

УДК 621.3.07

**АЛГОРИТМЫ УПРАВЛЕНИЯ РЕЗОНАНСНЫМИ ВИБРАЦИОННЫМИ ЭЛЕКТРОПРИВОДАМИ С АВТОПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМОЙ***Гуров А.П., к.т.н., проф., Черно А.А., к.т.н.**Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова**54025, г. Николаев, пр. Героев Сталинграда, 9**E-mail: [www.alexcherno@yandex.ru](mailto:www.alexcherno@yandex.ru)*

У статті досліджена можливість застосування алгоритмів екстремального й фазового керування резонансними системами для вібраційних електроприводів з автопараметричною віброзахисною системою.

**Ключові слова:** вібраційний електропривод, автоматичне керування, резонанс.

In the article the possibility of extreme and phase control algorithm of resonant systems application for vibration electric drives with autoperametric vibroprotective system has been investigated.

**Key words:** vibration electric drive, automatic control, resonance.

**Введение.** В современной промышленности для обеспечения многих технологических процессов, таких как уплотнение смесей, транспортировка сыпучих веществ, сепарация и многих других, применяются вибрационные установки [1]. Наиболее распространены вибротехнологические установки с электромагнитным и дебалансным приводом. В последнем случае для вращения дебаланса обычно применяется асинхронный короткозамкнутый двигатель специального исполнения. Для обеспечения необходимой амплитуды колебаний при минимальных энергозатратах вибрационные установки должны работать в резонансном режиме [4]. При этом, с целью обеспечения достаточной виброизоляции, виброустановки целесообразно использовать в комплексе с управляемыми (автопараметрическими) виброзащитными системами [2].

Поскольку резонансная частота рабочего органа установки может изменяться в зависимости от технологической нагрузки, для поддержания резонансного режима работы необходимо изменять частоту вынужденных колебаний, поэтому электропривод должен быть управляемым. Разработка систем автоматического управления (САУ) резонансными вибрационными электроприводами на сегодняшний день является актуальной задачей.

**Анализ предыдущих исследований.** В работе [4] предложена система автоматического управления одномассовой резонансной вибрационной машиной, построенная по принципу экстремального управления. Работа САУ сводится к измерению амплитуды колебаний рабочего органа и изменению частоты возмущающей силы таким образом, чтобы амплитуда была максимальной. При этом настройка на максимум осуществляется с помощью одного из

известных методов экстремального управления [3].

В [1] рассматривается САУ резонансной вибрационной машины, работающая по принципу фазовой автоподстройки частоты: задача управления сводится к изменению частоты таким образом, чтобы разность фаз между колебаниями рабочего органа и возмущающей силой составляла  $-\pi/2$ , что при малом демпфировании соответствует резонансу системы. Преимуществом такой САУ является то, что она построена по принципу обратной связи и обладает большим быстродействием по сравнению с системой экстремального управления. Недостаток – большее число датчиков (для измерения амплитуды требуется один датчик, а разности фаз – два).

Таким образом, в работах [1, 4] рассмотрено применение двух основных алгоритмов управления резонансными вибрационными приводами для одно-массовых колебательных систем, которые имеют унимодальную АЧХ и монотонно убывающую ФЧХ.

Резонансная вибрационная установка с системой управляемой виброзащиты [2] содержит как минимум 3 колеблющиеся массы: рабочий орган, промежуточную платформу и подвижную часть виброгасителя (рис. 1). При использовании вибровозбудителей с реактивной массой или нескольких виброгасителей число подвижных масс будет еще большим. Поэтому такие установки могут иметь несколько резонансов, а их ФЧХ не являются монотонными. Кроме того, поскольку в колебательной системе присутствует автопараметрическое звено – управляемый динамический виброгаситель (УДВГ) – ее частотные характеристики изменяются при изменении частоты. Следует также отметить, что эти изменения происходят не мгновенно, а со скоростью, определяемой динамическими свойствами системы

управління віброгасителями.

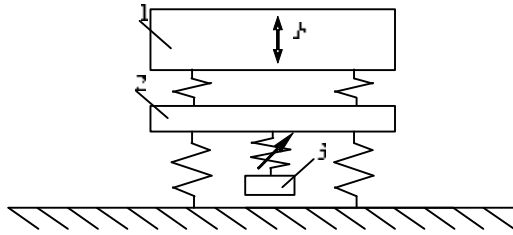


Рисунок 1 – Динамічна схема вібраційної установки з управляємою віброзахисною системою:

- 1 – робочий орган з вібровозбудителем;
- 2 – проміжну платформу; 3 – УДВГ

Учитывая специфику резонансных установок с системой управляемой виброзащиты, возникает необходимость исследовать возможность применения для них рассмотренных выше алгоритмов управления. Однако ни в одной из известных работ такие исследования не проводились.

**Цель работы** – исследование возможности применения известных алгоритмов управления резонансными системами для вибрационных электроприводов с управляемой системой виброзащиты.

**Материал и результаты исследования.** При фиксированной частоте настройки УДВГ гармонические колебания установки (рис. 1) описываются системой уравнений:

$$A(\omega) \cdot x(\omega) = F(\omega), \quad (1)$$

где

$$A(\omega) = \begin{pmatrix} c_1 - m_1 \omega^2 + j\omega b_1 & -(c_1 + j\omega b_1) & 0 \\ -(c_1 + j\omega b_1) & c_2 - m_2 \omega^2 + j\omega b_2 & -(c_3 + j\omega b_3) \\ 0 & -(c_3 + j\omega b_3) & c_3 - m_3 \omega^2 + j\omega b_3 \end{pmatrix};$$

$x(\omega) = (\mathbb{X}_1(\omega) \quad \mathbb{X}_2(\omega) \quad \mathbb{X}_3(\omega))^T$  – вектор комплексных перемещений;  $m_1, m_2, m_3$  – массы рабочего органа, промежуточной платформы и подвижной части виброгасителя соответственно;  $c_1, b_1, c_2, b_2, c_3, b_3$  – коэффициенты жесткости и вязкого трения упругих связей между рабочим органом и промежуточной платформой, промежуточной платформой и фундаментом, промежуточной платформой и подвижной частью УДВГ соответственно;  $c_2 = c_1 + c_2 + c_3$ ;  $b_2 = b_1 + b_2 + b_3$ ;  $F(\omega)$  – вектор возмущающих сил.

Для электромагнитного привода

$$F(\omega) = (F_B \quad -F_B \quad 0)^T,$$

где  $F_B$  – амплитуда возмущающей силы, создаваемой электромагнитным вибровозбудителем. Для дебалансного привода

$$F(\omega) = (F_{B.H} \cdot (\omega/\omega_H)^2 \quad 0 \quad 0)^T,$$

где  $F_{B.H}$  – амплитуда возмущающей силы, создаваемой дебалансом при номинальной частоте вращения  $\omega_H$ .

В результате решения системы (1) при варьировании частоты  $\omega$  получаем амплитудно- и фазочастотные характеристики. На рис. 2 представлены в логарифмическом масштабе АЧХ рабочего органа  $L_1(\omega)$  и промежуточной платформы  $L_2(\omega)$  вибрационной установки с электромагнитным приводом при фиксированной настройке виброгасителя на вторую резонансную частоту рабочего органа. Параметры динамической схемы приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Параметры динамической схемы

$m_1,$ кг	$m_2,$ кг	$m_3,$ кг	$c_1,$ Н/мм	$c_2,$ Н/мм	$c_3,$ Н/мм	$b_1,$ Н·с/м	$b_2,$ Н·с/м	$b_3,$ Н·с/м
10	7	2	987	339,5	197,4	314	307	6,28

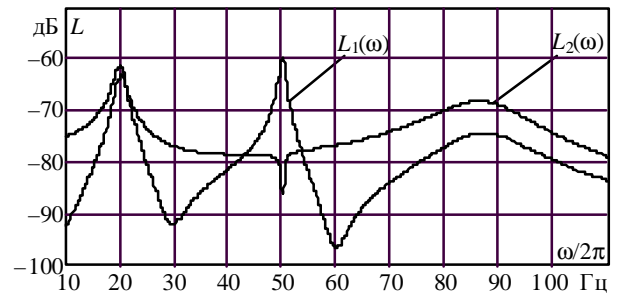


Рисунок 2 – АЧХ вібраційної установки

По графикам видно, что рабочий орган имеет 3 резонанса, 2 из которых (1-й и 3-й) являются "лишними". Задача САУ заключается в регулировании частоты таким образом, чтобы она соответствовала 2-му резонансу рабочего органа. При этом УДВГ, путем изменения жесткости  $c_3$ , автоматически настраивается на эту же частоту, обеспечивая антирезонанс промежуточной платформы [2]. Для экстремального управления необходимо, чтобы частота находилась в окрестности 2-го резонанса, в которой функция  $L_1(\omega)$  является унимодальной. Поскольку такая окрестность является достаточно широкой (рис. 2), это можно легко обеспечить, задав изначально рабочий диапазон частот в качестве ограничения оптимизируемой величины.

Рассмотрим работу системы при однократном изменении массы рабочего органа. Допустим, в начальный момент времени система работает в резонансном режиме, и виброгаситель настроен на эту же частоту (рис. 2). При этом выполняется равенство  $\omega = \omega_3 = \omega_{p2} = \omega_1$ , где  $\omega_3 = \sqrt{c_3/m_3}$  – частота настройки УДВГ;  $\omega_{p2}$  – частота 2-го резонанса;  $\omega_1 = \sqrt{c_1/m_1}$  – парциальная частота рабочего органа. Затем, в результате изменения технологической

нагрузки, масса рабочего органа мгновенно изменяется, что вызывает смещение резонанса (рис. 3). Поскольку частота вынужденных колебаний  $\omega$  не изменилась, то и частота настройки виброгасителя  $\omega_3$  осталась прежней. В этом случае резонанс будет находиться между частотами  $\omega_1$  и  $\omega_3$ :

$$\begin{aligned} \omega_3 < \omega_{p2} < \omega_1 & \text{ при } \omega_3 < \omega_1; \\ \omega_1 < \omega_{p2} < \omega_3 & \text{ при } \omega_1 < \omega_3. \end{aligned} \quad (2)$$

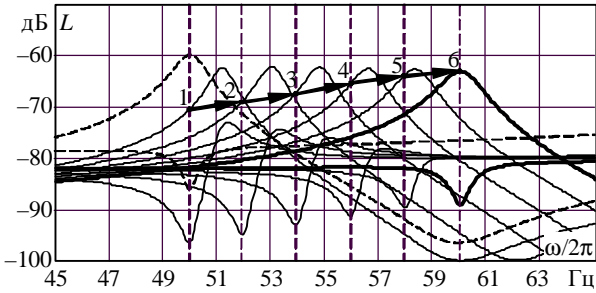


Рисунок 3 – АЧХ вибродвигательной установки:

- до изменения массы  $m_1$ ;
- во время настройки на новый резонанс;
- после настройки на новый резонанс

Состояние системы в данный момент времени обозначено точкой 1 (рис. 3). Рассмотрим процесс перехода системы на новую резонансную частоту при экстремальном управлении. Любой поисковый метод сводится к тому, что оптимизируемая величина (в данном случае частота  $\omega$ ) изменяется дискретно, затем, после переходного процесса, измеряется показатель качества (в данном случае амплитуда рабочего органа) и, согласно определенному алгоритму, вычисляется направление и величина следующего шага. Этот процесс продолжается до тех пор, пока не будет достигнут экстремум [3]. Допустим, вначале поиска частота изменится на величину  $\Delta\omega_1$ . Виброгаситель автоматически настроится на новую частоту, что вызовет смещение резонансной кривой в ту же сторону (рис. 3). После переходного процесса система перейдет в состояние 2. Следующий шаг  $\Delta\omega_2$  вызовет очередное смещение резонанса и переход в точку 3, и т.д. Из неравенства (2) следует, что данный процесс будет продолжаться до тех пор, пока частоты  $\omega$  и  $\omega_3$  не станут равными парциальной частоте рабочего органа  $\omega_1$  (рис. 3, точка 6).

Для сходимости процесса поиска, кроме выполнения неравенства (2), необходимо также, чтобы амплитуда рабочего органа увеличивалась при приближении к резонансу. На рис. 4 приведена зависимость амплитуды рабочего органа от разности частот  $\omega$  и  $\omega_1$  при  $\omega_3 = \omega$ . Анализ данной зависимости при различных параметрах динамической схемы

показал, что независимо от значений параметров, при  $\omega_3 = \omega$  функция  $L_1(\omega - \omega_1)$  имеет один экстремум (максимум) в точке  $\omega - \omega_1 = 0$ .

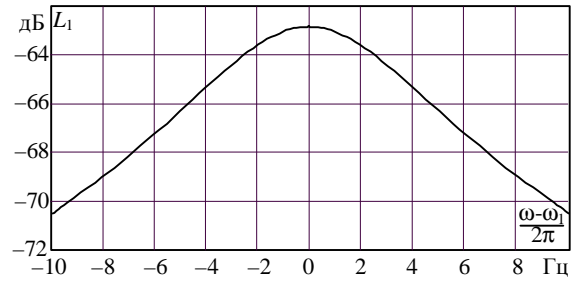


Рисунок 4 – Зависимость  $L(\omega - \omega_1)$  при  $\omega_3 = \omega$

Таким образом, унимодальность функции  $L_1(\omega - \omega_1)$  и выполнение неравенства (2) обеспечивают сходимость процесса поиска экстремума и дают возможность создания экстремальной САУ резонансной вибротехнологической установкой с системой управляемой виброзащиты.

Аналогичным путем была исследована возможность экстремального управления установками с дебалансным приводом. Поскольку АЧХ данных установок отличаются несущественно, были получены аналогичные результаты.

Упрощенная функциональная схема резонансной вибротехнологической установки с электромагнитным приводом и экстремальной САУ приведена на рис. 5.

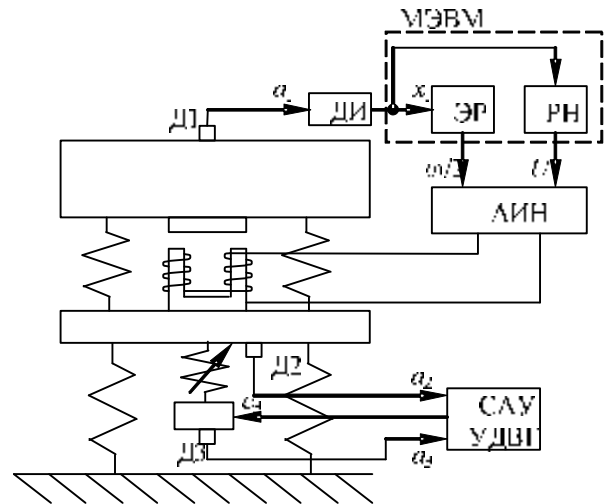


Рисунок 5 – Функциональная схема вибротехнологической установки с экстремальной САУ

На схеме приняты следующие обозначения: Д1, Д2, Д3 – акселерометры; ДИ – двойной интегратор; ЭР – экстремальный регулятор; РН – регулятор напряжения; АИН – автономный инвертор напряжения. В блоке ЭР может быть реализован любой из известных алгоритмов экстремального управления

инерционными объектами [3]. Учитывая, что частота электромагнитной силы равна удвоенной частоте тока в обмотке, автономный инвертор должен формировать переменное напряжение с частотой  $\omega/2$ . При управлении электродинамическим или дебалансным приводом частота напряжения на выходе инвертора должна быть равна  $\omega$ . Регулятор напряжения необходим для ограничения амплитуды колебаний [4]. На схеме не показаны вспомогательные элементы, а также корректирующие устройства, которые могут быть введены в систему для повышения качества управления [3].

Алгоритм экстремального управления может быть применен только в случаях относительно медленных изменений технологической нагрузки, при которых скорость смещения резонанса не превышает скорости поиска экстремума. В случаях быстрых изменений технологической нагрузки необходимо осуществлять непрерывное управление по принципу обратной связи. Как было сказано выше, такое управление возможно, путем применения алгоритма фазовой автоподстройки частоты [1]. Анализ ФЧХ рабочего органа виброустановки (рис. 6) показал, что при малом демпфировании на частоте второго резонанса разность фаз  $\varphi_1$  между колебаниями рабочего органа и возмущающей силы составляет примерно  $-\pi/2$ . Такое же значение  $\varphi_1$  наблюдается еще в 4-х точках ФЧХ, поэтому для устойчивости системы фазовой автоподстройки необходимо, чтобы частота не выходила за пределы окрестности 2-го резонанса, в которой ФЧХ пересекает уровень  $-\pi/2$  не более одного раза. Расчеты показали, что данная окрестность является достаточно широкой для практических целей, и при правильном выборе динамических параметров перекрывает диапазон рабочих частот большинства вибро-технологических установок.

Тогда алгоритм управления должен включать в себя измерение разности фаз  $\varphi_1$ , определение рассогласования фаз  $\Delta\varphi = \varphi_1 + \pi/2$ , формирование приращения частоты  $\Delta\omega$ , пропорционального рассогласованию фаз, и вывод сигнала новой частоты, равной интегралу от  $\Delta\omega$  (рис. 7). Интегральный закон управления необходим для обеспечения астатизма системы.

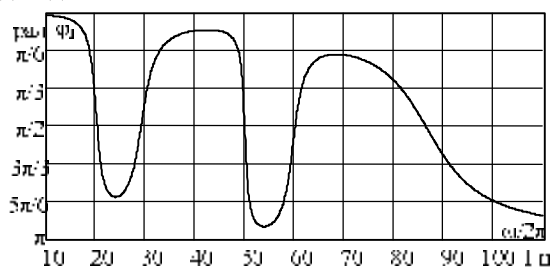


Рисунок 6 – ФЧХ рабочего органа виброустановки

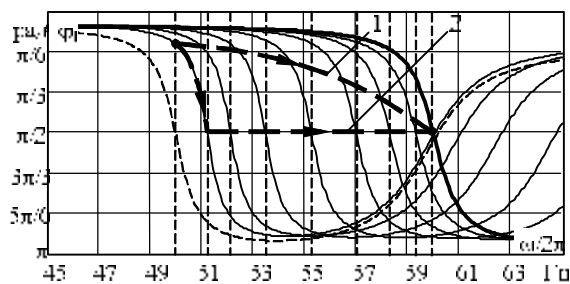


Рисунок 7 – ФЧХ рабочего органа виброустановки:

- до изменения массы  $m_1$ ;
- во время настройки на новый резонанс;
- после настройки на новый резонанс

При изменении массы рабочего органа его ФЧХ смещается, появляется рассогласование фаз, и САУ изменяет значение частоты до тех пор, пока рассогласование не станет равным нулю, что соответствует резонансу. В отличие от экстремальной САУ, данный процесс происходит не пошагово, а непрерывно, параллельно с настройкой собственной частоты виброгасителя, поэтому характер процесса управления будет зависеть от динамических свойств обеих систем управления: САУ УДВГ и САУ виброприводом.

Рассмотрим два предельных случая: когда быстрое действие САУ УДВГ во много раз превышает быстрое действие САУ виброприводом, и наоборот. В первом случае частота настройки УДВГ  $\omega_3$  будет изменяться вместе с частотой  $\omega$ , что будет сопровождаться соответствующим непрерывным смещением фазочастотной характеристики (рис. 7, кривая 1). При этом резонанс достигается только в установленном режиме. Во втором случае частота  $\omega$  вначале переходного процесса становится равной резонансной частоте  $\omega_{p2}$  и затем вместе с ней изменяется до тех пор, пока не станет равной парциальной частоте рабочего органа  $\omega_1$  (рис. 7, кривая 2). Виброгаситель настраивается на частоту колебаний только в конце переходного процесса.

Нетрудно доказать, что и в первом, и во втором предельном случае устойчивость обеих САУ в целом гарантирует устойчивость их совместной работы. Это означает, что в общем случае процесс управления виброустановкой также будет устойчивым при определенных динамических свойствах САУ УДВГ и САУ виброприводом. Для определения условий устойчивости данного процесса требуется глубокое исследование динамики сложной электромеханической системы с применением методов математического и физического моделирования.

Аналогичные результаты получаются при исследовании ФЧХ установки с дебалансным приводом.

Упрощенная функциональная схема резонансной вибротехнологической установки с фазовой автоподстройкой частоты изображена на рис. 8.

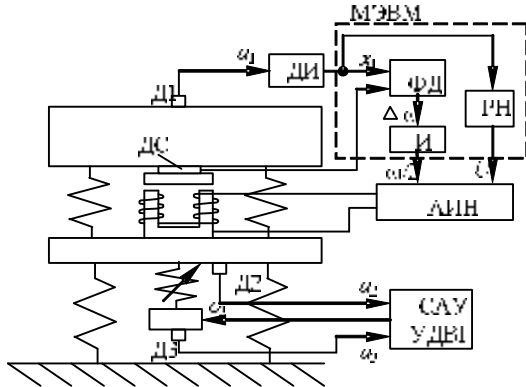


Рисунок 8 – Функциональная схема виброустановки с системой фазового управления частотой

На схеме обозначены: ДС – датчик силы; ФД – фазовый дискриминатор; И – интегратор.

В микропроцессоре САУ электромагнитным приводом реализуется алгоритм (рис. 9).

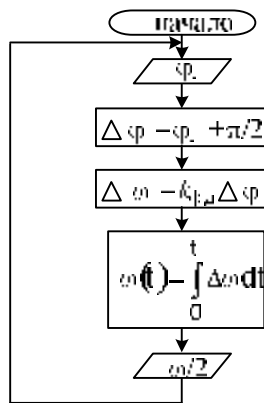


Рисунок 9 – Алгоритм фазовой автоподстройки частоты

### Выводы.

1. Алгоритмы экстремального и фазового управления могут быть использованы для настройки на резонанс виброустановок с управляемой виброзащитой при работе в ограниченном диапазоне частот.

2. Устойчивость процесса управления частотой определяется динамическими свойствами САУ УДВГ и САУ вибродвижением электроприводом.

3. Полученные результаты определяют направления дальнейших исследований: моделирование динамики электромеханических процессов в резонансных виброустановках с управляемой виброзащитой и синтез систем автоматического управления УДВГ и виброприводом, удовлетворяющих требуемым показателям качества работы системы.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 4., 1981. – 509 с.
2. Гуров А.П., Черно А.А. Резонансные вибрационные машины с системой управляемой виброзащиты // Вибрації в техніці та технологіях. – 2007. – №1(46). – С. 43 – 44.
3. Растринин Л.А. Системы экстремального управления. – М.: Наука, 1974. – 632 с.
4. Чубик Р.В. Адаптивна система керування режимами резонансних вібраційних технологічних машин: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.09.07 / НУ "Львівська політехніка". – Л., 2007. – 20 с.

Стаття надійшла 15.04.2008 р.  
Рекомендовано до друку д.т.н., проф.  
Родькіним Д.Й.