

УДК 62-822

ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ НА УПРУГОСТЬ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ГИДРООБЪЕМНОГО ПРИВОДА

А.В. Щербина, В.Г. Мельников, С.В. Каверзин

ФГОУ ВПО «Сибирский Федеральный Университет», г. Красноярск

E-mail: AntonMS@yandex.ru

Рассматривается вопрос определения приведенного модуля упругости гидравлической системы объемного гидропривода на примере опытного образца гусеничного трелевочного трактора ТТ4М-23Л и взаимосвязь приведенного модуля с давлением.

Ключевые слова:

Гидравлическая система, приведенный модуль упругости, давление.

Key words:

Hydraulic system, modulus of inelastic bucking, pressure.

Объемный гидравлический привод гусеничных и колесных движителей получил самое широкое применение, поэтому в технической литературе ему стали уделять значительное внимание [1, 2]. На работоспособность гидропривода транспортных машин оказывают влияние многие конструктивные параметры и эксплуатационные факторы, среди которых следует выделить упругость гидрооборудования и рабочей жидкости. Эти величины определяют динамические характеристики гидропривода технологического оборудования машины, снижают точность позиционирования и равномерность движения транспортных средств, долговечность гидрооборудования [3, 4]. В предлагаемой статье рассмотрена взаимосвязь приведенного модуля упругости системы и давления в гидроприводе гусеничного механизма хода трелевочного трактора на примере лесотранспортной машины ТТ4М-23Л, рис. 1.

Элементами объемного гидропривода, соединяющего насос и гидромотор привода трансмиссии, являются: трубопроводы, рукава высокого да-

вления и рабочая жидкость, которые обладают упругими свойствами. Наличие упругих элементов существенно влияет на переходные процессы и режимы работы гидропривода. При повышении давления рабочая жидкость сжимается, а трубопроводы и рукава деформируются. Это оказывает влияние на упругость гидравлической системы в целом.

Определим зависимость объемной деформации элементов от приращения давления. Для этого потенциальную энергию сжатия жидкости $U_{ж}$, расширения стенок металлических труб U_r , и расширения рукавов U_p , суммируем и получим:

$$U = U_{ж} + U_r + U_p;$$

Для определения двух членов правой части воспользуемся уравнением Жуковского

$$U_{ж} = \frac{\pi \cdot r_0^2 \cdot l}{2 \cdot E_{ж}} \cdot \Delta p^2;$$

$$U_r = \frac{\pi \cdot r_r^3 \cdot l_r}{\delta_r \cdot E_r} \cdot \Delta p^2.$$

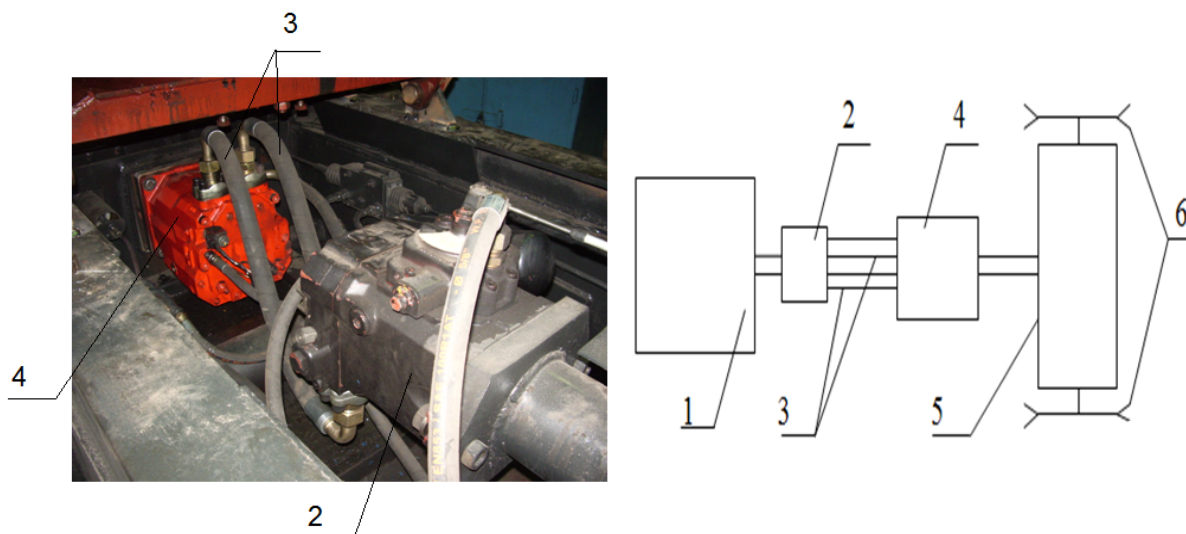


Рис. 1. Гидропривод механизма хода: 1) ДВС; 2) гидронасос НРВ 135-02М1; 3) трубопроводы; 4) гидромотор НМВ 280-02Е1; 5) механический редуктор; 6) ведущие звездочки

где r_T – внутренний радиус трубопровода при $\Delta p=0$; l – длина участков трубопроводов и рукавов; l_T – длина стальной трубы; E_J – модуль упругости рабочей жидкости; E_T – модуль упругости металлических трубопроводов; δ_T – толщина стенки трубопровода; r_0 – внутренний радиус трубопровода либо рукава, в котором находится рабочая жидкость при $p=0$.

Для рукавов применим уравнение Лямэ:

$$\Delta r = \frac{\Delta p \cdot r_p}{E_p} \cdot \left[\frac{r_H^2 + r_p^2}{r_H^2 - r_p^2} + \mu \right], \quad (1)$$

где r_H, r_p – внешний и внутренний радиус рукава; E_p – модуль упругости рукава; μ – коэффициент Пуассона; Δr_p – приращение внутреннего радиуса при увеличении давления на Δp .

Заменим в уравнении (1)

$$\frac{r_H^2 + r_p^2}{r_H^2 - r_p^2} + \mu = C_w;$$

получим:

$$\Delta r_p = \frac{\Delta p \cdot r_p}{E_p} \cdot C_w. \quad (2)$$

Как известно, потенциальная энергия деформации стенок трубопровода в общем случае может быть определена [4]:

$$U = 2 \cdot \pi \cdot l \cdot \int \Delta p d(\Delta r). \quad (3)$$

Подставив значение Δr_p из формулы (2) в (3), получим:

$$U_p = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_p^2 \cdot l_p}{E_p} \cdot C_w \int \Delta p d \cdot p.$$

После интегрирования:

$$U_p = \frac{\pi \cdot r_p^2 \cdot l_p \cdot C_w}{E_p} \cdot \Delta p^2.$$

Тогда потенциальная энергия сжатия рабочей жидкости, расширения стенок металлических труб и расширения стенок рукавов будет равна:

$$U = \left[\sum \left(\frac{\pi \cdot r_T^3 \cdot l_T}{\delta_T \cdot E_T} + \frac{\pi \cdot r_T^2 \cdot l_T}{2 \cdot E_J} \right) + \sum \left(\frac{\pi \cdot r_p^2 \cdot l_p \cdot C_w}{E_p} + \frac{\pi \cdot r_p^2 \cdot l_p}{2 \cdot E_J} \right) \right] \cdot \Delta p^2.$$

Заменим

$$\sum \left(\frac{\pi \cdot r_T^3 \cdot l_T}{\delta_T \cdot E_T} + \frac{\pi \cdot r_T^2 \cdot l_T}{2 \cdot E_J} \right) = A;$$

$$\sum \left(\frac{\pi \cdot r_p^2 \cdot l_p \cdot C_w}{E_p} + \frac{\pi \cdot r_p^2 \cdot l_p}{2 \cdot E_J} \right) = B$$

и получим:

$$U = (A+B) \cdot \Delta p^2.$$

Применяя теорему Костильяно-Остроградского, согласно которой производная потенциальной энергии деформации по одной из независимых внешних сил равна перемещению, соответствующему этой силе, можно написать:

$$\frac{\partial U}{\partial p} = \Delta Q,$$

где ΔQ – приращение объема системы под действием давления.

Следовательно

$$\frac{\partial U}{\partial p} = \Delta Q = 2 \cdot (A+B) \cdot \Delta p. \quad (4)$$

Выражение $2(A+B)$ преобразуем заменой:

$$\pi \cdot r_H^2 \cdot l_H = Q_H,$$

где Q_H – объем данного участка трубопровода, тогда получим:

$$2 \cdot (A+B) = \left[\sum \left(\frac{Q_T \cdot r_T}{\delta_T \cdot E_T} + \frac{Q_T}{2 \cdot E_J} \right) + \sum \left(\frac{Q_p \cdot C_w}{E_p} + \frac{Q_p}{2 \cdot E_J} \right) \right]. \quad (5)$$

Заметим, что

$$\sum Q_T + \sum Q_p = Q,$$

где Q – полный объем системы.

Теперь заменим:

$$\sum Q_T = \beta_1 \cdot Q;$$

$$\sum Q_p = \beta_2 \cdot Q,$$

где $\beta_1 + \beta_2 = 1$; тогда выражение (5) примет вид:

$$2 \cdot (A+B) = Q \cdot \left(2 \cdot \beta_1 \sum \frac{r_T}{\delta_T \cdot E_T} + \frac{1}{E_J} + \sum \frac{2 \beta_2 C_w}{E_p} \right).$$

Далее введем обозначение:

$$2 \cdot \beta_1 \sum \frac{r_T}{\delta_T \cdot E_T} + \frac{1}{E_J} + \sum \frac{2 \beta_2 C_w}{E_p} = \frac{1}{E_r},$$

где E_r – приведенный модуль упругости гидравлической системы, тогда:

$$2(A+B) = \frac{Q}{E_r},$$

а формулу (4) можно написать так:

$$\Delta Q = \frac{Q}{E_r} \cdot \Delta p. \quad (6)$$

Получим выражение, определяющее деформацию системы под действием давления Δp с учетом упругости рабочей жидкости, трубопроводов и рукавов.

Рассмотрим теперь приращение хода поршней гидромотора X привода трансмиссии трактора при постоянной подаче рабочей жидкости, рис. 2.

Приращение хода поршня при X повороте ротора из мертвого положения на угол φ может быть определено из треугольников OBA и OB_1A_1 :

$$X = OB - OB_1;$$

$$OB = r \cdot \operatorname{tg} \alpha;$$

$$OB_1 = r_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

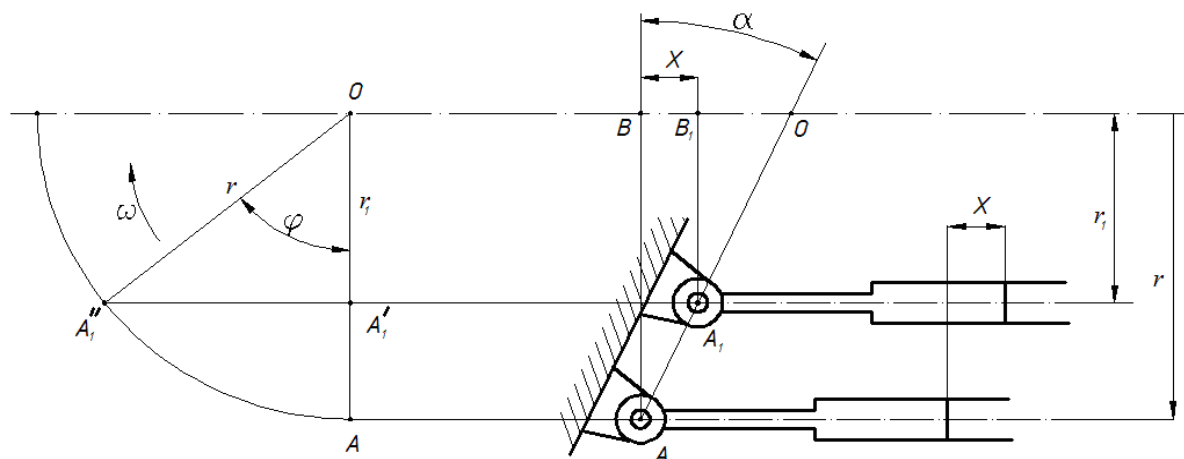


Рис. 2. Принципиальная схема гидромотора

следовательно:

$$X = (r - r_1) \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

где α – угол наклона шайбы; r – радиус окружности ротора, на которой расположены центры поршней.

Из треугольника OA_1A_1' :

$$r_1 = r \cdot \cos \phi,$$

где $\phi = \omega \cdot t$; t – время, тогда:

$$\begin{aligned} X &= r \cdot \operatorname{tg} \alpha - r \cdot \cos \phi \cdot \operatorname{tg} \alpha; \\ X &= r \cdot \operatorname{tg} \alpha (1 - \cos \phi). \end{aligned} \quad (7)$$

Так как в работе гидромотора участвует Z поршней, то уравнение (7) примет вид:

$$X = r \cdot \operatorname{tg} \alpha (1 - \cos Z \cdot \phi).$$

Объем масла, подаваемого насосом за время dt , будет $q \cdot dt$, а суммарное приращение плунжеров гидромотора за время dt будет равным dx . Тогда сжатие масла и деформация трубопроводов и рукавов за время dt будут:

$$X = r \cdot \operatorname{tg} \alpha (1 - \cos Z \cdot \phi);$$

или

$$dQ = \left(q - F \cdot \frac{dx}{dt} \right) \cdot dt, \quad (8)$$

где F – суммарная площадь сечения плунжеров гидромотора.

На основании (6) напишем

$$dQ = \left(q - F \cdot \frac{dx}{dt} \right) \cdot dt. \quad (9)$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рыбак А.Т. Моделирование и расчет гидромеханических систем на стадии проектирования. – Ростов-на-Дону: Издательский центр ДГТУ, 2006. – 167 с.
2. Никитин О.Ф. Надежность, диагностика и эксплуатация гидропривода мобильных объектов. – М.: МГТУ, 2007. – 312 с.

Решая совместно (8) и (9), получим:

$$dp = \frac{E_r}{Q} \cdot \left(q - F \cdot \frac{dx}{dt} \right) \cdot dt. \quad (10)$$

При суммарном перемещении плунжеров на X имеем:

$$Q = Q_0 + X \cdot F,$$

где Q_0 – начальный объем гидросистемы.

При интегрировании уравнения (10) получим:

$$Q = Q_0 + X \cdot F,$$

член C определяется из начального условия $t=0$, $X=0$ и $p=0$, тогда и $C=0$. Следовательно:

$$p = \frac{E_r}{Q} \cdot (qt - F \cdot X);$$

или

$$p = \frac{1}{2 \cdot (A + B)} \cdot (qt - F \cdot X).$$

Выводы

Получено уравнение, позволяющее установить взаимосвязь давления и приведенного модуля упругости гидравлической системы. Уравнение использовано при проектировании объемного гидропривода трансмиссии опытного образца гусеничного трелевочного трактора ТТ4М-23Л и исследовании динамических процессов.

Предложенный подход может быть использован применительно к схемам аналогичных гидроприводов машин и механизмов.

3. Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. – М.: МГИУ, 2003. – 352 с.
4. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.

Поступила 07.05.2009 г.