

УДК 681.5

## ОСОБЕННОСТИ ДИНАМИКИ ЦИФРОВОЙ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМ ВИБРАЦИОННЫМ ПРИВОДОМ

**А. А. Черно, А. П. Гуров, М. Ю. Монченко**

Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова

просп. Героев Сталинграда, 9, г. Николаев, 54025, Украина. E-mail: www.alextochno@gmail.com

Система управления вибрационным приводом осуществляет поддержку заданного уровня амплитуды вибрации в околорезонансном режиме в условиях изменения массы и механических свойств обрабатываемого материала. Изменения механических параметров колебательной системы могут приводить к потере устойчивости системы управления, что необходимо учитывать при ее разработке, поэтому исследование устойчивости систем автоматического управления вибрационными приводами является актуальной задачей. Рассмотрено влияние эффекта квантования управляющего сигнала на устойчивость цифровой системы автоматического управления электромагнитным вибрационным приводом. Разработана динамическая модель системы управления, учитывающая квантование сигналов по амплитуде, и проведено моделирование процессов управления малодемпфирующей колебательной системой с электромагнитным приводом при варьировании механическими параметрами, частотой вибрации и коэффициентом интегрального регулятора. Показано, что обусловленные квантованием ступенчатые изменения амплитуды управляющего напряжения при работе в околорезонансном режиме вызывают биения и могут приводить к неустойчивости системы управления амплитудой колебаний. Для обеспечения устойчивости предложено включить в структуру регулятора амплитуды звено с зоной нечувствительности. Определены области устойчивости системы управления, которые могут быть использованы при выборе параметров регулятора на стадии проектирования. Проведены экспериментальные исследования, подтверждающие полученные теоретические результаты.

**Ключевые слова:** вибропривод, цифровая система управления, устойчивость.

## ОСОБЛИВОСТІ ДИНАМІКИ ЦИФРОВОЇ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ВІБРАЦІЙНИМ ПРИВОДОМ

**О. О. Черно, А. П. Гуров, М. Ю. Монченко**

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова

просп. Героїв Сталінграду, 9, м. Миколаїв, 54025, Україна. E-mail: www.alextochno@gmail.com

Система керування вібраційним приводом здійснює підтримку заданого рівня амплітуди вібрації в білярезонансному режимі в умовах зміни маси й механічних властивостей оброблюваного матеріалу. Зміни механічних параметрів коливальної системи можуть призводити до втрати стійкості системи керування, що необхідно враховувати при її розробці, тому дослідження стійкості систем автоматичного керування вібраційними приводами є актуальною задачею. Розглянуто вплив ефекту квантування керуючого сигналу на стійкість цифрової системи автоматичного керування електромагнітним вібраційним приводом. Розроблено динамічну модель системи керування, що враховує квантування сигналів за амплітудою, і проведено моделювання процесів керування коливальною системою, що має мале демпфірування, з електромагнітним приводом при варіюванні механічними параметрами, частотою вібрації й коефіцієнтом інтегрального регулятора. Показано, що обумовлені квантуванням сходинкові зміни амплітуди керуючої напруги при роботі в білярезонансному режимі викликають биття й можуть призводити до нестійкості системи керування амплітудою коливань. Для забезпечення стійкості запропоновано включити у структуру регулятора амплітуду ланку із зоною нечутливості. Визначено області стійкості системи керування, які можуть бути використані при виборі параметрів регулятора на стадії проектування. Проведено експериментальні дослідження, що підтверджують отримані теоретичні результати.

**Ключові слова:** вибропривод, цифрова система керування, стійкість.

**АКТУАЛЬНОСТЬ РАБОТЫ.** Вибрационные технологии широко используются в современной промышленности [1, 2]. В последнее время активное развитие получили управляемые вибрационные установки [3], позволяющие достичь высокого качества формования бетонных изделий [4], а также высокой точности вибрационного дозирования [5, 6]. Установки с электромагнитным вибрационным приводом обладают такими преимуществами, как высокая надежность, длительный срок службы, высокий КПД [7]. Главным требованием, предъявляемым к системе автоматического управления электромагнитным вибрационным приводом,

является устойчивость, которая зависит от схемы и динамических параметров установки, электромеханических характеристик привода, структуры и параметров регуляторов, поэтому исследование устойчивости систем автоматического управления вибрационными приводами является актуальной задачей.

В работе [8] рассмотрена система автоматического управления электромагнитным вибрационным приводом, функциональная схема которой приведена на рис. 1. На схеме приняты следующие обозначения: РО – рабочий орган виброустановки; ПП – промежуточная платформа; ДВГ – динамический вибро-

гаситель; ЭМВ – электромагнитный вибратор; А – акселерометр; ДТ – датчик тока; МК – микроконтроллер; АЦП – аналого-цифровой преобразователь; ФОС – формирователь опорных сигналов; ДПФ – блок дискретного преобразования Фурье; РЧ – регулятор частоты; РА – регулятор амплитуды; ШИМ – широтно-импульсный модулятор; ПЧ – преобразователь частоты.

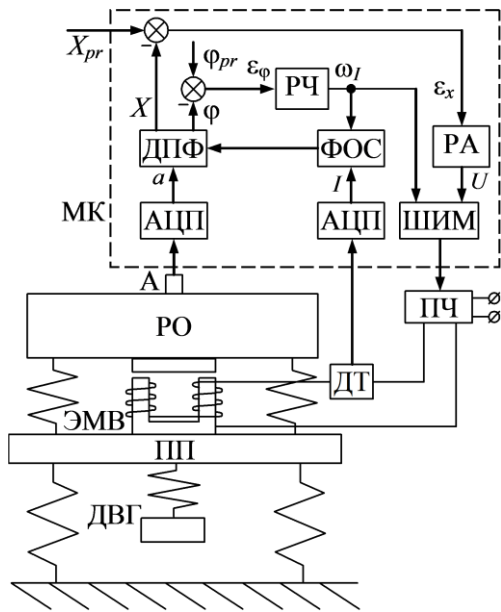


Рисунок 1 – Функциональная схема системы управления электромагнитным вибрационным приводом

Система осуществляет автоматическое управление амплитудой и частотой вибрации путем регулирования амплитуды и частоты подаваемого на обмотку вибратора синусоидального напряжения. Целью управления амплитудой  $X$  является обеспечение ее предписанного значения  $X_{pr}$ , а частотой – обеспечение околорезонансного режима, при котором фаза колебаний  $\varphi$  относительно электромагнитной силы соответствует предписанному значению  $\varphi_{pr}$ . Значения амплитуды и фазы основной гармоники колебаний вычисляются путем дискретного преобразования Фурье сигнала с акселерометра. При этом опорные синусоидальные сигналы синхронизируются с моментами перехода тока через 0. Для обеспечения астатизма в обоих контурах управления используются интегральные регуляторы.

Для исследования динамики системы управления в работе [8] использовалась динамическая модель, реализованная в программе Simulink. Аналогичная расчетная схема в модульном исполнении приведена на рис. 2. В рассматриваемом примере автоматическое управление осуществляется только амплитудой колебаний, а частота является фиксированной.

Структура подсистемы "Control system" изображена на рис. 3. На ее вход подается предписанное значение амплитуды  $X_{pr}$ , значение частоты колебаний  $\omega$ , сигналы ускорения  $a$  и тока  $I$ . В результате выполнения процедуры дискретного преобразования Фурье в блоке "DFT" определяется амплитуда  $X$  основной гармоники колебаний и вычисляется ошибка управления. В результате цифрового интегрирования ошибки определяется амплитуда управляющего напряжения  $U_{ampl}$ . Частота тока  $\omega_I$  определяется как половина требуемой частоты вибрации.

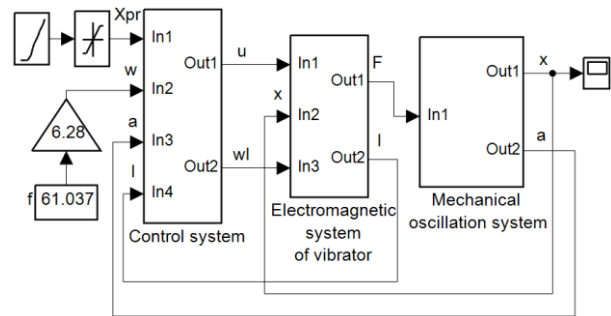


Рисунок 2 – Динамическая модель системы управления электромагнитным вибрационным приводом в программе Simulink

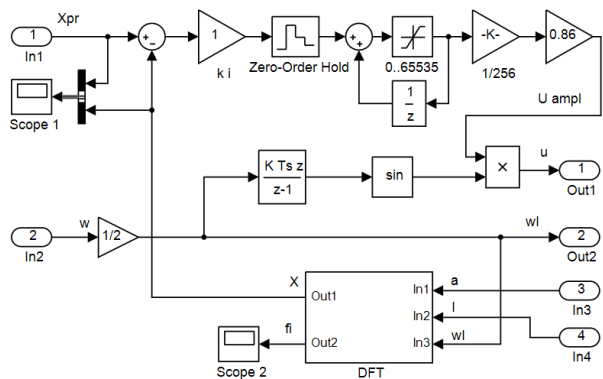


Рисунок 3 – Подсистема "Control system"

Структура блока дискретного преобразования Фурье приведена на рис. 4.

Блоки "Electromagnetic system of vibrator" и "Mechanical oscillation system" являются моделями электромагнитных и механических процессов. Принцип их построения изложен в [9].

С помощью описанной модели в работе [8] была исследована динамика процесса управления установкой для вибрационного уплотнения бетонной смеси и показано, что при определенных значениях коэффициентов регуляторов система управления сохраняет устойчивость во всем диапазоне изменения механических параметров обрабатываемой смеси в процессе ее уплотнения. Но при этом не были рассмотрены случаи управления колебательной системой с минимально возможным демпфированием. Такие случаи

могут иметь место при малой нагрузке вибрационных установок, когда энергия, поглощаемая обрабатываемым материалом, настолько мала, что ее величина соизмерима с потерями энергии в сталь-

ных пружинах. Кроме того, до настоящего времени не были определены области устойчивости дискретных систем автоматического управления электромагнитными вибрационными приводами.

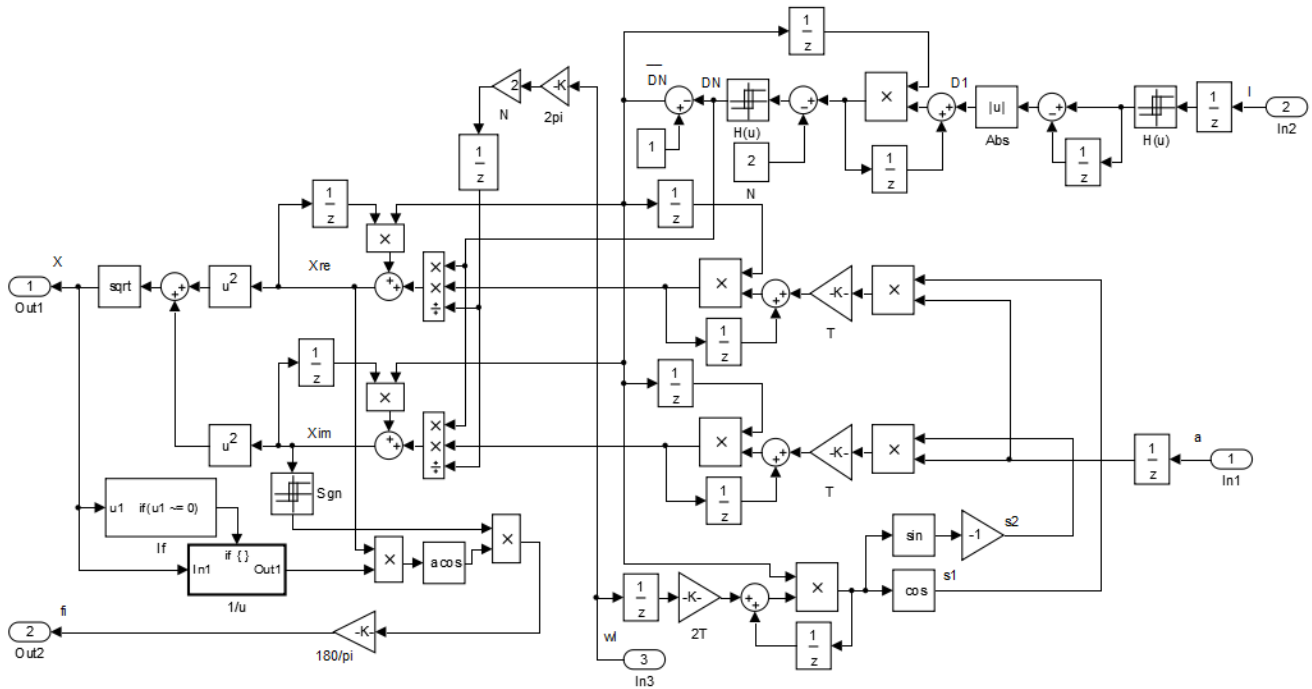


Рисунок 4 – Подсистема "DFT"

Целью работы является исследование динамики управления амплитудой вибрации малодемпфированной колебательной системы, определение структуры регулятора, обеспечивающей устойчивость системы управления, определение областей устойчивости в плоскости параметров регулятора.

**МАТЕРИАЛ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ.**

Для получения достоверной информации об устойчивости процессов управления амплитудой вибрации малодемпфированной колебательной системы вначале были проведены экспериментальные исследования с вибрационной установкой, описанной в [8], в режиме холостого хода, т.е. с пустой емкостью для бетонной смеси. Для минимизации числа факторов, влияющих на результат, трехмассовая установка была преобразована в одномассовую путем жесткого крепления промежуточной платформы к фундаменту. В системе управления был установлен режим автоматического регулирования амплитуды при постоянном значении частоты. При этом был задан следующий закон изменения предписанного значения амплитуды: линейное нарастание в течение пяти секунд, а затем – постоянная амплитуда, равная 0,44 мм.

Описанный эксперимент был проведен для разных значений частоты и коэффициента интегрального регулятора в контуре управления амплитудой. В результате было обнаружено, что даже при относительно малых значениях коэффициента регулято-

ра на частотах, близких к резонансной, система становится неустойчивой и переходит в режим автоколебаний (рис. 5,а). Результаты расчета с помощью описанной в [8] динамической модели (рис. 5,б) показывают, что система управления должна быть устойчивой (на графиках кривая 1 – предписанное значение амплитуды, а кривая 2 – ее реальное значение).

Это обусловлено тем, что используемая динамическая модель не учитывает эффект квантования сигналов по уровню во время их обработки в микропроцессоре. Поэтому для адекватности описания рассматриваемых процессов была разработана новая динамическая модель цифровой системы автоматического управления электромагнитным вибрационным приводом, в которой учитывается процедура округления значений дискретных сигналов, т.е. их квантование. Для этого в блоках "Control system" и "DFT" были добавлены квантователи после операций, результат которых может быть дробным (деление, нелинейные функции). Результаты расчета с помощью этой модели (рис. 5,в) подтверждают неустойчивость системы управления.

Неустойчивость (наличие автоколебаний) цифровой системы управления амплитудой вибрации можно объяснить следующими явлениями. Амплитуда управляющего напряжения в установившемся режиме изменяется ступенчато в пределах шага квантования (рис. 6). Эти ступенчатые воздействия периодически вызывают свободные колебания ме-

ханической системы. Поскольку частота возмущающей силы близка к резонансной, наложение свободных и вынужденных колебаний приводит к появлению биений амплитуды с частотой, равной разности частот свободных и вынужденных колебаний.

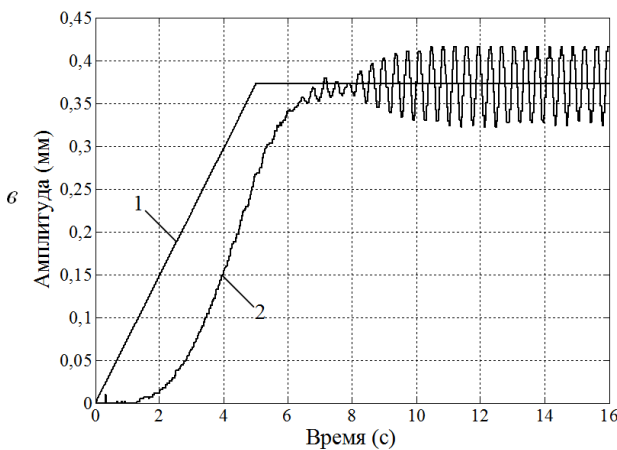
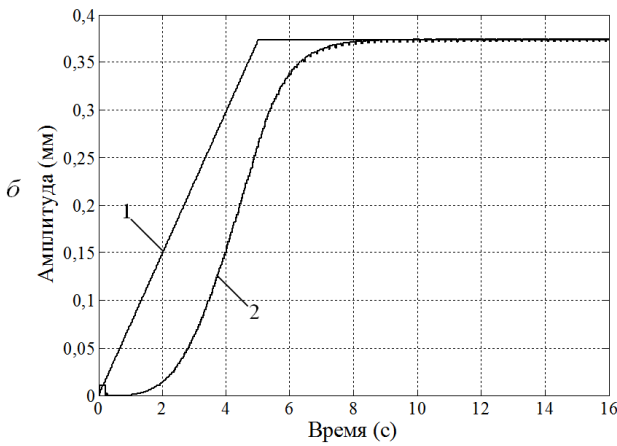
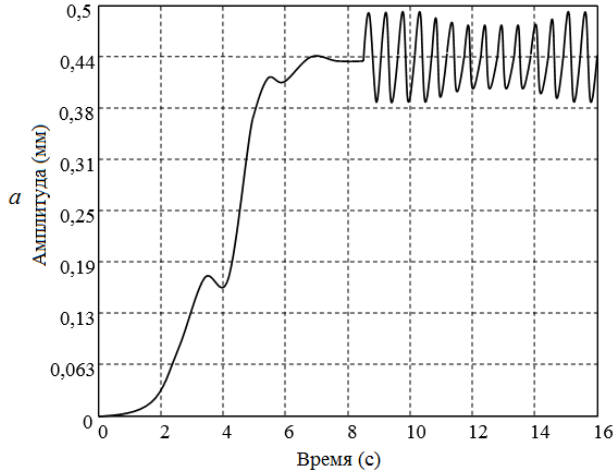


Рисунок 5 – Графики переходных процессов

Звено с зоной нечувствительности обеспечивает постоянство амплитуды напряжения на обмотке электромагнитного вибратора при малых отклонениях амплитуды вибрации от предписанного значе-

ния. При этом система становится устойчивой при заданном входном сигнале, что подтверждается результатами моделирования (рис. 8,а) и эксперимента (рис. 8,б).

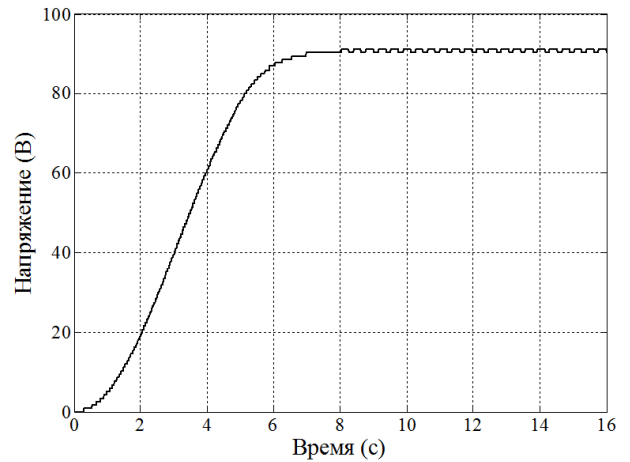


Рисунок 6 – Амплитуда напряжения

Для обеспечения устойчивости системы управления предлагается ввести в структуру регулятора амплитуды звено с зоной нечувствительности. Тогда закон управления будет описываться следующими уравнениями:

$$\Delta U(n) = \begin{cases} \varepsilon_x(n) - h_{DZ} \text{ при } \varepsilon_x(n) > h_{DZ}; \\ 0 \text{ при } -h_{DZ} \leq \varepsilon_x(n) \leq h_{DZ}; \\ \varepsilon_x(n) + h_{DZ} \text{ при } \varepsilon_x(n) < -h_{DZ}; \end{cases} \quad (1)$$

$$U(n) = U(n-1) + k_i \Delta U(n)T, \quad (2)$$

где  $n$  – номер отсчета;  $\varepsilon_x$  – сигнал ошибки по амплитуде;  $h_{DZ}$  – половина ширины зоны нечувствительности (dead zone);  $\Delta U$  – выходной сигнал звена с зоной нечувствительности;  $U$  – амплитуда управляющего сигнала;  $k_i$  – коэффициент интегрального регулятора;  $T$  – период дискретизации.

Структура подсистемы "Control system" со звеном с зоной нечувствительности приведена на рис. 7.

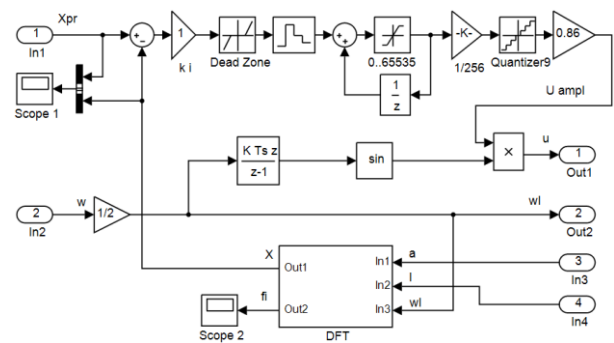


Рисунок 7 – Подсистема "Control system" со звеном "Dead Zone"

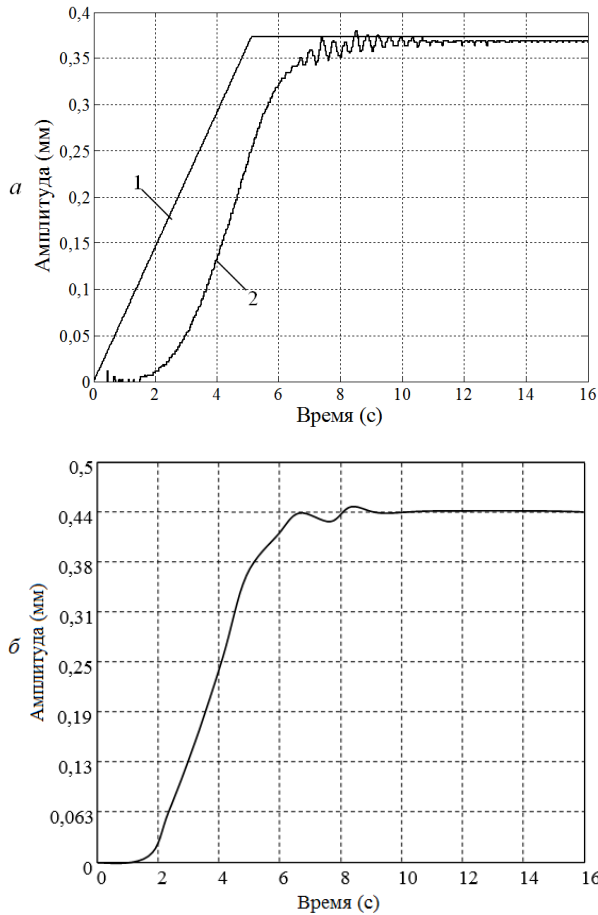


Рисунок 8 – Графики переходных процессов

Для того, чтобы система была устойчива «в целом», она должна быть устойчивой при любых внешних воздействиях [10]. Про моделируем поведение системы управления при воздействии на рабочий орган виброустановки импульса силы, вызывающего его отклонение на величину, соизмеримую с начальной величиной воздушного зазора. Такое отклонение является максимально возможным для электромагнитного вибратора.

Результаты моделирования приведены на рис. 9.

На систему управления подается входной сигнал  $X_{pr}(t)$  (кривая 1), а затем, в момент времени 33 с, – импульс силы. При этом возможны четыре варианта поведения системы, определяющих ее устойчивость:

- наличие автоколебаний до и после импульса силы (рис. 9,а);
- отсутствие автоколебаний до импульса и их наличие после его подачи (рис. 9,б);
- наличие автоколебаний до импульса и их отсутствие после его подачи (рис. 9,в);
- отсутствие автоколебаний до и после импульса (рис. 9,г).

Условию устойчивости «в целом» удовлетворяет только последний вариант поведения системы.

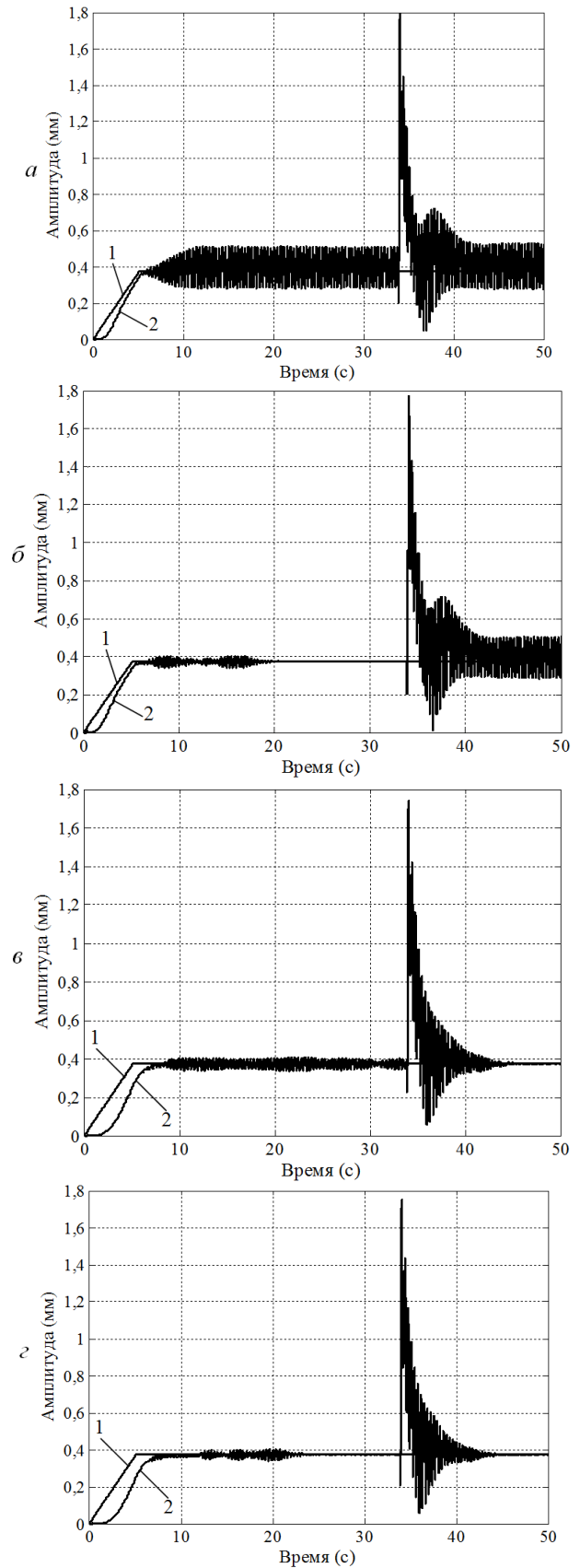


Рисунок 9 – Графики переходных процессов

Величину  $h_{DZ}$  необходимо выбирать из условий, что в системе должны отсутствовать автоколебания



и, в то же время, установившаяся ошибка не должна превышать допустимое значение. Если удовлетворить данным требованиям невозможно, то необходимо уменьшить коэффициент  $k_i$ , что, в свою очередь, приведет к уменьшению быстродействия системы. Для удобства выбора значений  $h_{DZ}$  и  $k_i$  были рассчитаны области устойчивости системы управления «в целом» (рис. 10) при разных значениях относительной частоты вынужденных колебаний  $f^*$  (по отношению к резонансной частоте). Каждая кривая является границей между областью устойчивости (сверху) и неустойчивости (снизу).

Расположение областей устойчивости системы управления отражает особенности динамики рассматриваемых процессов. Приближение к резонансной частоте приводит к увеличению результирующего коэффициента усиления разомкнутой системы (при том же значении  $k_i$ ), а ступенчатые изменения выходного напряжения приводят к большей амплитуде свободных колебаний, поэтому границы областей устойчивости для частот, находящихся ближе к резонансной, проходят выше и левее. Но для резонансной частоты и для частот, отличающихся от резонансной на величину порядка 0,001 от ее значения, часть границы устойчивости проходит значительно ниже, чем для частот  $f^* = 0,99$  и  $f^* = 1,01$  (рис. 10). Это объясняется тем, что на этих частотах период бений амплитуды достигает нескольких секунд, которых достаточно для затухания свободных колебаний, вызванных ступенчатыми изменениями напряжения.

Поскольку одномассовые вибрационные установки применяются редко, аналогичные расчеты были произведены для трехмассовой колебательной системы. Полученные границы областей устойчивости системы автоматического управления трехмассовой колебательной системы приведены на рис. 11. Они проходят значительно ниже и правее, чем соответствующие границы для одномассовой системы (рис. 10). Это объясняется тем, что с увеличением числа масс и упругих связей между ними возрастают потери энергии в пружинах, а, следовательно, увеличивается демпфирование системы. С одной стороны, это приводит к уменьшению коэффициента усиления разомкнутой системы управления (при неизменных  $f^*$  и  $k_i$ ), а с другой – к более быстрому затуханию свободных колебаний. Поэтому для многих комбинаций значений  $k_i$  и  $h_{DZ}$  система управления одной колеблющейся массой неустойчива, а тремя – устойчива.

Расчеты показали, что увеличение демпфирования колебательной системы приводит к расширению областей устойчивости системы управления для всех частот, поэтому при работе вибрационной установки с нагрузкой (обрабатываемым материалом) значительно легче обеспечить устойчивость системы управления амплитудой, чем в режиме холостого хода.

Несмотря на то, что области устойчивости были получены для конкретного привода, они имеют практическое значение, поскольку отражают характер влияния параметров регулятора на устойчивость

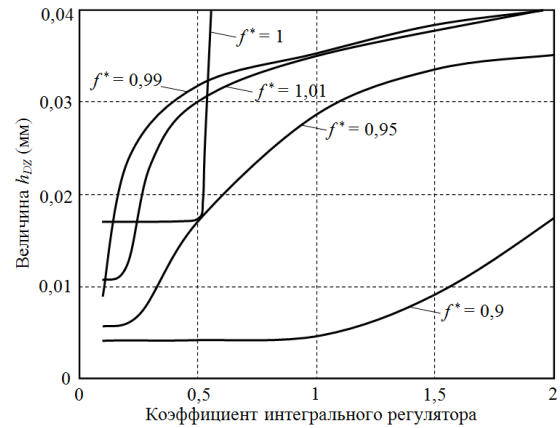


Рисунок 10 – Области устойчивости системы управления одномассовой колебательной системой

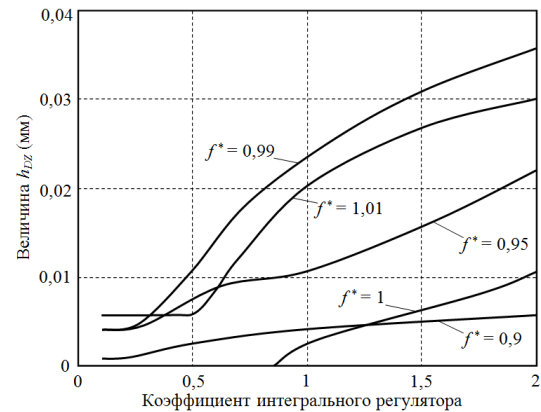


Рисунок 11 – Области устойчивости системы управления трехмассовой колебательной системой

системы. Аналогичные области можно получить для любого электромагнитного вибрационного привода с цифровой системой управления, используя предложенную динамическую модель.

**ВЫВОДЫ.** При работе вибрационной установки в режимах, близких к холостому ходу, на частотах, близких к резонансной, система автоматического управления амплитудой может быть неустойчивой из-за большого времени затухания свободных колебаний. Существенное влияние на устойчивость системы управления амплитудой вибрационного привода оказывает также квантование по уровню, которое необходимо учитывать при моделировании.

Предложенный закон управления (1), (2) обеспечивает устойчивость замкнутой системы.

Полученные области устойчивости позволяют определить необходимую ширину зоны нечувствительности и коэффициент интегрального регулятора при настройке системы.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Вибрации в технике: справочник в 6-ти т. – Т. 4: Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э.Э. Лавендела. – М.: Машиностроение, 1981. – 509 с.
2. Ратушняк Г.С., Слободян Н.М. Вібросилова технологія формування декоративних бетонних виробів: монографія – Вінниця: УНІВЕРСУМ–Вінниця, 2007. – 161 с.

3. Чубик Р.В., Ярошенко Л.В. Керовані вібраційні технологічні машини. – Вінниця: ВНАУ, 2011. – 355 с.

4. Ноженко В.Ю. Управление параметрами вынуждающей силы двухвального дебалансного вибровозбудителя вибрационной площадки // *Електромеханічні і енергозберігаючі системи*. – Кременчук, 2013. – Вип. 4/2013 (24). – С. 37–44.

5. Осадчий В.В., Батраченко И.В., Мыктыук Д.В. Регулируемый электропривод дебалансного вибровозбудителя // *Електромеханічні і енергозберігаючі системи*. – Кременчук, 2012. – Вип. 3/2012 (19). – С. 194–197.

6. Despotovic Z.V., Stojiljkovic Z.V. (2007). Power Converter Control Circuits for Two-Mass Vibratory Conveying System with Electromagnetic Drive: Simulations and Experimental Results // *IEEE Transactions on Industrial Electronics*. – Iss. 1/2007 (54). – PP. 453–466.

7. Ланець О.С. Високоэффективные межрезонансные вибрационные машины с электромагнитным приводом (Теоретические основы та практика створення): монографія. – Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2008. – 324 с.

8. Chernov A.A. Control of Resonant Electromagnetic Vibrational Drive Using a Digital Filtering Algorithm Based on Discrete Fourier Transform // *Journal of Automation and Information Sciences*. – Iss. 7/2014 (46). – PP. 53–68.

9. Черно А.А. Динамическая модель электромагнитного вибрационного привода // *Технічна електродинаміка*. – 2014. – Вип. 2. – С. 37–43.

10. Зайцев Г.Ф. Теория автоматического управления и регулирования. – К.: Выща шк., 1989. – 431 с.

### DYNAMIC PROPERTIES OF THE DIGITAL AUTOMATIC CONTROL SYSTEM OF THE ELECTROMAGNETIC VIBRATION DRIVE

**O. Chernov, A. Hurov, M. Monchenko**

National University of Shipbuilding named by admiral Makarov

prosp. Geroev Stalingrada, 9, Nikolaev, 54025. E-mail: www.alextochernov@gmail.com

A control system of a vibration drive supports a given level of vibration amplitude in the near-resonance mode in condition of changing mass and mechanical properties of the material that is being processed. Changes in the mechanical parameters of the oscillating system can lead to loss of stability of the control system, so this should be considered in its design. Therefore, research of the stability of vibration drives automatic control systems is an actual task. The article considers the influence of quantization effect on the electromagnetic vibration drive digital control system stability. A dynamic model of a control system that considers the quantization of the signal amplitude is developed, and the simulation of control processes of the small damping oscillatory system with an electromagnetic drive by varying the mechanical parameters, the frequency of vibration and the ratio of the integral regulator is held. It is shown that due to quantization the step changes of the amplitude of the control voltage when using a near-resonance mode can cause the instability of the oscillations amplitude control system. To provide the stability it is suggested to include the dead zone link in the structure of the amplitude regulator. The ranges of the control system stability that can be used when selecting the regulator parameters at the design stage are determined. Experimental studies, which confirm the theoretical results are held.

**Key words:** vibration drive, digital control system, stability.

#### REFERENCES

1. Lavendel, E.E. (1981), *Vibratsii v tekhnike: spravochnik, Vibratsionnyie protsessy i mashiny* [Vibrations in the technique: Reference book. In 6 vol., Vol. 6, Vibrational processes and machines], Mashinostroenie, Moscow. (in Russian)

2. Ratushnyak, G.S. and Slobodyan, N.M. *Vibrosylova tekhnologiya formuvannya dekoratyvnykh betonnykh vyrobiv* [Power molding technology of decorative concrete products], UNIVERSUM-Vinnitsya, Vinnitsya. (in Ukrainian)

3. Chubik, R.V. and Yaroshenko, L.V. (2011), *Kerovani vibratsiyni tekhnologichni mashyny* [Controlled vibration technology machines], VNAU, Vinnitsya. (in Ukrainian)

4. Nozhenko, V.Yu. (2013), "Control the parameters of the driving force double-shaft unbalance exciters vibration platforms", *Electromekhanichni i energozberigayuchi systemy*, Vol. 4, no. 24, pp. 37–44. (in Russian)

5. Osadchiy, V.V., Batrachenko, I.V. and Myktyuk, D. (2012), "Adjustable electric drive of unbalance vibro-exciter", *Electromekhanichni i energozberigayuchi systemy*, Vol. 3, no. 19, pp. 194–197. (in Russian)

6. Despotovic, Z.V. and Stoyiljkovic, Z.V. (2007), "Power Converter Control Circuits for Two-Mass Vibratory Conveying System with Electromagnetic Drive: Simulations and Experimental Results", *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol. 54, no. 1, pp. 453–466.

7. Lanets, A.S. (2008), *Vysokoefektyvni mizhrezonansni vibratsiyni mashyny z elektromagnitnym pryvodom (Teoretychni osnovy ta praktyka stvorenniya)* [High efficiency interresonance vibrating machines with electromagnetic drive (Theoretical foundations and building practice)], NULP, Lviv. (in Ukrainian)

8. Chernov, A.A. (2014), "Control of Resonant Electromagnetic Vibrational Drive Using a Digital Filtering Algorithm Based on Discrete Fourier Transform", *Journal of Automation and Information Sciences*, Vol. 46, no. 7, pp. 53–68. (in Russian)

9. Chernov, A.A. (2014), "Dynamic model of electromagnetic vibration drive", *Tekhnichna elektrodynamika*, Vol. 2, pp. 37–43. (in Russian)

10. Zaitsev, G.F. (1989), *Teoriya avtomaticheskogo upravlieniya* [Theory of automatic control], Vyshcha shkola, Kiev. (in Russian)

Стаття надійшла 13.05.2015.