

УДК 62–82

ВЛИЯНИЕ НЕРАСТВОРЕННОГО ГАЗА В РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ НА ДИНАМИКУ ГИДРОПРИВОДА ЛЕСОПОГРУЗЧИКА

Никитин Александр Анатольевич,

канд. техн. наук, доцент кафедры «Технологические машины и оборудование» Механико-технологического факультета Политехнического института Сибирского федерального университета, Россия, 660041, г. Красноярск, пр. Свободный, 79. E-mail: aannikitin@yandex.ru

Мандраков Евгений Александрович,

аспирант, ассистент кафедры «Технологические машины и оборудование» Механико-технологического факультета Политехнического института Сибирского федерального университета, Россия, 660041, г. Красноярск, пр. Свободный, 79. E-mail: r_esident@mail.ru

Актуальность работы обусловлена тем, что рабочие жидкости гидропривода часто содержат нерастворенный воздух, и если при заполнении устройства гидропривода жидкость не подвергается вакуумированию, то она будет представлять собой смесь жидкости и газа. Такая же смесь может образовываться в гидроприводах во время динамических процессов из-за разных скоростей растворения и выделения газа при падении давления на отдельных участках течения рабочей среды. Поэтому в настоящей работе рассмотрено влияние газосодержания в рабочей жидкости на динамику гидропривода.

Цель работы: оценка влияния процентного содержания нерастворенного газа в рабочей жидкости на динамику гидропривода. **Методы исследования:** при составлении уравнений, описывающих процессы в гидроприводе, использованы методы теоретической механики и механики жидкости и газа; численные методы решения системы обыкновенных дифференциальных уравнений, метод Рунге–Кутты 4-го порядка с использованием программного пакета Mathcad.

Результаты: Разработана математическая модель гидропривода лесопогрузчика, позволяющая исследовать переходные процессы. Проведены систематические расчеты динамики гидропривода.

Выводы: Результаты расчетов показывают, что даже малое количество (до 1 %) нерастворенного газа в рабочей жидкости оказывает влияние на изменение основных параметров в переходных процессах. Наибольшее влияние нерастворенного газа в рабочей жидкости проявляется в начальный период движения стрелы и поворотного основания. Математическая модель движения стрелы и поворотного основания лесопогрузчика позволяет на стадии проектирования исследовать влияние нерастворенного газа в рабочей жидкости на динамику навесного оборудования, а также выбрать оптимальные значения параметров привода. Результаты расчетов зависимости изменения угла и угловой скорости подъема стрелы и поворотного основания, а также давления в поршневых и штоковых полостях гидроцилиндров приведены в виде графиков.

Ключевые слова:

Гидравлический привод, динамические нагрузки, сжимаемость, нерастворенный газ, рабочая жидкость, лесопогрузчик.

Динамике грузоподъемных машин посвящены работы [1–3]. В работе [1] не учитывается динамика гидропривода. В статьях [2, 3] не учитываются внутренние процессы, протекающие в гидроприводе. Динамике гидропривода грузоподъемных машин посвящены работы [4–8]. В статье [4] описана кинематическая схема навесного оборудования, приведено уравнение закона сохранения энергии с учетом энергии внутренних сил и намечены пути по составлению математической модели. В работах [5] и [6] рассматривается начальный этап движения стрелы при неподвижном основании и не рассматривается движение стрелы совместно с поворотным основанием. В работе [5] дано определение зависимости приведенных сил механизма подъема стрелы погрузчика к штоку гидроцилиндра от величины его хода, а в работе [6] предложена математическая модель гидропривода подъема стрелы, но она не учитывает изменения приведенной массы при движении навесного технологического оборудования. В работе [7] рабочая жидкость считается несжимаемой, а в статье [8] при рассмотрении динамики гидропривода постоянным считается приведенный момент инерции.

Ввиду того, что сжимаемость воздуха (газа) значительно (в тысячи раз) больше сжимаемости самих рабочих жидкостей (модуль упругости воздуха равен приблизительно величине абсолютного его давления), наличие в них воздушных пузырьков значительно понижает модуль их упругости, вследствие чего жесткость гидравлического механизма понижается (повышается податливость рабочих органов гидродвигателя, характеризуемая величиной смещения выходного его звена, под действием внешней нагрузки уменьшается) [9].

При подъеме груза из положения набора в положение разгрузки на первой половине траектории движения груза вращающий момент относительно шарнира А (основания) гидроцилиндров подъема стрелы больше суммарного момента сил тяжести, приложенных к стреле и челюсти с грузом, а вращающий момент относительно шарнира D (рамы, закрепленной на базовой машине) гидроцилиндров поворота основания со стрелой меньше суммарного момента сил тяжести, приложенных к поворотному основанию, стреле и челюсти с грузом. Поэтому сначала происходит поворот стрелы,

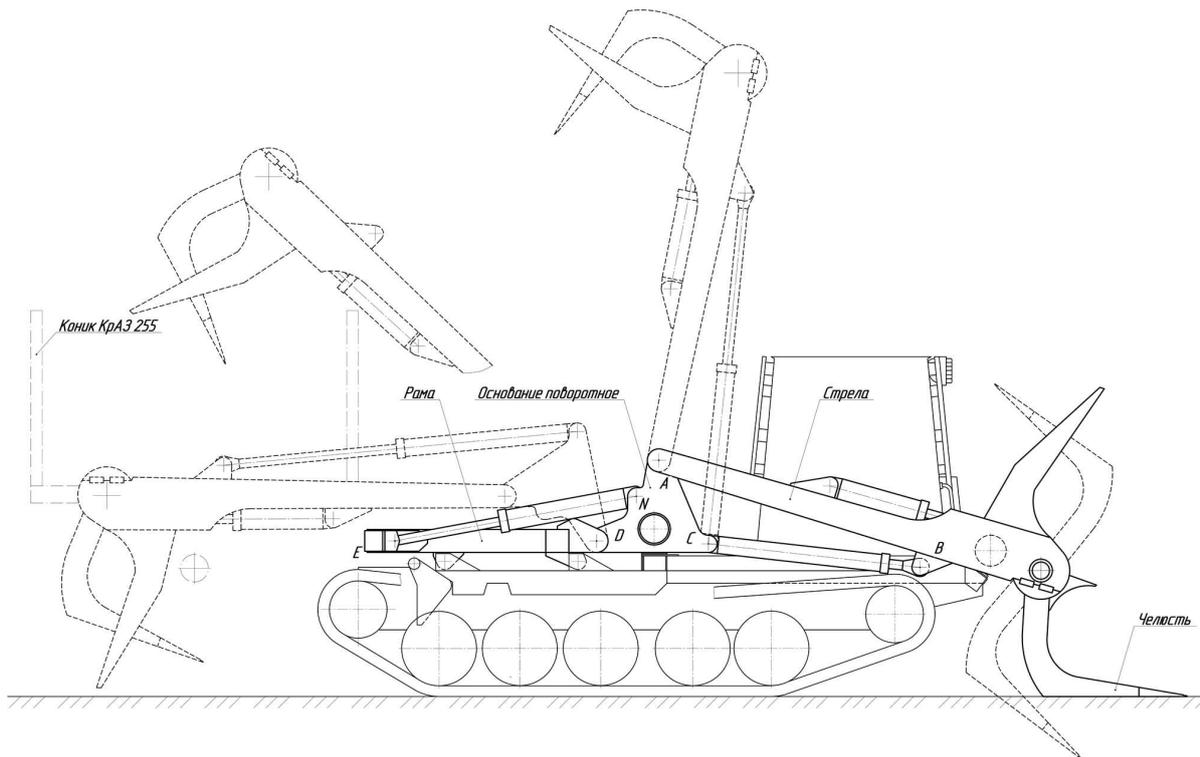


Рис. 1. Кинематическая схема челюстного лесопогрузчика перекидного типа ЛТ-188

Fig. 1. Kinematic diagram of timber logger of the cross-over type LT-188

относительно точки А, а затем поворот основания вместе со стрелой, относительно точки D (рис. 1). Гидроцилиндры стрелы и основания имеют общие нагнетающую и сливную магистрали и разные направления действия. Расчетная схема приведена на рис. 2.

Закон движения механизма машинного агрегата формируется под действием сил, приложенных к его звеньям. Прежде всего, это движущие силы и силы сопротивления, а также силы тяжести и многие другие. Характер действия сил может быть разным: некоторые из них зависят от положения звеньев механизма, а другие – от их скорости, силы могут быть и постоянными [10].

Выполнив приведение сил и масс, любой механизм с одной степенью свободы (рычажный, зубчатый, кулачковый и др.), сколь бы сложным он ни был, можно заменить его динамической моделью. Эта модель в общем случае имеет переменный приведенный момент инерции J_{Σ}^{np} , и к ней применен суммарный приведенный момент M_{Σ}^{np} . Закон движения модели такой же, как и закон движения начального звена механизма. Основой для составления уравнения движения механизма с одной степенью свободы служит теорема об изменении кинетической энергии:

$$T - T_{нач} = A_{\Sigma}.$$

Работу совершают все активные силы, моменты и силы трения во всех кинематических парах механизма.

Изменение приведенного момента инерции найдем из уравнения движения в энергетической форме:

$$\frac{J_{\Sigma}^{np} \omega^2}{2} - \frac{J_{\Sigma_{нач}}^{np} \omega_{нач}^2}{2} = \int_{\phi_{нач}}^{\phi} M_{\Sigma}^{np} d\phi. \quad (1)$$

Продифференцируем уравнение (1) по координате ϕ :

$$\frac{d}{d\phi} \left(\frac{J_{\Sigma}^{np} \omega^2}{2} \right) = M_{\Sigma}^{np}. \quad (2)$$

Определим производную, стоящую в левой части уравнения (2), помня, что в общем случае переменной величиной является не только угловая скорость ω , но и J_{Σ}^{np} . Поэтому

$$\begin{aligned} \frac{d}{d\phi} \left(\frac{J_{\Sigma}^{np} \omega^2}{2} \right) &= J_{\Sigma}^{np} \omega \frac{d\omega}{d\phi} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ_{\Sigma}^{np}}{d\phi} = \\ &= J_{\Sigma}^{np} \frac{d\omega}{d\phi} \frac{d\phi}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ_{\Sigma}^{np}}{d\phi} = J_{\Sigma}^{np} \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ_{\Sigma}^{np}}{d\phi}. \end{aligned}$$

В итоге получим [11]:

$$J_{\Sigma}^{np} \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ_{\Sigma}^{np}}{d\phi} = M_{\Sigma}^{np}. \quad (3)$$

Это и есть уравнение движения в дифференциальной форме (3), поскольку искомая переменная величина – угловая скорость начального звена механизма – стоит под знаком производной.

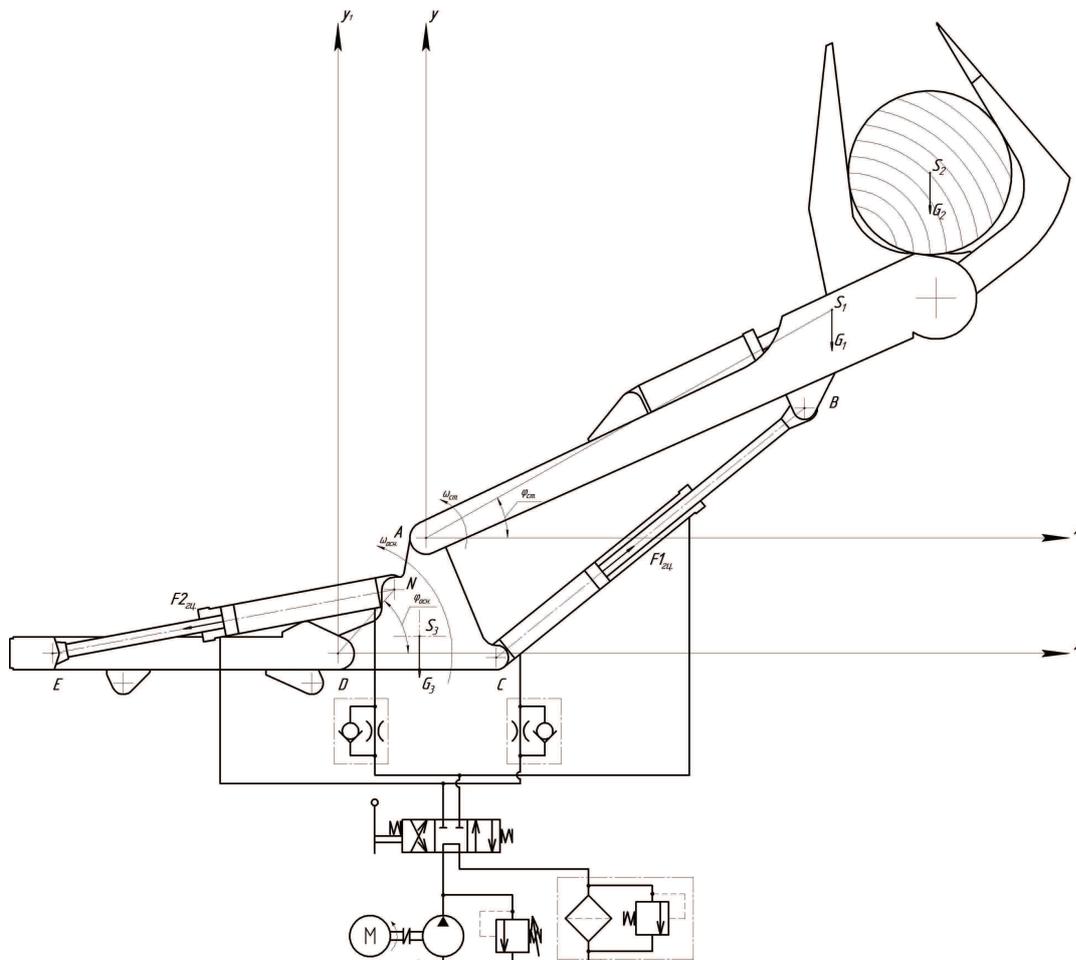


Рис. 2. Расчетная схема стрелы и поворотного основания челюстного лесопогрузчика перекидного типа ЛТ-188, где $\phi_{ст.}$, $\phi_{осн.}$ – угол поворота соответственно стрелы и основания; $\omega_{ст.}$, $\omega_{осн.}$ – угловая скорость соответственно стрелы и основания; А, D – шарнир, относительно которого происходит поворот соответственно стрелы и основания; $F_{1гц.}$, $F_{2гц.}$ – усилие, развиваемое соответственно гидроцилиндрами стрелы и основания; S_1 , S_2 , S_3 – центр массы соответственно стрелы, груза и поворотного основания; G_1 , G_2 , G_3 – вес соответственно стрелы, груза и поворотного основания

Fig. 2. Design circuit of a boom and a rotary foundation of a timber logger of the cross-over type LT-188 where ϕ_{boom} , $\phi_{rot.found.}$ is the angle of turn of a boom and foundation correspondingly; ω_{boom} , $\omega_{rot.found.}$ is the angle rate of a boom and foundation correspondingly; A, D are the joints relative to which a boom and foundation turn; $F_{1hycl.}$, $F_{2hycl.}$ are the stresses generated by the hydrocylinders of a boom and a foundation; S_1 , S_2 , S_3 are the centers of mass of a boom, load and foundation correspondingly; G_1 , G_2 , G_3 are the weights of a boom, load and foundation correspondingly

При составлении математической модели были приняты следующие допущения: процесс изменения давления описывается в сосредоточенных параметрах, модуль объемной упругости смеси является функцией давления, навесное оборудование рассматривается как плоский механизм. Так как большинство трубопроводов обладает большой жесткостью, их упругость не учитывается.

Математическую модель с учетом перечисленных выше допущений можно записать в следующем виде [12–14]:

$$\begin{aligned}
 M_{ГЦ.ст.} - M_{G.ст.} &= J_{пр.ст.} \frac{d\omega_{ст.}}{dt} + \frac{\omega_{ст.}^2}{2} \frac{dJ_{пр.ст.}}{d\phi_{ст.}}; \\
 Q_0 - Q_{у.ст.} - Q_{к.ст.} - Q_{1ст.} &= Q_{сж1ст.}; \\
 Q_{2ст.} - Q_{сл.ст.} &= Q_{сж2ст.},
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

$$M_{ГЦ.осн.} - M_{G.осн.} = J_{пр.осн.} \frac{d\omega_{осн.}}{dt} + \frac{\omega_{осн.}^2}{2} \frac{dJ_{пр.осн.}}{d\phi_{осн.}};$$

$$Q_0 - Q_{у.осн.} - Q_{к.осн.} - Q_{1осн.} = Q_{сж1осн.};$$

$$Q_{2осн.} - Q_{сл.осн.} = Q_{сж2осн.},$$

где $M_{ГЦ.ст.}$, $M_{ГЦ.осн.}$ – момент, развиваемый гидроцилиндрами соответственно стрелы и основания; $M_{G.ст.}$, $M_{G.осн.}$ – момент внешних сил относительно точки поворота соответственно стрелы и основания; $J_{пр.ст.}$, $J_{пр.осн.}$ – приведенный момент инерции соответственно к стреле и основанию; $\omega_{ст.}$, $\omega_{осн.}$ – угловая скорость соответственно стрелы и основания; $\phi_{ст.}$, $\phi_{осн.}$ – угол поворота соответственно стрелы и основания; Q_0 – подача насоса; $Q_{у.ст.}$, $Q_{у.осн.}$ – расход, вызванный утечками рабочей жидкости соответственно при движении стрелы и основания; $Q_{к.ст.}$, $Q_{к.осн.}$ – расход жидко-

сти через предохранительный клапан соответственно при движении стрелы и основания; $Q_{1ст.}$, $Q_{1осн.}$ – расход жидкости, поступающий соответственно в поршневые полости гидроцилиндров стрелы и штоковые основания; $Q_{2ст.}$, $Q_{2осн.}$ – расход жидкости, вытесняемой соответственно из штоковых полостей гидроцилиндров стрелы и поршневых полостей гидроцилиндров основания; $Q_{сл.ст.}$, $Q_{сл.осн.}$ – расход жидкости в сливных трубопроводах соответственно гидроцилиндров стрелы и основания; $Q_{сж1ст.}$, $Q_{сж1осн.}$ – расходы, связанный со сжимаемостью рабочей жидкости соответственно в поршневых полостях гидроцилиндров стрелы и штоковых полостях гидроцилиндров основания; $Q_{сж2ст.}$, $Q_{сж2осн.}$ – расход, связанный со сжимаемостью рабочей жидкости соответственно в штоковых полостях гидроцилиндров стрелы и поршневых полостях гидроцилиндров основания.

Модуль объемной упругости смеси (жидкость+воздух) $E_{см}$ определяется формулой [15, 16]:

$$E_{см} = \frac{V_{см} E_{ж}}{V_{ж} \left(1 + \frac{V_{в} E_{ж}}{V_{ж} E_{в}} \right)}, \quad (5)$$

где $V_{см}$ – объем смеси; $V_{ж}$ – объем жидкости; $V_{в}$ – объем воздуха; $V_{ж}$ – модуль объемной упругости жидкости; $E_{в}$ – модуль объемной упругости воздуха.

В реальных условиях объем пузырьков воздуха, содержащегося в жидкости, значительно меньше объема самой жидкости, поэтому принимаем $V_{см} = V_{ж}$ и приводим формулу (5) к виду:

$$E_{см} = \frac{E_{ж}}{1 + \frac{\alpha_{в} \cdot E_{ж}}{E_{в}}},$$

где $\alpha_{в} = \frac{V_{в}}{V_{см}}$ – объемное содержание воздуха в жидкости.

Для расчета в программе MathCAD систему уравнений (4) представим в форме Коши [17–20]:

$$\begin{aligned} \frac{d\phi_{ст.}}{dt} &= \omega_{ст.}; \\ \frac{d\omega_{ст.}}{dt} &= \frac{1}{J_{пр.ст.}} \left(M_{ГЦ.ст.} - M_{G.ст.} - \frac{\omega_{ст.}^2}{2} \frac{dJ_{пр.ст.}}{d\phi_{ст.}} \right); \\ \frac{dp_{1ст.}}{dt} &= \frac{E_{см11}}{W_{1ст.}} (Q_0 - Q_{у.ст.} - Q_{к.ст.} - Q_{1ст.}); \\ \frac{dp_{2ст.}}{dt} &= \frac{E_{см12}}{W_{2ст.}} (Q_{2ст.} - Q_{сл.ст.}); \\ \frac{d\phi_{осн.}}{dt} &= \omega_{осн.}; \\ \frac{d\omega_{осн.}}{dt} &= \frac{1}{J_{пр.осн.}} \left(M_{ГЦ.осн.} - M_{G.осн.} - \frac{\omega_{осн.}^2}{2} \frac{dJ_{пр.осн.}}{d\phi_{осн.}} \right); \\ \frac{dp_{1осн.}}{dt} &= \frac{E_{см21}}{W_{1осн.}} (Q_0 - Q_{у.осн.} - Q_{к.осн.} - Q_{1осн.}); \\ \frac{dp_{2осн.}}{dt} &= \frac{E_{см22}}{W_{2осн.}} (Q_{2осн.} - Q_{сл.осн.}); \end{aligned}$$

где $E_{см11}$, $E_{см21}$ – модуль объемной упругости смеси соответственно в поршневых полостях гидроцилиндров стрелы и штоковых полостях гидроцилиндров основания; $E_{см12}$, $E_{см22}$ – модуль объемной упругости смеси соответственно в штоковых полостях гидроцилиндров стрелы и поршневых полостях гидроцилиндров основания; $W_{1ст.}$, $W_{1осн.}$ – объем соответственно поршневых полостей гидроцилиндров стрелы и штоковых полостей гидроцилиндров основания, который увеличивается при движении поршня, а также объем трубопроводов, соединяющих эти полости с распределителем; $W_{2ст.}$, $W_{2осн.}$ – объем соответственно штоковых полостей гидроцилиндров стрелы и поршневых полостей гидроцилиндров основания, который уменьшается при движении поршня, а также объем трубопроводов, соединяющих эти полости с распределителем.

На рис. 3, 4 приведены результаты расчета движения стрелы и поворотного основания, а также зависимости изменения давления в гидроцилиндрах при разном количестве содержания нерастворенного газа в рабочей жидкости. Рассмотрен начальный период движения стрелы и основания, равный 3 с, при котором в гидроприводе происходит колебания угловой скорости и давления с максимальной амплитудой.

Из графиков следует, что:

- увеличение количества содержания нерастворенного газа в рабочей жидкости не оказывает влияния на характер изменения угла подъема стрелы (рис. 3, а) и поворотного основания (рис. 4, а);
- при увеличении содержания нерастворенного газа от 0,1 до 1 % увеличивается амплитуда колебаний угловой скорости стрелы (рис. 3, б) и основания (рис. 4, б);
- амплитуда колебаний давления в поршневых полостях гидроцилиндров стрелы (рис. 3, в) и штоковых полостях гидроцилиндров основания (рис. 4, в) при увеличении содержания нерастворенного газа в рабочей жидкости также увеличивается;
- увеличение среднего значения давления в штоковых полостях гидроцилиндров стрелы (рис. 3, г) и поршневых основаниях (рис. 4, г), с увеличением количества нерастворенного газа в рабочей жидкости, происходит плавней на начальном участке движения.

Выводы

Результаты расчетов показывают, что при учете нерастворенного газа в рабочей жидкости процесс подъема стрелы и поворот основания сопровождается колебаниями.

Наибольшее влияние нерастворенного газа в рабочей жидкости проявляется в начальный период движения стрелы и поворотного основания.

Таким образом, математическая модель движения стрелы и поворотного основания лесопогружчика перекидного типа ЛТ-188 позволяет на стадии проектирования исследовать влияние нерастворенного газа в рабочей жидкости на динамику навесного оборудования, а также выбрать оптимальные значения параметров привода.

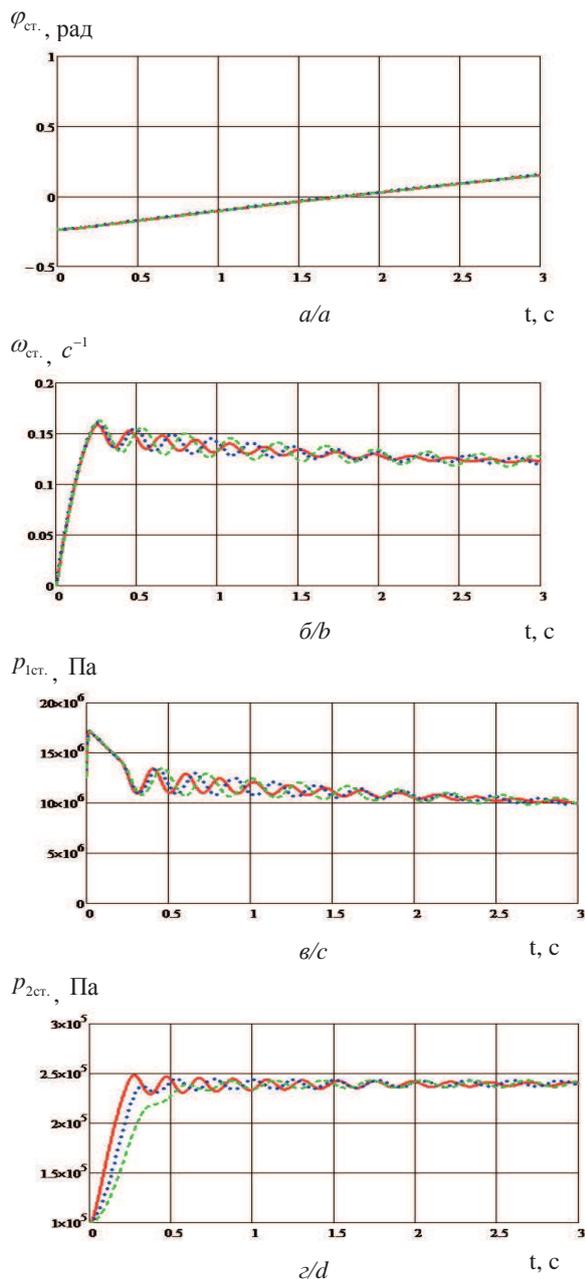


Рис. 3. Влияние нерастворенного газа в рабочей жидкости на угол подъема (а) и угловую скорость (б) стрелы, а также давления в поршневых (в) и штоковых (г) полостях гидроцилиндров стрелы; содержание нерастворенного газа (%) — — — — 0,1; — 0,5; — — — — 1

Fig. 3. Influence of undissolved gas in working liquid on lifting angle (a) and angle rate (b) of a boom; pressure in piston (c) and rod (d) planes of hydrocylinders of a boom; undissolved gas content (%) — — — — 0,1; — 0,5; — — — — 1

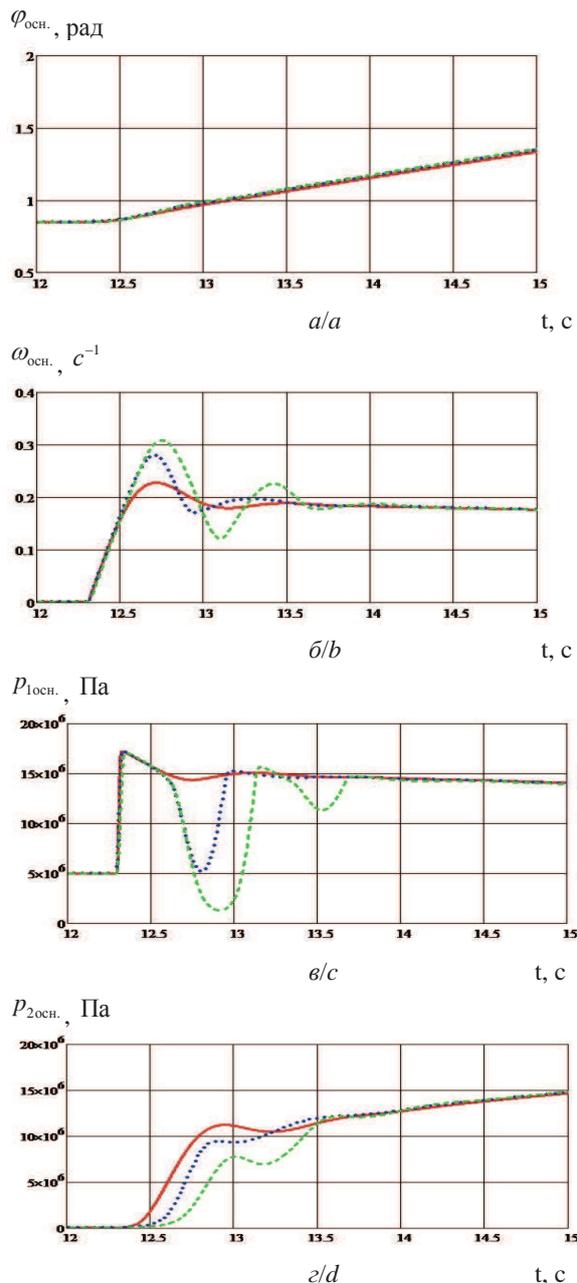


Рис. 4. Влияние нерастворенного газа в рабочей жидкости на угол поворота (а) и угловую скорость (б) основания, а также давления в штоковых (в) и поршневых (г) полостях гидроцилиндров основания; содержание нерастворенного газа (%): — — — — 0,1; — 0,5; — — — — 1

Fig. 4. Influence of undissolved gas in working liquid on lifting angle (a) and angle rate (b) of a foundation; pressure in rod (c) and piston (d) planes of hydrocylinders of a foundation; undissolved gas content (%) — — — — 0,1; — 0,5; — — — — 1

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Полетайкин В.Ф. Динамические нагрузки на гусеничные лесопогрузчики при движении через препятствие // Системы. Методы. Технологии. – 2012. – № 3. – С. 40–44.
2. Макеев В.Н., Плешков Д.Д. Исследование и выбор параметров грузоподъёмного механизма гидравлического экскаватора // Строительные и дорожные машины. – 2010. – № 9. – С. 24–25.
3. Сушков С.И., Макеев В.Н., Плешков Д.Д. Результаты исследования параметров грузоподъёмного механизма гидравлического экскаватора // Строительные и дорожные машины. – 2014. – № 2. – С. 47–52.
4. Кондрашов П.М., Мельников В.Г. Нетрадиционный метод автоматизации поочерёдного включения исполнительных механизмов // Вестник Красноярского государственного технического университета. – 2000. – № 18. – С. 16–20.
5. Щеглов Е.М. Снижение динамических нагрузок в гидроприводе лесопогрузчика: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Красноярск, 2001. – 24 с.
6. Абрамов В.В. Повышение работоспособности гидрофицированных самоходных машин дегазацией рабочей жидкости: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Красноярск, 2000. – 23 с.
7. Навроцкий В.К. Управление объемными дизельными гидроприводами и выбор их параметров с целью снижения непроизводительных затрат энергии строительными и подъемно-транспортными машинами: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – М., 2002. – 50 с.
8. Васильев С.И., Иванчура В.И. Обоснование критериев оценки динамических процессов гидромеханического привода рабочих органов землеройно-транспортных машин // Системы. Методы. Технологии. – 2012. – № 1. – С. 62–66.
9. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: справ. пособие. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.
10. Теория механизмов и механика машин / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др. / под ред. К.В. Фролова. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1998. – 496 с.
11. Gorbeshko M.V. Development of mathematical models for the hydraulic machinery of systems controlling the moving components of water-development works // Hydrotechnical construction. – 1997. – V. 31. – № 12. – P. 745–750.
12. Parr E.A. Hydraulics and pneumatics: a technician's and engineer's guide. 2nd ed. – Oxford: Butterworth-Heinemann, 1998. – 244 p.
13. Mobley R.K. Fluid power dynamics. – Oxford: Butterworth-Heinemann, 1999. – 288 p.
14. Rabie M.G. Fluid power engineering. – New York City: McGraw Hill Professional, 2009. – 420 p.
15. Попов Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 320 с.
16. Попов Д.Н., Панайотти С.С., Рябинин М.В. Гидромеханика / под ред. Д.Н. Попова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 384 с.
17. Никитин А.А., Мандраков Е.А. Влияние вязкости рабочей жидкости на динамику гидропривода лесопогрузчика // Строительные и дорожные машины. – 2014. – № 2. – С. 28–31.
18. Мандраков Е.А., Никитин А.А. Динамика гидросистем: монография. – М.: ИНФРА-М; Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2014. – 128 с.
19. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2012618094 РФ. Сравнение динамики гидромеханического механизма подъема груза лесопогрузчика без учёта и с учётом сжимаемости рабочей жидкости / А.А. Никитин, Е.А. Мандраков, правообладатель ФГАОУ ВПО «Сибирский федеральный университет». – № 2012615741. Заявл. 10.07.2012. Дата государственной регистрации в Реестре программ для ЭВМ 07.09.2012.
20. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 2013617101 РФ. Расчет динамики гидромеханического механизма подъема груза лесопогрузчика с учётом нерастворенного газа в рабочей жидкости / А.А. Никитин, Е.А. Мандраков, правообладатель ФГАОУ ВПО «Сибирский федеральный университет». – № 2013614584. Заявл. 04.06.2013. Дата государственной регистрации в Реестре программ для ЭВМ 01.08.2013.

Поступила: 23.01.2014 г.

UDC 62–82

INFLUENCE OF UNDISSOLVED GAS IN WORKING LIQUID ON DYNAMICS OF A LOGGER HYDRAULIC DRIVE

Aleksandr A. Nikitin,

Cand. Sc., Polytechnic Institute of the Siberian Federal University, 79, Svobodny pr., Krasnoyarsk, 660041, Russia. E-mail: aannikitin@yandex.ru

Evgeniy A. Mandrakov,

Polytechnic Institute of the Siberian Federal University, 79, Svobodny pr., Krasnoyarsk, 660041, Russia. E-mail: r_esident@mail.ru

The urgency of the discussed issue is caused by the fact that working liquids of a hydraulic drive often contain undissolved air. If the hydraulic liquid filling the device is not exposed to a vacuum, it will be a mixture of liquid and gas. The same mixture can be formed in a hydraulic drive during the dynamic processes due to the different rates of gas dissolution and emission at pressure drop on separate areas of working environment flow. Therefore, the paper considers the influence of gas content in working liquid on dynamics of a hydraulic drive.

The main aim of the study: evaluation of influence of undissolved gas percentage in working liquid on dynamics of a hydraulic drive.

The methods used in the study: methods of theoretical mechanics and fluid mechanics are used setting up equations describing processes in hydraulic drive; numerical methods for solving ordinary differential equations systems, the Runge–Kutta method of the 4th order using the software package Mathcad.

The results: The authors have developed the mathematical model of a logger hydraulic drive that allows investigating transient processes and have carried out the systematic calculations of the dynamics of a hydraulic drive.

The conclusion: The results of calculations show that even a small amount (up to 1 %) of undissolved gas in working liquid influences the change of the basic parameters in transient processes. Undissolved gas in working liquid influences most of all in the initial period of a boom and a rotary foundation movement. The mathematical model of a logger boom and rotary foundation movement allows investigating the influence of undissolved gas in working liquid on dynamics of the hinged equipment at a design stage, and selecting as well the optimum values of drive parameters. The results of calculations of the dependence of change in an angle and angular velocity of a boom and a rotary foundation, as well as the pressure in piston and rod cavities of hydraulic cylinders are shown in the form of graphs.

Key words:

Hydraulic drive, dynamic loads, compressibility, undissolved gas, working liquid, logger.

REFERENCES

1. Poletaykin V.F. Dinamicheskie nagruzki na gusenichnye lesopogruzchiki pri dvizhenii cherez pripyatstvie [Dynamic load on caterpillar loggers when moving through obstacles]. *Sistemy. Metody. Tekhnologii – Systems. Methods. Technologies*, 2012, no. 3, pp. 40–44.
2. Makeev V.N., Pleshkov D.D. Issledovanie i vybor parametrov gruzopodemnogo mekhanizma gidravlicheskogo ekskavatora [The research and the choice of hydraulic excavator load lifting mechanism characteristics]. *Stroitelnye i dorozhnye mashiny*, 2010, no. 9, pp. 24–25.
3. Sushkov S.I., Makeev V.N., Pleshkov D.D. Rezultaty issledovaniya parametrov gruzopodemnogo mekhanizma gidravlicheskogo ekskavatora [The results of the research of hydraulic excavator load lifting mechanism characteristics]. *Stroitelnye i dorozhnye mashiny*, 2014, no. 2, pp. 47–52.
4. Kondrashov P.M., Melnikov V.G. Netraditsionnyy metod avtomatizatsii poocherednogo vlyucheniya ispolnitelnykh mekhanizmov [Unconventional method of automation alternately activating of actuators]. *Vestnik Krasnoyarskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2000, no. 18, pp. 16–20.
5. Shcheglov E.M. *Snizhenie dinamicheskikh nagruzok v gidroprivode lesopogruzchika* [Reduction of dynamic loads in a logger hydraulic drive]. Avtoreferat diss. kand. nauk. Krasnoyarsk, 2001. 24 p.
6. Abramov V.V. *Povyshenie rabotosposobnosti gidrofitsirovannykh samokhodnykh mashin degazatsiy rabochey zhidkosti* [Increasing the efficiency of hydroficated self-propelled machines by degassing working liquid]. Avtoreferat diss. kand. nauk. Krasnoyarsk, 2000. 23 p.
7. Navrotsky V.K. *Upravlenie obemnymi dizelnymi gidroprivodami i vybor ikh parametrov s tselyu snizheniya neproizvoditelnykh zatrat energii stroitelnyimi i podemno-transportnymi mashinami* [Manage bulk diesel hydraulic drives and a selection of their parameters in order to reduce the overhead of building and energy handling machinery]. Avtoreferat diss. dokt. nauk. Moscow, 2002. 50 p.
8. Vasilev S.I., Ivanchura V.I. Obosnovanie kriteriev otsenki dinamicheskikh protsessov gidromekhanicheskogo privoda rabochikh organov zemleroyno-transportnykh mashin [Substantiation of the assessment criterion for the dynamic processes of hydro-mechanical drive of the earthmovers operating members]. *Sistemy. Metody. Tekhnologii – Systems. Methods. Technologies*, 2012, no. 1, pp. 62–66.
9. Bashta T.M. *Mashinostroitel'naya gidravlika* [Engineering hydraulics]. Moscow, Mashinostroenie, 1971. 671 p.
10. Prolov K.V., Popov S.A., Musatov A.K. *Teoriya mekhanizmov i mekhanika mashin* [Theory of mechanisms and machine mechanics]. Moscow, Vyssh. Shkola Publ., 1998. 496 p.
11. Gorbeshko M.V. Development of mathematical models for the hydraulic machinery of systems controlling the moving components of water-development works. *Hydrotechnical construction*, 1997, vol. 31, no. 12, pp. 745–750.
12. Parr E.A. *Hydraulics and pneumatics: A technician's and engineer's guide*. Oxford, Butterworth-Heinemann, 2 ed., 1998. 244 p.
13. Mobley R.K. *Fluid power dynamics*. Oxford, Butterworth-Heinemann, 1999. 288 p.
14. Rabie M.G. *Fluid power engineering*. New York City, McGraw Hill Professional, 2009. 420 p.
15. Popov D.N. *Mekhanika gidro- i pnevmoprivodov* [Mechanics of hydro- and pneumatic drives]. Moscow, MGTU im. N.E. Bauman, 2001. 320 p.
16. Popov D.N., Panaiotti S.S., Ryabinin M.V. *Gidromekhanika* [Hydromechanics]. Moscow, MGTU im. N.E. Bauman, 2002. 384 p.
17. Nikitin A.A., Mandrakov E.A. Vliyaniye vyazkosti rabochey zhidkosti na dinamiku gidroprivoda lesopogruzchika [Influence of working liquid viscosity on dynamics of a logger hydraulic drive]. *Stroitelnye i dorozhnye mashiny*, 2014, no. 2, pp. 28–31.
18. Mandrakov E.A., Nikitin A.A. *Dinamika gidrosistem* [Dynamics of hydraulic systems]. Moscow, INFRA-M; Krasnoyarsk, Siberian federal university, 2014. 128 p.
19. Nikitin A.A., Mandrakov E.A. *Sravnienie dinamiki gidromekhanicheskogo mekhanizma podema gruzha lesopogruzchika bez ucheta i s uchedom szhimaemosti rabochey zhidkosti* [Comparison of dynamics of a logger load lifting hydromechanical mechanism with and without taking into account compressibility of the working liquid]. Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programmy dlya EVM RF, no. 2012618094, 2012.
20. Nikitin A.A., Mandrakov E.A. *Raschet dinamiki gidromekhanicheskogo mekhanizma podema gruzha lesopogruzchika s uchedom nerastvorennogo gaza v rabochey zhidkosti* [Calculation of the dynamics of a logger load lifting hydromechanical mechanism considering undissolved gas in the working liquid]. Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programmy dlya EVM RF, no. 2013617101, 2013.

Received: 23 January 2014.