

## **РЕЗУЛЬТАТЫ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ВИБРАЦИОННОГО МЕХАНИЗМА РАБОЧИХ ОРГАНОВ ЛЕСНОГО ДИСКОВОГО КУЛЬТИВАТОРА**

**Посметьев В. И., Зеликов В. А., Третьяков А. И.**

*ФГБОУ ВПО «Воронежская государственная лесотехническая академия», Воронеж, Россия (394087, г. Воронеж, ул. Тимирязева, 8), treyakov-ai@mail.ru*

**Разработана математическая модель вибрационного механизма лесного дискового культиватора, учитывающая ряд основных параметров работы вибровозбудителя, влияние регулировочных и эксплуатационных параметров на показатели эффективности работы. Приведены зависимости результатов компьютерного эксперимента показателей эффективности работы, таких как потребляемая мощность, амплитуда и частота вибраций, коэффициент формы колебаний от объема дополнительной полости высокого давления, величины перекрытия золотником рабочего канала при несжатом состоянии пружины. Также представлены результаты исследований влияния на показатели эффективности работы – коэффициентов жесткости и вязкости взаимодействия дисковой батареи с почвой и влияние коэффициентов дросселирования различных полостей вибровозбудителя. На основе анализа получены наиболее оптимальные параметры гидравлического вибрационного механизма рабочих органов лесного дискового культиватора, которые благоприятно скажутся на эффективности его работы, а также позволят существенно повысить качество вибрационной интенсификации обработки почвы.**

Ключевые слова: лесной дисковый культиватор, математическая модель, вибрация.

## **THE THEORETICAL RESULT ARE HYDRAULIC VIBRATING MECHANISM OF FORESTRY WORKERS DISC CULTIVATOR**

**Posmetyev V. I., Zelikov V. A., Tretyakov A. I.**

*Voronezh State Forestry Academy, Voronezh  
Voronezh, Russia (394087 Voronezh, Timiryazeva str., 8), tretyakov-ai@mail.ru*

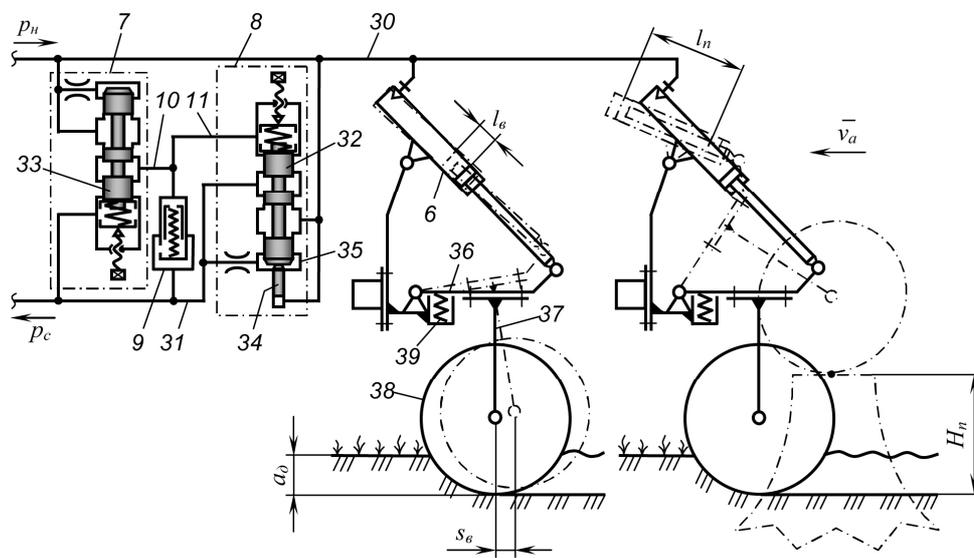
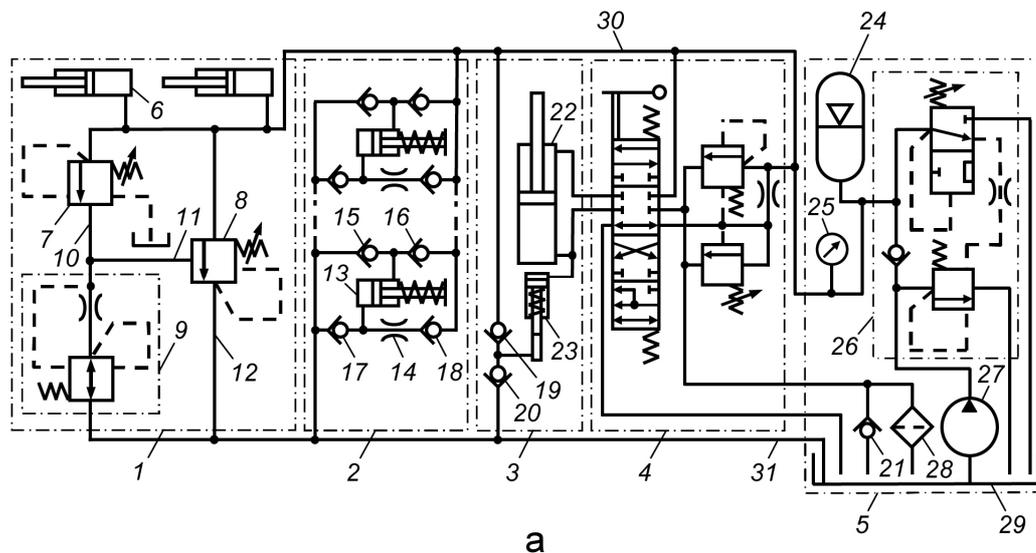
**A mathematical model of the vibrating mechanism of the forest disc cultivator, taking into account a number of basic parameters of the exciter, the impact of regulation and operational parameters on the performance indicators. The dependences of the results of computer simulations of performance indicators, such as power consumption, the amplitude and frequency vibrations, vibrations of the form factor of the cavity additional high-pressure, the values overlap spool working channel when uncompressed with-standing spring. It also presents the results of studies of the effect on the performance indicators - the stiffness and viscosity coefficients of the interaction of disk battery with the soil and the influence of various factors on the throttle-cavity exciters. Based on the analysis, the optimal parameters of the hydraulic vibration mechanism of the working bodies of the forest disc cultivator, which positively affect the efficiency of its work and will significantly improve the quality of the vibration intensified cultivation.**

Keywords: forest disc harrow, mathematical model, vibration.

**Введение.** В настоящее время лесные почвообрабатывающие агрегаты (ЛПА) при выполнении агротехнических уходов в молодых культурах на нераскорчеванных вырубках имеют повышенную энергоемкость выполняемых работ и низкое качество культивации почвы. Это связано с наличием на лесных объектах большого количества неровностей опорной поверхности и тяжелым механическим составом лесных почв. Ранее авторами была предложена конструкция ЛПА, позволяющая существенно повысить эффективность ЛПА при функционировании на вырубках, на которую был получен патент РФ № 2444877 (рис. 1). Данное техническое решение представляет собой ЛПА с механизмами энергосбережения, вибрации и предохранителем рабочих органов (рис. 1). Основными источниками энергосбережения в ЛПА с усовершенствованным культиватором являются механизмы подвески 2 и навесного устройства трактора 3, а также предохранителя культиватора 1. Работа всех трех механизмов энергосбережения 1, 2 и 3 ЛПА основана на насосном эффекте, возникающем при возвратно-поступательном движении штоков гидроцилиндров 13, 23 и соответствующей работе обратных клапанов 15 ... 19. Безвозвратно теряемая энергия в традиционных ЛПА в данном случае направляется в насосно-аккумуляторный узел 5 и полезно используется при работе вибрационного механизма рабочих органов культиватора 1. Принципиальная гидравлическая схема гидропривода ЛПА с механизмами энергосбережения, вибрации и защиты от перегрузок рабочих органов дискового культиватора при положении «Нейтральное» гидрораспределителя навесного механизма трактора представлена на рисунке 1, а.

Работа гидравлического вибрационного механизма (ГВМ) (рис. 1, б) состоит в следующем. При движении культиватора на вырубке его рабочие органы надежно удерживаются в почве на заданной глубине обработки благодаря установленному давлению  $p_n$  в гидроцилиндре 6, передаваемого из напорной магистрали 30 от насосно-аккумуляторного узла гидросистемы агрегатируемого трактора 5. Импульсные изменения величины давления рабочей жидкости (частотой 5 ... 7 Гц) в гидроцилиндре 6 обеспечиваются работой золотника 32 клапана давления 8, который постоянно сбрасывает давление рабочей жидкости в сливную магистраль 31. Пульсация давлений в напорной магистрали приводит к колебаниям поршня со штоком гидроцилиндра 6 и соответственно к возбуждению вибрации на дисках культиватора 38. Таким образом, при движении дискового рабочего органа в почве на заданной глубине обработки почвы он вместе со стойкой совершает вынужденные колебания в упругой системе «рабочий орган 38 – пружина 39 – почва» под воздействием пульсаций рабочей жидкости в гидроцилиндре 6 предохранителя, передаваемой по трубопроводу 30 от клапана 8 ГВМ [3].

На первом этапе исследований была изучена возможность аккумуляции необходимого количества энергии от механизмов энергосбережения в процессе работы ЛПА на не-



1 – механизм вибрации, энергосбережения и предохранителя рабочих органов культиватора; 2 и 3 – механизмы энергосбережения подвески и навесного механизма трактора; 4 – гидрораспределитель трактора; 5 – насосно-аккумуляторный узел; 6 – гидроцилиндр предохранителя и вибрационного механизма рабочих органов культиватора; 7 и 8 – напорные клапаны; 9 – клапан ограничителя расхода рабочей жидкости; 10 ... 12 – соединительные трубопроводы; 13 – гидравлический амортизатор подвески трактора; 14 – дроссель нерегулируемый; 15 ... 21 – клапаны обратные; 22 – гидроцилиндр навесного механизма; 23 – мультипликатор давления; 24 – пневмогидроаккумулятор; 25 – манометр; 26 – клапан разгрузочный автоматический; 27 – насос; 28 – фильтр; 29 – гидробак; 30 и 31 – напорная и сливная магистрали; 32, 33 – золотники; 34 – плунжер; 35 – проточка в корпусе золотника; 36 – плита; 37 – стойка дисковой батареи; 38 – дисковая батарея; 39 – пружина вибрационного механизма.

Рисунок 1. Схемы лесного почвообрабатывающего агрегата: а – гидравлическая; б – принципиальная гидравлическая механизма вибрации, энергосбережения и предохранителя рабочих органов

раскорчеванных вырубках. Имитационное моделирование гусеничного и колесного тракторов по генерируемой поверхности лесных объектов показало, что величина запасаемой мощ-

ности имеет достаточно стабильную величину и составляет приблизительно около 2,5 кВт [2, 4]. Следующим шагом при исследовании энергосберегающего лесного дискового культиватора с вибрационными рабочими органами является исследование, достаточно ли будет данной мощности для функционирования ГВМ рабочих органов, а также изучение характера и параметров наводимой вибрации.

**Цель исследования. Результаты исследования.** Целью исследований является изучение ГВМ рабочих органов лесного дискового культиватора на основе составленной математической модели, а также по компьютерной программе, при помощи компьютерных экспериментов установить оптимальные параметры ГВМ.

На рисунке 2 представлена расчетная схема системы, создающей вибрацию дисковой батареи культиватора КЛБ-1,7. В основе модели лежит система дифференциальных и алгебраических уравнений, описывающих процессы в гидравлической подсистеме и механической подсистеме культиватора (движение дисковой батареи, взаимодействие с почвой). Интегрирование системы производится численно модифицированным методом Эйлера-Коши [1]. Решение системы уравнений позволяет найти функции, характеризующие работу системы создания вибрации.

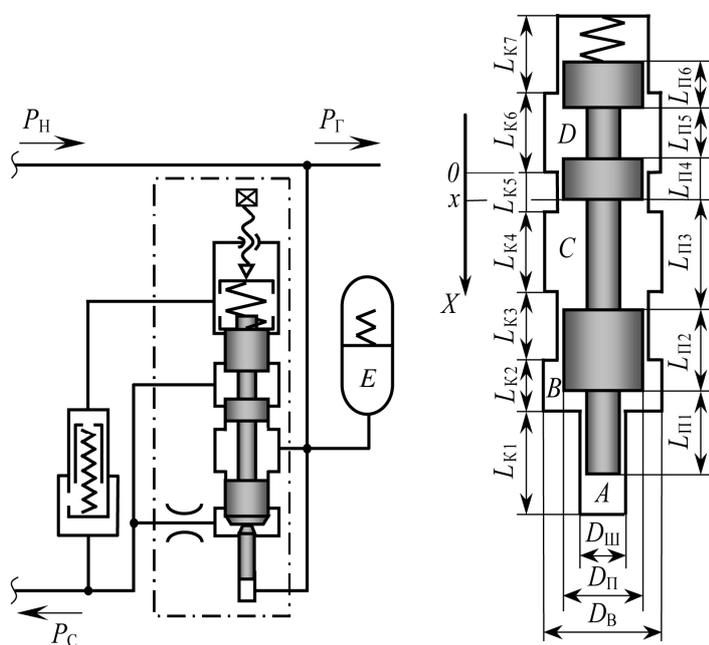


Рисунок 2. Схемы к модели системы создания вибрации: а – принципиальная; б – расчетная

факторов) и выходных характеристик (критериев) можно представить следующим образом (рис. 3).

На схеме выделены четыре группы переменных, относящихся к модели [1]. К первой группе «Параметры создания автоколебаний» относятся параметры, позволяющие ввести ГВМ в режим автоколебаний. К этим параметрам относятся:  $k_{D0}$  – коэффициент дросселирования рабочей жидкости при ее сливании из рабочей полости  $D$  в магистраль низкого давления;  $k_{EA}$  – коэффициент дросселирования рабочей жидкости, поступающей из дополнительной полости  $E$  в полость толкателя  $A$ ;  $k_{EC}$  – коэффициент дросселирования рабочей жидкости, поступающей из дополнительной полости  $E$  в подзолотниковую полость  $C$ .

раических уравнений, описывающих процессы в гидравлической подсистеме и механической подсистеме культиватора (движение дисковой батареи, взаимодействие с почвой). Интегрирование системы производится численно модифицированным методом Эйлера-Коши [1]. Решение системы уравнений позволяет найти функции, характеризующие работу системы создания вибрации.

ГВМ в рамках данной модели задается более чем пятьюдесятью параметрами. Взаимосвязь основных входных параметров (факторов)

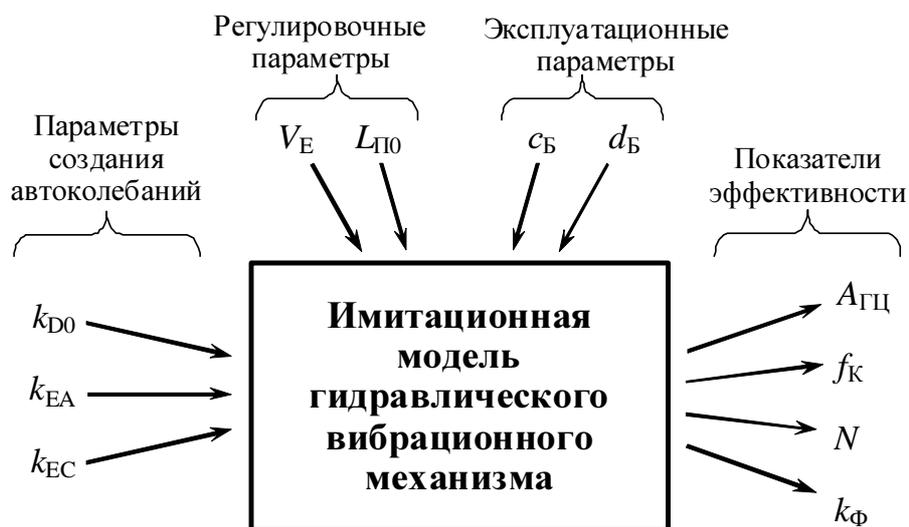


Рисунок 3. Переменные, характеризующие имитационную модель ГВМ

Ко второй группе «Регулировочные параметры» относятся характеристики, позволяющие задать необходимые характеристики вибрации дисковой батареи (амплитуду, частоту, форму импульса):  $V_E$  – объем дополнительной полости  $E$ ;  $L_{П0}$  – величина перекрытия золотником рабочего канала при несжатом состоянии пружины.

К третьей группе «Эксплуатационные параметры» относятся параметры, которые могут изменяться в широких пределах в процессе обработки почвы:  $c_B$  – эффективный коэффициент жесткости (включает жесткость пружины-упора дисковой батареи, жесткость дисков батареи, жесткость взаимодействия дисков с почвой), приведенный к штоку гидроцилиндра;  $d_B$  – эффективный коэффициент вязкости (включает вязкость пружины-упора дисковой батареи, вязкость деформации дисков батареи, вязкость взаимодействия дисков с почвой), приведенный к штоку гидроцилиндра.

В процессе теоретического исследования необходимо убедиться, что при изменении эксплуатационных параметров в широких диапазонах ГВМ обеспечивает высокую эффективность вибрации.

К четвертой группе «Показатели эффективности» относятся характеристики ГВМ, подлежащие измерению в ходе имитационного моделирования. В качестве показателей эффективности выбраны:  $A_{ГЦ}$  – амплитуда колебаний штока гидроцилиндра;  $f_k$  – частота колебаний дисковой батареи;  $N$  – потребляемая гидросистемой мощность;  $k_{Ф}$  – коэффициент формы колебаний (чем выше значение  $k_{Ф}$ , тем резче толчок гидроцилиндра, заглубляющий батарею, и тем плавнее возвратное движение).

Амплитуда и частота вибрации дисковой батареи будут как можно ближе к определенным ранее значениям ( $A_{ГЦ} = 2$  см и  $f = 6$  Гц) [5]. Задачи исследований можно выразить аналитически следующим образом (1):

$$\left\{ \begin{array}{l} A_{\bar{A}\bar{O}}(k_{D0}, k_{EA}, k_{EC}) \rightarrow \max; \\ A_{\bar{A}\bar{O}}(V_E, L_{i0}) \rightarrow 2\tilde{n}\dot{i}; \\ f_{\bar{E}}(V_E, L_{i0}) \rightarrow 6\tilde{A}\ddot{o}; \\ N(V_E, L_{i0}) < 2,5\hat{A}\dot{o}; \\ k_{\bar{O}}(V_E, L_{i0}) \rightarrow \max; \\ A_{\bar{A}\bar{O}} \rightarrow \text{const}(c_{\bar{A}}, d_{\bar{A}}); \\ f_{\bar{E}} \rightarrow \text{const}(c_{\bar{A}}, d_{\bar{A}}); \\ N \rightarrow \text{const}(c_{\bar{A}}, d_{\bar{A}}); \\ k_{\bar{O}} \rightarrow \text{const}(c_{\bar{A}}, d_{\bar{A}}). \end{array} \right. \quad (1)$$

Первым этапом теоретического исследования является исследование влияния отдельных факторов. Каждый из факторов  $F_i$  будем по очереди менять в некотором интервале  $[F_{i \min}, F_{i \max}]$  с некоторым шагом  $\Delta F_i$ , в то время как остальные факторы будем фиксировать на некоторых базовых значениях. Для каждого получающегося набора факторов проводится отдельный компьютерный эксперимент.

Рассмотрим влияние объема дополнительной полости высокого давления (рис. 4, а ... г). Результаты компьютерного эксперимента показали, что с помощью дополнительной полости ( $E$ ), соединенной непосредственно с подзолотниковой полостью ( $C$ ), можно регулировать частоту автоколебаний ГВМ (рис. 4, б) в широких пределах (от 2 до 9 Гц). Оптимальный объем дополнительной полости составляет  $0,01 \text{ м}^3$ , при этом автоколебания имеют частоту 6 Гц (рис. 4, б), наиболее благоприятную вибрационной интенсификации обработки почвы. Вместо дополнительной полости целесообразно использовать пружинно-гидравлический (рис. 2, а) или пневмогидравлический аккумулятор, имеющие при том же эффекте, меньшие габариты по сравнению с обычной полостью.

Рассмотрим влияние свободной длины пружины золотника ГВМ на показатели системы создания вибрации (рис. 4, д ... з). Результаты компьютерных экспериментов показали, что с помощью параметра  $L_{\Pi 0}$  (величины перекрытия золотником рабочего канала при нежатом состоянии пружины) можно регулировать амплитуду вибрации штока гидроцилиндра (от 2 до 18 мм). При  $L_{\Pi 0} = 10 \text{ мм}$  достигается наибольшая амплитуда вибрации, потребляемая мощность не превышает 2,5 кВт (рис. 4, ж), вибрационные импульсы имеют резкий фронт (рис. 4, з) и пологий спад.

Также в результате моделирования ГВМ было установлено, что автоколебания возникают только при определенном соотношении между гидравлическими, геометрическими и механическими параметрами ГВМ и агрегируемого орудия (на графиках не представлено). Основными параметрами, подстройкой которых можно ввести систему в режим автоколебаний, являются три коэффициента дросселирования: между рабочей полостью  $D$  и сливной

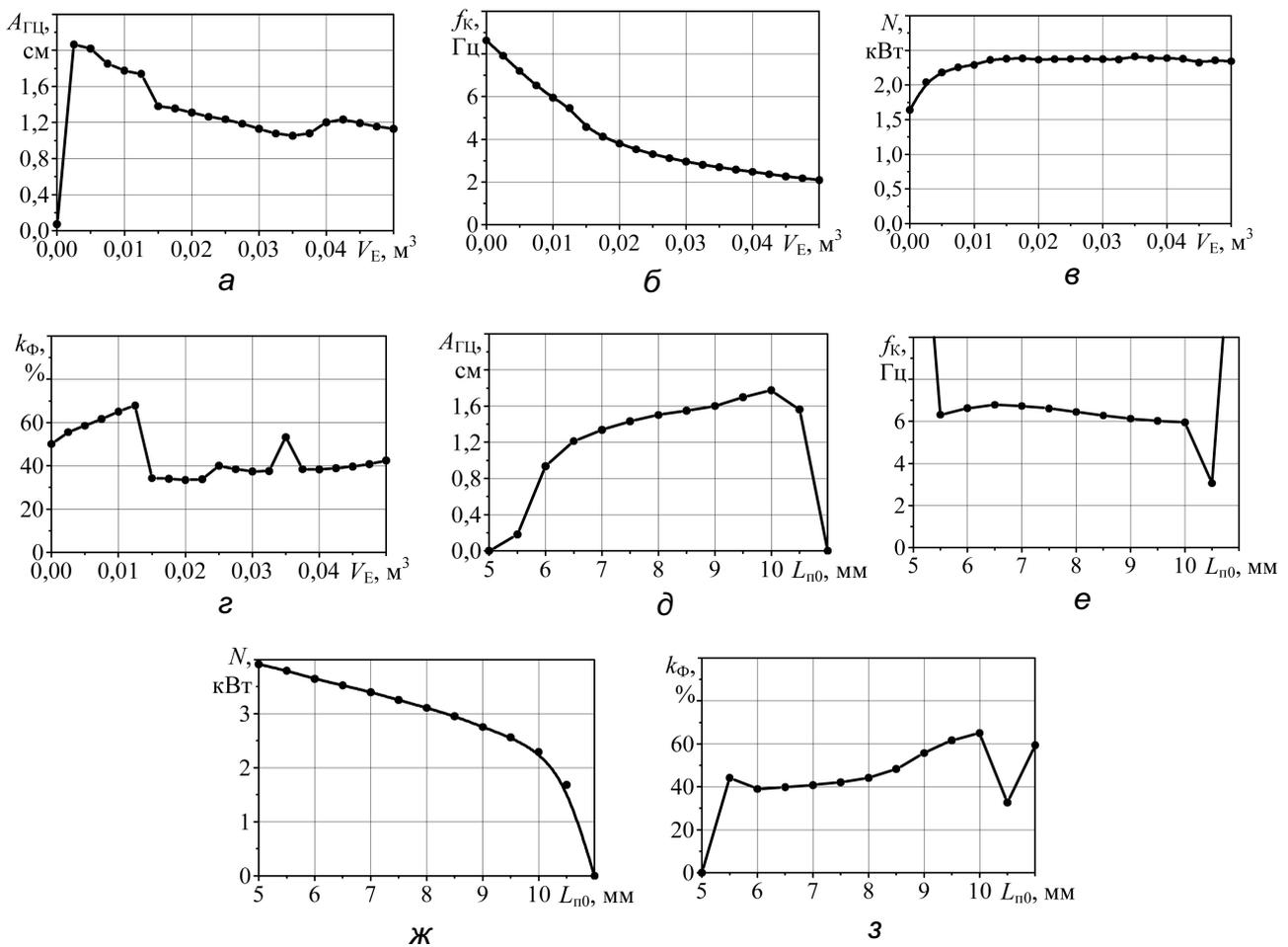


Рисунок 4. Влияние объема  $V_E$  дополнительной полости  $E$  и свободной длины пружины золотника  $L_{П0}$  на показатели системы создания вибрации, соответственно:  $a, д$  – амплитуду колебаний штока гидроцилиндра;  $б, е$  – частоту колебаний;  $в, ж$  – потребляемую гидросистемой мощность;  $г, з$  – коэффициент формы колебаний

магистралью ( $k_{ДО}$ , должен лежать в диапазоне  $(0,5 \dots 0,7) \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 \text{ Па}^{-1/2} \text{ с}^{-1}$ ); между дополнительной полостью  $E$  и полостью  $A$  плунжера-толкателя ( $k_{ЕА}$ , должен лежать в диапазоне  $(0,0 \dots 0,3) \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 \text{ Па}^{-1/2} \text{ с}^{-1}$ ); между дополнительной полостью  $E$  и подзолотниковой полостью  $C$  ( $k_{ЕС}$ , должен составлять не менее  $1,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 \text{ Па}^{-1/2} \text{ с}^{-1}$ ).

Кроме того ГВМ эффективно функционирует при изменении условий эксплуатации в широких пределах (на графиках не представлено). Коэффициенты эффективной жесткости  $c_B$  и вязкости  $d_B$  взаимодействия дисковой батареи с почвой, приведенные к штоку гидроцилиндра могут лежать в диапазонах  $0,1 \dots 1,1 \text{ МН/м}$  и  $0,0 \dots 3,8 \text{ кН} \cdot \text{с/м}$  соответственно, при этом дисковая батарея вибрирует с амплитудой не менее 1,5 см, частотой около 6 Гц, потребляемая мощность не превышает 2,5 кВт, вибрационный импульс имеет резкий фронт и пологий спад.

**Выводы.** Таким образом, составленная математическая модель на основе компьютерных экспериментов позволила найти оптимальные параметры гидравлического вибрацион-

ного механизма рабочих органов лесного дискового культиватора с учетом параметров создания вибрации, регулировочных и эксплуатационных параметров, а также показателей эффективности. Приведенные результаты позволят существенно повысить эффективность функционирования разработанной конструкции лесного дискового культиватора при выполнении тяжелых агротехнических уходов на вырубках и также обеспечить требуемое качество выполняемых работ путем установления оптимальных параметров работы гидравлического вибрационного механизма.

#### Список литературы

1. Инженерные расчеты на ЭВМ: Справочное пособие / Под ред. В. А. Троицкого. – Л.: Машиностроение, 1979. – 288 с.
2. О возможности использования рекуперированной энергии лесного почвообрабатывающего агрегата для интенсификации технологического процесса / Посметьев В. И., Зеликов В. А., Третьяков А. И., Посметьев В. В. // Изв. вузов. Лесной журнал. – 2011. № 1. – С. 60–64.
3. Пат. 2444877 РФ, МПК А 01 В 63/10. Гидропривод почвообрабатывающего агрегата / Посметьев В. И., Зеликов В. А., Снятков Е. В., Третьяков А. И., Посметьев В. В. (РФ). – № 2010128888/13; заявл. 12.07.2010; опубл. 20.03.2012, Бюл. № 8. – 7 с.
4. Посметьев В. И., Зеликов В. А., Третьяков А. И. Система энергосбережения лесного почвообрабатывающего агрегата: анализ на основе имитационного компьютерного моделирования // Приоритетные направления развития науки и технологий: доклады IX Всероссийской научно-технической конференции: «Инновационные технологии». – Тула, 2011. – С. 111–114.
5. Свиридов Л. Т., Зеликов В. А., Лиференко А. В. Повышение эксплуатационных свойств лесных почвообрабатывающих орудий на основе компьютерного моделирования // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. – СПб.: СПбГЛТА, 2009. – С. 33–34.

#### **Рецензенты:**

Поливаев О. И., д.т.н. профессор, заведующий кафедрой тракторов и автомобилей, ФГОУ ВПО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», г. Воронеж.

Афоничев Д. Н., д.т.н. профессор, заведующий кафедрой ремонта машин, ФГОУ ВПО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», г. Воронеж.