УДК 62.752, 621.534, 629.4.015: 20 УДК 621.98.042 DOI: 10.18324/2077-5415-2018-2-25-31

Новые возможности изменения динамических состояний вибрационных технологических машин

Вьонг Куанг Чык

Иркутский государственный университет путей сообщения, ул. Чернышевского 15, Иркутск, Россия
trucvq1990@gmail.com
https://orcid.org/0000-0003-3026-5301
Статья поступила 12.04.2018, принята 10.05.2018

Целью работы является развитие методологического базиса в решении задач динамики машин, связанных с формированием структуры и параметров вибрационного поля. Для построения математических моделей используются методы структурного моделирования, в рамках которых исходной механической колебательной системе сопоставляется структурная схема эквивалентной в динамическом отношении системы автоматического управления. Разработан метод построения математических моделей, учитывающих возможности совместного действия двух синфазных гармонических воздействий. Научная новизна заключается в результатах исследования динамических эффектов при совместном действии двух силовых факторов, что проявляется в возможностях изменения числителей соответствующих передаточных функций при неизменных свойствах их знаменателя. Получены аналитические соотношения, показаны возможности изменения амплитудно-частотных характеристик. Предложены варианты корректировки структуры вибрационных полей через изменения соотношения жесткостей упругих опорных элементов. Разработана методика построения амплитудно-частотных характеристик и частотных диаграмм, отражающих динамические возможности вибрационных машин; выявлены специфические режимы динамических состояний, связанных с возможностями изменения динамических структур и числа степеней свободы исходных механических колебательных систем. Для комплексной оценки динамических возможностей систем предложена и разработана технология построения частотных диаграмм как функции, отражающей зависимости специфических частотных свойств системы от настроечных параметров. Приводятся результаты численного моделирования и варианты формообразования амплитудно-частотных характеристик, обладающих необходимыми свойствами.

Ключевые слова: вибрационные технологические машины; структурные схемы; передаточные функции; частотные диаграммы.

New possibilities for changing dynamic conditions of vibration technology machines

Vuong Quang Chyk

Irkutsk State Transport University; 15, Chernyshevskiy St., Irkutsk, Russia
trucvq1990@gmail.com
https://orcid.org/0000-0003-3026-5301
Received 12.04.2018, accepted 10.05.2018

The purpose of the work is to develop a methodological basis in solving the problems of the machine dynamics associated with the formation of the structure and parameters of the vibration field. For the construction of mathematical models structural modeling methods are used, in which the initial mechanical oscillatory system is associated with a structural diagram of equivalent in the dynamically relation automatic control system. A method for constructing the mathematical models that take into account the possibilities of the joint action of two in-phase harmonic impacts is developed. The scientific novelty is the results of the research of the new dynamic effects under the joint action of two force factors, which is manifested in the possibilities of changing the numerators of corresponding transfer functions with unchanged properties of its denominator. Analytic ratios are obtained, the possibilities of changing the amplitude-frequency characteristics are shown. Variants for adjusting the structure of vibration fields through changing the relation of the stiffness of elastic support elements are proposed. A technique for constructing amplitude-frequency characteristics and frequency diagrams reflecting the dynamic possibilities of vibrating machines is developed; specific regimes of the dynamic states are identified in relation with the possibilities of changing the dynamic structures and the number of degrees of freedom of the inertial mechanical oscillation systems. For a comprehensive assessment of the dynamic possibilities of systems, a technology for constructing frequency diagrams is proposed and developed, as well as functions that reflect the dependencies of the system's specific frequency properties on the tuning parameters. Results of numerical modeling and variants of shaping amplitude-frequency characteristics possessing necessary properties are given.

Keywords: vibration technological machines; structural diagram; transfer functions; frequency diagrams.

Введение

Вибрационные технологические машины широко используются во многих отраслях промышленности (горные разработки, обогащение полезных ископаемых, вибрационная транспортировка сыпучих рабочих сред, вибрационное упрочнение поверхности деталей). Возможности разработки вибрационных машин, оценки их динамических свойств нашли отражение в работах [1, 2]. Расчетные схемы подобного рода машин могут быть представлены в виде механических колебательных систем с двумя степенями свободы. Существенное значение для дальнейшего совершенствования вибрационных машин имеют поиск и разработка новых способов и средств формирования динамических характеристик, что достигается соответствующими технологиями создания вибрационных полей рабочих органов [3, 4].

В предлагаемой статье развивается метод формирования вибрационных полей при совместном действии двух синфазных гармонических возбуждений. Предлагаются метод построения структурных математических моделей и технология формирования структуры вибрационного поля.

Общие положения

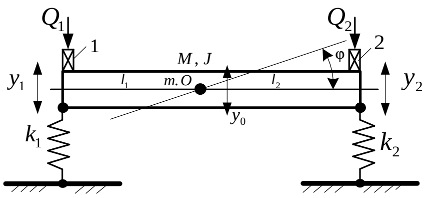

Рис. 1. Принципиальная схема вибростенда. Позиции 1, 2 — инерционные возбудители вибраций, создающие вертикальные силовые возмущения

1. Математическая модель системы может быть построена на основе использования уравнения Лагранжа 2-го рода; при этом кинетическая и потенциальная энергии определяются выражениями:

$$\text{T} = \frac{1}{2}M\dot{y}_0^2 + \frac{1}{2}J\dot{\varphi}^2, \quad (1) \qquad \Pi = \frac{1}{2}k_1 y_1^2 + \frac{1}{2}k_2 y_2^2. \quad (2)$$

Динамическое состояние системы описывается в двух системах координат — y_1, y_2 и y_0, φ, связанных с неподвижным базисом.

Между координатами принимаются соотношения:

$$\begin{aligned} y_0 &= ay_1 + by_2, \ \varphi = c(y_2 - y_1), \\ y_1 &= y_0 - l_1\varphi, \ y_2 = y_0 + l_2\varphi, \end{aligned} \quad (3)$$

где $a = \dfrac{l_2}{l_1 + l_2}$, $b = \dfrac{l_1}{l_1 + l_2}$, $c = \dfrac{1}{l_1 + l_2}$.

Математическая модель в координатах y_1, y_2 имеет вид системы из двух обыкновенных дифференциальных уравнений 2-го порядка с постоянными коэффициентами:

$$\ddot{y}_1(Ma^2 + Jc^2) + k_1 y_1 + \ddot{y}_2(Mab - Jc^2) = Q_1, \quad (4)$$

$$\ddot{y}_2(Mb^2 + Jc^2) + k_2 y_2 + \ddot{y}_1(Mab - Jc^2) = Q_2. \quad (5)$$

В системе уравнений (4), (5) Q_1, Q_2 являются силовыми гармоническими воздействиями одной частоты; при этом полагается, что между Q_1 и Q_2 имеется связность, определяемая выражением:

$$Q_2 = \alpha \cdot Q_1, \quad (6)$$

где α является действительным числом, принимающим отрицательные, нулевые и положительные значения.

2. После преобразований Лапласа при нулевых начальных условиях [5] система уравнений в операторной форме может быть трансформирована в структурную математическую модель в виде структурной схемы, эквивалентной в динамическом отношении системе автоматического управления [5], что показано на рис. 2.

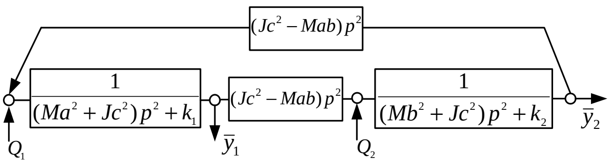

Рис. 2. Структурная математическая модель исходного объекта по рис. 1: $p = j\omega$ ($j = \sqrt{-1}$) — комплексная переменная (значок «–» над переменными означает их изображение по Лапласу [5])

Оценка динамических свойств системы при одновременном действии двух силовых возмущений. Полагая, что вибровозбудитель 1 (рис. 1) обладает постоянными параметрами, а вибровозбудитель 2 (рис. 1) имеет возможности изменения коэффициента связности α, запишем передаточные функции системы:

$$W_1(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{Q}_1} = \frac{(Mb^2 + Jc^2)p^2 + k_2 + \alpha(Jc^2 - Mab)p^2}{A(p)}, \quad (7)$$

$$W_2(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{Q}_1} = \frac{\alpha[(Ma^2 + Jc^2)p^2 + k_1] + (Jc^2 - Mab)p^2}{A(p)}, \quad (8)$$

где:

$$\begin{aligned} A(p) = {} & [(Ma^2 + Jc^2)p^2 + k_1] \cdot [(Mb^2 + Jc^2)p^2 + k_2] - \\ & - [(Jc^2 - Mab)p^2]^2 \end{aligned} \quad (9)$$

является частотным характеристическим уравнением системы.

1. Рассматриваемая механическая система (рис. 1) имеет два парциальных блока с соответствующими парциальными частотами:

$$n_1^2 = \frac{k_1}{Ma^2 + Jc^2}, \quad (10) \qquad n_2^2 = \frac{k_2}{Mb^2 + Jc^2}. \quad (11)$$

Система (рис. 1) в соответствии с передаточными функциями (7), (8) имеет частоту динамического гашения колебаний по координате $\bar{y}_1$:

$$\omega^2_{1\text{дин}} = \frac{k_2}{(1+\alpha)Jc^2 + Mb(b-\alpha a)}. \qquad (12)$$

По координате $\bar{y}_2$ также имеется возможность получения режима динамического гашения колебаний на частоте:

$$\omega^2_{2\text{дин}} = \frac{\alpha k_1}{(1+\alpha)Jc^2 + Ma(\alpha a - b)}. \qquad (13)$$

Отметим, что при возбуждении колебаний одним вибровозбудителем в системе возможен только один режим динамического гашения колебаний. Так, принимая α = 0, найдем, что:

$$\omega^2_{1\text{дин}} = \frac{k_2}{Jc^2 + Mb^2}, \quad \omega^2_{2\text{дин}} = 0. \qquad (14)$$

Таким образом, связность внешних воздействий через коэффициент α может влиять на режимы динамического гашения колебаний по координатам $\bar{y}_1$ и $\bar{y}_2$; при этом характеристическое уравнение остается неизменным.

2. Для оценки возможных форм проявления динамических эффектов полагается интересным использование передаточной функции межпарциальных связей:

$$W_{12}(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = \frac{\alpha[(Ma^2 + Jc^2)p^2 + k_1] + (Jc^2 - Mab)p^2}{(Mb^2 + Jc^2)p^2 + k_2 + \alpha(Jc^2 - Mab)p^2}. \qquad (15)$$

При α = 0 выражение (15) трансформируется к известным результатам [5; 6].

Рассматривается случай, при котором $\omega^2_{1\text{дин}} = \omega^2_{2\text{дин}}$, что дает уравнение для определения значения коэффициента связности α:

$$\frac{k_2}{Jc^2 + Mb^2 + \alpha(Jc^2 - Mab)} = \frac{\alpha k_1}{\alpha(Ma^2 + Jc^2) + Jc^2 - Mab}. \qquad (16)$$

Используя соотношение (16), запишем уравнение для определения коэффициента связности α, обеспечивающее на одной частоте специфический режим динамического гашения колебаний. В этом случае одновременно происходит обнуление координат $\bar{y}_1$ и $\bar{y}_2$:

$$\alpha^2 k_1(Jc^2 - Mab) + \alpha[k_1(Jc^2 + Mb^2) - k_2(Ma^2 + Jc^2)] - k_2(Jc^2 - Mab) = 0 \qquad (17)$$

или:

$$\alpha^2 + \alpha\frac{k_1(Jc^2 + Mb^2) - k_2(Ma^2 + Jc^2)}{k_1(Jc^2 - Mab)} - \frac{k_2}{k_1} = 0. \qquad (18)$$

Уравнение (18) имеет два корня; корни уравнения могут быть отрицательными или положительными. Если α = 0, то система меняет структуру внешних воздействий (этот случай должен рассматриваться отдельно).

Настроечным параметром системы может служить соотношение:

$$\frac{k_2}{k_1} = \beta. \qquad (19)$$

Некоторые вопросы таких подходов нашли отражение в работах [7; 8]. Изменение значений других параметров представляется менее рациональным.

3. Уравнение (18) можно преобразовать к виду:

$$\alpha^2 + \alpha\frac{Jc^2(1-\beta) + M(b^2 - \beta a^2)}{Jc^2 - Mab} - \beta = 0. \qquad (20)$$

При введении понятия радиуса инерции:

$$\rho^2 = \frac{Jc^2}{M} \qquad (21)$$

уравнение (20) трансформируется к виду:

$$\alpha^2 + \alpha\frac{\rho^2(1-\beta) + (b^2 - \beta a^2)}{\rho^2 - ab} - \beta = 0. \qquad (22)$$

Корни уравнения (22) определяются выражением:

$$\alpha_{1,2} = -\frac{\rho^2(1-\beta) + (b^2 - \beta a^2)}{2(\rho^2 - ab)} \pm \sqrt{\frac{[\rho^2(1-\beta) + (b^2 - \beta a^2)]^2}{4(\rho^2 - ab)^2} + \beta}. \qquad (23)$$

Для конкретизации представлений о зависимостях рассматривается модельная задача со следующими параметрами: *M* = 300 *кг*, $l_1 + l_2$ = 3.0 *м*, l_1 = 1.2 *м*, k_1 = 1 000 *Н/м*; построены графики зависимостей при значениях β = 0,1; 0,5; 1; 2.

Отметим, что $\omega^2_{1\text{дин}} \ge 0$, $\omega^2_{2\text{дин}} \ge 0$, т. е. существует область, в которой $\omega^2_{1\text{дин}}$ и $\omega^2_{2\text{дин}}$ не являются отрицательными значениями. При заданных параметрах для $\omega^2_{1\text{дин}}$ получим область $\alpha < \dfrac{Jc^2 + Mb^2}{Mab - Jc^2}$.

В свою очередь, для $\omega^2_{2\text{дин}}$ получим $\alpha > \dfrac{Mab - Jc^2}{Jc^2 + Ma^2}$ или $\alpha \le 0$.

В итоге $\omega^2_{1\text{дин}}$ и $\omega^2_{2\text{дин}}$ одновременно существуют при условии:

$$\alpha \le 0 \ \text{или} \ \frac{Mab - Jc^2}{Jc^2 + Ma^2} < \alpha < \frac{Jc^2 + Mb^2}{Mab - Jc^2}. \qquad (24)$$

На рис. 3 показаны графики зависимостей $\alpha_1(\beta)$, $\alpha_2(\beta)$, поскольку уравнение (22) имеет два вещественных корня; для физических интерпретаций корни (23) могут иметь положительные и отрицательные значения. Для оценки влияния фактора β на вид амплитудно-частотных характеристик могут быть выбраны характерные точки: тт. (1), (1ʼ); тт. (2), (2ʼ) и тт. (3), (3ʼ).

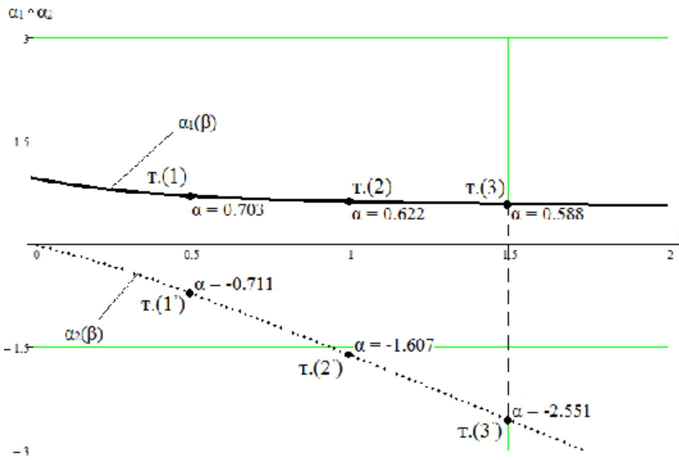

Рис. 3. График распределения корней уравнения (22). Характерные точки системы: тт. (1), (1'); тт. (2), (2'); тт. (3), (3')

На рис. 4 *а–г* приведены амплитудно-частотные характеристики $\frac{\overline{y}_1}{\overline{Q}_1}(\omega)$ и $\frac{\overline{y}_2}{\overline{Q}_1}(\omega)$ при параметрах $\alpha_1 = 0.703$; $\alpha_2 = -0.711$; $\beta = 0.5$ (рис. 4 *а*, *б*), а также при параметрах $\alpha_1 = 0.558$; $\alpha_2 = -2.551$; $\beta = 1.5$ на рис. 4 *в*, *г*. Приведенные АЧХ не имеют режимов динамического гашения колебаний, что свидетельствует о том, что в данном случае одновременное динамическое гашение колебаний по двум координатам на одной частоте не реализуется.

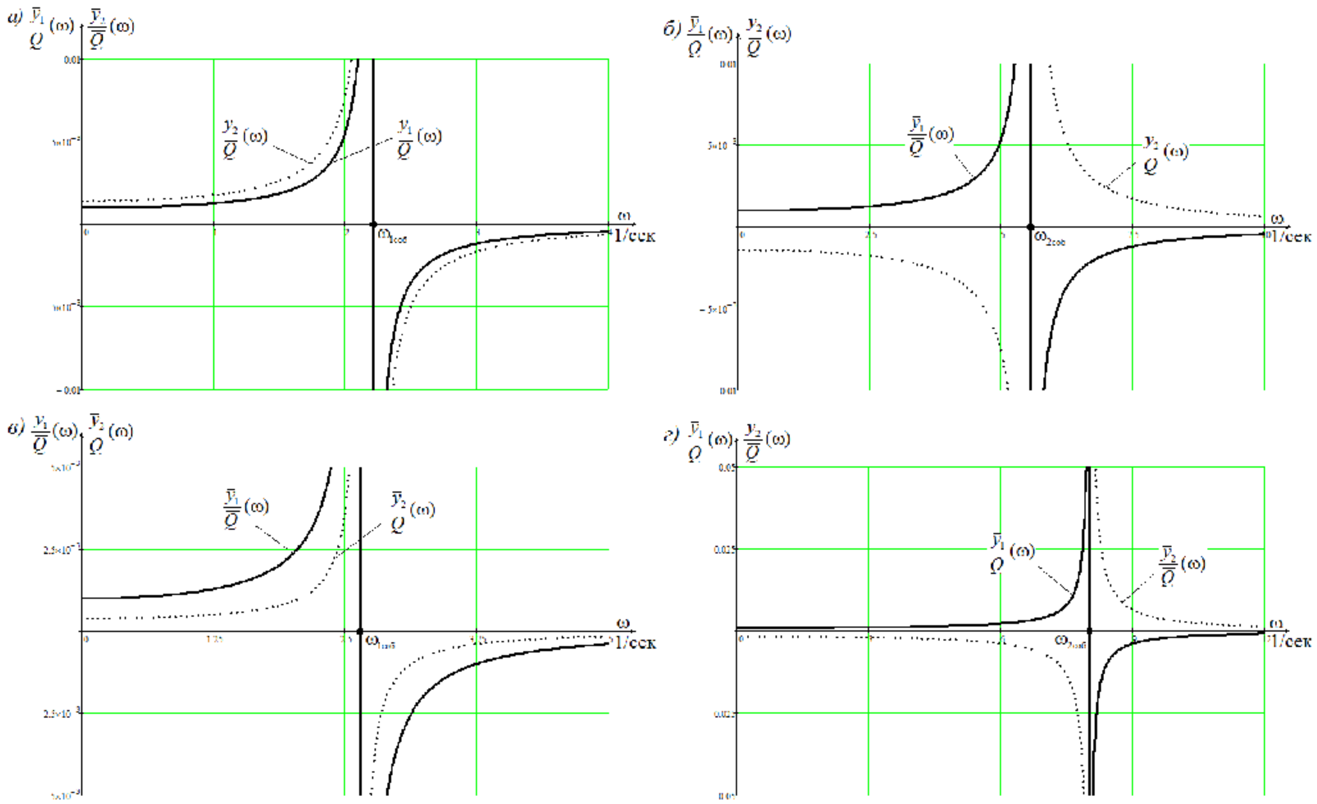

Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики системы при *а)* $\beta = 0.5$, $\alpha_1 = 0.703$; *б)* $\beta = 0.5$, $\alpha_2 = -0.711$; *в)* $\beta = 1.5$, $\alpha_1 = 0.558$; *г)* $\beta = 1.5$, $\alpha_2 = -2.551$

При предлагаемом подходе динамическое гашение колебаний трактуется как ситуация, в которой частота динамического гашения колебаний определяется из условия равенства нулю числителя передаточной функции. При действии одного возмущающего фактора частота динамического гашения колебаний совпадает с одной из парциальных частот. В случае действия двух одновременных возмущений такое совпадение уже не реализуется.

При решении уравнения (22) определяемые частоты динамического гашения колебаний совпадают с одной из частот собственных колебаний, что упрощает передаточную функцию; при этом дробно-рациональное выражение упрощается до передаточной функции системы с одной степенью свободы, что и представлено на рис. 4 *а–г*.

Оценка динамических свойств: частотная диаграмма. Частотная диаграмма (рис. 5) представляет собой графики зависимостей частот динамического гашения колебаний, собственных и парциальных частот в зависимости от коэффициента связности α.

На рис. 5 точки (1) и (2) представляют собой пересечения графиков $\omega^2_{1дин}(\alpha)$ и $\omega^2_{2дин}(\alpha)$; в этих же точках происходит пересечение с графиками $\omega^2_{1соб}(\alpha)$ и $\omega^2_{2соб}(\alpha)$ (эти графики являются прямыми), поскольку собственные частоты не зависят от коэффициента связности α. Взаимное расположение графиков зависит от β (рис. 5, где принято, что β = 1).

Графики парциальных частот не приводятся; они также будут прямыми параллельными оси абсцисс.

Между частотами собственных и парциальных колебаний имеется условие связи:

$$\omega_{1соб}^2 < n_1^2 < n_2^2 < \omega_{2соб}^2 \qquad (25)$$

(парциальные частоты n_1, n_2 определяются выражениями (10), (11)).

Амплитудно-частотные характеристики для системы с параметрами точек (1) и (2) на рис. 5 приводятся для случая β = 1 на рис. 6 *а* и *б* соответственно; графики зависимостей на рис. 6 *а*, *б* имеют тот же вид, что и на рис. 4 *а*–*г*.

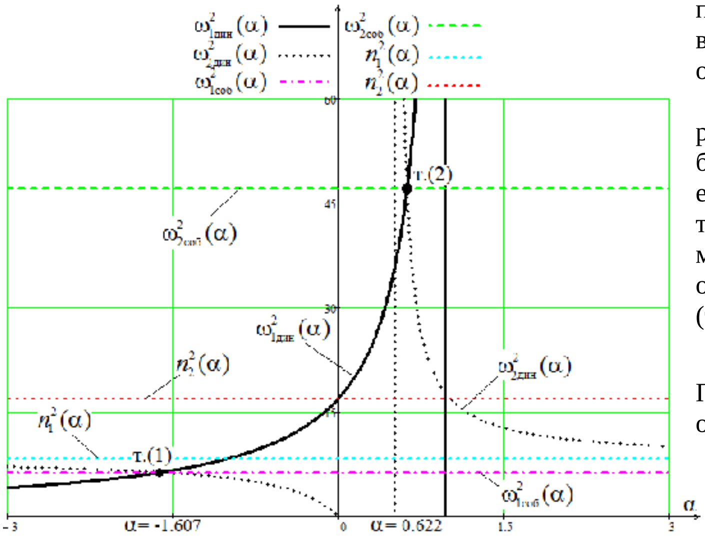

Рис. 5. Частотная диаграмма системы при случае β = 1

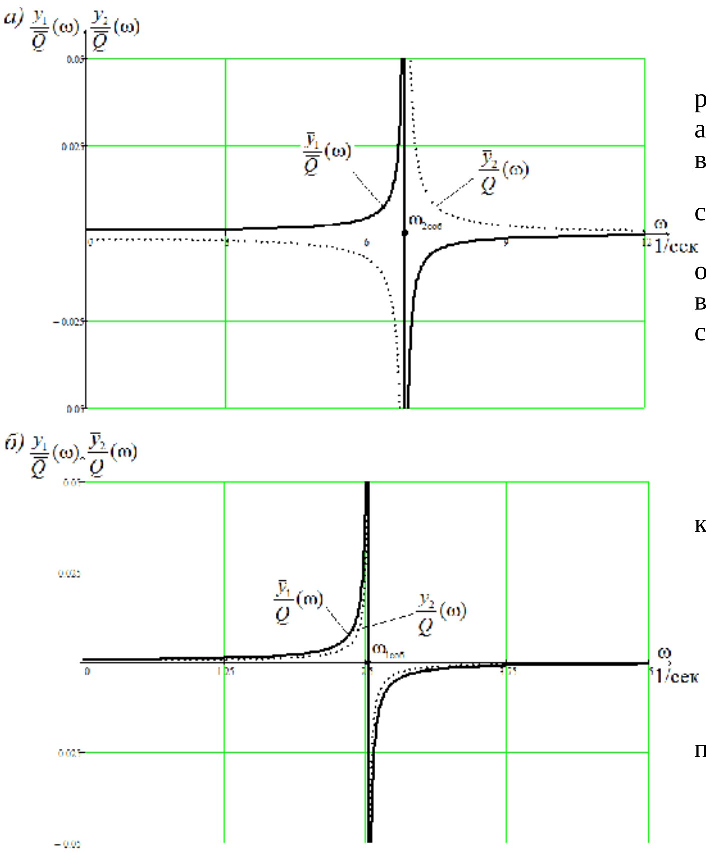

Рис. 6. Амплитудно-частотные характеристики системы: *а* — в т. (1); *б* — в т. (2) по рис. 5

Таким образом, при действии двух синфазных гармонических возмущений в системе может формироваться специфический режим, при котором система с двумя степенями свободы изменяет свою структуру и проявляет частотные характеристики, которыми обладают системы с одной степенью свободы. При этом необходимо отметить, что при определенных условиях (рис. 4 *а*, *в*; рис. 6 *б*) возможны ситуации, когда отношение амплитуд колебаний $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1}$ будет практически во всем частотном диапазоне иметь положительное значение, что соответствует появлению возможностей создавать вибрационное поле однородной структуры.

В свою очередь, для параметров системы по рис. 4 *б*, *г*, и рис. 6 *а* структура вибрационного поля более формируется с наличием центра качания. То есть, вибрационная более будет иметь неподвижную точку; амплитуды колебаний точек рабочего органа массой *M* будут расположены так, как при рабочем органе, имеющем центр вращения подобно рычагу (такая точка может быть показана центром качания).

Построение АЧХ межпарциальных связей. Передаточная функция межпарциальных связей определяется выражением:

$$W_{12}(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = \frac{\alpha[(Ma^2 + Jc^2)p^2 + k_1] + (Jc^2 - Mab)p^2}{(Mb^2 + Jc^2)p^2 + k_2 + \alpha(Jc^2 - Mab)p^2} = \gamma. \qquad (26)$$

В развитие предложенного выше подхода автором рассматривается задача управления соотношением амплитуд колебаний по координатам y_1, y_2. Используем выражение передаточной функции межпарциальных связей, при этом учтем обозначение $\gamma = \frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1}$. Для определения значений коэффициента связности внешних возмущений α с учетом коэффициента связности координат γ получим:

$$\gamma[(Mb^2 + Jc^2)p^2 + k_2 + \alpha(Jc^2 - Mab)p^2] = \\ = \alpha[(Ma^2 + Jc^2)p^2 + k_1] + (Jc^2 - Mab)p^2. \qquad (27)$$

Отсюда может быть найдена частота динамического гашения колебаний:

$$\omega_{дин}^2 = \frac{\gamma k_2 - \alpha k_1}{\gamma[(Mb^2 + Jc^2) + \alpha(Jc^2 - Mab)] - \alpha(Ma^2 + Jc^2) - (Jc^2 - Mab)}. \qquad (28)$$

При отрицательном значении γ формула (28) принимает вид:

$$\omega_{дин}^2 = \frac{-\gamma k_2 - \alpha k_1}{-\gamma[(Mb^2 + Jc^2) + \alpha(Jc^2 - Mab)] - \alpha(Ma^2 + Jc^2) - (Jc^2 - Mab)}. \qquad (29)$$

Найдя частоту динамического гашения колебаний из (28), после подстановки ее в (7), (8) можно определить значения амплитуд $\bar{y}_1$, $\bar{y}_2$ и, зная значения $\bar{y}_1$ и $\bar{y}_2$, оценить структуру построения вибрационного поля.

1. Если γ > 0, то можно полагать, что центр качания будет находиться вне твердого тела, а исходная система будет работать как система с одной степенью свободы и совершать угловые движения относительно центра качания. Такая эпюра вибрационного поля используется в технологических вибрационных процессах, например, при вибрационном транспортировании сыпучих смесей [9].

2. Если γ < 0, то центр качания будет находиться между координатами y_1 и y_2, что также имеет приложение в вибрационных технологических машинах [1–3].

В качестве примера на рис. 7 приводятся АЧХ межпарциальных связей, из которых следует возможность построения при определенных условиях вибрационных полей необходимых форм и структуры.

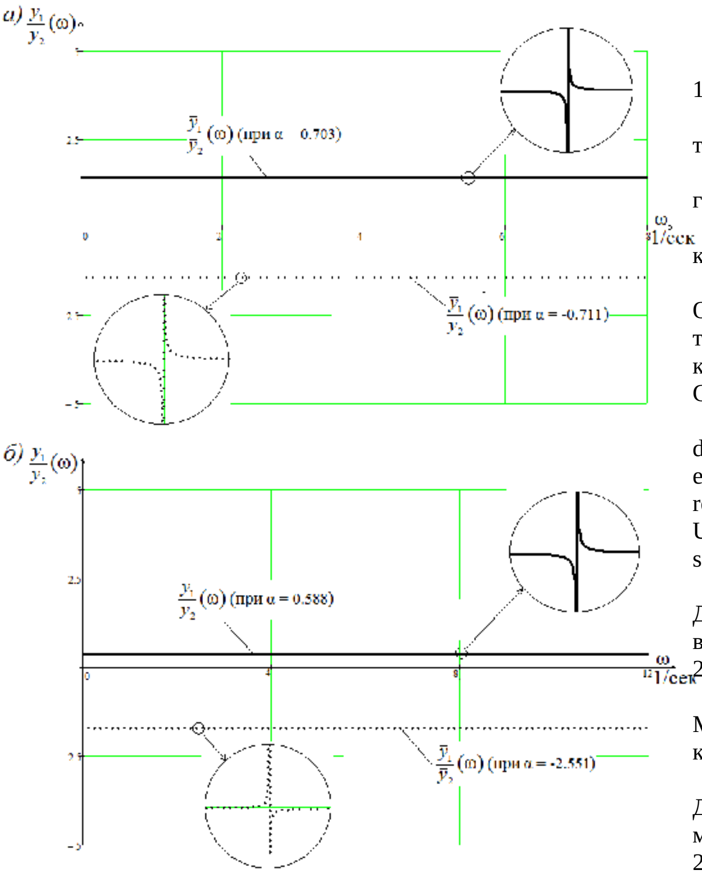

Рис. 7. Амплитудно-частотные характеристики межпарциальных связей при *а)* β = 0.5; *б)* β = 1.5

Предлагаемый автором способ изменения структуры вибрационного поля и ее корректировки в необходимых направлениях может приводить к результатам, когда система с двумя степенями свободы приобретает в практическом плане свойства, характерные для системы с одной степенью свободы. В целом такие обстоятельства могут оказаться полезными при построении технологических комплексов, реализующих достаточно сложные технологии многопрофильной обработки материалов (виброперемещение, классификация, сортировка, ориентация и др.).

Заключение

Предлагается способ формирования структуры вибрационного поля вибрационной технологической машины. Автором используется идея возможности получения необходимых эффектов при регулируемом возбуждении вибростенда двумя отдельными вибровозбудителями, отношение амплитуд которых может регулироваться при сохранении синфазности возмущений.

1. Разработана технология построения математических моделей в форме структурных схем эквивалентных в динамическом отношении систем автоматического управления.

2. Введены понятия связности внешних воздействий как отношение внешних гармонических колебаний.

Литература

1. Блехман И.И. Вибрационная механика. М.: Наука, 1994. 394 с.
2. Гончаревич И.Ф., Фролов К.В. Теория вибрационной техники и технологии. М.: Наука, 1981. 319 с.
3. Вайсберг Л.А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов. М.: Наука, 1986. 144 с.
4. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. М.: Наука; гл. ред. физ.-мат. лит., 1991. 256 с.
5. Елисеев А.В., Кашуба В.Б., Кинаш Н.Ж., Елисеев С.В. Особенности динамических свойств рабочих органов технологических машин при инерционном возбуждении колебания // Вестн. Донского гос. техн. ун-та. 2016. № 4 (87). С. 63-71.
6. Eliseev A.V., Kopylov Yu.R, Eliseev S.V. Possibilities of dynamic correction of structure of vibration fields of working elements of technological machines // International conference on recent advances in engineering, technology and applied sciences, USA, Detroit: Scientific public organization “Professional science”, 2017. P. 65-71.
7. Елисеев С.В., Резник Ю.Н., Хоменко А.П., Засядко А.А Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов. Иркутск: изд-во ИГУ, 2008. 523 с.
8. Елисеев С.В., Резник Ю.Н., Хоменко А.П. Мехатронные подходы в динамике механических колебательных систем. Новосибирск: Наука, 2011. 384 с.
9. Кашуба В.Б., Елисеев С.В., Большаков Р.С. Динамические реакции в соединениях элементов механических колебательных систем. Новосибирск: Наука, 2017. 331 с.
10. Елисеев С.В., Орленко А.И. Некоторые возможности одновременного динамического гашения колебаний по двум координатам в схемах транспортной подвески // Кулагинские чтения: материалы XVII Междунар. науч.-практической конф. Чита, 2017. С. 142-148.
11. Каимов Е.В., Вьонг К.Ч., Пнев А.Г. Вибростенд с возможностями использования рабочего органа в режиме динамического гасителя колебаний // Материалы III Междунар. школы-конф. молодых ученых «Нелинейная динамика машин». М., 2016. С. 154-162.

12. Елисеев С.В., Елисеев А.В., Каимов Е.В., Выонг К.Ч. Способ управления структурой вибрационного поля вибрационной технологической машины на основе использования эффектов динамического гашения и устройство для его осуществления: пат. 2624757 Рос. Федерация. № 2016102236; заявл. 25.01.16; опубл. 06.07.17, Бюл. № 19.

13. Елисеев А.В., Копылов Ю.Р., Елисеев С.В. Оценка вибрационного состояния – необходимые направления обеспечения качества технологических процессов // Тезисы XVIII Междунар. науч.-технической конф. и школы молодых ученых, аспирантов и студентов. Воронеж, 2017. С. 99-101.

14. Елисеев А.В., Сельвинский В.В., Елисеев С.В. Динамика вибрационных взаимодействий элементов технологических систем с учетом неудерживающих связей. Новосибирск: Наука, 2015. 332 с.

15. Елисеев С.В., Кашуба В.Б., Выонг К.Ч., Кинаш Н.Ж. Взаимодействие внешних возмущений – возможности изменения динамических свойств механических колебательных систем // Системы Методы Технологии. 2017. № 4 (36). С. 7-17.

16. Елисеев С.В., Хоменко А.П. Формы совместных движений элементов трехмассовой колебательной системы: влияние динамических жесткостей // Изв. Транссиба. 2016. № 2 (26). С. 27-41.

References

1. BlekhmanI.I. Vibrationmechanic. M.: Nauka, 1994. 394 p.

2. Goncharevich I.F., Frolov K.V. Theory of vibration engineering and technology. M.: Nauka, 1981. 319 p.

3. Vajsberg L.A. Design and calculation of vibrating screens. M.: Nauka, 1986. 144 p.

4. Panovko YA.G. Introduction to the theory of mechanical oscillations. M.: Nauka; gl. red. fiz.-mat. lit., 1991. 256 p.

5. Eliseev A.V., Kashuba V.B., Kinash N.ZH., Eliseev S.V. Features of dynamic properties of working bodies of technological machines during inertial excitation of oscillation // Vestnik of Don State Technical University. 2016. № 4 (87). P. 63-71.

6. Eliseev A.V., Kopylov Yu.R, Eliseev S.V. Possibilities of dynamic correction of structure of vibration fields of working elements of technological machines // International conference on recent advances in engineering, technology and applied sciences, USA, Detroit: Scientific public organization “Professional science”, 2017. P. 65-71.

7. Eliseev S.V., Reznik YU.N., Homenko A.P., Zasyadko A.A. Dynamic synthesis in generalized problems of vibration protection and vibration isolation of technical objects. Irkutsk: izd-vo IGU, 2008. 523 p.

8. Eliseev S.V., Reznik YU.N., Homenko A.P. Mechatronic approaches in the dynamics of mechanical oscillation systems. Novosibirsk: Nauka, 2011. 384 p.

9. Kashuba V.B., Eliseev S.V., Bol’shakov R.S. Dynamic reactions in compounds of elements of mechanical oscillation systems. Novosibirsk: Nauka, 2017. 331 p.

10. Eliseev S.V., Orlenko A.I. Some possibilities of simultaneous dynamic damping of oscillations in two coordinates in transport suspension schemes // Kulaginskie chteniya: materialy XVII Mezhdunar. nauch.-prakticheskoj konf. CHita, 2017. P. 142-148.

11. Kaimov E.V., Vyong K.CH., Pnev A.G. Vibrating table with the possibility of using the working element in the mode of the dynamic damper // Materialy III Mezhdunar. shkoly-konf. molodyh uchenyh «Nelinejnaya dinamika mashin». M., 2016. P. 154-162.

12. Eliseev S.V., Eliseev A.V., Kaimov E.V., Vyong K.CH. Method for controlling the structure of a vibrating field of a vibrating processing machine based on the use of dynamic blanking effects and a device for its implementing: pat. 2624757 Ros. Federaciya. № 2016102236; zayavl. 25.01.16; opubl. 06.07.17, Byul. № 19.

13. Eliseev A.V., Kopylov YU.R., Eliseev S.V. Assessment of the vibration state - the necessary directions for ensuring the quality of technological processes // Tezisy XVIII Mezhdunar. nauch.-tekhnicheskoj konf. i shkoly molodyh uchenyh, aspirantov i studentov. Voronezh, 2017. P. 99-101.

14. Eliseev A.V., Sel’vinskij V.V., Eliseev S.V. Dynamics of vibrational interactions of elements of technological systems with allowance for non-retentive links. Novosibirsk: Nauka, 2015. 332 p.

15. Eliseev S.V., Kashuba V.B., Vyong K.CH., Kinash N.ZH. Interaction of external disturbances - the possibilities of changing dynamic properties of mechanical oscillation systems // Systems Methods Technologies. 2017. № 4 (36). P. 7-17.

16. Eliseev S.V., Homenko A.P. Forms of joint motions of elements of a three-mass oscillatory system: the effect of dynamic rigidity //Journal of Transsib Railway Studies. 2016. № 2 (26). P. 27-41.