

УДК 629.1.02/.03:627.892

DOI: 10.12737/22013

М.А. Горина, А.В. Журавлева, Е.Н. Грядунова, Н.Г. Калашникова, А.В. Горин

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ СМАЗОЧНОГО МАТЕРИАЛА НА РАБОТУ ИМПУЛЬСНОГО ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПРИВОДА

Представлена математическая модель работы импульсного гидропневматического привода, решенная в средах Mathcad и Matlab, приведена схема стенда для изучения влияния вязкости рабочей жидкости. Проведен сравнительный анализ теоретических и экспериментальных результатов, показавший их хорошую сходимость. Сделаны вы-

воды о влиянии температуры смазочного материала на работу импульсного гидропневматического привода.

Ключевые слова: гидропневматический привод, температура, энергия, коэффициент полезного действия, виды смазки, скорость.

М.А. Gorina, A.V. Zhuravlyova, E.N. Gryadunova, N.G. Kalashnikova, A.V. Gorin

LUBRICANT TEMPERATURE INFLUENCE UPON PULSE HYDROPNEUMATIC DRIVE OPERATION

A pulse hydro-pneumatic drive can make a percussive effect up to 15,000 J. A head carrying out a pulse effect (a blow) on an object is cocked in an operation position by liquid. At the same time occurs a compression of a working body (gas) in a gas accumulator. The pulse influence occurs because of head acceleration at the expense of a working body in a pneumatic accumulator.

The operation of a pulse hydro-pneumatic drive depends on a number of parameters: viscosity and temperature of operating fluid, pressure of pneumatic accumulator initial charge and others. In the course of work oil becomes warm because of a high rate of travel in control equipment of a pulse drive in hydro-mains that results in changes in blow energy.

A simulator describing stages and acceleration of the head of a pulse hydro-pneumatic drive. As a result of a numerical experiment carried out in the environments of Mathcad and Matlab there are obtained dependences of blow energy upon working liquid temperature.

To investigate the influence of different parameters of a pulse hydro-pneumatic drive upon its operation was designed and carried out a test bench which allows changing different parameters of a drive in a wide range. The experimental dependences of blow energy upon temperature of a working body and the dependences of blow energy upon working liquid viscosity are obtained. A comparative analysis of theoretical and experimental results which has given good convergence is carried out.

The conclusions obtained: the operation of a pulse hydro-pneumatic drive is effected greatly both by the viscosity of a working body, and its temperature; the best values of head energy correspond to the mean viscosity of working liquid; to obtain a constant of blow energy it is necessary to use working liquids with stable viscosity at high temperatures: it is expedient that different additives should be used in working liquid to reduce a constant of friction and wear-resistance increase.

Key words: hydro-pneumatic drive, temperature, energy, efficiency, lubricant types, rate.

Введение

С глубокой древности основным способом разрушения или изменения формы объекта является механический удар. Длительное время энергия удара была ограничена физическими возможностями человека, применявшего ручной пневматический молоток (энергия удара не превышает 45 Дж). Повышение мощности гидропривода и расширение областей его применения с 50-60-х годов прошлого столетия дали развитие основам расчета, проектирования и

создания мощных импульсных гидропневматических приводов [1; 2].

В импульсном гидропневматическом приводе рабочим телом является жидкость под давлением, которое превышает в 10-30 раз давление сжатого воздуха. По сравнению с пневматическим устройством импульсный гидропневматический привод обладает более компактной конструкцией и высоким КПД, не создает выхлопа отработанного газа в окружающую среду, а это снижает уровень запыленности и содержа-

ния масляного аэрозоля в атмосфере, что важно при эксплуатации машин в различных условиях [3; 4].

Технологические машины, оснащенные импульсным гидропневматическим приводом, нашли широкое применение в различных отраслях промышленности [5; 6] для разрушения и деформации скальных

Математическая модель

Рабочий цикл импульсного гидропневматического привода принято делить на несколько периодов [7]. Наиболее значимыми являются периоды взвода и разгона бойка [8]. Аналитические исследования базировались в основном на анализе этих двух периодов.

При составлении математической модели и создании конструкции импульсного гидропневматического привода были приняты следующие допущения: рабочая жидкость во всех полостях считается не-

$$\begin{cases} \dot{x} = V; \\ \dot{V} = \frac{1}{m} \left[p_g S_g - hV - F_{mp} - p_{zo} S_A \left(\frac{l_0}{l_0 - x} \right)^n \right]; \\ p_g = \frac{(Q_g - S_g V) E_{npg}}{V_{g0} + S_g (l_g + x)}; \\ Q_g = Q_n. \end{cases}$$

Здесь m - масса бойка; p_g - давление во взводящей магистрали; S_g - активная площадь взводящей магистрали, определяемая по формуле

$$S_g = \frac{\pi(d_n^2 - d_{um}^2)}{4},$$

где d_n - диаметр поршневой полости; d_{um} - диаметр штока; h - коэффициент вязкого трения; x - перемещение подвижных частей относительно корпуса; $\dot{x} = V$ - скорость бойка; \dot{V} - ускорение подвижных частей; F_{mp} - сила трения уплотнения поршня и штока представленная в формуле

$$F_{mp} = \pi f (d_n b_n n_n + d_{um} b_{um} n_{um}),$$

где f - коэффициент трения (зависит от вида смазки и уплотнения), b_n , b_{um} - ширина контактной поверхности уплотнений поршня и штока соответственно; n_n , n_{um} - количество уплотнений поршня и штока; p_{zo} - давление начальной зарядки аккумуля-

и мерзлых грунтов, горных пород и материалов повышенной крепости. Поэтому актуальной задачей является исследование работы импульсного гидропневматического привода с целью улучшения технологических возможностей и увеличения срока службы.

сжимаемой и неинерционной; детали гидропневматического привода считаются абсолютно жесткими; внутренние утечки рабочей жидкости через уплотнения и между подвижными соединениями отсутствуют; насосная установка обеспечивает постоянство расхода и давления в начале напорного трубопровода; массовые силы считаются пренебрежительно малыми.

Система уравнений в период взвода бойка выглядит следующим образом:

лятора; S_A - активная площадь пневмоаккумулятора; l_0 - конструктивный параметр пневмоаккумулятора; n - показатель политропы; Q_g - расход поступающий во взводящую полость; E_{npg} - приведенный объемный модуль упругости гидросистемы представленный как

$$E_{npg} = \frac{1}{\frac{1}{E_{жс}} + \sum_1^n \left(\frac{d_{mp}}{\delta_{mp}} \frac{1}{E_{mp}} \right)},$$

где $E_{жс}$ - объемный модуль упругости жидкости; E_{mp} - модуль упругости материала трубопровода; d_{mp} , δ_{mp} - диаметр и толщина стенки трубопровода; V_{g0} - рабочий объем жидкости во взводящей линии; l_g - конструктивный параметр гидропневматического привода; Q_n - расход насосной станции.

Система уравнений, описывающая период движения бойка во время разгона, будет выглядеть следующим образом:

$$\begin{cases} \dot{x} = V; \\ \dot{V} = \frac{1}{m} \left[-p_c S_c - hV - F_{mp} + p_{zo} S_A \left(\frac{l_0}{l_0 - x} \right)^n \right]; \\ p_c = \Delta p_{mp}; \\ Q_c = S_e (l_p - x). \end{cases}$$

Здесь Δp_{mp} – сопротивление трубопровода, определяемое по формуле

$$\Delta p_{mp} = \lambda \frac{l_{mp}}{d_{mp}} \frac{V_c^2}{2} \rho,$$

где λ – коэффициент гидравлических потерь; ρ – плотность жидкости; V_c – скорость жидкости в сливном трубопроводе, описанная формулой

$$V_c = \frac{4Q_c}{\pi d_{mp}}.$$

Полученные уравнения совместно численно решались в средах MATLAB и MATCAD. В результате были получены зависимости характеризующие работу импульсного гидропневматического привода.

Экспериментальные исследования

Для проведения экспериментальных исследований импульсного гидропневматического привода и сравнения полученных аналитических результатов создан экспериментальный полноразмерный стенд СДА 1500.

Стенд состоит из рамы 3 (рис.1), на которой жестко закреплены демпфер 5 и опорная стенка 6. На раме стенда преду-

смотрены направляющие, по которым передвигается платформа 4 с установленным на ней импульсным приводом 1. Движение платформы осуществляется гидроцилиндром 2. Импульсный привод 1, гидроцилиндр 2 и другие агрегаты соединены с насосной станцией КПП-1421 высоконапорными гибкими рукавами.

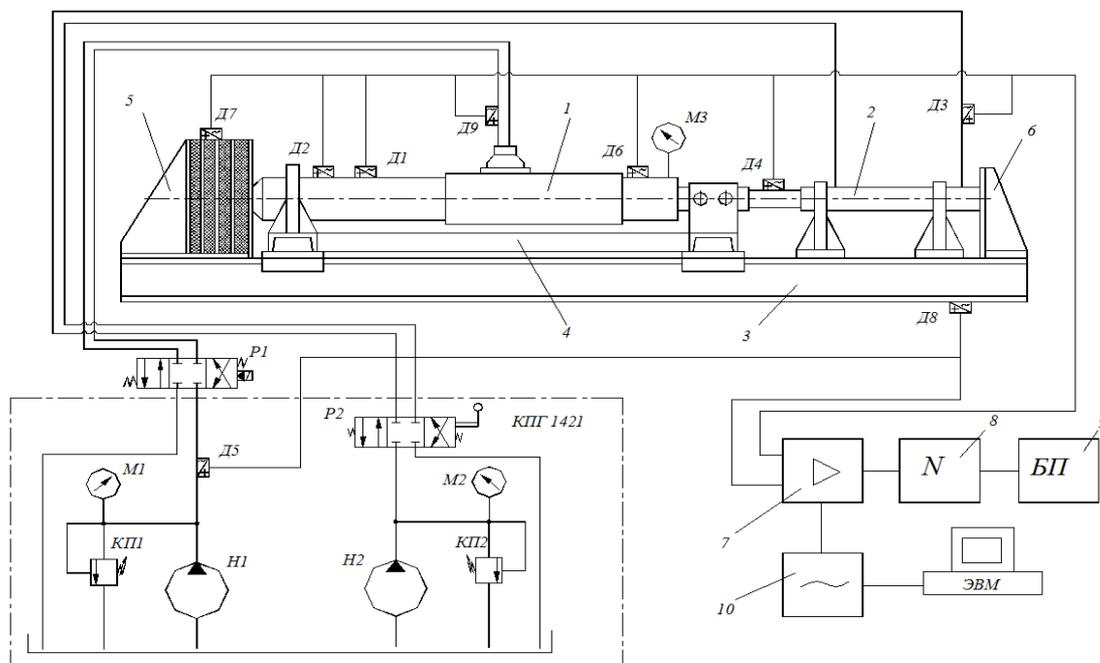


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментального стенда и подключения контрольно-регистрающей аппаратуры

Схема подключения датчиков приведена на рис. 1. Сигналы от датчиков D_1 – D_9 передаются на усилитель 7, с которого

попадают на осциллограф 8 или преобразователь 10, а затем на ЭВМ. Ударный механизм с датчиками показан на рис. 2.

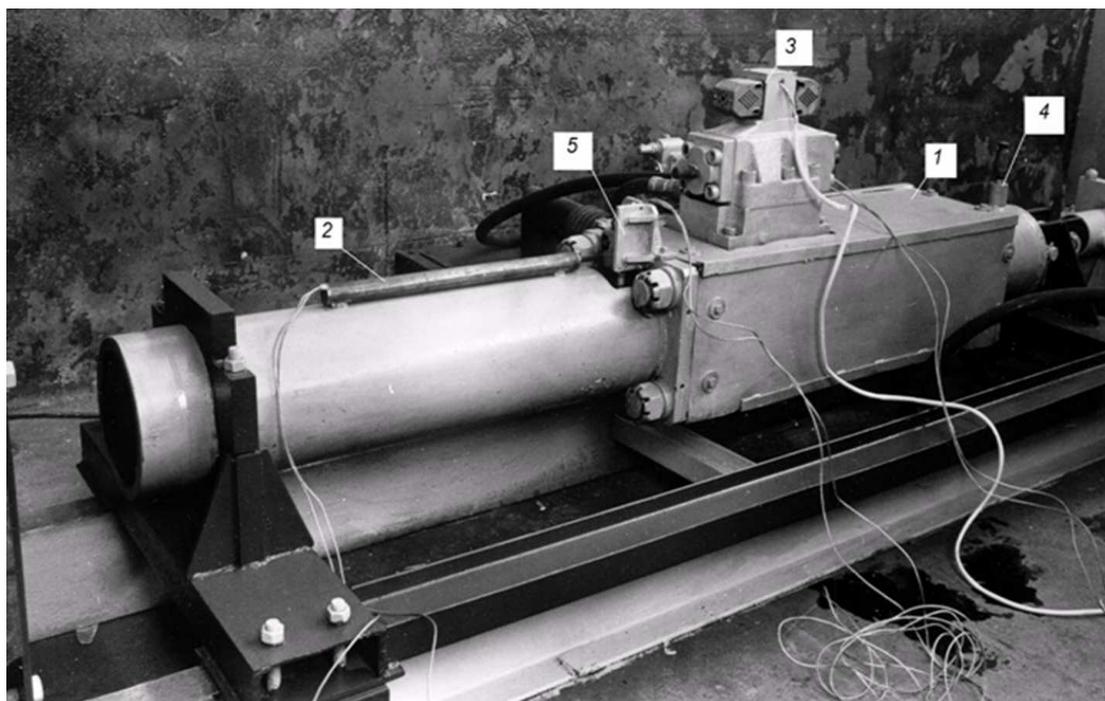


Рис. 2. Ударный механизм с датчиками:

1 – ударный механизм; 2 – датчик скорости; 3 – гидрораспределитель с датчиками давления;
4 – датчик давления в газовом аккумуляторе; 5 – датчик перемещения

Выходные параметры стенда представлены в таблице

Таблица

Выходные параметры экспериментального стенда

| Обозначение датчика | Название параметра | Обозначение параметра | Размерность | Диапазон изменения | Погрешность |
|---------------------|---|-----------------------|---------------------------------|------------------------|---------------------|
| Д1 | Скорость бойка | V_6 | м/с (LT^{-1}) | 0...15 | 1 мс^{-1} |
| Д2 | Перемещение бойка | x_6 | м (L) | $0...30 \cdot 10^{-3}$ | $1 \cdot 10^{-3}$ м |
| - | Частота ударов бойка | f_6 | с^{-1} (T^{-1}) | 0...30 | 1 с^{-1} |
| Д3 | Изменение давления в гидроцилиндре подачи | $\Delta P_{\text{ц}}$ | МПа (ML^{-2}) | 10...20 | 1 МПа |
| Д4 | Перемещение штока гидроцилиндра подачи | $X_{\text{ц}}$ | м (L) | 0...30 | $1 \cdot 10^{-3}$ м |
| - | Частота изменения давления в гидроцилиндре подачи | $f_{\text{ц}}$ | с^{-1} (T^{-1}) | 0...30 | 1 с^{-1} |
| Д5 | Температура масла | $T_{\text{м}}^0$ | θ ($^{\circ}\text{C}$) | 20...90 | 1°C |
| Д6 | Температура ударного механизма | $T_{\text{г}}^0$ | θ ($^{\circ}\text{C}$) | 20...90 | 1°C |
| Д7 | Сила удара | F | кН (M) | 0...1000 | 1кН |
| Д8 | Перемещение рамы | $x_{\text{р}}$ | м (L) | $0...30 \cdot 10^{-3}$ | $1 \cdot 10^{-3}$ м |
| Д9 | Давление в напорной магистрали | $P_{\text{н}}$ | МПа (ML^{-2}) | 10...20 | 1МПа |

Планирование эксперимента сводилось к расстановке опытов по определенной схеме с одновременным варьированием всех независимых параметров.

Опыты ставились согласно матрице планирования.

Необходимое число полнофакторных опытов определено соответствующей формулой и равно 12.

Необходимое число повторений опытов находилось в зависимости от показателей надежности, точности и коэффициента вариации в соответствии с ГОСТ 20522-75.

В итоге необходимое число повторений опытов равняется 5.

Заключение

Анализ расчётных и экспериментальных данных производительности при комбинированном методе прокола показывает, что разница между ними не превышает 13–16 %. Это позволяет сделать вывод о правильности разработанной математической модели, расчетных формул и достаточно высокой сходимости результатов теоретических и экспериментальных исследований.

В результате получена зависимость ударной мощности от температуры рабочей жидкости, которая представлена на рис. 3.

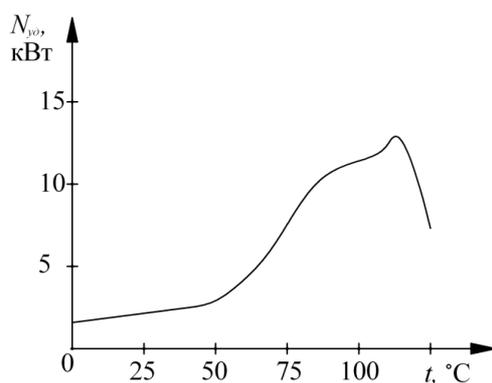


Рис. 3. Зависимость ударной мощности импульсного гидропневматического привода от температуры рабочей жидкости

Результаты измерений обрабатывались с применением статистических методов. Для всех параметров определялись:

- среднее арифметическое значение измеряемого параметра;
- ошибка отдельных измерений;
- среднее квадратическое отклонение;
- коэффициент вариации, т.е. относительная характеристика разброса точек в данной серии повторяемых опытов;
- показатель точности оценки среднего значения параметра.

Полученные результаты экспериментальных исследований позволяют считать проведенные исследования достоверными, а число повторений опытов достаточным.

Анализ полученной зависимости дает возможность сделать следующие выводы:

- при температуре от 0 до 45°C происходит незначительное возрастание ударной мощности, что обусловлено прогревом рабочей жидкости и элементов импульсного гидропневматического привода;
- в температурном интервале от 50 до 80°C наблюдается интенсивный рост ударной мощности, который связан с дальнейшим прогнозируемым прогревом рабочей жидкости;
- на отрезке от 80 до 100°C прирост ударной мощности снижается вследствие начала изменения реологических свойств жидкости;
- в интервале от 100 до 110°C наблюдается небольшой скачок прироста ударной мощности, обусловленный переходом рабочей жидкости в другое агрегатное состояние;
- в дальнейшем наблюдается резкое снижение ударной мощности вследствие закипания рабочей жидкости импульсного гидропневматического привода.

Обобщив данные выводы, можно сделать следующие рекомендации:

- рабочий температурный диапазон импульсного гидропневматического привода находится в пределах от 30 до 80°C;
- в случае ограниченного объема рабочей жидкости, невозможности эффективного ее охлаждения необходимо при-

менять рабочие жидкости с большей температурой перехода в другое агрегатное состояние (как вариант - возможность применения специальных присадок, позволяющих повысить температуру закипания рабочей жидкости);

- при работе в интервале, пограничном с закипанием рабочей жидкости, возможно отложение твердых частиц, что в дальнейшем приводит к выходу из строя рабочего механизма;

- для получения постоянной ударной мощности и, как следствие, постоянной энергии удара необходимо применять рабочие жидкости со стабильной вязкостью при высоких температурах;

- целесообразно применять различные присадки в рабочую жидкость для уменьшения коэффициента трения и повышения износостойкости.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Горбунов, В.Ф. Импульсный гидропривод горных машин / В.Ф. Горбунов, А.Г. Лазуткин, Л.С. Ушаков. – Новосибирск: Наука, 1986. – 197с.
2. Ушаков, Л.С. Гидравлические машины ударного действия / Л.С. Ушаков, Ю.Е. Котылев, В.А. Кравченко. – М.: Машиностроение, 2000. – 416с.
3. Горин, А.В. Объемный гидропривод комбинированной машины для образования скважин в грунтах / А.В. Горин, Д.Н. Ешуткин, М.А. Горина. – Орел: Госуниверситет-УНПК, 2015. – 127с.
4. Котылев, Ю.Е. Прикладная теория гидравлических машин ударного действия / Ю.Е. Котылев, Д.Н. Ешуткин. – М.: Машиностроение-1, 2007. – 176с.
5. Горин, А.В. Применение гидравлических машин ударного действия для образования скважин в грунтах / А.В. Горин, Д.Н. Ешуткин, М.А. Горина. – Орел: Госуниверситет-УНПК, 2015. – 151с.
6. Gorin, A.V. Structural analysis and synthesis of machines for pipe driving based on hydraulic tracking drive / A.V. Gorin, D.N. Yeshutkin // *World of Transport & Technological Equipment*. – Орел: State University-ESPC, 2011. - №2(33). – pp. 101-105.
7. Yeshutkin, D.N. Simulation of drive of static-dynamic machinery for pipe driving / D.N. Yeshutkin, A.V. Zhuravleva, A.V. Gorin // *Fundamental and Applied Problems of Engineering and Technology*. – Орел: State University-ESPC, 2011. - №3(287). – pp. 20-26.
8. Yeshutkin, D.N. Procedure of engineering computation of static-dynamic machinery for pipe driving / D.N. Yeshutkin, A.V. Gorin // *Fundamental and Applied Problems of Engineering and Technology*. – Орел: State University-ESPC, 2011. - №2/2(286). – pp. 104-109.

Статья поступила в редколлегию 22.06.2016.

Рецензент: д.т.н., профессор Юго-Западного государственного университета
Бакаева Н.В.

Сведения об авторах:

Горина Мария Андреевна, студент Орловского государственного университета, e-mail: gorin57@mail.ru.

Журавлева Анжелика Викторовна, к.физ.-мат.н., доцент Орловского государственного университета, e-mail: anzelikazur2011@yandex.ru.

Грядунова Елена Николаевна, к.т.н., доцент Орловского государственного университета, e-mail: gryadunova65@mail.ru.

Калашникова Наталия Григорьевна, к.т.н., доцент Орловского государственного университета, e-mail: sapr@ostu.ru.

Горин Андрей Владимирович, к.т.н., доцент Орловского государственного университета, e-mail: gorin57@mail.ru.

Gorina Maria Andreyevna, Student of Orel State University, e-mail: gorin57@mail.ru.

Журавлева Анжелика Викторовна, Can.Phys-Math., Assistant Prof. of Orel State University, e-mail: anzelikazur2011@yandex.ru.

Gryadunova Elena Nikolayevna, Can.Eng., Assistant Prof. of Orel State University, e-mail: gryadunova65@mail.ru.

Kalashnikova Natalia Grigorievna, Can.Eng., Assistant Prof. of Orel State University, e-mail: sapr@ostu.ru.

Gorin Andrey Vladimirovich, Can.Eng., Assistant Prof. of Orel State university, e-mail: gorin57@mail.ru.

