общей цели регулирования выходных параметров системы.

Ограничение любой координаты достигается лимитированием ее задания, то есть выходного сигнала регулятора, внешнего по отношению к рассматриваемому контуру.

Синтез регуляторов системы осуществляется методом последовательной коррекции (начиная с внутреннего контура и заканчивая внешним). Практически при выборе передаточной функции регулятора $Wpi(p)$ i -го контура стремятся решить две основные задачи:

- обеспечить за счет действия регулятора компенсацию наиболее существенных инерционностей объекта, входящих в данный контур, и тем самым улучшить быстродействие системы;
- обеспечить определенный порядок астатизма данного контура за счет введения в регулятор интегрирующего звена.

Следует отметить, что введение подчиненного наложенного управления линейными и угловыми колебаниями литейной формы является развитием концепции построения вибрационных ЛТС с функцией стабилизации режимов вибрации в условиях изменения параметров объекта. Целесообразным является дорезонансный режим работы вибраторов с вибрационными ускорениями платформы стола, не превышающими g , что обеспечивает их высокую производительность.

Для точного и устойчивого регулирования θ необходимо иметь достаточно высокое быстродействие контура положения, когда его частота среза $\omega_{co} > \omega_{yп}$, где $\omega_{yп}$ – частота собственных упругих колебаний литейной формы на виброплатформе. Это предопределяет выбор предельно возможного быстродействия контуров тока и скорости. Контуров тока настраиваются на скорректированный оптимум (СКО) [11], обеспечивающий частоту среза $\omega_{c2} = 1/T_{\Sigma 2}$ при $d = 0,5$.

Контуров скорости в условиях действия гармонических моментов $M_{Б1}$ на валах двигателей целесообразно настроить на симметричный оптимум (СО) [11] при частотах среза $\omega_{c1} = 1/2T_{\Sigma 1}$, где $T_{\Sigma 1} = T_{дс} + T_{\Sigma 2}$.

Передаточная функция разомкнутого контура положения

$$W_{PO}(p) \approx W_{PII}(p) \frac{K_{ФД} K_P (T_{дс} + 1) (4T_{\Sigma 1} p + 1)}{K_{oc} p (2T_{\Sigma 1} p + 1) (4T_{\Sigma 1}^2 p^2 + 2T_{\Sigma 1} p + 1)}. \quad (6)$$

В соответствии с изложенным параметры пропорционально-интегрального РП с передаточной функцией

$$W_{PO}(p) = \beta_0 \frac{\tau_0 p + 1}{\tau_0 p}, \quad (7)$$

где β_0 и τ_0 выбираются по условиям

$$\beta_0 = \frac{K_{oc}}{4K_{ФД} K_P T_{\Sigma 1}}; \quad \tau_0 = (7 \div 11) T_{\Sigma 1}, \quad (8)$$

что дает $\omega_{co} \approx 1/(4T_{\Sigma 1})$ – практически 65 с^{-1} .

Новые литые материалы

Имитационное моделирование вибрационной ЛТС проводили в соответствии с динамической структурной схемой в пакете программ MATLAB. Исследования устойчивости работы взаимосвязанных вибраторов определяли при различных значениях θ на верхней частоте возбуждения вибрации 49 Гц (при $\omega_{\text{уп}} = 55 \text{ с}^{-1}$), что обеспечивает высокую эффективность работы виброустановки. На рис. 6, 7 приведены переходные режимы при пуске и остановке вибраторов. Как видно из графиков, введение взаимосвязанного электрического управления вибраторами существенно улучшает динамику остановки вибраторов, рис. 7. При остановке вибраторов в режиме отключения силовых преобразователей и свободного инерционного выбега моторов наблюдаются потеря синхронизации и входение в резонанс на нижних частотах вибрации (рис. 7, кривые 1). При динамическом торможении силовыми преобразователями (рис. 7, кривые 2) тоже обеспечивается быстрая и плавная остановка без возбуждения опасных амплитуд колебаний формы.

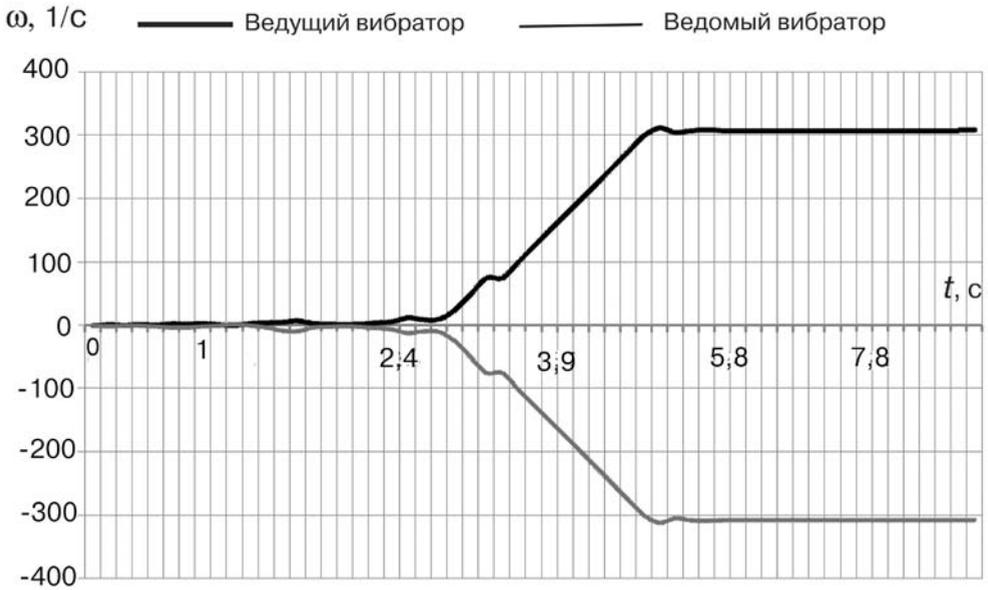


Рис. 6. Переходные режимы пуска вибраторов на рабочую частоту

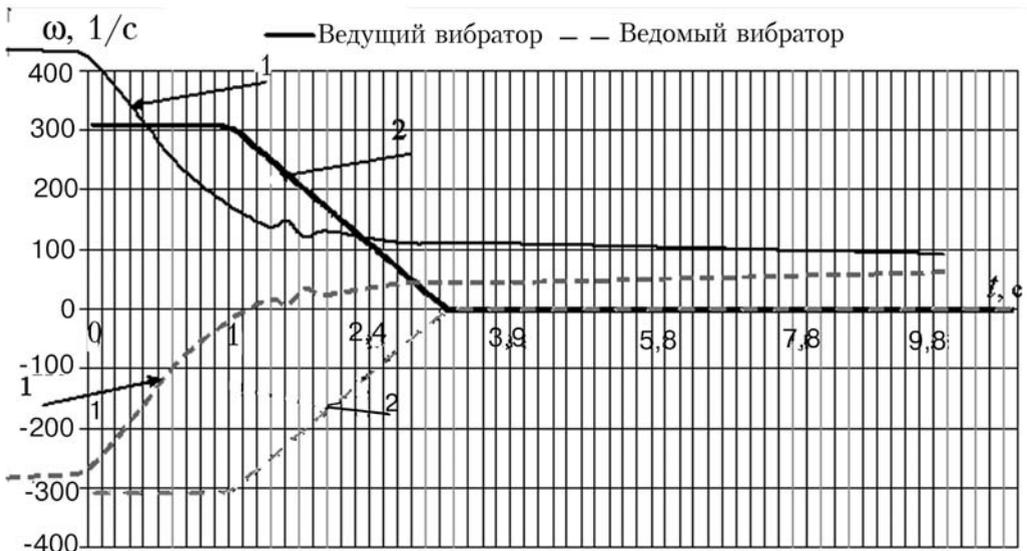


Рис. 7. Переходные режимы остановки вибраторов: 1 – режим остановки вибраторов со свободным инерционным выбегом; 2 – режим динамического торможения электрическим приводом

Выводы

Разработана модель вибрационной ЛТС с взаимной синхронизированной связью электродвигательных машин, обеспечивающая стабилизацию частоты при регулировании силового воздействия на литейную форму и параметров формы.

Сформулирована и обоснована концепция управления параметрами двухроторных вибрационных установок, которая позволяет осуществить тонкое регулирование угла рассогласования роторов, то есть точное управление параметрами колебаний рабочего органа (платформы).

Разработанная модель вибрационной системы предназначена для обеспечения эффективного управления режимами формовки и формирования отливки.

Проведено имитационное моделирование взаимосвязанных вибраторов по схеме «Электрический вал» в условиях изменения технологических параметров литейной формы и разработки рекомендаций по оптимизации режимов работы синхронизированной системы.



Список литературы

1. Шинский О. И., Русаков П. В. Опыт применения центробежных вибрационных машин при решении технологических задач литейного производства // Процессы литья. – 2000. – № 1. – С. 73-78.
2. Найдек В. Л., Нурадинов А. С., Таранов Е. Д. Вибрация как способ повышения качества литых заготовок // Там же. — 2007. – № 1-2. – С. 46-53.
3. Найдек В. Л., Нурадинов А. С., Эльдарханов А. С., Таранов Е. Д. Применение динамических воздействий для повышения качества слитков и непрерывнолитых заготовок // Там же. – 2005. – № 1. – С. 34-39.
4. Русаков П. В. Способ виброформовки насыпных литейных форм с энергетическим отображением процесса дилатансии // Металл и литье Украины. – 2009. – № 4-5. – С. 12-17.
5. Русаков П. В. Особенности моделирования виброформовочных машин с переменной при соединяемой массой // Процессы литья. – 2009. – № 3. – С. 35-42.
6. Найдек В.Л., Шинский О.И., Русаков П.В. Энергочастотное управление режимами вибрационной формовки // Там же. – 2009. – № 4. – С. 69-76.
7. Русаков П. В., Горенко В. Г., Шинский О. И. Установка «Вибростард» для виброрезонансной обработки отливок // Автоматизация специальных способов литья. – Киев: ИПЛ АН УССР, 1987. – С. 70-75.
8. А. с. 1513174 СССР, МКИ F 03 G 3/00. Вибровозбудитель инерционного движителя / П. В. Русаков. – Оpubл. 07.10.89, Бюл. № 37.
9. А. с. 1165489 СССР, МКИ В 06 В 1/16. Вибровозбудитель / В. Г. Горенко, П. В. Русаков, Л. И. Бондаренко, В. П. Горшунов. – Оpubл. 07.07.85, Бюл. № 25.
10. Комплектные тиристорные электроприводы: Справочник / Под ред. В. М. Перельмутера. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 319 с.
11. Егоров В. Н., Шестаков В. М. Динамика систем электропривода. – Л.: Энергоатомиздат, 1983. – 216 с.

Поступила 11.01.2010