

УДК 628.646

А. С. Ереско*, С. П. Ереско

ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОЕКТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОПРИВОДА СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН

Описаны методика, алгоритм и программное обеспечение, позволяющие определять динамические характеристики гидропривода с более высокой степенью точности уже на этапе проектирования гидрофицированных машин, а также определять конструктивные параметры гидропривода и режима работы гидроагрегатов по заданным динамическим характеристикам.

Ключевые слова: гидропривод, гидросистема, фильтр, поршень, гидроцилиндр,

* - автор, с которым следует вести переписку.

секционный распределитель, теплообмен.

В настоящее время для расчета гидросистем с целью выбора оптимальных параметров агрегатов или оптимальной конструкции гидросистемы в целом не хватает обобщенных зависимостей в форме, удобной для использования при расчетах на ЭВМ. Необходимость в обобщенных зависимостях возникает как на стадии проектирования новой гидросистемы, так и при расчетах эффективности имеющихся гидросистем, работающих в различных климатических условиях.

К обобщенным относятся зависимости конструктивных параметров гидроагрегатов и физических свойств рабочей жидкости, материалов гидропривода и окружающей среды от определяющих конструктивных и эксплуатационных параметров рассчитываемой гидросистемы.

Вывод обобщенных зависимостей производился для основных элементов гидросистем, таких, как трубопровод, распределитель, гидроцилиндр, фильтр, насос, гидромотор, и наиболее распространенных в настоящее время типов и типоразмеров. В качестве обобщающего конструктивного параметра был принят условный проход гидроагрегатов D_y . Вывод необходимых конструктивных параметров производился путем аппроксимаций графических зависимостей искомых параметров от условного прохода, построенных по имеющимся табличным или экспериментальным данным.

Для нормализованных жестких металлических трубопроводов получены следующие зависимости:

1. Зависимость наружного диаметра d_n трубопровода от условного прохода D_y :

$$d_n = 1,248 \cdot D_y + 0,0051 \text{ (м)},$$

получена путем аппроксимации графика табличных значений наружного диаметра трубопровода от внутреннего при давлении $P \leq 20$ МПа [1].

Для гидроцилиндров конструкции ВНИИСтройдормаша с креплением на проушине и рабочим давлением $P = 16$

МПа получены следующие зависимости:

1. Зависимость наружного диаметра гидроцилиндра D_n (м) от диаметра поршня D_p (м) [47]:

$$D_n = 1,14 \cdot D_p + 0,0084$$

2. Зависимость длины гидроцилиндра L_y (м) от диаметра поршня D_p и хода штока h (м) (рис. 1):

$$L_y = 1,781 \cdot D_p - 0,2088 + h$$

3. Зависимость массы гидроцилиндра G_n (кг) от диаметра поршня D_p (м) и хода штока h (м) (рис. 2) [2, 3]:

$$G_n = 900 \cdot D_p^{2,5} + 1400 \cdot h \cdot D_p^{1,5}$$

Для секционных распределителей конструкции ВНИИСтройдормаша типа Р-20, Р-25, Р-32 с рабочим давлением $P=16$ МПа получены следующие зависимости:

1. Зависимость средней площади теплоотдачи распределителя F_p (м²) от условного прохода D_y (м) и числа рабочих секций z (рис. 3) [3, 4]:

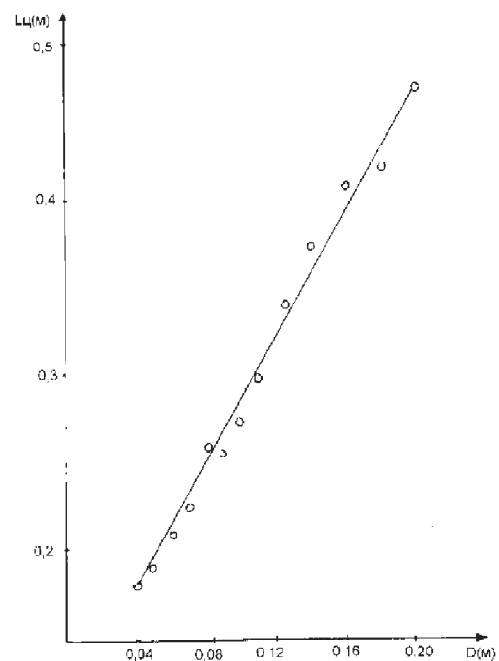


Рис. 1. График зависимости длины гидроцилиндра от диаметра поршня при ходе штока 100 см.

$$F_{\text{тр}} = \begin{cases} 11,5 \cdot D_y - 0,00886 \text{ при } z = 1; \\ 14,83 \cdot D_y - 0,11456 \text{ при } z = 2; \\ 18,25 \cdot D_y - 3,522 \text{ при } z = 3; \end{cases}$$

Зависимость массы распределителя G_p от условного прохода D_y (м) и числа рабочих секций z представлена на рис. 4 [2, 3]:

$$G_p = \begin{cases} 1958,3 \cdot D_y - 28,166 \text{ при } z = 1 \\ 2883,3 \cdot D_y - 40,166 \text{ при } z = 2 \text{ кг}; \\ 3750 \cdot D_y - 53 \text{ при } z = 3 \end{cases}$$

График зависимости массы секционно-го распределителя от условного прохода и от числа рабочих секций представлен на рис. 5.

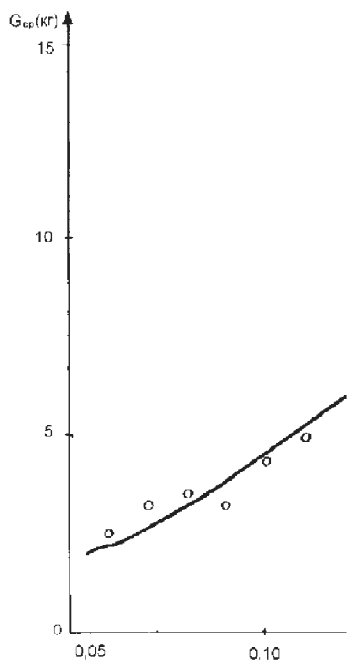


Рис. 2. График зависимости массы средней части гидроцилиндра $G_{\text{ср}}$ от диаметра поршня D_p .

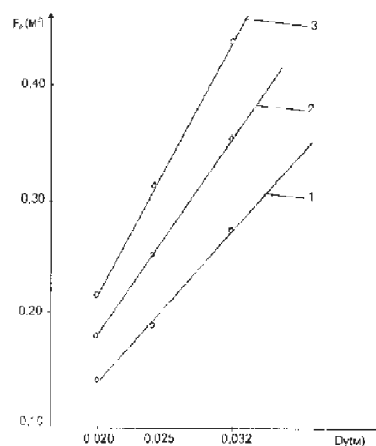


Рис. 3. График зависимости площади поверхности F_p секционного распределителя от условного прохода D_y и от числа рабочих секций z .

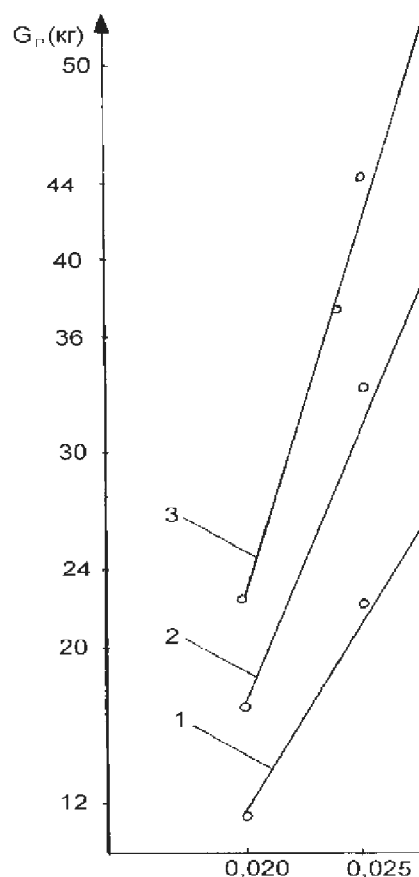


Рис. 4. Зависимость массы распределителя G_p от условного прохода D_y (м) и числа рабочих секций z .

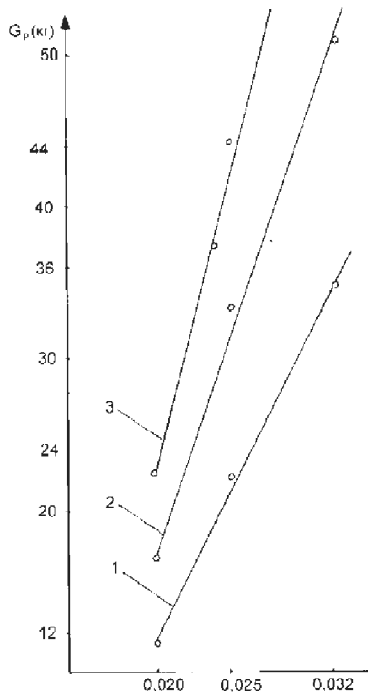


Рис. 5. График зависимости массы секционно-го распределителя от условного прохода и от числа рабочих секций: 1 – Z=1, 2 – Z=2, 3 – Z=3.

3. Зависимость коэффициента местного сопротивления напорного участка распределителя φ_n от критерия Рейнольдса Re .

$$\varphi_n = \begin{cases} 9,893 \cdot B_n / Re & \text{при } Re \leq 10 \\ 1,185 \cdot 10^{-6} \cdot B_n / Re + B_n / 1,012 & \text{при } 10 < Re < 10^4 \\ B_n & \text{при } Re > 10^4 \end{cases}$$

Здесь: B_n – коэффициент сопротивления напорного участка в зоне автомодельности потока рабочей жидкости, определяемый в зависимости от условного прохода D_y (м) и номера рабочего золотника i_n по формуле:

$$B_n = \begin{cases} -3460 \cdot D_y + 119 & \text{при } D_y < 0,025, i_n = 1 \\ -314,4 \cdot D_y + 40,3 & \text{при } D_y \geq 0,025, i_n = 1 \\ -3420 \cdot D_y + 120,5 & \text{при } D_y < 0,025, i_n = 2 \\ 71,43 \cdot D_y + 17,14 & \text{при } D_y \geq 0,025, i_n = 2 \\ -3020 \cdot D_y + 114,9 & \text{при } D_y < 0,025, i_n = 3 \\ 200 \cdot D_y + 34,4 & \text{при } D_y \geq 0,025, i_n = 3 \end{cases}$$

4. Зависимость коэффициента местного сопротивления сливного участка распределителя φ_c от критерия Рейнольдса Re

$$\varphi_c = \begin{cases} 9,84 \cdot B_c / Re & \text{при } Re \leq 10 \\ 1,76 \cdot 10^{-6} \cdot B_c / Re + B_c / 1,018 & \text{при } 10 < Re < 10^4 \\ B_c & \text{при } Re > 10^4 \end{cases}$$

Здесь: B_c – коэффициент сопротивления сливного участка в зоне автомодельности потока рабочей жидкости, определяемый в зависимости от условного прохода D_y (м) и номера рабочего золотника i_c , считая от сливной секции [5]:

$$B_c = \begin{cases} 18,6 & \text{при } i_c = 1 \\ 22665,7 \cdot D_y^2 - 951,959 \cdot D_y + 31 & \text{при } i_c = 2 \\ 48750 \cdot D_y^2 - 2047 \cdot D_y + 45 & \text{при } i_c = 3 \end{cases}$$

Для нормализованных встроенных фильтров получены следующие зависимости:

1. Зависимость площади теплоотдачи F_ϕ от условного прохода D_y (м) [6]:

$$F_\phi = 5,91 \cdot D_y + 0,0078, \text{ м}^2;$$

2. Зависимость массы фильтра G_ϕ от условного прохода D_y (м) и заданной тонкости фильтрации рабочей жидкости (40 мкм) $G_\phi = 310 \cdot D_y - 0,2$; кг.

В качестве определяющей динамического параметра гидросистемы принята температура. Так как в процессе работы гидросистемы имеет место тепло- и массообмен, то с течением времени меняется температура рабочей жидкости, а следовательно и ее физические свойства. В качестве определяющей температуры для физических свойств рабочей жидкости принята средняя температура на рассматриваемом участке гидросистемы

$$t = 0,5 \cdot (t_1 + t_2);$$

где t_1 и t_2 – температура рабочей жидкости на входе и выходе.

В качестве определяющей температуры для физических свойств материалов

гидроагрегатов принята средняя температура стенки:

$$t_{cm} = 0,5 \cdot (t + t_0);$$

В качестве определяющей температуры для физических свойств воздуха принята средняя температура поверхности гидроагрегатов:

$$t_n = 0,5 \cdot (t_{cm} + t_0);$$

Для физических свойств рабочей жидкости (трансформаторное масло) получены следующие зависимости:

1. Зависимость коэффициента кинематической вязкости ν (сст) от температуры t (°C) [7]:

$$\nu = \begin{cases} -50 \cdot t - 800 & \text{при } -30 \leq t < -20 \\ -6,475 \cdot t + 70,5 & \text{при } -20 \leq t \leq 0 \\ 70,5 \cdot t^{-0,266} & \text{при } 0 < t \leq 8 \\ 158 \cdot t^{-0,643} & \text{при } 8 < t \leq 20 \\ 1420 \cdot t^{-1,377} & \text{при } t > 20 \end{cases}$$

2. Зависимость плотности γ рабочей жидкости (трансформаторное масло) от температуры t (°C) [7]:

$$\gamma = -0,6065 \cdot t + 892,5 \text{ кг/м}^3$$

3. Зависимость коэффициента теплопроводности a рабочей жидкости от температуры t (°C) [7]:

$$a = \begin{cases} 0,0666 \cdot t + 13 & \text{при } t \leq 30 \\ 0,032 \cdot t + 14,05 & \text{при } 30 < t \leq 80 \\ 0,01 \cdot t + 15,9 & \text{при } t > 80 \end{cases}$$

4. Зависимость удельной теплоемкости рабочей жидкости C_m от температуры t (°C) [29]:

$$C_m = (0,345 + 0,000886 \cdot t)(2,1 - \gamma_{15}); \text{ ккал/кг} \cdot ^\circ\text{C}$$

где γ_{15} – удельный вес при 15 °C.

5. Зависимость теплопроводности рабочей жидкости λ_m от температуры t (°C) [8]:

$$\lambda_m = \frac{0,101}{\gamma_{15}} \cdot (1 - 0,00054 \cdot t); \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C};$$

Для физических свойств материала гидроагрегатов получены следующие зависимости:

1. Зависимость удельной теплоемкости стали C (ккал/кг·°C) от температуры t_{cm}

(°C) [29]:

$$C = \begin{cases} 1,5 \cdot 10^{-4} \cdot t_{cm} + 0,105 & \text{при } t_{cm} \geq 0 \\ 4 \cdot 10^{-4} \cdot t_{cm} + 0,105 & \text{при } t_{cm} < 0 \end{cases}$$

2. Зависимость теплопроводности стали λ от температуры t_{cm} °C; [8]:

$$\lambda = \frac{-0,06 \cdot t_{cm} + 63}{1,163}; \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$$

Для физических свойств окружающего воздуха получены следующие зависимости:

1. Зависимость вязкости воздуха ν_0 от температуры t_n (°C) [7]:

$$\nu_0 = 8,72 \cdot 10^{-8} \cdot t_n; \text{ м}^2/\text{сек.}$$

2. Зависимость теплопроводности воздуха λ_0 от температуры t_n (°C) [7]:

$$\lambda_0 = 10^{-6} \cdot (6,706 \cdot t_n + 2098); \text{ ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot ^\circ\text{C}$$

3. Зависимость критерия Прандтля для воздуха P_{r0} температуры t_n (°C) [7]:

$$P_{r0} = \begin{cases} -0,452 \cdot t_n + 0,608 & \text{при } t_n \leq 0 \\ -1,72 \cdot 10^{-4} \cdot t_n + 0,608 & \text{при } t_n > 0 \end{cases}$$

Подлежат также аппроксимации графики зависимостей к.п.д. насосов и гидромоторов серии 207..., 210.../ ТУ-22-2273-71/, перестроенные относительно вязкости и давления рабочей жидкости.

Относительная погрешность аппроксимации всех рассмотренных зависимостей, полученных с использованием авторского сертифицированного программного обеспечения [10], находилась в интервале 2-11 %.

На основе полученных аппроксимированных зависимостей разработана программа оптимизации параметров универсальной гидросистемы грузоподъемных механизмов подъемно-транспортных и строительно-дорожных машин (GYDROSYS), а также методика построения алгоритма программной реализации (GYDROZ) имитационной математической модели исполнительного трехсекционного телескопического гидроцилиндра двухстороннего действия. [1, 2, 6, 9]

Имитация работы исполнительного гидроцилиндра осуществляется в составе гидросистемы, дополнительно включающей в себя гидронасос, регулируемый по давлению, гидрораспределитель и масляный бак. Вначале осуществляются ввод конструктивных параметров гидросистемы $X_{01}, X_{02}, X_{K1}, X_{K2}, D_1, D_2, D_3, D_4, D_5, D_6, D_7, D_8, m_1, m_2, I_1, I_2$, ввод параметров рабочей жидкости и материалов конструкции гидросистемы $\varepsilon, E, R_2, f, \zeta, \mu_0, P_m, t_m$, ввод эксплуатационных параметров гидропривода $t_0, V_0, S_1=f(G_1, X_{1i}), S_2=f(G_2, X_{2i})$, ввод параметров интегрирования и задание допустимых погрешностей $h, \Delta X, \Delta P$ и задание последовательности рабочих операций исполнительного гидроцилиндра $n=0,1,2,3,4$.

На первом шаге вычислений величина давления в насосной полости гидроцилиндра задается равной значению атмосферного давления и определяется соответствующий этому значению расход насоса и объем рабочей жидкости, подаваемый в насосную полость исполнительного цилиндра. Вычисляя функции нагрузочного режима и силы сопротивления перемещению, определяем перемещение, скорость и ускорение рабочего звена с учетом всех возможных сопротивлений, сжатия рабочей жидкости, шероховатости уплотняемых поверхностей, сил трения, сил сопротивления от вытекания рабочей жидкости из противоположной сливной полости, сил инерции подвижных частей гидромеханизма и рабочей жидкости и коэффициентов местных сопротивлений течению рабочей жидкости, зависящих от конкретной разводки гидросистемы.

Далее на данном временном интервале из уравнения силового баланса вычисляем значение давления рабочей жидкости, получившееся после первой итерации, сравниваем его с предыдущим значением и, используя метод дихотомии для определения давления на второй итерации, вычисляем новое значение давления, соответствующее ему значение расхода из диаграммы мощности и выполняем вторую и последующие итерации до сходи-

мости алгоритма по заданной погрешности определения давления.

После этого идет приращение временного интервала, и цикл расчетов повторяется до достижения конца перемещения подвижной секции или задаваемого значения временного интервала. Затем происходит переключение гидрораспределителя по заданной циклограмме, и процесс счета повторяется. При достижении конца циклограммы положений гидрораспределителя процесс счета заканчивается, и на печать выводятся значения всех искомым величин, по которым оценивается имитируемая конструкция и режимы ее эксплуатации на этапе проектирования.

Полученные аппроксимации теплофизических свойств, а также обобщенные зависимости площадей теплоотдачи, масс и коэффициентов местных сопротивлений гидроагрегатов от условного прохода позволили реализовать алгоритмы расчета теплового состояния гидросистем и алгоритмы оптимизации конструктивных и эксплуатационных параметров гидроагрегатов и гидросистем в целом по критериям тепловой нагруженности и коэффициенту полезного действия.

Приведенные программы GYDROZ и GYDROSYS позволяют определять оптимальные, с точки зрения минимальных потерь мощности, максимальной производительности и минимальной массы, параметры гидропривода с учетом тепловыделений на каждом участке, теплообмена между соседними участками и изменения теплового напора от времени.

Статья поддержана грантом президента РФ № МК-663.2010.8

Литература:

1. Имитационная модель гидросистемы (GIDROSYS) Св. об офиц. рег. программы для ЭВМ № 2004611723 ; зарег. в реестре программ 22.07. 2004. М.: РОСПАТЕНТ.

2. Ереско А. С., Ереско С. П. Рабочее оборудование фронтального погрузчика.

// Изобретатели-машиностроению. 2003. № 4. С. 42-43.

3. Ереско А. С., Ереско С. П. Грузоподъемный механизм контейнеровоза – перегружателя // Вестн. КГТУ. Вып. 20. Транспорт. 2000. С.92-94.

4. Ереско А. С., Ереско С. П. Грузоподъемный механизм // Изобретатели машиностроению. 2003. № 2. С.-26-27. 2 с.

5. Ереско А. С., Ереско С. П., Минин В. В. Оптимизация параметров ходового устройства погрузчика по энергозатратам и производительности Транспортные средства Сибири : межвуз. сб. науч. тр. с междунар. участием / под общ. ред. С.П. Ереско. Красноярск : КГТУ, 2001. Вып. 7. С. 489 - 493.

6. Ереско А. С., Ереско С. П. Кинематика и гидропривод рабочего оборудования фронтального погрузчика // Проблемы механики современных машин :

материалы 2-й междунар. конф. Улан-Удэ: ВСТУ, 2003. Т.1. С. 94-97.

7. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика. М.: Машиностроение, 1971. 472 с.

8. Ереско А. С. Грузоподъемный механизм контейнеровоза-перегружателя // Молодежь и наука – третье тысячелетие: сб. тез. ККО Фонда, НТИ и ТДМ. Красноярск. 1999. С. 83-84.

9. Имитационная модель гидроцилиндра (GYDROZ) Св. об. офиц. рег. программы для ЭВМ № 2004611074 ; зарег. в реестре программ 29.04.2004. М.: РОСПАТЕНТ.

10. Регрессионный анализ многофакторных экспериментальных исследований (EREGRE) Св. об. офиц. рег. программы для ЭВМ № 2004610534 (РФ) ; заявл. 24.12.2003, № 2003612713; зарег. в реестре программ 24. 02. 2004.