

УДК 656.08

# ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ГИДРОПРИВОДОВ МАШИН

**Т.И. БЕЛОВА,**

доктор технических наук,  
профессор

T. 8-920-866-62-72

E-mail: belova911@mail.ru

ФГБОУ ВО «Брянский  
государственный аграрный  
университет»

**В.И. РАСТЯГАЕВ,  
С.С. СУХОВ,**

кандидаты технических наук,  
доценты

ФГБОУ ВО «Брянский  
государственный университет  
имени академика  
И.Г. Петровского»

Получена математическая модель системы гидропривода машин, которую можно использовать при исследовании параметрического резонанса в гидроупругих системах машин агропромышленного комплекса (АПК). Изучение потерь механической энергии потока жидкости в гидроприводах машин в зависимости от динамического состояния системы представляет большой интерес. Это объясняется тем, что в гидроупругих коммутационных линиях до 25 % энергии потока жидкости расходуется на преодоление сопротивления движению.

**Ключевые слова:** удельный расход жидкости и вязкой жидкости; несжимаемость жидкости; вибрация; пульсация потока; потери энергии потока жидкости; падение давления жидкости; гидродинамическая модель гидроупругой системы; математическая модель гидроупругой системы.

**С**овременные машины АПК, как правило, имеют сложную сеть гидроупругих коммутационных линий, основанных на при-

менении упругих гидрошлангов, передающих значительные усилия в системе от одного элемента к другому благодаря использованию энергии жидкости [1].

Исследование гидроупругих процессов взаимодействия в гидроупругих коммутационных линиях – актуальная задача [2]. Это связано с тем, что характер динамического взаимодействия жидкости со стенкой гидрошланга – решающий фактор в определении надежности ресурса и безопасности работы гидроупругих коммуникаций.

Используя гидродинамическую модель [3], рассмотрим потери энергии потока жидкости в гидроприводах машин АПК в зависимости от его вибрации и пульсации.

Исходная зависимость модели  $Q = f(\Delta P)$ , (1)

где  $Q$  – удельный расход жидкости;  $\Delta P$  – падение давления жидкости.

При построении математической модели сделали три предположения: жидкость считается вязкой и несжимаемой; течение жидкости одномерное; масса гидрошланга пренебрежительно мала по сравнению с массой протекающей жидкости.

На рис. 1 представлена гидродинамическая модель гидрошланга, состоящая из трех участков: один с изменяемым сечением  $l_c$  и два деформируемые  $l_1$  и  $l_2$ , рассматриваемые как области постоянного давления.

Функционально площадь сечения участка  $l_c$  выражается как

$$\omega_c = f(P_2),$$

где  $P_2$  – разность давлений на внутренней и внешней поверх-

ностях деформированного участка, т.е.  $P_2 = P_{ин} - P_{он}$ .

Уравнение сохранения массы потока на участке, давление в котором постоянно, имеет вид

$$Q_1 = Q_2 + dV/dt, C_2 = d\bar{V}_2/dP_2, (2)$$

где  $Q_1, Q_2$  – объемные расходы через участки  $l_1$  и  $l_2$ ;  $\bar{V}_2$  – объем участка  $l_2$ .

Так как  $C_2$  – податливость участка  $l_2$ , то  $d\bar{V}_2 = C_2 dP_2$ .

Продифференцировав последнее выражение по времени, получим

$$d\bar{V}_2/dt = C_2(dP_2/dt).$$

Из (1) и (2) имеем

$$C_2(dP_2/dt) = Q_1 - Q_2.$$

Аналогичное уравнение неразрывности для участка имеет вид

$$C_3(dP_3/dt) = Q_2 - Q_4.$$

Так как  $d\bar{V}_c = d(\omega_c l)$ , то  $d\bar{V}_c = l d\omega_c$ .

Продифференцировав последнее выражение по времени, получим

$$d\bar{V}_c/dt = l(d\omega_c/dt),$$

или

$$l = d\omega_c/dt = Q_1 - Q_2.$$

Согласно второму закону Ньютона, для сечения участка  $l_c$  имеем

$$F_d - F_c - F_{тр} = ma, (3)$$

где  $F_d$  – сила пьезометрического давления;  $F_c$  – сила, связанная с изменением геометрической формы;  $F_{тр}$  – сила, характеризующая сопротивление вязкого течения.

Так как  $Q_c = U_c \omega_c$ , то  $dQ_c/dt = (d(U_c \omega_c))/dt$ ,

или

$$dQ_c/dt = U_c(d\omega_c/dt) + \omega_c(dU_c/dt).$$

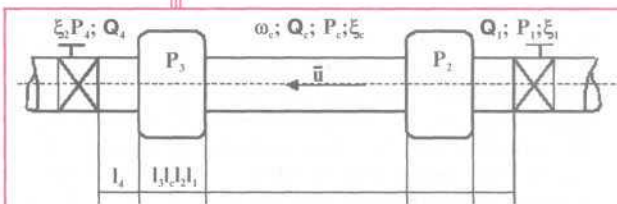


Рис. 1. Гидромеханическая модель гидроупругой системы гидропривода

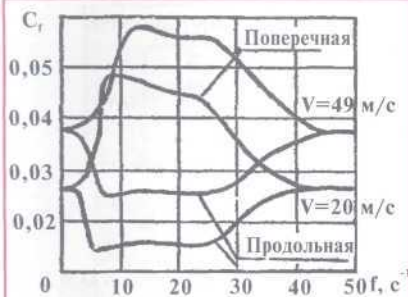


Рис. 2

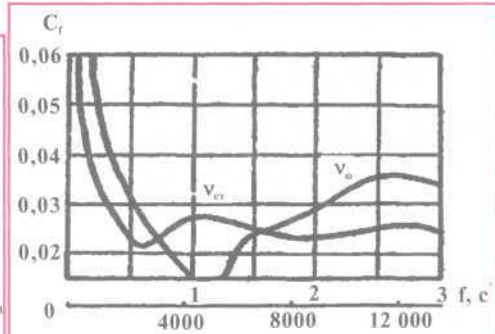


Рис. 3

Так как  $d\bar{U}_c/dt = a$ , то  
 $a = (1/\omega_c)(dQ_c/dt) - (U_c/dt)(d\omega_c/dt)$ . (4)

С учетом (3) и (4)  
 $F_d - F_c - F_a = (m/\omega_c)(dQ_c/dt) - (m_c U_c/\omega_c)(d\omega_c/dt)$ . (5)

Откуда  
 $dQ_c/dt = (\omega_c/m_c)(F_d - F_c - F_{tp}) + U_c d\omega_c/dt$ .

Определяем значения сил, входящих в (5).

Сила пьезометрического давления

$$F_d = P_d \omega_c = (P_2 - P_3) \omega_c.$$

Определим выражение  $(\omega_c/m_c)F_d = (P_2 - P_3)\omega_c(\omega_c/m_c) = (P_2 - P_3)(\omega_c/\rho l_c)$ , (6)

так как  $m_c = \rho V_c = \rho \omega_c l_c$ .

Сила, характеризующая демпфирующие свойства стенок гидропривода,

$F_c = P_c \omega_c = \xi_c \rho Q_c^2 / 2\omega_c$ , так как  $P_c = \xi_c (\rho U Q_c / 2\omega_c)$  и  $U_c = Q_c / \omega_c$ , где  $\xi$  – коэффициент потерь энергии.

Определим выражение  $(\omega_c/m)F_c = (\omega_c/\rho \omega_c l_c)(\xi_c \rho Q_c^2 / 2\omega_c l_c)$ . (7)

Сила вязкой диссипации

$$F_{tp} = \tau \pi dl = 8\rho \nu U_c \pi l,$$

где  $\tau$  – напряжение сдвига при квазистационарном режиме течения,

$\tau = 2\rho \nu U_{max}/r = 4\rho \nu U_c/r$ , так как  $U_{max} = 2U_{cp}$ .

Определим выражение  $(\omega_c/m_c)F_{tp} = 8\nu U_c \pi / \omega_c$ , так как  $U_c = Q_c / \omega_c$ . (8)

Подставив (6)–(8) в (5), получим

$$dQ_c/dt = (P_2 - P_3)(\omega_c/\rho l_c) - (\xi_c Q_c^2 / 2\omega_c l_c) - (8\rho \nu Q_c / \omega_c) + (Q_c/\omega_c)((Q_1 - Q_2)/l_c).$$

Уравнения движения для участков  $l_1, l_4$

$$dQ_1/dt = (P_{12} - P_2)(\omega_1/\rho l_1) - (\xi_1 Q_1 / 2\omega_1 l_1),$$

$$dQ_2/dt = (P_{32} - P_4)(\omega_1/\rho l_1) - (\xi_2 Q_2 / 2\omega_2 l_2).$$

Для реализации данной математической модели необходимы: график зависимости площади поперечного сечения  $\omega_c$  от давления, т. е.  $\omega_c = f(P)$ ; график зависимости потерь коэффициента энергии потока в расширяющейся части, т. е.  $\xi_c = f(\omega_c/\omega_1)$ . Кроме того, надо учесть, что  $\xi_1 = R_1$ ,  $\xi_2 = R_2$ , где  $R_1$  и  $R_2$  – сопротивления.

Параметрические колебания гидроупругих систем наблюдаются, когда скорость потока жидкости не постоянна, а имеет некоторую периодическую составляющую, т. е. когда закон изменения скорости потока во времени задан в виде

$$U = U_0(1 + R \cos \omega t),$$

где  $\omega$  – частота пульсации жидкости;  $R$  – коэффициент возбуждения.



Рис. 4

На рис. 2–5 представлены графические зависимости, построенные по результатам расчетов, проведенных на ПЭВМ.

На основании анализа графических зависимостей можно сделать следующие выводы:

пульсовая волна давления вызывает волну возмущения на поверхности гидрошланга, движущуюся со скоростью, зависящей от параметров потока жидкости;

существует частота (около 2 Гц), при которой пульсации потока максимально влияют на взаимодействие потока жидкости с упругой стенкой. Эта частота близка к собственной частоте всей системы. Совпадение частот приводит к увеличению коэффициента трения и потерь потока жидкости (рис. 2);

при низких числах Рейнольдса потока и частоте пульсации потока около 1 Гц коэффициент трения принимает значение меньше, чем при стационарном течении без пульсации (рис. 2). Данное явление наблюдается при совпадении частот пульсовой волны давления и волны возмущения;

при продольной вибрации потока (рис. 3) коэффициент трения уменьшается на 25–30 %, что можно объяснить изменением процесса взаимодействия приграничного слоя жидкости с поверхностью стенки гидрошланга;

на рис. 4 показаны зоны гидродинамической устойчивости пульсирующего потока жидкости, находящегося в гидрошланге. На этом графике четко выражено влияние демпфирования гидрошланга на гидродинамическую устойчивость потока;

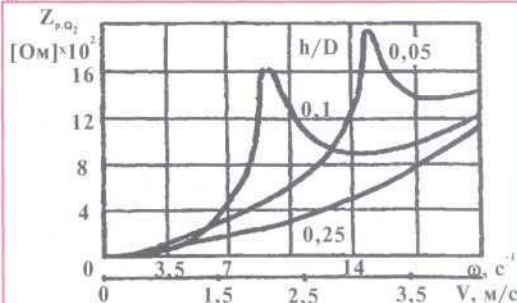


Рис. 5

на рис. 5 выявляются зоны параметрического резонанса, в которых импеданс потока жидкости резко возрастает;

энергия, требующаяся для поддержания пульсирующего течения

Окончание на стр. 40

ния жидкости в гидрошлангах, примерно на 10 % превосходит энергию, необходимую для поддержания стационарного (непульсирующего) потока с тем же средним расходом.

Показанные примеры работы с данной гидродинамической моделью свидетельствуют о ее работоспособности. Эту модель можно применять при исследовании нестационарных потоков жидкости в гидроприводах машин агропромышленного комплекса.

#### Литература

1. Христофоров, Е.Н. Повышение надежности гидроприводов / Е.Н. Христофоров, Н.Е. Сакович, А.М. Случевский // Сельский механизатор. – № 12. – 2013. – С. 46–48.
2. Христофоров, Е.Н. Совершенствование элементов гидропривода грузоподъемных механизмов автомобиля – самосвала / Е.Н. Христофоров и др. // Вопросы транспорта: Бюл. науч. работ №2. – М.: Изд-во Московского ГУПС (МИИТ), 2014. – С. 17–21.
3. Христофоров, Е.Н. Математическая модель рабочего процесса исполнительного гидроцилиндра с механизмом фиксации / Е.Н. Христофоров [и др.] // Тракторы и сельхозмашины. – 2015. – № 1. – С. 28–30.

#### Окончание. Начало на стр. 36–37

тым цветом пламени, свидетельствующим о наличии в пламени твердых частиц углерода, которые образуются в результате конденсации элементов  $C_2$  после или во время распада углеводородов. Данный цвет пламени свидетельствует о том, что смесь негомогенна вследствие несовершенства процесса смешения, особенно если углерод находится в жидком состоянии. В этом случае образуются зоны с очень богатой смесью вокруг отдельных капелек, причем эти зоны продолжают существовать в течение небольшого отрезка времени даже после завершения горения. Поэтому в карбюраторном ДВС из-за несовершенства системы питания в цилиндрах образуется богатая смесь, содержащая жидкое топливо.

Рабочая смесь на основе ВТС с 20 % воды сгорает с голубоватым цветом пламени, свидетельствующим о сгорании гомогенной смеси без какого-либо заметного распада молекул углеводородов. Это говорит об оптимальном составе рабочей смеси (бензин, вода и воздух), при котором коэффициент из-

4. Христофоров, Е.Н. Повышение надежности гидроприводов дорожно-транспортных и грузоподъемных машин / Е.Н. Христофоров, Н.Е. Сакович, А.М. Случевский // Мир транспорта и технологических машин. – № 1 (44). – 2014. – С. 62–69.

5. Случевский, А.М. К вопросу модернизации рабочего процесса исполнительного гидроцилиндра гидропривода / А.М. Случевский [и др.] // Бюл. науч. работ № 2. – Брянск: Изд-во Московского ГУПС (МИИТ). – 2013. – С. 72–74.

6. Случевский, А.М. Повышение надежности и безопасности транспортных и грузоподъемных машин / А.М. Случевский [и др.] // Вестник Брянского ГТУ. – 2014. – № 1. – С. 51–57.

7. Случевский, А.М. Обеспечение безопасности операторов саморазгружающихся транспортных средств / А.М. Случевский, Ю.В. Беззуб // Бюл. науч. работ № 1. – Брянск: Изд-во Московского ГУПС (МИИТ). – 2014. – С. 66–69.

8. Ковалев, А.Ф. Обеспечение безопасности операторов самосвальных грузовых платформ / А.Ф. Ковалев, А.А. Кузнецов, Е.Н. Христофоров // Инновации в техническом сервисе. Инновации в механизации животноводства. – М.: Науч. тр. ГНУ ГОСНИТИ. – Т. 111. – Ч. 2. – 2013. – С. 166–170.

9. Ковалев, А.Ф. Современный уровень надежности гидроприводов гидрофициро-

ванных машин / А.Ф. Ковалев, А.А. Кузнецов, Е.Н. Христофоров // Инновации в техническом сервисе. Инновации в механизации животноводства. – М.: Науч. тр. ГНУ ГОСНИТИ. – Т. 111. – Ч. 2. – 2013. – С. 171–175.

10. Ковалев, А.Ф. Обеспечение надежности гидроприводов гидрофицированных машин / А.Ф. Ковалев, А.А. Кузнецов, Е.Н. Христофоров // Тракторы и сельхозмашины. – 2013. – № 1. – С. 32–34.

11. Ковалев, А.Ф. Повышение безопасности гидроприводов самосвальных платформ / А.Ф. Ковалев, А.А. Кузнецов, Е.Н. Христофоров // Сельский механизатор. – 2013. – № 2. – С. 36–37.

The study of the losses of mechanical energy by fluid flow in hydroelastic systems, based on dynamic system state is of great interest. This is because the hydroelastic switching lines, up to 25% of the energy of flow of fluid is consumed in overcoming the resistance movement. In this work, using the hydrodynamic model, we discuss the energy loss of fluid flow depending on its vibration and pulsation.

**Keywords:** specific consumption of liquid; viscous liquid; neshzhimaemoi liquids; vibration, throbbing; loss of energy of fluid flow; the pressure drop of the fluid; hydrodynamic model; mathematical model.

бытка воздуха  $\alpha > 1$  и смесь обедняется за счет замены 20 % бензина водой. В присутствии воды происходит диффузионное сгорание топлива. Вода в ВТС способствует дополнительному дроблению и распределению рабочей смеси по объему камеры сгорания, которое достигается за счет разности температур кипения воды и топлива. Этот эффект обусловлен происходящим при такте «сжатие» ( $T = 300 \dots 500 \text{ }^\circ\text{C}$ ) мгновенным вскипанием внутренней части капли водно-топливной эмульсии, состоящей из воды, то есть происходит ее «микровзрыв». Он дробит наружную оболочку капли эмульсии, состоящей из тяжелых фракций топлива, находящихся еще в жидком состоянии. Именно возникающее вторичное распыление топлива способствует гомогенизации заряда, интенсификации смешивания воздуха и бензина и повышению полноты сгорания водно-бензиновой смеси.

Проведенные стендовые испытания ДВС подтверждают, что применение способа обработки углеводородного топлива и устройств для его реализации в составе системы питания ДВС

перспективно, улучшает экономические характеристики ДВС и позволяет в пределах заводских регулировок подачи топлива снизить его удельный расход.

#### Литература

1. Блинов, А.В. Разработка системы приготовления и подачи водно-топливных эмульсий в двигатели внутреннего сгорания. / А.В. Блинов // Транспорт и двигателестроение. Энергоэффективность и энергосбережение. – Москва, 2011. – 3 с.

2. Лау, С.К. Использование водно-топливных эмульсий для двигателей внутреннего сгорания / С.К. Лау. – М.: Наука, 1977. Т. 17. – С. 29–38.

At the present stage of development of a new image of the armed forces one of the main objectives is to improve economic and environmental performance of military equipment. One way to improve these characteristics-characteristics of the modernization of the power supply system of internal combustion engine by use of its composition activators of motor fuel.

**Keywords:** hydrocarbon fuel; activator motor fuel; mini-jets; crushing hydrocarbons; fractional composition; si-system power.