

В. Ю. НОЖЕНКО, асп. КрНУ, Кременчуг;
Д. И. РОДЬКИН, д-р техн. наук, проф. КрНУ, Кременчуг;
В. В. ЧЕНЧЕВОЙ, ассист. КрНУ, Кременчуг

ОСОБЕННОСТИ ПУСКА ЗАРЕЗОНАНСНЫХ ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН С ДЕБАЛАНСНЫМИ ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЯМИ

Введение. Начиная с 60-х годов XX столетия и до настоящего времени зарезонансные вибрационные машины (ВМ) с дебалансными вибровозбудителями широко применяются во многих производственных процессах по сравнению с другими виброустановками, благодаря простоте конструкции, низкой стоимости и высокой стабильности работы в установившемся режиме при изменении нагрузки [1, 2].

Однако, несмотря на наличие преимуществ по сравнению с другими виброустановками и огромной практики использования, ВМ, работающие в зарезонансном режиме характеризуются рядом недостатков, связанных с прохождением резонансной зоны. Как известно из [1], в процессе пуска при совпадении частоты вынуждающих колебаний с собственной частотой рабочего органа ВМ, т.е. при прохождении через резонансную зону, возникают интенсивные колебания, амплитуда которых во много раз превышает амплитуду в рабочем режиме. Данное явление приводит к значительным динамическим нагрузкам на элементы конструкции ВМ, возможному «застреванию» двигателей на числе оборотов вблизи резонансной частоты, увеличению тока в обмотках статора, возрастанию амплитуды колебаний без заметного изменения частоты при увеличении мощности и быстрый переход резонансной частоты, сопровождающийся резким уменьшением амплитуды, т.е. эффектом Зоммерфельда [3, 4].

Анализ последних достижений и литературы. Решением данной проблемы занимались многие ученые, что привело к формированию методов уменьшения колебаний ВМ зарезонансного типа таких, как использование двигателей с повышенным пусковым моментом [1]; применение управляемых динамических гасителей колебаний [5]; использование вибровозбудителей с автоматически или вручную регулируемым статическим моментом дебалансов [1]; использование форсированного пуска с помощью последовательно включаемых с обмотками статора двигателя конденсаторов [6] и др. Однако вышеперечисленные методы имеют ряд недостатков и не нашли широкого применения, поэтому возникает необходимость поиска возможных способов снижения уровня амплитуды резонансных колебаний и ее негативного влияния на вибрационную систему с помощью современных систем электропривода (ЭП).

Целью статьи является исследование пуска и прохождения резонансной зоны электропривода зарезонансных вибрационных машин с двухвальными дебалансными вибровозбудителями.

Материалы и результаты исследований. В качестве ВМ рассмотрена вибрационная площадка вертикально направленного действия с двухвальными дебалансными вибровозбудителями, которая предназначена для уплотнения жестких бетонных смесей в форме [2].

Исследования пуска и прохождения резонансной зоны проводились с помощью математической модели ВМ, состоящей из двух частей: электроприводной и механической. Электроприводная часть, включающая две асинхронных машины с короткозамкнутым ротором, описана в трехфазной системе координат согласно [7, 8]. Модель механической части ВМ выполнялся на основании рис.1.

Перемещение ВМ направленного действия и равновесия моментов на валу двигателей можно представить следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} m_{pl}x'' + b_x x' + c_x x &= m_1 r_1 (\varphi_1'' \sin \varphi_1 + \varphi_1'^2 \cos \varphi_1) - m_2 r_2 (\varphi_2'' \sin \varphi_2 + \varphi_2'^2 \cos \varphi_2); \\ m_{pl}y'' + b_y y' + c_y y &= m_1 r_1 (\varphi_1'' \cos \varphi_1 - \varphi_1'^2 \sin \varphi_1) + m_2 r_2 (\varphi_2'' \cos \varphi_2 - \varphi_2'^2 \sin \varphi_2); \\ J_{\Sigma 1} \frac{d\omega_1}{dt} &= M_{em1} - M_{mex1} + M_{vibr1}; \\ J_{\Sigma 2} \frac{d\omega_2}{dt} &= M_{em2} - M_{mex2} + M_{vibr2}, \end{aligned} \quad (1)$$

где x , y – перемещение рабочего органа ВМ вдоль оси X и Y (виброперемещение), соответственно; x' , y' – скорость ВМ по оси X и Y (виброскорость), соответственно; x'' , y'' – ускорение ВМ по оси X и Y (виброускорение), соответственно; m_{pl} – масса ВМ с формой и бетонной смесью; $c_x = c_y = c_0$ – коэффициенты

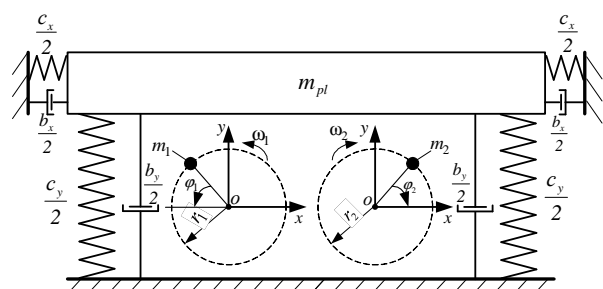


Рис. 1 – Схема механической части вибромашины

горизонтальной и вертикальной жесткости опор ВМ, соответственно; $b_x = b_y = b_0$ – коэффициенты горизонтального и вертикального демпфирования, соответственно; $m_1 = m_2 = m_0$ – массы первого и второго дебалансов, соответственно; $r_1 = r_2 = r$ – расстояние первого и второго дебаланса от оси вращения, соответственно; $\omega_1 = \omega_2 = \omega$ – угловые скорости вращения первого и второго дебалансов, соответственно; φ_1, φ_2 – углы поворота дебалансных масс; $J_{\Sigma 1}, J_{\Sigma 2}$ – приведенный момент инерции первого и второго двигателя, соответственно; M_{em1}, M_{em2} – электромагнитный момент на валу первого и второго двигателя, соответственно; M_{mex1}, M_{mex2} – момент сил сопротивления вращению; M_{vibr1}, M_{vibr2} – вибрационный момент на валу первого и второго двигателя, соответственно.

Момент сил сопротивления вращению двигателей обусловленный преимущественно сопротивлением в подшипниках вибровозбудителей и определяется согласно выражения [4]:

$$M_{mex1} = M_{mex2} = 0,5 f_{tr} m r \omega^2 d, \quad (2)$$

где f_{tr} – приведенный коэффициент трения в подшипниках; d – диаметр внутреннего кольца подшипника.

Вибрационный момент на валу первого и второго двигателя:

$$M_{vibr1} = m_1 r_1 (x'' \sin \varphi_1 + y'' \cos \varphi_1 + g \cos \varphi_1); \quad (3)$$

$$M_{vibr2} = m_2 r_2 (x'' \sin \varphi_2 + y'' \cos \varphi_2 + g \cos \varphi_2), \quad (4)$$

где $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

Первое и второе уравнения системы (1) представляют собой уравнения сил при горизонтальном и вертикальном перемещении вибросистемы. В левой части уравнений приведены инерционная, вязкая и упругая силы сопротивления перемещению ВМ, а в правой – вертикальные вынуждающие силы, создаваемые при вращении первого и второго дебалансов.

Третье и четвертое уравнения системы (1) описывают равновесие моментов на валу первого и второго двигателя соответственно.

С целью детализации и уяснения отдельных положений построения математической модели механической части ВМ на рис. 2 представлена ее блок-схема, полученная на основании выражений (1)–(4).

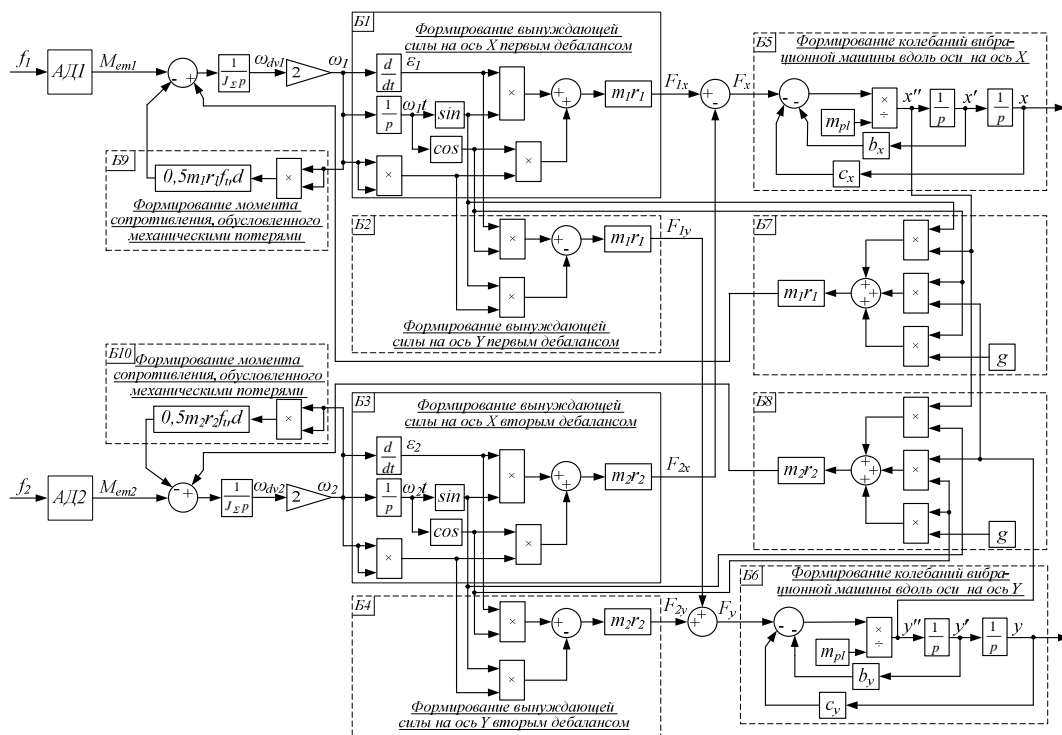


Рис. 2 – Блок-схема математической модели механической части вибрационной машины

В блоках Б1–Б4 (рис. 2) осуществляется формирование вынуждающей силы первым и вторым дебалансами на оси X и Y в соответствии с правыми частями первого и второго уравнения системы (1). Блоки Б5–Б6 реализуют формирование колебаний ВМ вдоль оси X и Y в соответствии с левыми частями первого и второго уравнения системы (1). В блоках Б7–Б8 осуществляется формирование вибрационного момента на валу первого и второго двигателей в соответствии с выражениями (3), (4). Блоки Б9–Б10 реализуют моменты сил сопротивления вращению двигателей, обусловленные преимущественно сопротивлением в подшипниках вибровозбудителей согласно с выражением (2).

Исходными данными для математической модели колебательной системы были параметры промышленной ВМ: $m_{pl} = 9000$ кг; $c_0 = 1,268 \cdot 10^8$ Н/м; $b_0 = 30600$ Нс/м; $r_1 = r_2 = 0,1$ м; $m_1 = m_2 = 18$ кг; $t_{tr} = 0,005$; $d = 0,04$ м. Паспортные данные АД с короткозамкнутым ротором серии 4А180М4УЗ: $P_n = 30$ кВт; $n_0 = 1500$ об/мин; $U_n = 220$ В; $R_1 = 0,16$ Ом; $R_2 = 0,078$ Ом; $X_1 = 0,362$ Ом; $X_2 = 0,513$ Ом; $X_\mu = 15,34$ Ом; $I_n = 56,12$ А; $\lambda_p = 1,4$; $\lambda_m = 1$; $\lambda_k = 2,3$; $S_n = 1,9$ %; $S_k = 14$ %; $\eta = 91$ %; $J_d = 0,2245$ кг·м² [8].

Как известно из [1–3], на процесс пуска зарезонансных ВМ значительное влияние оказывает выбор мощности приводных двигателей, поскольку изменение угловой скорости дебалансных валов ВМ взаимно связано с изменением амплитуды колебаний и подводимой мощности. Для анализа этого влияния в работе проведены исследования при использовании АД мощностью выше и ниже исходной, а именно: АД серии 4А200Л4 мощностью 45 кВт, 4А180S4 – 22 кВт, 4А132М4 – 11 кВт.

В результате моделирования получены кривые (рис. 3–6), где на рис. 3, 4 изображены перемещение ВМ и вибрационный момент двигателей мощностью 30 кВт, а на рис. 5, 6 – момент и угловая скорость вращения двигателей разной мощности.

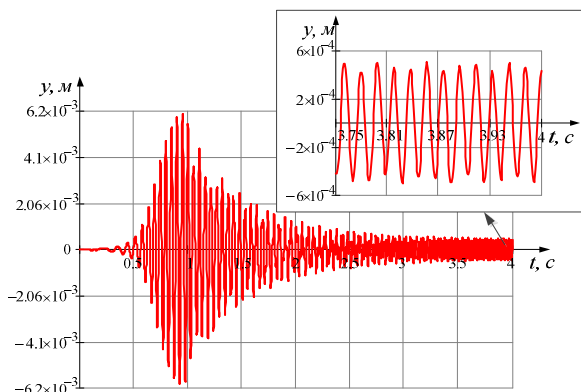


Рис. 3 – Кривая перемещения ВМ при использовании двигателей мощностью 30 кВт

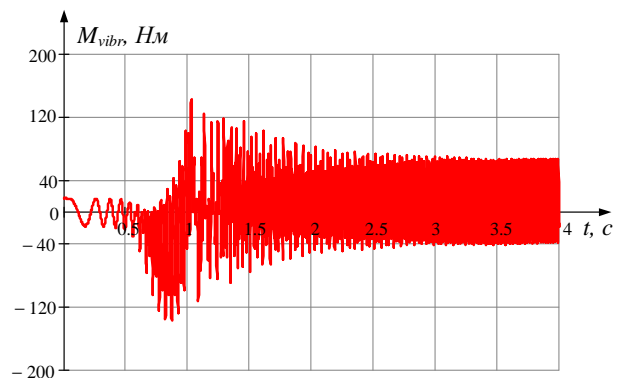


Рис. 4 – Кривая вибрационного момента при использовании двигателей мощностью 30 кВт

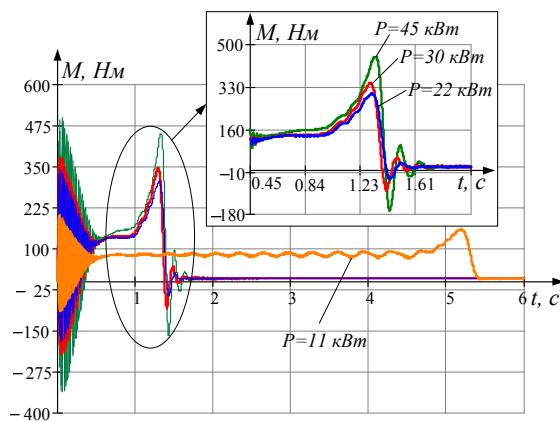


Рис. 5 – Кривые моментов двигателей разной мощности

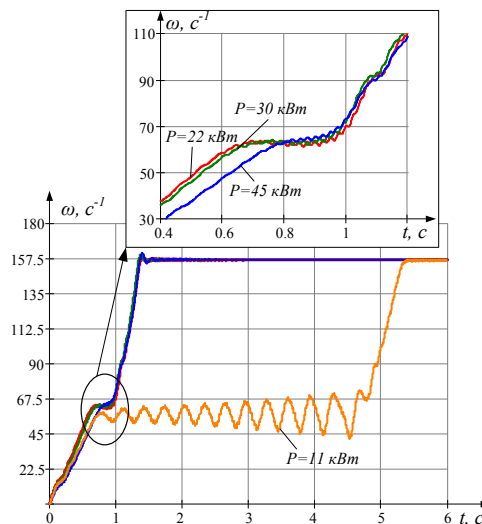


Рис. 6 – Кривые угловых скоростей вращения двигателей разной мощности

Для сравнения полученных результатов, в табл. 1 приведены значения исследуемых параметров вибросистемы при использовании двигателей разной мощности, куда включены: y_{max} – максимальное значение амплитуды колебаний рабочего органа ВМ; t_{zast} – время «застревания» роторов приводных двигателей в резонансной зоне; M_{rez} – момент двигателей во время прохождения резонансной зоны; M_{vibr} – вибрационный момент при прохождении резонансной зоны; t_{pusk} – время пуска ЭП ВМ.

Анализ полученных результатов показал, что использование приводных АД с большей мощностью способствует увеличению темпа роста угловой скорости дебалансных валов при пуске и позволяет быстрее пройти зону резонанса с меньшей амплитудой колебаний рабочего органа ВМ и вибрационного момента.

Таблица 1 – Параметры пусковых процессов вибросистемы при использовании двигателей разной мощности

Двигатель	y_{max} , м	t_{zast} , с	M_{rez} , Нм	M_{vibr} , Нм	t_{push} , с
4A200L4	$5,45 \cdot 10^{-3}$	0,136	159,06	127,66	1,466
4A180M4	$6,07 \cdot 10^{-3}$	0,19	139,16	136,66	1,435
4A180S4	$6,23 \cdot 10^{-3}$	0,277	136,19	139,1	1,496
4A132M4	$6,66 \cdot 10^{-3}$	4,027	90,325	179,8	5,382

При применении двигателей меньшей мощности темп роста угловой скорости в резонансной зоне замедляется, что приводит к затяжному процессу пуска ВМ и является причиной возрастания амплитуды колебаний, «застревания» роторов двигателей (рис. 6). Так, на рис. 6 видно, что при использовании мощности АД 11 кВт, наблюдается «застревание» роторов двигателей в резонансной зоне, более 4 с.

По этой причине в используемых на практике зарезонансных ВМ устанавливают электродвигатели со значительным резервом мощности, заранее осознавая, что в установившемся режиме они будут работать с существенной недогрузкой. Кроме этого, ухудшаются энергетические показатели – снижаются КПД и коэффициент мощности, что служит причиной нерационального расходования электроэнергии.

Помимо мощности приводных двигателей, на процесс пуска ВМ существенное воздействие оказывают конструктивно-технологические параметры самой ВМ, от которых зависят такие показатели, характеризующие переходные процессы, как изменение скорости дебалансных валов, величина их углового ускорения в момент прохождения резонанса, значение максимальной амплитуды и резонансной частоты. Так, в процессе эксплуатации ВМ возможны изменения массы обрабатываемой среды, статического момента дебалансов и т.д., что влечет за собой изменение конструктивно-технологических параметров и, соответственно, условий пуска. Возможны такие сочетания параметров ВМ, при которых амплитуда колебаний будет настолько велика, что роторы приводных двигателей, «застряв» на резонансной частоте, так и не смогут выйти на номинальный режим.

Для выявления закономерностей влияния конструктивно-технологических параметров ВМ с двухвальными дебалансными вибровозбудителями на процесс пуска и прохождения резонансной зоны был проведен эксперимент на базе математической модели. При проведении эксперимента реализован композиционный ротатбельный план второго порядка (РЦКП) [9, 10]. Уровни варьирования конструкционных параметров ВМ (m_{pl} , m_0 , c_0) в натуральном и кодированном виде приведены в табл. 2.

Таблица 2 – Уровни и интервалы варьирования исследуемых факторов

Наименование фактора	Обозначение	Уровни варьирования факторов					Интервал варьирования
		-1,68179	-1	0	+1	+1,68179	
Масса вибромашины, кг	m_{pl}	5000	6621,59	9000	11378,4	13000	2378,4
Масса дебалансов, кг	m_0	14	15,621	18	20,378	22	2,379
Коэффициент жесткости, Н/м	c_0	$1,036 \cdot 10^8$	$1,13 \cdot 10^8$	$1,268 \cdot 10^8$	$1,406 \cdot 10^8$	$1,5 \cdot 10^8$	$0,1379 \cdot 10^8$

Функцией отклика являлась величина максимальной амплитуды колебаний рабочего органа ВМ (y_{max}), время «застревания» роторов приводных двигателей (t_{zast}) и момент двигателей (M_{rez}) во время прохождения резонансной зоны.

При проведении факторного эксперимента согласно требованиям ротатбельного планирования, в матрицу включали три переменных на двух уровнях (восемь точек), шесть «звездных точек» с координатами $\pm 1,68179$; 0; 0 и одна точка в центре эксперимента (табл. 3). В матрице планирования основной уровень обозначен как «0», нижний уровень – знаком «-1», верхний уровень – знаком «+1».

Общее число опытов: $N = 2^k + 2k + k_0 = 15$, где $k = 3$ – число факторов; $2^k = 8$ – полный факторный эксперимент (ядро плана), представленный в строках 1...8 матрицы планирования; $2k = 6$ – звездные точки, представленные в строках 9...14 матрицы планирования (величина звездного плеча $\alpha = 1,68179$); $k_0 = 1$ – опыты в центре плана.

По значениям выходных параметров, полученных в результате реализации опытов, проводился расчет коэффициентов регрессий.

В результате математической обработки результатов эксперимента были получены следующие уравнения регрессий без учета незначимых коэффициентов:

– максимальная амплитуда колебаний рабочего органа ВМ при прохождении резонансной зоны:

$$y_{max} = a_0 - a_1 m_{pl} + a_2 m_0, \quad (5)$$

где $a_0 = 59,734 \cdot 10^{-4}$, $a_1 = 21,6 \cdot 10^{-4}$, $a_2 = 10,139 \cdot 10^{-4}$ – коэффициенты регрессионной модели;

Таблица 3 – Матрица планирования эксперимента

№ п/п	m_{pl} , кг	m_0 , кг	c_0 , Н/м	m_{pl} , кг	m_0 , кг	c_0 , Н/м	y_{max} , м	t_{zast} , с	M_{rez} , Нм
1	1	1	-1	11378,4	20,3784	$1,1301 \cdot 10^8$	$3,99 \cdot 10^{-3}$	0,035	130,91
2	-1	1	-1	6621,59	20,3784	$1,1301 \cdot 10^8$	$9 \cdot 10^{-3}$	3,793	142,7
3	1	1	1	11378,4	20,3784	$1,4059 \cdot 10^8$	$4,8 \cdot 10^{-3}$	0,124	135,75
4	1	-1	1	11378,4	15,621	$1,4059 \cdot 10^8$	$2,76 \cdot 10^{-3}$	0	152,01
5	-1	1	1	6621,59	20,3784	$1,4059 \cdot 10^8$	$8,8 \cdot 10^{-3}$	4,121	152,02
6	-1	-1	1	6621,59	15,621	$1,4059 \cdot 10^8$	$7,8 \cdot 10^{-3}$	1,596	157,71
7	-1	-1	-1	6621,59	15,621	$1,1301 \cdot 10^8$	$8,2 \cdot 10^{-3}$	1,127	144,74
8	1	-1	-1	11378,4	15,621	$1,1301 \cdot 10^8$	$2,5 \cdot 10^{-3}$	0	150,9
9	0	0	1,68179	9000	18	$1,5 \cdot 10^8$	$7,5 \cdot 10^{-3}$	1,191	148,84
10	0	0	-1,68179	9000	18	$1,036 \cdot 10^8$	$4,5 \cdot 10^{-3}$	0,047	139,16
11	-1,68179	0	0	5000	18	$1,268 \cdot 10^8$	$8,5 \cdot 10^{-3}$	3,774	157,03
12	1,68179	0	0	13000	18	$1,268 \cdot 10^8$	$2,7 \cdot 10^{-3}$	0	132,84
13	0	1,68179	0	9000	22	$1,268 \cdot 10^8$	$8,1 \cdot 10^{-3}$	2,71	143,49
14	0	-1,68179	0	9000	14	$1,268 \cdot 10^8$	$3,036 \cdot 10^{-3}$	0	150,85
15	0	0	0	9000	18	$1,268 \cdot 10^8$	$6 \cdot 10^{-3}$	0,19	139,16

– время «застревания» роторов приводных двигателей в резонансной зоне без учета незначимых коэффициентов:

$$t_{zast} = d_0 - d_1 m_{pl} + d_2 m_0 + d_3 c_0 + d_4 m_{pl}^2 - d_5 m_{pl} m_0 + d_6 m_0^2, \quad (6)$$

где $d_0 = 0,1904$, $d_1 = 1,232$, $d_2 = 0,7255$, $d_3 = 0,206$, $d_4 = 0,599$, $d_5 = 0,629$, $d_6 = 0,411$ – коэффициенты регрессионной модели;

– момент двигателя при прохождении резонансной зоны без учета незначимых коэффициентов:

$$M_{rez} = q_0 - q_1 m_{pl} - q_2 m_0 + q_3 c_0 - q_4 m_{pl} m_0 + q_5 m_0^2, \quad (7)$$

где $q_0 = 139,15$, $q_1 = 4,999$, $q_2 = 4,127$, $q_3 = 3,2599$, $q_4 = 3,565$, $q_5 = 2,855$ – коэффициенты регрессионной модели.

Коэффициенты, стоящие перед факторами, говорят о значимости входных параметров и влиянии их на исследуемые отклики, а также их парное взаимодействие на выходную величину. Коэффициент детерминации для y_{max} составляет $R^2 = 0,923$, для t_{zast} – $R^2 = 0,989$, для M_{rez} – $R^2 = 0,912$, что свидетельствует об адекватности полученных регрессионных моделей реальным данным.

Данные регрессионные модели второго порядка позволяют получить информацию о влиянии варьируемых факторов и их взаимодействий на выходные величины. Эти модели можно использовать как для оптимизации процесса пуска ВМ, так и для отыскания таких значений варьируемых факторов внутри диапазона их варьирования, для которых значения качественных и количественных характеристик процесса прохождения резонансной зоны оказываются максимальными или минимальными.

Для определения наиболее значимых факторов, оказывающих влияние на y_{max} , t_{zast} , M_{rez} , использовались стандартизированные Парето-карты [10]. Так, согласно Парето-карты, на величину y_{max} при прохождении резонансной зоны наиболее существенное влияние оказывают m_{pl} и m_0 , т.к. имеют 95 % порогового уровня значимости. Менее влиятельным фактором является c_0 , а также парные взаимодействия факторов и их квадратичные зависимости.

На t_{zast} наибольшую значимость оказывают все исходные факторы: m_{pl} , m_0 , c_0 , а также квадратичные зависимости m_{pl}^2 , m_0^2 и парное взаимодействие $m_{pl} m_0$. Менее влиятельными являются квадратичная зависимость c_0 и его взаимодействие с двумя другими факторами.

Значение M_{rez} при прохождении резонансной зоны зависит от всех исходных факторов: m_{pl} , m_0 , c_0 , и парного взаимодействия $m_{pl} m_0$.

Обработка полученных зависимостей с помощью компьютерной программы позволила получить поверхности откликов (рис. 7–9), отображающие влияние наиболее значимых факторов и позволяющие увидеть не только влияние отдельного фактора на выходную величину, но и их парное взаимодействие.

Анализ рис. 7, 8 при варьировании параметров m_{pl} и m_0 показал, что уменьшение максимальной амплитуды колебаний рабочего органа ВМ и время «застревания» роторов приводных двигателей во время прохождения резонансной зоны достигается при увеличении массы ВМ и уменьшении массы дебалансов.

Для уменьшения момента двигателя при прохождении резонансной зоны анализ поверхности отклика по уровню m_{pl} и m_0 (рис. 9) показал, что необходимо увеличить как массу ВМ, так и массу дебалансов.

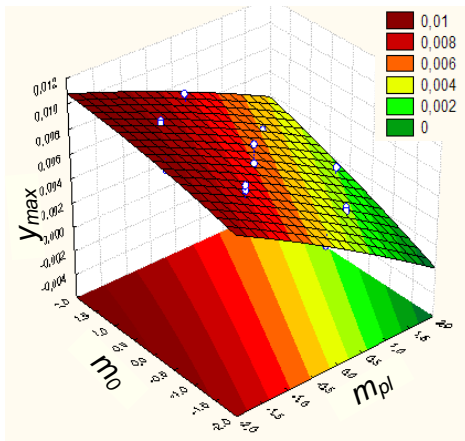


Рис. 7 – Поверхность отклика по уровню регрессии массы ВМ и массы дебалансов на y_{max}

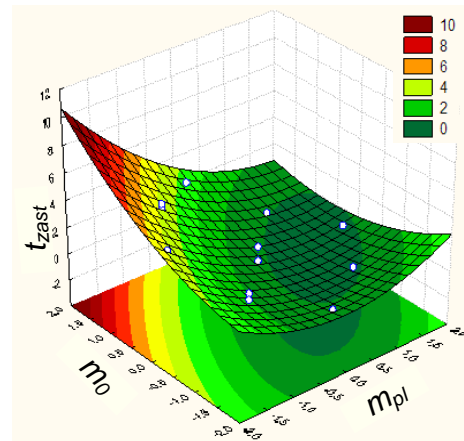


Рис. 8 – Поверхность отклика по уровню регрессии массы ВМ и массы дебалансов на t_{zast}

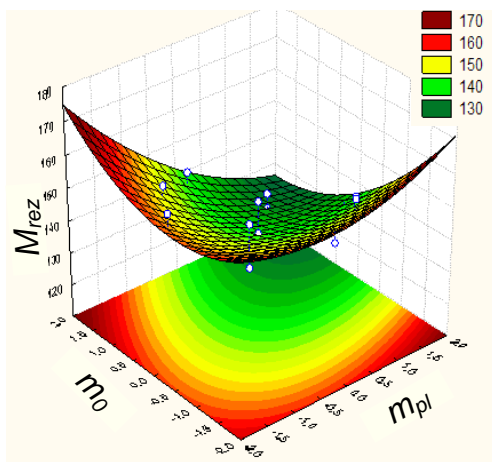


Рис. 9 – Поверхность отклика по уровню регрессии массы ВМ и массы дебалансов на M_{rez}

Выводы. Проведенные исследования пуска зарезонансной вибрационной машины с дебалансными вибровозбудителями с помощью математического моделирования показали, что на прохождение зоны резонанса значительное влияние оказывает как мощность приводных двигателей ВМ, так и технологические режимы работы ВМ, при которых возможны изменения конструктивных параметров ВМ.

Полученные результаты исследований пуска ВМ с помощью метода планирования эксперимента при изменении конструктивных параметрах ВМ показали, что на прохождение резонансной зоны и на проявление эффекта Зоммерфельда существенное воздействие оказывает масса ВМ и масса дебалансов. В то же время менее значимым является коэффициент жесткости.

Таким образом, к ВМ зарезонансного типа необходимо применение регулируемого ЭП обеспечивающего форсированное прохождение резонансной зоны с максимально допустимым ускорением, что позволит снизить механические нагрузки на конструктивные элементы ВМ и мощность приводных двигателей.

форсированное прохождение резонансной зоны с максимально допустимым ускорением, что позволит снизить механические нагрузки на конструктивные элементы ВМ и мощность приводных двигателей.

Список литературы: 1. Вибрации в технике : справочник в 6 т. – М. : Машиностроение, 1981. – Т. 4 : Вибрационные машины и процессы. – 509 с. 2. Бауман В. А. Вибрационные машины и процессы в строительстве / В. А. Бауман, И. И. Быховский. – М. : Высшая школа, 1977. – 255 с. 3. Вибрации в технике : справочник в 6 т. – М. : Машиностроение, 1979. – Т. 2 : Колебания нелинейных механических систем. – 351 с. 4. Блехман И. И. Вибрационная механика / И. И. Блехман. – М. : Физматлит, 1994. – 400 с. 5. Повидайло В. А. Расчет и конструирование вибрационных питателей / В. А. Повидайло. – М. : Mashgiz, 1962. – 151 с. 6. Дмитриев В. Н. Переходные процессы зарезонансных вибрационных машин / В. Н. Дмитриев, Е. Н. Гаврилов // Электротехнические комплексы и системы управления. – 2011. – №4. – С. 52–55. 7. Сипайлов Г. А. Математическое моделирование электрических машин (АВМ) / Г. А. Сипайлов, А. В. Лоос. – М. : Высшая школа, 1980. – 176 с. 8. Копылов И. П. Математическое моделирование электрических машин / И. П. Копылов. – М. : Высшая школа, 2001. – 327 с. 9. Ивоботенко Б. А. Планирование эксперимента в электромеханике / Б. А. Ивоботенко, Н. Ф. Ильинский, И. П. Копылов. – М. : Энергия, 1971. – 185 с. 10. Монтгомери Д. К. Планирование эксперимента и анализ данных / Д. К. Монтгомери. – Ленинград : Судостроение, 1980. – 384 с.

Bibliography (transliterated): 1. *Vibratsii v tekhnike: spravochnik*. Vol. 4. Moscow: Mashinostroyeniye, 1981. Print. 2. Bauman, V. A. and Bykhovskiy, I. I. *Vibratsionnyye mashiny i protsessy v stroitelstve*. Moscow: Vysshaya shkola, 1977. Print. 3. *Vibratsii v tekhnike: spravochnik*. Vol. 2. Moscow: Mashinostroyeniye, 1979. Print. 4. Blekman, I. I. *Vibratsionnaya mekhanika*. Moscow: Fizmatlit, 1994. Print. 5. Povidaylo, V. A. *Raschet i konstruirovaniye vibratsionnykh pitateley*. Moscow: Mashgiz, 1962. Print. 6. Dmitriyev, V. N. and Gavrilov, Ye. N. "Perekhodnyye protsessy zarezonansnykh vibratsionnykh mashin". *Elektrotekhnicheskiye komplekсы i sistemy upravleniya*. No. 4. 2011. 52–55. Print. 7. Sipaylov, G. A. and Loos, A. V. *Matematicheskoye modelirovaniye elektricheskikh mashin (AVM)*. Moscow: Vysshaya shkola, 1980. Print. 8. Kopylov, I. P. *Matematicheskoye modelirovaniye elektricheskikh mashin*. Moscow: Vysshaya shkola, 2001. Print. 9. Ivobotenko, B. A., Ilinskiy, N. F. and Kopylov, I. P. *Planirovaniye eksperimenta v elektromekhanike*. Moscow: Energiya, 1971. Print. 10. Montgomeri, D. K. *Planirovaniye eksperimenta i analiz dannykh*. Leningrad: Sudostroyeniye, 1980. Print.

Поступила (received) 14.07.2015