

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПРИВОДА РЫЧАЖНЫХ ГИДРОМЕХАНИЗМОВ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН*

Приведена методика динамического анализа рычажного гидромеханизма привода подъема стрелы и поворота ковша фронтального погрузчика, дан вывод функции нагрузочного режима исполнительного гидроцилиндра гидропривода грузоподъемного механизма фронтального погрузчика и пример динамического анализа универсального рычажного грузоподъемного механизма с использованием САЕ-системы APM Winmachine.

Ключевые слова: динамический анализ, гидромеханизм, нагрузочный режим, гидроцилиндр, фронтальный погрузчик, САЕ-система.

В различных отраслях машиностроения, таких, например, как подъемно-транспортное и строительно-дорожное машиностроение, а также авиационно-космическая техника широко применяются гидроприводы, содержащие исполнительные гидроцилиндры, приводящие в действие плоские рычажные механизмы, нагруженные весовой нагрузкой. Рычажная связь и вариативность направления движения звеньев исполнительного механизма при выполнении рабочих операций обуславливают изменение весовых и инерционных нагрузок, что на этапе проектирования механизмов затрудняет реализацию имитационного математического моделирования и анализ динамики процесса их эксплуатации.

В работе [1] рассмотрен элементарный рычажный механизм с гидроприводом и приведена методика анализа его динамики, которая может быть принята за основу при проведении анализа динамики более сложных механизмов. Усовершенствованными примерами [2] таких механизмов могут служить разработанные нами гидроприводы грузоподъемного механизма [3] и рабочего оборудования фронтального погрузчика [4] (рис. 1).

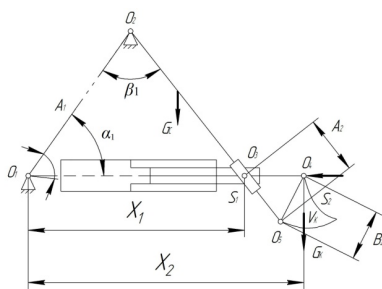


Рис. 1. Кинематическая схема гидропривода рабочего оборудования одноковшового погрузчика

Обозначим постоянные и переменные параметры механизма и привода: A_1 – размер установочной базы пяты гидроцилиндра O_1 и шарнира стрелы O_2 ; A_2 – размер установочной базы шарнира поворота ковша O_4 ; X_1, X_2 , – координаты перемещений соответствующих секций телескопического гидроцилиндра; α_1, β_1 – переменные углы, определяющие положение

механизма. В схеме на рис. 1. совмещены два механизма, образующие соответственно кинематические треугольники O_1, O_2, O_3 и O_3, O_4, O_5 , приводимые в движение различными секциями одного исполнительного гидроцилиндра телескопического типа, причем центральная точка O_3 расположена на кулисе и ее положение будет зависеть как от подъема стрелы (при изменении X_1), так и от поворота ковша (при изменении координаты X_2).

Рассмотрим отдельно механизм подъема стрелы (рис. 2).

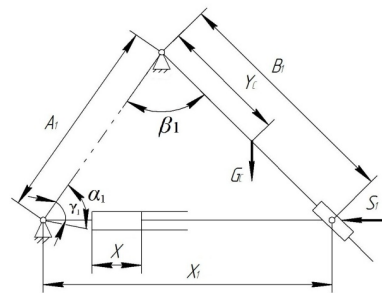


Рис. 2. Кинематическая схема механизма подъема стрелы

Требуется определить функцию нагрузочного режима S_1 в зависимости от перемещения первой секции гидроцилиндра X_1 и массы стрелы G_c без учета масс отдельных элементов гидроцилиндра, так как они совместно с переменной массой рабочей жидкости, находящейся внутри полостей гидроцилиндра, уже учтены в имитационной модели гидроцилиндра [5].

Составляя уравнение моментов относительно опоры O_2 и приравнявая его нулю (состояние равновесия механизма), получим:

$$S_1(x_1) \cdot \sin[\beta_1(x_1) - \alpha_1] \cdot B_1 - G_c \cdot \cos\{90^\circ - [\alpha_1(x_1) + \gamma_1]\} \cdot r_c = 0, \tag{1}$$

откуда для текущего положения механизма

$$S_1(x_1) = \frac{G_c \cdot \cos\{90^\circ - [\alpha_1(x_1) + \gamma_1]\} \cdot r_c}{\sin[\beta_1(x_1) - \alpha_1] \cdot B_1}; \tag{2}$$

*Работа поддержана грантом Президента Российской Федерации (МК-663.2010.8).

Как видно из формулы (2), функция нагрузки зависит от положения механизма, задаваемого координатой X_1 и для выявления зависимости $S_1 = f(x_1)$ требуется определить функции $\alpha_1 = f(x_1)$ и $\beta_1 = f(x_1)$. В первом приближении данные функции можно найти на этапе проектирования механизма следующим образом. Задавая дискретно массив координат X_{1i} и построив несколько положений по траекториям движения точек механизма, определяем значения α_{1i} и β_{1i} и аппроксимируем их математическими зависимостями, соответствующими полям парных корреляций для искомых функций.

Для нахождения более точного и универсального решения переходим к относительным параметрам, принимая в качестве линейной единицы измерения постоянный размер базы механизма $A_1 = 1$.

Вводя относительные переменные $\bar{B}_1 = \frac{B_1}{A_1}$; $\bar{X}_1 = \frac{X_1}{A_1}$

и выбирая в качестве обобщенной координаты X_1 , что равносильно перемещению поршня первой секции гидроцилиндра, так как $X_1 - X = \text{const}$, а, следовательно, и $\dot{X}_1 = \dot{X}$, опишем кинематику плоского рычажного механизма, используя передаточные отношения его звеньев 1, 2, 3:

$$i_{1,2}(X_1) = \frac{\dot{\alpha}_1}{\dot{X}_1} = \frac{1}{A_1} \cdot \frac{d\alpha_1}{dX_1}; \quad (3)$$

$$i_{3,2}(X_1) = \frac{\dot{\beta}_1}{\dot{X}_1} = \frac{1}{A_1} \cdot \frac{d\beta_1}{dX_1}.$$

С учетом решений, приведенных в [1] для передаточных функций, имеем

$$i_{12}(x_1) = \frac{1}{A_1} \cdot \frac{1 - \bar{B}_1^2 - \bar{x}_1^2}{\bar{x}_1 \cdot \sqrt{[\bar{x}_1^2 - (1 - \bar{B}_1^2)]} \cdot [(1 + \bar{B}_1^2) - \bar{x}_1]}; \quad (4)$$

$$i_{32}(x_1) = \frac{1}{A_1} \cdot \frac{2 \cdot \bar{x}_1}{\sqrt{[\bar{x}_1^2 - (1 - \bar{B}_1^2)]} \cdot [(1 + \bar{B}_1^2) - \bar{x}_1]}.$$

Искомые функции кинематического положения механизма будут определены в результате интегрирования приведенных ниже зависимостей:

$$\alpha_{1(x_1)} = \int_{x_{1\min}}^{x_{1\max}} \frac{1 - \bar{B}_1^2 - \bar{x}_1^2}{\bar{x}_1 \cdot \sqrt{[\bar{x}_1^2 - (1 - \bar{B}_1^2)]} \cdot [(1 + \bar{B}_1^2) - \bar{x}_1]} dx; \quad (5)$$

$$\beta_{1(x_1)} = 2 \int_{x_{1\min}}^{x_{1\max}} \frac{\bar{x}_1}{\bar{x}_1 \cdot \sqrt{[\bar{x}_1^2 - (1 - \bar{B}_1^2)]} \cdot [(1 + \bar{B}_1^2) - \bar{x}_1]} dx. \quad (6)$$

Для определения нагружающего усилия S_2 рассуждения аналогичны.

Аналогичным способом, проводя разбиение механизмов на элементарные звенья, можно произвести анализ и синтез плоских рычажных механизмов любой сложности. Вычисление значений определенных интегралов (5) и (6) производится с помощью стандартной подпрограммы QART из пакета SSP прикладных программ на фортране [6].

Для применения выведенных уравнений нагрузочного режима в анализе изменения давлений в гидроприводе исполнительного гидроцилиндра используются исследования, приведенные в работе [7].

Результаты синтеза и динамического анализа, рассмотренного выше плоского рычажного механизма в САЕ-системе АПМ Winmachine [8] (модуль Dynamics), приведены на рис. 3–7

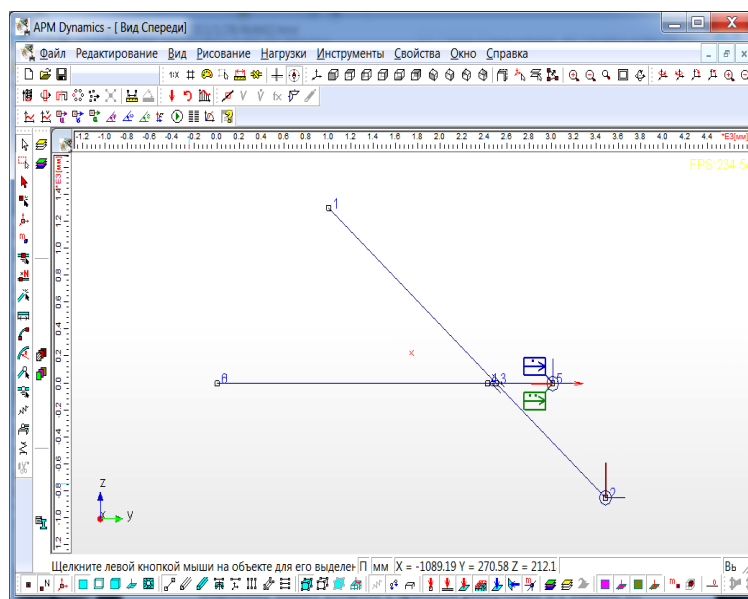


Рис. 3. Расчетная модель рабочего оборудования фронтального погрузчика

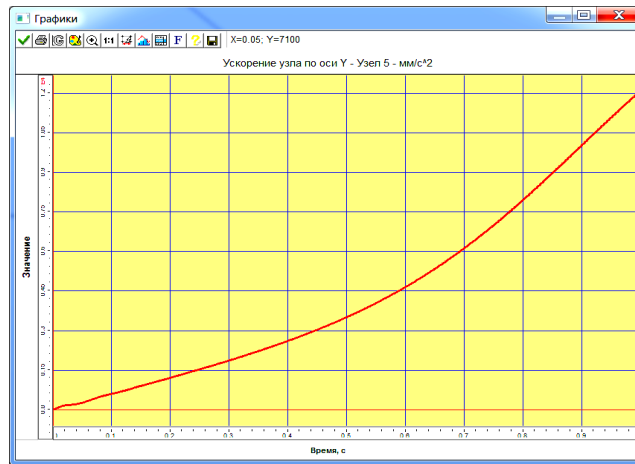


Рис. 4. Диаграмма ускорений верхнего шарнира крепления ковша

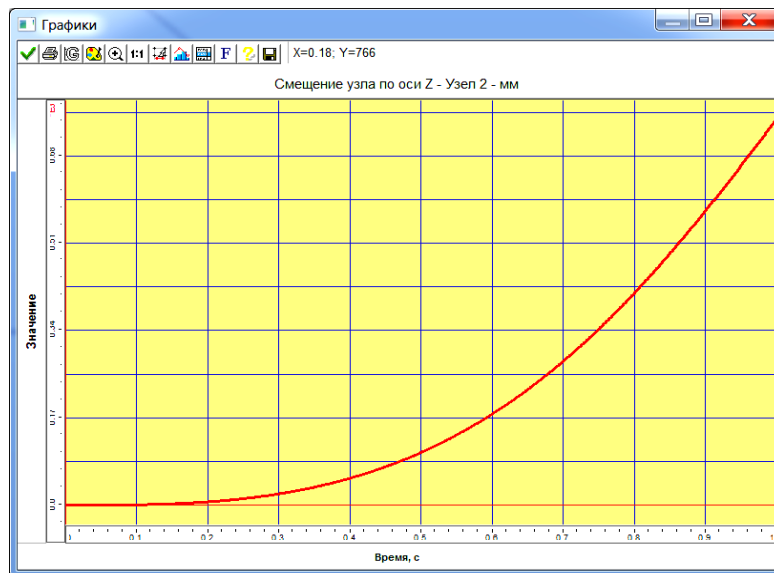


Рис. 5. Диаграмма перемещений нижнего шарнира крепления ковша

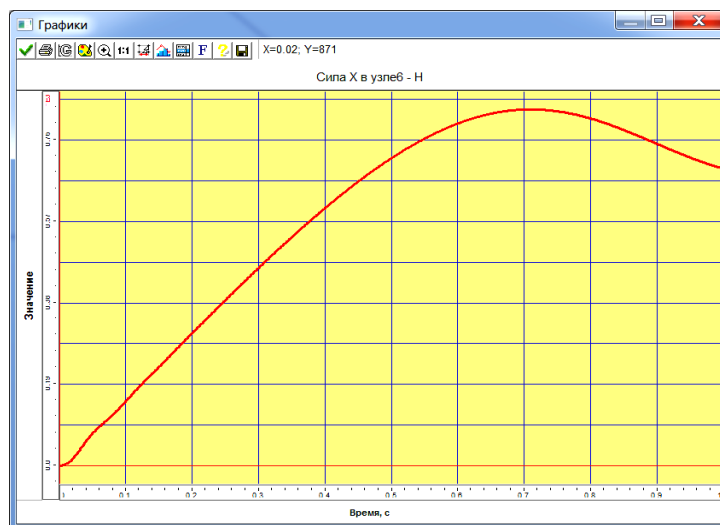


Рис. 6. График изменения силы на штоке гидроцилиндра при повороте ковша погрузчика



Рис. 7. Диаграмма изменения скорости подъема стрелы

Приведенная методика определения функций нагрузочного режима гидропривода грузоподъемных механизмов, использующая их относительные размеры и передаточные функции, позволяет находить переменные по рабочему ходу исполнительных гидроагрегатов функции весовых и инерционных нагрузок, действующие от элементов грузоподъемных механизмов различных типов и приводить их к элементам крепления исполнительных гидроагрегатов, что позволяет применять универсальную имитационную модель и программное обеспечение [9] без их дополнительного редактирования и последующей трансляции.

Использование пакета программ APM Winmachine кроме анализа динамических характеристик дает возможность анализировать работоспособность синтезируемых механизмов, что в совокупности с описанной методикой в итоге позволяет сократить сроки проектирования и повысить качество принимаемых проектных решений.

Библиографические ссылки

1. Прокофьев В. Н., Борисов Б. П. Динамика гидропривода при рычажной связи гидродвигателя с объектом управления // Изв. вузов. Машиностроение. 1977. Т. 5. С. 84–88.
2. Ереско А. С. Разработка эффективных грузоподъемных механизмов мобильных подъемно-транспортных машин // Вестник НИИСУВПТ : сб.

науч. тр. под ред. Н. В. Василенко. Красноярск, 2003. Вып. 14. С. 70–76.

3. Пат. РФ № 2173270 от 10.09. 2001. Грузоподъемный механизм / Ереско А. С., Ереско С. П. Бюл. № 25.
4. Пат. РФ № 2195276 от 25.10.2002. Фронтальный погрузчик / А. С. Ереско, С. П. Ереско и др. Бюл. № 26.
5. Ереско А. С. Имитационная математическая модель усовершенствованного гидропривода грузоподъемных механизмов // Вестник НИИ СУВПТ : сб. науч. тр. под ред. Н. В. Василенко. Красноярск, 2003. Вып. 14. С. 257–261.

6. Сборник научных программ на фортране. М. : Статистика, 1974.

7. Ереско С. П. Анализ нагрузочного режима гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых экскаваторов // Транспортные средства Сибири (Состояние и проблемы) : материалы межвуз. науч.-практ. конф. Красноярск, 1994. С. 193–198.

8. Система расчета и проектирования механических конструкций и оборудования в области машиностроения и строительства (Система APM WinMachine) : программы для ЭВМ : свидетельство об офиц. регистрации № 990578(РФ) / В. В. Шелофаст, Е. Г. Стайнова, В. В. Шелофаст и др. Заявл. 08.06.1999. Зарегистр. РОСПАТЕНТ. 04.08.1999.

9. Имитационная модель гидроцилиндра (GYDROZ) : программы для ЭВМ : свидетельство об офиц. регистрации № 2004611074 / С. П. Ереско, А. С. Ереско, С. И. Васильев и др. Зарегистр. РОСПАТЕНТ. 29.04.2004.

A. S. Eresko, S. P. Eresko

DYNAMIC ANALYSIS OF LEVERAGE DRIVE OF HYDRAULIC MECHANISMS OF LIFTING MACHINES

Procedure of dynamic analysis of leverage hydraulic mechanism drive of lifting jib and turning bucket of frontal loader is presented, the derivation of load regime function of loader and dynamic analysis of universal leverage lifting mechanism with use of CAE-system of APM Winmachine example is given.

Keywords: dynamic analysis, hydraulic mechanism, load regime, hydraulic cylinder, frontal loader, CAE-system.

© Ереско А. С., Ереско С. П., 2011