

ЛИТЕРАТУРА

1. Баринов В.В., Рыженко В.И.. Справочник современного строителя. Экономия материалов. 2006.
2. Под редакцией Кочергина С. М.. Теплые полы. 2008
3. Колесников И.А.. Полы. 2008.

УДК 681.523.4

ВЛИЯНИЕ НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН С ДИСКРЕТНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ КОЛЕБАНИЙ ГРУЗОВЫХ КАНАТОВ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ

А.Н. Рыжаков, к.ф.-м.н., доцент, И.В. Николенко, д.т.н., профессор, М.Л. Черная, студентка гр. ВВ-302, А.Г. Опанасюк, студентка гр. ВВ-302

Национальная академия природоохранного и курортного строительства

Разработана математическая модель гидравлического привода механизма подъема на основе аксиально-поршневых гидромашин с дискретным регулированием рабочих параметров с учетом динамических процессов колебательного характера в подъемном канате. Приведены результаты численных расчетов динамики изменения величин основных параметров гидропривода в процессе подъема груза. Определена величина коэффициента динамичности внешних нагрузок.

Гидравлический привод, аксиально-поршневые гидромашин, дискретное регулирование, математическая модель, колебания, стальные канаты.

ВВЕДЕНИЕ

Современные мобильные грузоподъемные машины широко используют гидравлические приводы, в виду целого ряда преимуществ по сравнению с приводами других типов. Применение в гидравлических приводах аксиально-поршневых гидромашин с дискретным машинным регулированием позволяет существенно расширить диапазон регулирования, при незначительном повышении стоимости привода, обеспечивает легкость в управлении, простоту в эксплуатации, обслуживании и ремонте.

Передача тягового усилия с гидравлического привода на груз осуществляется при помощи подъемных канатов. Упругость передаточного звена способствует возбуждению в нем колебательных переходных процессов при изменении режима работы механизма подъема. Динамические нагрузки в грузонесущих канатах возникают при отрыве груза и изменении его скорости. Во время переходного процесса, внешние нагрузки, действующие со стороны подъемного каната на гидравлическую систему, могут значительно отличаться от стационарных значений и влиять на работу гидропривода.

АНАЛИЗ ПУБЛИКАЦИЙ

Математическому описанию динамики гидроприводов посвящено большое количество работ [1 – 4]. Пренебрегая волновыми процессами в достаточно коротких трубопроводах гидропривода мобильного крана (рис. 1), предполагая постоянство плотности ρ и вязкости μ рабочей жидкости и отсутствие деформаций трубопроводов, основные уравнения неразрывности потока (1) и моментов (2) на оси вала гидромотора можно записать в виде:

$$Q_n - C_{np} p_n - \frac{V^n}{E_a} \frac{dp_n}{dt} - Q_{кл} - Q_{dp} = Q_m + C_{mn} p_n + \frac{V^m}{E_a} \frac{dp_n}{dt} \quad (1)$$

$$W^m p_n \eta_m \eta_z - M_c - \beta \omega_m = J \frac{d\omega_m}{dt} \quad (2)$$

В выражениях (1), (2) $Q_n, Q_m, Q_{кл}, Q_{др}$ - подача рабочей жидкости насосом H (рис. 1) и расход ее в моторе M , переливном клапане $Кл$ и дросселе $Др$ соответственно; p_n - давление рабочей жидкости в напорной полости гидросистемы; V^n, V^m - объемы насоса и гидромотора; E_a - модуль объемного сжатия рабочей жидкости; M_c, ω_m - момент внешних сил на оси и частота вращения гидромотора.

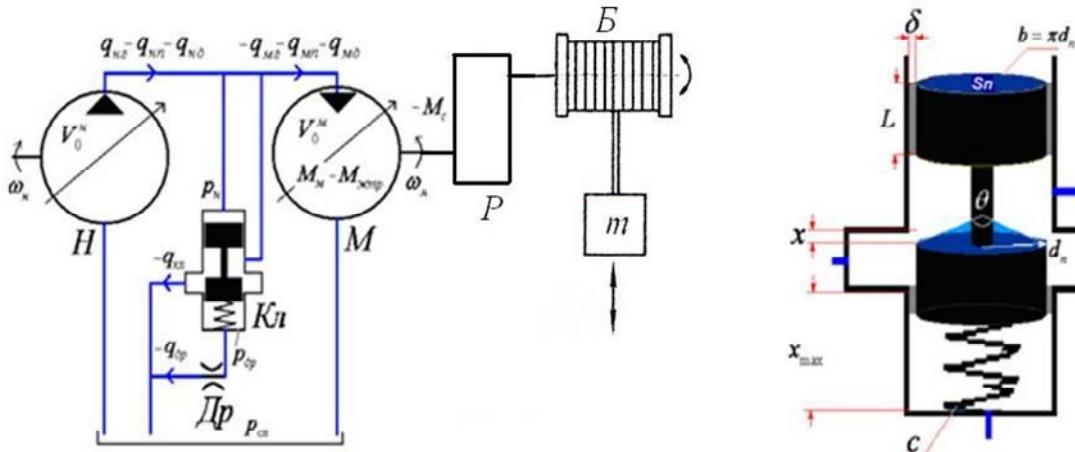


Рис. 1. Принципиальная схема гидропривода подъемного устройства.

Движение запорно-регулирующего элемента переливного клапана рассмотрено в [4] и задается дифференциальным уравнением (3):

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = (p_n - p_{демп}) S_n - (x + x_0) c - F_c - F_{спр} \text{sign}\left(\frac{dx}{dt}\right) - F_{жстр} \quad (3)$$

x - координата запорно-регулирующего элемента переливного клапана; $p_{демп}$ - давление в демпфирующей полости переливного клапана; c - жесткость пружины запорно-регулирующего элемента; S_n - площадь поверхности поршня; $F_c, F_{спр}, F_{жстр}$ - гидродинамическая сила, силы сухого и жидкостного трения, действующие на запорно-регулирующий элемент соответственно.

Уравнения расхода в камере управления переливного клапана и расхода рабочей жидкости через дроссель имеют вид (4):

$$Q_{кл} = \pi \mu_{ок} d_n \sin \frac{\theta}{2} \sqrt{\frac{2 p_n}{\rho}} \cdot x; \quad S_{кл} \frac{dx}{dt} = Q_{др} + \frac{V_{др}}{E_a} \frac{dp_{демп}}{dt}; \quad Q_{др} = \mu_{др} S_{др} \sqrt{\frac{2 p_{демп}}{\rho}} \quad (4)$$

В научной литературе [5 – 7], посвященной вопросам описания динамических процессов в подъемных канатах, можно выделить три основных подхода к построению их математической модели. Инженерный подход [5], основан на анализе дифференциальных уравнений движения сосредоточенных масс механической системы, объединенных упругими связями. Подход [6] основан на решении дифференциального уравнения, описывающего распространение продольной волны в сплошном стержне, моделирующем канат подъемного устройства. Третий подход [7] рассматривает канат как сложную инженерную систему, которая состоит из свитых определенным образом отдельных прядей; в свою очередь, каждая из прядей свивается из отдельных стальных нитей.

ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Целью работы являлась разработка математической модели гидравлического привода механизма подъема на основе аксиально-поршневых гидромашин с дискретным регулированием рабочих параметров, с учетом динамических процессов колебательного

характера в подъемном канате. Использование модели позволит детально исследовать взаимосвязанные переходные процессы в гидравлической и механической части подъемного устройства, сформулировать рекомендации по улучшению его работы в плане обоснованного использования резервов прочности и мощности.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОЛЕБАНИЙ ПОДЪЕМНОГО КАНАТА

Математическая модель (1) - (4) гидравлического привода на основе аксиально-поршневых гидравлических машин 403 серии с наклонным блоком цилиндров, которые работают как в режиме насоса, так и в режиме мотора, предложена в работах [1, 8]. В этой модели момент внешних сил, который передается на барабан подъемного устройства силой натяжения каната, считался постоянной величиной.

Моделирование динамических процессов в канате выполнимо в рамках инженерного подхода, поскольку характерное время переходного процесса в гидроприводе, по данным [1], на два порядка превышает время $t = 0.01 \text{ с}$ прохождения продольной волны длины каната строительного крана. С учетом этих данных, при моделировании процесса колебаний каната можно отказаться от прямого решения волнового уравнения.

При подъеме груза массой M на него действуют сила тяжести Mg , сила натяжения каната $k \cdot y$ и сила внутреннего трения, пропорциональная скорости изменения растяжения каната. На начальном этапе груз поднимается с ускорением, которое приводит к появлению силы инерции $F_u = M \cdot a_u$, которая вызывает дополнительное растяжение каната. Учитывая направления действия сил и пренебрегая массой каната, по сравнению с массой груза, запишем второй закон Ньютона в виде дифференциального уравнения (5):

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = g - \frac{k}{M} y - 2 \cdot \delta \cdot \frac{dy}{dt} + a_u \quad (5)$$

В (5) $2 \cdot \delta = \tau_{mp} \cdot \omega_0^2$; $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{M}}$. При отсутствии прямых экспериментальных данных, для расчета стальных канатов можно принять, что $\tau_{mp} = 0.01 \text{ с}$.

Жесткость можно определить по формуле продольной жесткости стержня $k = E_d \cdot S / L$, где E_d - динамический модуль упругости, S - площадь поперечного сечения каната. При моделировании процесса подъема груза длина каната L является функцией времени: $L = L(t)$. Динамический модуль упругости определяется по формуле

$$E_d = \frac{\rho_L}{S} \cdot a^2, \text{ где } a - \text{ скорость продольной волны, а } \rho_L - \text{ линейная плотность каната.}$$

Величина ускорения подъема груза a_u зависит от закона изменения частоты вращения мотора $\omega_m(t)$. Зависимость частоты вращения мотора от времени можно определить, используя программу для численного расчета [8]. Если зависимость $\omega_m(t)$ известна, то a_u находится как тангенциальное ускорение точек, которые находятся на круге барабана подъемного устройства.

$$a_u = \frac{dv}{dt} = \frac{D_{\text{бл}}}{2} \cdot \frac{d\omega_m}{dt} \quad (6)$$

Решая дифференциальное уравнение (5), находим зависимость изменения длины каната $y(t)$ от времени. Сила натяжения каната будет равняться $k \cdot y$ а момент внешней загрузки M_c , приведенный к валу гидромотора, можно определить как:

$$M_c = k \cdot y \cdot n \cdot D_{\text{бл}} / 2 \quad (7)$$

Подставляя величину M_c в уравнение моментов (2), решаем систему уравнений модели (1) - (4) и находим временные зависимости $p_n(t)$ и $\omega_m(t)$, которые описывают переходный процесс в гидравлической системе подъемного устройства.

Нахождение перечисленных параметров проведем для конкретного подъемного устройства. Рассмотрим математическую модель механизма подъема гидравлического подъемного устройства, грузоподъемностью $Q_{\text{max}} = 40 \text{ кН}$, высотой подъема $h = 20 \text{ м}$, давлением в гидравлической системе $p_n = 30 \text{ МПа}$ и скоростью подъема $v = 0.5 \text{ м/с}$.

Для заданных параметров, по методике [9], определяем следующие величины. Для подъема груза используем стальной канат диаметром $d_k = 21 \text{ мм}$ типа ЛК – 36 × 25 (1 + 6; 6 + 12) + 10.с.. Расчетный предел прочности проволок $\sigma = 170 \text{ кГ/мм}^2$; линейная плотность $\rho_L = 1.59 \text{ кг/м}$. Диаметр барабана $D_b = 0.530 \text{ м}$. Объем гидромотора $q = 56 \text{ см}^3$, при числе редуктора $i = 45.768$. По найденным данным определяем насос объемом $V_n = 28 \text{ см}^3$.

С учетом проведенных вычислений определим динамический модуль упругости

$$E_d = \frac{\rho_L}{S} \cdot a^2 = \frac{4 \cdot 1.59}{\pi \cdot 0.021^2} \cdot (4948)^2 = 1.124 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

и жесткость каната

$$k = E_d \cdot S / L = \frac{1.124 \cdot 10^{11} \cdot 3.464 \cdot 10^{-4}}{20} = 1.946 \cdot 10^6 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}^2.$$

ЧИСЛЕННЫЙ ЭКСПЕРИМЕНТ

В программу [8] был добавлен специальный блок, в котором, численным методом, определяется величина момента внешних сил на валу гидромотора с учетом изменения длины каната в процессе подъема. Необходимые для этого расчета значения ω_m вычисляются программой [8].

Структурно-логическая схема блока приведена на *рис. 2*. Входной переменной блока является значение частоты вращения вала гидромотора (1). Блок состоит из двух основных частей (2) и (3). В части (2) задаются исходные значения и вычисляются константы, входящие в уравнение (5). Константы из (2) поступают на вход (3) и по их значениям находят исходную величину второй производной по величине растяжения каната в данный момент времени. Эта величина поступает на вход интеграторов (6). На выходе получаем значение переменной y , которое используется для нахождения зависящей от времени жесткости каната, уточнения значения его длины и определения значения момента внешних сил. Момент внешних сил (8) является выходной переменной блока.

Программа [8] может моделировать переходные и стационарные процессы в гидроприводе в двух режимах: учитывая динамические явления в канате подъемного устройства и без их учета. Для этого в блоке предусмотрен автоматический переключатель режима работы (5), положение которого управляется значением константы (4), задаваемым пользователем программы.

Приведем результаты численных расчетов относительно работы описанного выше гидравлического подъемного устройства. На *рис. 3* приводятся результаты расчета изменения величины давления $p_n(t)$ на начальном этапе подъема груза. Второй график *рис. 3*, в увеличенном виде, иллюстрирует влияние колебаний каната на давление в напорной линии гидропривода. Кривая 1 соответствует постоянному моменту внешних сил на валу гидромотора $M_c = \text{const}$. Кривая 2 описывает изменение M_c со временем в соответствии с решением дифференциального уравнения (5). Кривые 3 и 4 иллюстрируют гипотетический рост давления, который наблюдался бы в гидросистеме при отсутствии клапана (4 – при

постоянном моменте внешних сил, 3 – модель каната (5)). Длинноволновые колебания на кривых 2, 3 вызваны колебаниями системы груз – подъемный канат, которые прекращаются приблизительно через $\Delta t = 1.5 \text{ c}$ после начала подъема.

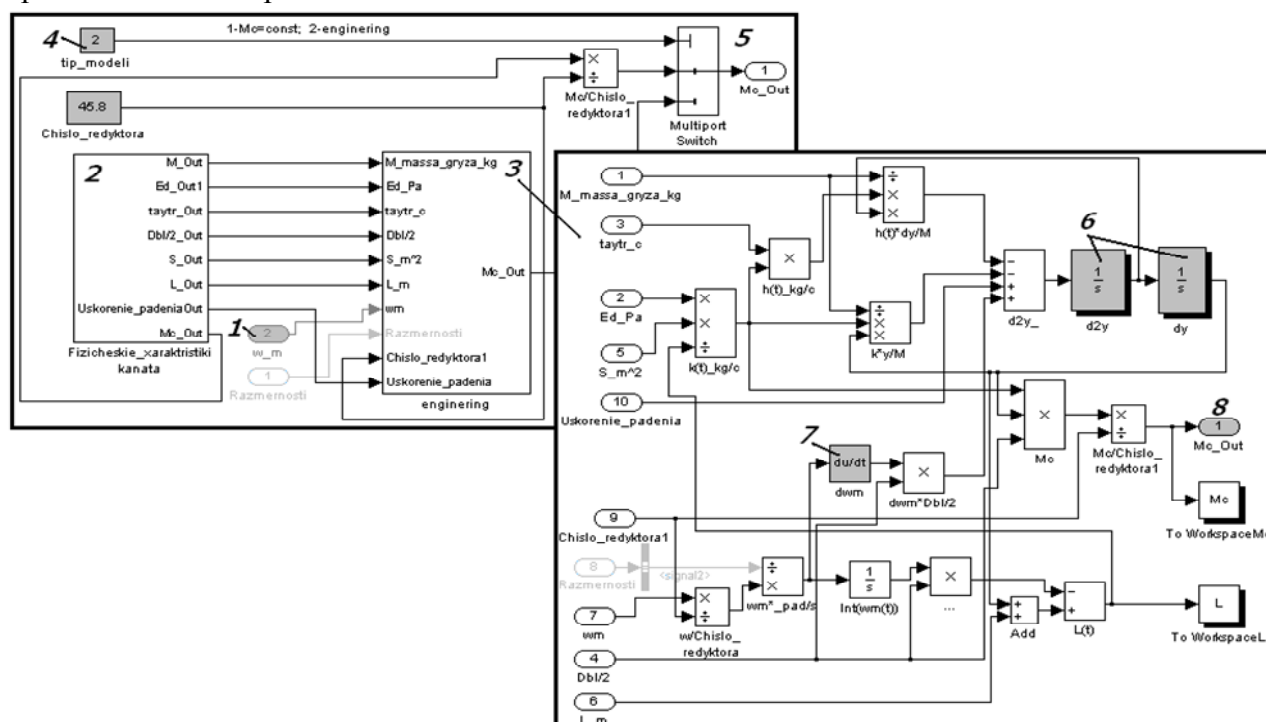


Рис .2. Структурно – логическая схема блока, моделирующего динамические процессы в канате.

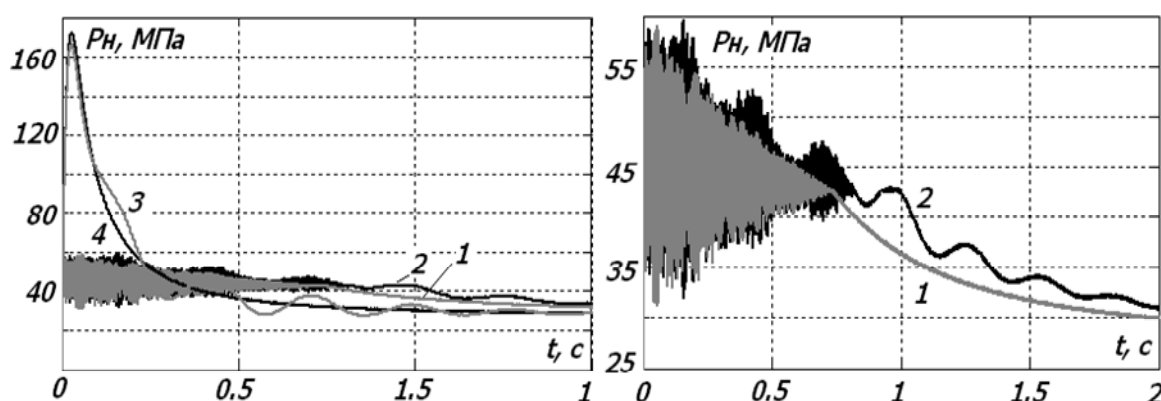


Рис. 3. Зависимость $p_n(t)$ на начальном этапе подъема.

С течением времени, величина давления в напорной линии гидропривода стремится к стационарному значению, которое можно оценить по формуле $p_n = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_{\bar{o}}}{q \cdot \eta_m} = 26.558 \text{ МПа}$,

что хорошо соответствует результатам динамического расчета. Максимум кривой 3 расположен ниже, чем на кривой 4, что объясняется демпфирующими свойствами упругого каната, который передает ступенчатую нагрузку от груза на вал гидромотора за конечное время.

На рис. 4. представлены временные зависимости круговой частоты $\omega_m(t)$ вращения гидромотора и расхода рабочей жидкости ($-Q_m$) на обеспечение его работы (кривая 1); кривая 2 показывает величину утечек в гидромоторе. На стационарном этапе работы гидропривода, круговая частота вращения гидромотора составит величину порядка $\omega_{m_ст} \approx 80 \text{ рад/с}$, а суммарный расход жидкости на гидромоторе $Q_m \approx 800 \text{ см}^3/\text{с}$.

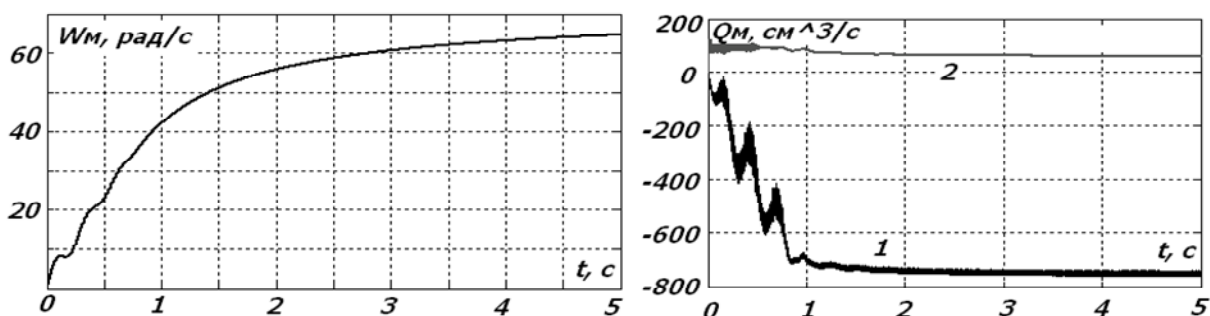


Рис. 4. Круговая частота и потребление рабочей жидкости гидромотором на начальном этапе подъема.

Эти данные также хорошо согласуются с предварительными оценками:

$$\omega_m = 2\pi \cdot n_m = 2\pi \cdot 13.751 = 86.4 \frac{\text{рад}}{\text{с}} \text{ и } Q_m = q \cdot n_m = 46.202 \frac{\text{л}}{\text{мин}} = 770.04 \frac{\text{см}^3}{\text{с}}.$$

На рис. 5 представлены зависимости $M_c(t)$, приложенного к барабану подъемного устройства, и $L(t)$. Кривая 1 построена при отключенном, а кривая 2 – при работающем клапане. По мере затухания колебаний в канате момент внешних сил стремится к величине $M \cdot g \cdot D_{\text{бл}} / 2 \cdot i \approx 231 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Скорость движения груза можно найти по кривой 2 рис. 5. Рассматривая промежуток времени $\Delta t = 5 \text{ с} - 4 \text{ с}$, найдем $\Delta L = 0.43 \text{ м} \Rightarrow v = 0.43 \text{ м/с}$. Коэффициент динамичности нагрузки, оцененный по первому пиковому значению момента внешних сил, составляет величину $\psi = \frac{M_{c_max}}{M_{c_stat}} = \frac{441}{213} \approx 2.07$. Это значение близко к величине оценки коэффициента

динамичности в работе [10]: $\psi_M = 1 + v / \sqrt{M \cdot g^2 / k} = 1.97$

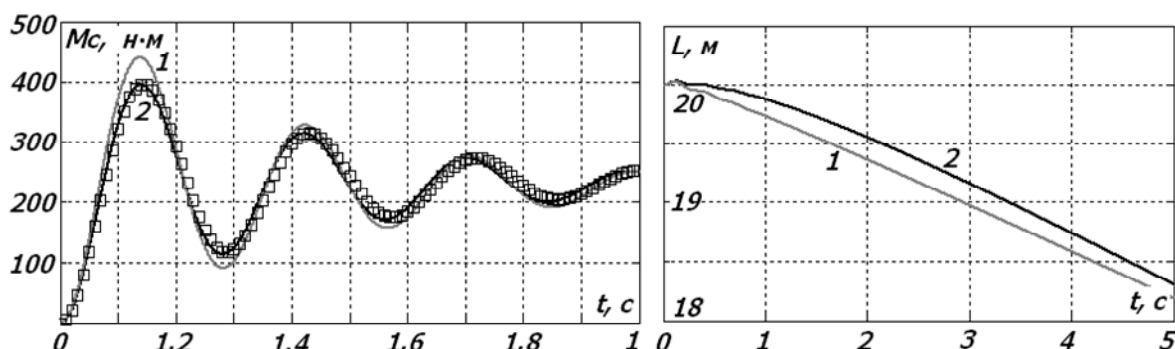


Рис. 5. Динамика момента внешней нагрузки и длины каната на начальном этапе подъема.

Результаты численного расчета (кривая 2, рис. 5), сравнивали с результатами аналитического расчета (маркеры, рис. 5) по методу неопределенных коэффициентов. Частоту вращения вала гидромотора задавали путем аппроксимации кривой $\omega_m(t)$ (рис. 4)

линейной зависимостью, на временном промежутке $0 \leq t \leq 1 \text{ с}$: $\omega_m = \frac{43}{i} \cdot t$.

ВЫВОДЫ

1. Разработана математическая модель подъемного устройства с гидравлическим приводом механизма подъема на основе аксиально-поршневых гидромашин, с дискретным регулированием рабочего объема, которая учитывает взаимодействие системы груз – канат и гидропривода;

2. На базе разработанной математической модели, в пакете блочного имитационного моделирования *SIMULINK* _7 создана программа и проведен ряд численных расчетов временных зависимостей основных параметров, описывающих переходные и стационарные процессы в гидравлическом подъемном устройстве;

3. Сопоставлены результаты численного и аналитического расчетов для случая подъема груза с постоянным ускорением;

4. Для моделируемого устройства получены значения коэффициентов динамичности по нагрузке и давлению.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ryzhakov, I. Nikolenko, K. Dreszer. Selection of discretely adjustable pump parameters for hydraulic drives of mobile equipment // *ТЕКА Ком. Mot. Energ. Roln.* – OL. PAN, 2009, vol. IX, p. 267 – 276.

2. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод. Под ред. В.Н. Прокофьева. – М.: Машиностроение, 1969. – 196 с.

3. Кулагин А.В., Демидов Ю.С., Прокофьев В.Н., Кондаков Л.А. Основы теории и конструирования объемных гидropередач. – М.: Высшая школа. – 1967. – 400 с.

4. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. – М.: Машиностроение. – 1976. – 424 с.

5. Иванченко Ф.К. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин. – Высшая школа. – 1975. – 520 с.

6. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М.: Надра. – 1967. – 444 с.

7. Глушко М. Ф. Стальные подъемные канаты. – Киев.: Техника. – 1966. – 327 с.

8. Николенько И.В., Рыжак А.Н. Оптимизация значений параметров и управляющих переменных в математической модели гидропривода с дискретным регулированием силовых гидроагрегатов. – Вестн. Сев. НТУ. Вып. 110: Механика, энергетика, экология: сб. науч. ст. – Севастополь. – Из-во Сев. НТУ, 2010 г.

9. Гидравлический привод строительных и дорожных машин: Методические указания для выполнения курсовой работы по гидравлике и гидропневмоприводу / СПб. Гос. архит. строит. ун-т; Сост.: С.Б. Волжский, А.В. Зызыкин. – СПб., 2005. – 26 с.

10. Шеффлер М., Пайер Г., Курт Ф. Основы расчета и конструирования подъемно-транспортных машин. – Москва, Машиностроение, 1980 г. – 255 с.

УДК 621.472

НОВЫЕ РЕШЕНИЯ В ПРЕОБРАЗОВАНИИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ И ПЕРСПЕКТИВЫ ИХ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ

Химич А. П., ассистент каф. энергоснабжения и физики

Национальная академия природоохранного и курортного строительства

Приведены новые данные по преобразованию тепловой энергии, в частности, по передаче тепла в избранном направлении и по прямому преобразованию тепловой энергии в электрическую.

ВВЕДЕНИЕ

Преобразование тепловой энергии связано с трудностями, которые определяются действием законов термодинамики.

Развитие нанотехнологий снимает некоторые ограничения в преобразовании тепловой энергии. За счет работы на уровне отдельных атомов достигаются эффекты, которые ранее считались невозможными.

ТЕПЛОВОЙ ДИОД

Одним из таких эффектов является выпрямление тепла. Известно, что процесс теплопередачи протекает изотропно: тепло распространяется во всех направлениях одинаково. Но так происходит в макромасштабе [1]. На уровне отдельных атомов в кристалле теплопроводность материала может зависеть от направления.