УДК 62-822:622.24

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ОБЪЁМНОГО ГИДРОПРИВОДА С ДИЗЕЛЕМ МОБИЛЬНОЙ БУРОВОЙ МАШИНЫ

Озерский А.И., Сидоренко В.С., Ракуленко С.В., Полешкин М.С.

Донской государственный технический университет (ДГТУ), Ростов-на-Дону,

e-mail: poleshkin.maks@gmail.com

Исследованы динамические режимы совместной работы объёмного гидропривода с дизелем мобильной буровой машины УРБ-2,5С. Исследования выполнены с целью анализа энергозатрат на различных режимах установки. В математической среде MathCad создана компьютерная модель единой теплогидромеханической системы машины. С помощью этой модели выполнен анализ особенностей влияния внешних нагрузок на характер расхода топлива и частоту вращения вала дизеля. Созданная модель является основой для дальнейших исследований уменьшения расхода топлива с целью повышения экономичности единой теплогидромеханической системы буровой машины. Предлагаемый способ моделирования позволяет повысить эффективность расчетов до 15–17% при исследовании динамических процессов, сопровождающих работу гидроприводов буровых установок с дизелем тип. Д100 и родственных ему конструкций на различных режимах их эксплуатации.

Ключевые слова: мобильные буровые машины, дизельный двигатель, объёмный гидравлический привод, математическое и компьютерное моделирование, энергосберегающие теплогидромеханические системы

RESEARCH OF DYNAMIC MODES OF VOLUMETRIC HYDRAULIC DRIVE WITH DIESEL ENGINE MOBILE DRILLING MACHINE

Ozerskiy A.I., Sidorenko V.S., Rakulenko S.V., Poleshkin M.S.

Don State Technical University (DSTU), Rostov-on-Don, e-mail: poleshkin.maks@gmail.com

Dynamic modes of teamwork of a volume hydrodrive gear with a diesel engine of mobile chisel car УРБ-2,5С are investigated. Probes are executed for the purpose of the analysis of power inputs on various modes of behaviour of the car. In mathematical MathCad environment the computer model uniform heathydromechanical system is created. On the basis of this model the analysis of features of influence of external loadings on character of fuel consumption and rotary speed of a shaft of a diesel engine is made. The created model is a basis for the further probes of possibility of reduction of fuel consumption for the purpose of increase of profitability uniform heathydromechanical systems of the chisel car.

Keywords: mobile chisel cars, diesel engine, volume hydrodrive gear, mathematical and computer modeling, power saving up heathydromechanical systems

Силовой гидравлический привод (ГП) буровых машин с дизельными двигателями разделяют на два типа: механический и гидромеханический. В настоящее время большее распространение получил гидромеханический привод как наиболее эффективный и экономичный [1]. Дальнейшее повышение экономичности ГП буровых машин приводит к необходимости исследований его совместной работы с дизелем как единой теплогидромеханической системы (ТГМС). Результаты исследований, по определению рациональных режимов функционирования таких систем, что позволяет снизить себестоимость буровых работ и затраты на геологоразведку. В этой связи исследования, направленные на повышение экономичности и рационального использования энергоресурсов являются актуальными [2, 3].

Повышение экономичности работы ГП эффективно исследовать с применением компьютерных технологий моделирования, позволяющих производить виртуальные испытания. Для этого необходимы более совершенные обобщённые модели ГП, а именно,

их технические, физические, математические и компьютерные модели, объединённые с одноимёнными моделями источников и потребителей энергии привода. Обобщённые модели ГП должны быть моделями единых теплогидромеханических систем (ТГМС), удобными для использования в системах автоматизированного проектирования (САПР).

Обобщённая модель объёмного гидропривода с дизелем

В качестве объекта моделирования здесь рассматривается теплогидромеханическая система буровой машины УРБ-2,5С (производство ООО «Завод Стройнефтемаш») [4]. Модель исследуемого дизеля (мощностью 240 л.с.) является геометрической моделью, построенной на базовой модели дизеля типа Д100, описанной в работе [5]. В качестве базовой модели гидромашин исследуемой системы приводов здесь выбрана модель объёмной обратимой гидравлической машины типа 310.4.112 (рис. 1).

Конструктивная особенность моделируемого объёмного гидропривода с дизелем состоит в том, что он представляет собой одновременно работающую и независимую друг от друга разветвленную систему объёмных

приводов (рис. 1) с двумя однотипными объёмными насосами и разными по типу гидромоторами. Первый гидромотор (ГМ1) обеспечивает вращательное движение бурового инструмента, второй (ГМ2) – поступательное.

Рис. 1. Принципиальная схема технической модели гидропривода с дизелем и разветвлённой объёмной гидроприводной системой: ГМ1, ГМ2 – гидромотор; ДВС – дизель; ДД1 – ДД4 – датчики давления; Р1, Р2 – гидравлические распределители; Н1, Н2 – объёмные насосы; КП1, КП2 – клапаны

Исходные данные для моделирования

№ п/п	Параметры	Обозначение	Диапазон
1	Внешняя нагрузка, Н·м	М	0–240
2	Коэффициент перегрузки	$k_{\text{перегр}}$	0,35
3	Коэффициент сопротивления вращению вала дизеля	$K_{\text{сопр}}$	0,153
4	Угол поворота вала дизель-двигателя, рад/с	φ	0–41,9
5	Радиус кривошипа, м	$R_{\text{крш}}$	0,062
6	Диаметр поршня дизеля, м	$D_{\text{п}}$	0,101
7	Рабочий объём гидродвигателя, м ³	$q_{\text{м}}$	$1,543 \cdot 10^{-4}$
8	Объёмный КПД гидродвигателей	$\eta_{\text{м1об}}$	0,95
9	Рабочий объём насосов, м ³	$q_{\text{н}}$	$1,7 \cdot 10^{-4}$
10	Объёмный КПД насоса	$\eta_{\text{н1об}}$	0,95
11	Давление на входе в гидромотор, Па	$p_{\text{мвх}}$	$1,9 \cdot 10^7$
12	Давление на выходе гидромотора, Па	$p_{\text{мвых}}$	$2,9 \cdot 10^5$
13	Давление в напорной линии насоса, Па	$p_{\text{нвых}}$	$2,0 \cdot 10^7$

Исходными данными для технического моделирования исследуемой системы приводов послужили кинематические, гидравлические, а также – энергетические параметры теплогидромеханической системы (дизель – гидронасос – гидромотор) реальной машины УРБ-2,5С. Исходные данные для моделирования представлены в таблице.

Математическая модель объёмного гидропривода с дизелем

Математическая модель объёмного гидропривода с дизелем представляет собой систему дифференциальных и алгебраических уравнений, описывающих тепловые, гидравлические, а также механические процессы, сопровождающие работу привода на различных режимах его эксплуатации. Отметим, что число дифференциальных уравнений системы в процессе работы модели привода может изменяться, например, при включении нового источника или потребителя энергии привода.

В работе используется аппарат математического моделирования так называемых *гибридных динамических систем* [6]. Эти системы являются математическими моделями физических объектов, поведение которых непрерывно меняется в зависимости от изменения как сигналов управления, так и внешних воздействий.

1.2.1. Подмодель кинематики гидромашин привода:

$\varphi_{H1} = 0$, если $0 \leq \tau < \tau_{нагр}$, иначе

$$\varphi_{H1} = 2 \cdot \varphi_{дв},$$

$$\varphi_{H2} = \varphi_{H1},$$

$$\varphi_{M1} = \eta_{H1об} \cdot \eta_{M1об} \cdot \frac{q_{H1}}{q_{M1}} \cdot \varphi_{H1},$$

$$\varphi_{M2} = \eta_{H2об} \cdot \eta_{M2об} \cdot \frac{q_{H2}}{q_{M2}} \cdot \varphi_{H2},$$

$$\varphi_{двгр} = \frac{360}{2\pi} \varphi_{дв},$$

$$\varphi_{дв} = \varphi,$$

$\omega_{H1} = 0$, если $0 \leq \tau < \tau_{нагр}$, иначе

$$\omega = \dot{\varphi},$$

$$\omega_{H1} = 2 \cdot \omega,$$

$$\omega_{H2} = \omega_{H1},$$

$$\omega_{M1} = \eta_{H1об} \cdot \eta_{M1об} \cdot \frac{q_{H1}}{q_{M1}} \cdot \omega_{H1},$$

$$\omega_{M2} = \eta_{H2об} \cdot \eta_{M2об} \cdot \frac{q_{H2}}{q_{M2}} \cdot \omega_{H2}.$$

Здесь τ – время процесса; $\tau_{нагр}$ – время начала действия нагрузки; $\varphi_{двгр}$, $\varphi_{дв}$,

φ – углы поворота вала дизеля в градусах и в радианах соответственно; ω – угловая скорость вала дизеля; φ_{H1} , φ_{H2} , φ_{M1} , φ_{M2} , ω_{H1} , ω_{H2} , ω_{M1} , ω_{M2} – углы поворота (в радианах) и угловые скорости вращения валов насосов и моторов соответственно; $\eta_{Hоб1}$, $\eta_{Hоб2}$, $\eta_{Mоб1}$, $\eta_{Mоб2}$ – объёмные КПД насосов и моторов, соответственно; q_{H1} , q_{H2} , q_{M1} , q_{M2} – рабочие объёмы насосов и моторов соответственно.

1.2.2. Подмодель гидронасосов и гидромоторов как многопоршневых гидромашин:

$$M_{H\Sigma} = M_{H\Sigma}(\varphi_H, \Delta p_H),$$

$$Q_{H\Sigma} = Q_{H\Sigma}(\varphi_H, \dot{\varphi}_H),$$

$$M_{M\Sigma} = M_{M\Sigma}(\varphi_M, \Delta p_M),$$

$$Q_{M\Sigma} = Q_{M\Sigma}(\varphi_M, \dot{\varphi}_M),$$

$$\dot{Q}_{H\Sigma} = Q_{H\Sigma}(\varphi_H, \dot{\varphi}_H, \ddot{\varphi}_H).$$

Здесь $M_{H\Sigma}$, $M_{M\Sigma}$ – вращающие моменты на валах насосов и моторов, учитывающие работу всех поршней объёмных машин, соответственно; Δp_H , Δp_M – перепады давления рабочей жидкости на гидронасосе и гидромоторе, обусловленные внешней нагрузкой, соответственно; $Q_{H\Sigma}$, $Q_{M\Sigma}$ – объёмные расходы рабочей жидкости через насосы и моторы, учитывающие подачу всех цилиндров, соответственно; $\dot{Q}_{H\Sigma}$ – производная по времени от объёмной подачи насоса;

Приведенные характеристики гидронасосов и гидромоторов как многопоршневых объёмных гидромашин рассчитываются по отдельным программам, учитывающим работу каждого поршня машины.

1.2.3. Подмодель, описывающая топливные и индикаторные характеристики базовой модели дизеля (типа Д100):

$$\dot{m}_{гор} = 0,0000528, \text{ если } \tau \leq 0,$$

$$\dot{m}_{гор} = 0,0000528 + 0,000528(1 - e^{-k_{гор} \cdot \tau}),$$

$$\text{если } 0 < \tau < \tau_{нагр},$$

$$\dot{m}_{гор} = 3,747 \cdot 10^{-3} + 0,0066(1 - e^{-k_{гор}(\tau - \tau_{нагр})}),$$

$$\text{если } \tau > \tau_{нагр},$$

$$\eta_i = 0,233 + \frac{0,461 - 0,233}{850 - 400}(n - 400),$$

$$p_i \text{ Па} = \dot{m}_{гор} \cdot Q_{гор} \cdot \eta_i \frac{60}{V_h \cdot 20 \cdot n},$$

$$p_i = \frac{p_i \text{ Па}}{0,981 \cdot 10^5 \text{ Па}},$$

$$M_i = \frac{1}{\omega} \dot{m}_{гор} \cdot Q_{гор} \cdot \eta_i.$$

Здесь $\dot{m}_{гор}$ – массовый расход подаваемого горючего; $k_{гор}$ – коэффициент, учитывающий скорость горения топлива;

n – частота вращения вала дизеля, об/мин; Vh – суммарный объём цилиндров двигателя; η_i – индикаторный КПД дизеля; p_i Па – индикаторное давление, Па; p_i – индикаторное давление, кгс/см²; $Q_{гор}$ – низшая теплотворная способность горючего, Дж/кг; M_i – вращающий индикаторный момент, развиваемый валом двигателя, Дж.

1.2.4. Подмодель внешней нагрузки:

$$\begin{aligned} \Delta p_{м1} &= 0, \text{ если } 0 \leq \tau < \tau_{НАГР}, \\ \Delta p_{м1} &= k_{м1} \cdot 200 \cdot 0,981 \cdot 10^5 \cdot (1 - e^{-k_{нагр}(\tau - \tau_{нагр})}), \text{ если } \tau_{НАГР} \leq \tau < \tau_{ПЕРЕГР}, \\ \Delta p_{м1} &= k_{м1} \cdot 200 \cdot 0,981 \cdot 10^5 \cdot (1 - e^{-k_{нагр}(\tau - \tau_{нагр})}) + \\ &+ k_{перегрм1} \cdot k_{м1} \cdot 200 \cdot 0,981 \cdot 10^5 \cdot (1 - e^{-k_{нагр}(\tau - \tau_{перегр})}) \text{ если } \tau_{перегр} \leq \tau, \\ \Delta p_{м2} &= 0 \text{ если } 0 \leq \tau < \tau_{НАГР}, \\ \Delta p_{м2} &= k_{м2} \cdot 200 \cdot 0,981 \cdot 10^5 \cdot (1 - e^{-k_{нагр}(\tau - \tau_{нагр})}) \text{ если } \tau_{НАГР} \leq \tau < \tau_{ПЕРЕГР}, \\ \Delta p_{м2} &= k_{м2} \cdot 200 \cdot 0,981 \cdot 10^5 \cdot (1 - e^{-k_{нагр}(\tau - \tau_{нагр})}) + \\ &+ k_{перегрм2} \cdot k_{м2} \cdot 200 \cdot 0,981 \cdot 10^5 \cdot (1 - e^{-k_{нагр}(\tau - \tau_{перегр})}) \text{ если } \tau_{перегр} \leq \tau, \\ \Delta p_{н1} &= \Delta p_{м1} + \Delta p_{м1\text{потерь}}, \\ \Delta p_{н2} &= \Delta p_{м2} + \Delta p_{м2\text{потерь}}, \\ M_{н1} &= M_{н\Sigma}(\phi_{н1}, \Delta p_{н1}, p_{н1\text{вс}}), \\ M_{н2} &= M_{н\Sigma}(\phi_{н2}, \Delta p_{н2}, p_{н2\text{вс}}), \\ M_{сопр} &= k_{сопр} \cdot \omega^2, \\ M_{нагр} &= 0 \text{ если } 0 \leq \tau < \tau_{НАГР} \text{ иначе,} \\ M_{нагр} &= M_{н1} + M_{н2}. \end{aligned}$$

Здесь $\tau_{перегр}$ – время начала действия перегрузки; $k_{нагр}$, $k_{перегр}$ – коэффициенты, учитывающие скорость возрастания нагрузки и перегрузки соответственно; $\Delta p_{м1}$, $\Delta p_{м2}$, $\Delta p_{н1}$, $\Delta p_{н2}$ – перепады давления на гидромоторах и гидронасосах; $\Delta p_{м1\text{потерь}}$, $\Delta p_{м2\text{потерь}}$ – потери давления в моторных каналах за счёт трения; $M_{н1}$, $M_{н2}$ – моменты сил сопротивления вращению валов насосов, определяемые внешней нагрузкой; $M_{сопр}$, $M_{нагр}$ – вращающие моменты сил сопротивления и внешней нагрузки на валу дизеля.

1.2.5. Подмодель движения вала дизеля с объёмным гидроприводом.

$$\ddot{\phi} = \frac{1}{J} (M_{\Sigma}(\phi_{град}, p_i)(s_{п} \cdot l_{kr}) - M_{сопр} - M_{нагр}),$$

$$\begin{aligned} s_{п} &= \left(\frac{0,101}{0,207} \right)^2, \\ l_{kr} &= \frac{0,062}{0,127}. \end{aligned}$$

Здесь $\ddot{\phi}$ – угловое ускорение вала дизеля; J – момент инерции вращающихся частей двигателя и внешней нагрузки;

$M_{\Sigma}(\phi_{град}, p_i)$ – суммарный вращающий момент нижнего вала дизеля (рассчитывается по отдельной программе для дизеля типа Д100) [5]; $M_{сопр}$, $M_{нагр}$ – вращающие моменты сил сопротивления и внешней нагрузки на валу дизеля соответственно; $s_{п}$, l_{kr} – коэффициенты моделирования: $s_{п}$ – коэффициент моделирования, равный отношению площади поршня двигателя исследуемой модели к площади поршня базового двигателя типа Д100 соответственно; l_{kr} – коэффициент моделирования, равный отношению длины кривошипа двигателя модели к длине двигателя Д100 соответственно.

Результаты компьютерных исследований

На рисунках, представленных ниже, показаны результаты исследования особенностей различных режимов совместной работы объёмного гидропривода буровой машины с дизелем как единой теплогидромеханической системы.

Так, на рис. 2–4 показаны особенности запуска системы, выход системы на холостой ход, а также работа системы с нагрузкой и перегрузкой.

Рис. 2. Характеристика динамических режимов работы дизеля

Рис. 3. Характеристика работы дизеля с системой объёмных приводов

Запуск дизеля начинается при $\tau = 0$ (рис. 2). Выход системы на холостой ход дизеля заканчивается через 3 с после запуска дизеля. После этого начинает действовать расчётная нагрузка $\tau_{\text{НАГР}} = 3$ с. Перегрузка начинает действовать при $\tau_{\text{ПЕРЕГР}} = 6$ с. При этом частота вращения вала дизеля уменьшается (см. кривую на рис. 2, б), так как подача топлива (кривая 1 на рис. 2, а) в это время не увеличивается в соответствии с нагрузкой (см. кривую 2 на рис. 2, а), а остаётся постоянной.

На рис. 3, а, можно видеть особенности изменения: мощности тепловой энергии, используемой дизелем (кривая 1), мощности крутильных колебаний его вала (кривая 2), индикаторной мощности дизеля (кривая 3), а также – мощности внешней нагрузки (кривая 4). На рис. 4, б показан характер изменения: крутильных колебаний вала дизеля (кривая 1), вращающего индикаторного момента (кривая 2), а также – вращающего момента внешней нагрузки (кривая 3).

На рис. 4 можно видеть, как изменяется экономичность совместной работы дизеля с системой объёмных приводов на исследуемых режимах. Здесь кривая 1 характеризует изменение полного КПД, кривая 2 – изменение его индикаторного КПД.

Рис. 4. Показатели эффективности работы дизеля с системой объёмных приводов на исследуемых режимах

Выводы

В работе выполнены исследования динамических режимов работы гидравлического привода буровой машины с дизелем. Исследования проведены с помощью оригинального метода, отличающегося учётом особенностей совместной работы дизеля (движения каждого поршня) с системой гидравлических приводов. Выполнены исследования характера изменения крутильных колебаний вала дизеля, а также – вращающего индикаторного момента при работе дизеля с системой приводов буровой машины на холостом ходу, с нагрузкой и перегрузкой, позволяющие выявить особенности влияния внешних нагрузок на характер расхода топлива и частоту вращения вала дизеля.

Предлагаемый способ моделирования позволяет повысить точность расчётов до 15–17%, а также качество исследования динамических процессов, сопровождающих работу гидроприводов буровых установок

с дизелем на различных режимах их эксплуатации как единых теплогидромеханических систем.

Список литературы

1. Сидоренко В.С. Адаптивный гидропривод с объёмным регулированием подачи инструмента технологической машины / В.С. Сидоренко, В.И. Грищенко, С.В. Ракуленко, М.С. Полешкин // Вестник ДГТУ. – 2017. – Т. 17, № 2. – С. 88–98.
2. Басарыгин Ю.М., Булатов А.И., Проселков Ю.М. Технология бурения нефтяных и газовых скважин. – М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2001. – 679 с.
3. Старцев О.И. Оптимизация расхода топлива двигателями геологоразведочных самоходных буровых установок: дис. ... канд. техн. наук. – М., 2006. – 135 с.
4. ТУ 3662-602-70654677-2007. Установки разведочного бурения 58821-0000010, 58822-0000010, 5882-0000010 (УРБ-2.5). ЗАО «Завод Стройнефтемаш», 2007. – 30 с.
5. Озерский А.И. Модель рабочего процесса дизеля на водотопливных эмульсиях / А.И. Озерский, И.А. Иванов, Ю.И. Бабенков // Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Технические науки. – 2011. – № 6. – С. 79–85.
6. Новиков Е.А., Шорников Ю.В. Численное моделирование гибридных систем. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2012. – 451 с.