

УДК 630*32:519.873

Н.Ю. Юдина, Р.А. Щеглов

Юдина Надежда Юрьевна родилась в 1955 г., окончила в 1973 г. Воронежский государственный университет, кандидат технических наук, доцент кафедры вычислительной техники и информационных систем Воронежской государственной лесотехнической академии. Имеет более 20 печатных трудов в области САПР лесозаготовок.

E-mail: unu@list.ru



Щеглов Роман Александрович родился в 1976 г., окончил в 1999 г. Воронежскую государственную лесотехническую академию, ассистент кафедры технологии и оборудования лесопромышленного комплекса. Имеет более 10 печатных трудов в области механизации процесса лесовосстановления.

E-mail: ra_sh@mail.ru



**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ
В СИСТЕМЕ ГИДРОПРИВОДОВ РАБОЧИХ ОРГАНОВ
ЛЕСНЫХ МАШИН**

Разработана математическая модель, описывающая в динамике работу гидропривода машин лесного хозяйства; определены фактические значения давления, хода штока гидроцилиндра; рассчитаны силовой баланс гидродвигателя, угловая скорость гидромотора, а также погрешности, связанные с утечкой жидкости через уплотнения различных агрегатов.

Ключевые слова: гидропривод, гидроцилиндр, гидросистема, математическая модель.

Системы гидропривода рабочих органов лесных машин построены, как правило, из стандартизованных, унифицированных элементов: гидроцилиндров, гидромоторов, распределителей, клапанов, насосов. Анализ схем показал, что практически отсутствуют варианты, когда было бы включено более трех гидродвигателей. Число насосов, питающих рабочей жидкостью действующий фрагмент гидросхемы, обычно равно 1 (исключение составляет сучкорезная машина ЛП-33).

Следовательно, анализ работы любой гидросистемы привода можно представить как поочередный анализ работы ее фрагментов, в каждом из которых не более трех гидродвигателей и один насос. Поскольку используемые гидроагрегаты в разных схемах совершенно идентичны по принципу действия, то математическое описание их работы будет одинаковым по структуре для разных фрагментов и разных гидросхем.

Для описания и анализа нами выбран фрагмент гидросхемы привода, включающий в себя 3 гидроцилиндра, 1 гидромотор, 1 насос с разгрузочно-предохранительным клапаном и тремя распределителями (по одному на линии питания каждого гидродвигателя).

Обычно при проектировании и описании системы гидропривода используют статическое представление о характере нагрузки на гидродвигатели и реакции гидросистемы на эти нагрузки. Полагают, что давление в гидросистеме мгновенно установится таким, что гидроцилиндры и гидромоторы начнут преодолевать приложенные нагрузки и придут в движение. Скорость движения выходных звеньев гидродвигателей назначается заранее и обеспечивается тем расходом, который насос подает в гидросистему. Так, при отсутствии нагрузок устанавливается низкое давление. При проектной нагрузке и выбранных рабочих размерах гидроцилиндров в системе должно действовать расчетное давление. Справедливо беспокоясь о преодолении неучтенных динамических нагрузок, проектировщик увеличивает исходную статическую нагрузку в 1,15 – 1,30 раза.

Целью проводимого исследования является построение имитационной модели, которая бы учитывала давление в системе и давала возможность проведения силового баланса гидродвигателя. При этом должно быть учтено не только возможное изменение внешней статической нагрузки, но и дополнительная инерционная нагрузка, вызванная перемещением масс, присоединенных к выходным звеньям гидродвигателей.

Это означает, что необходимо связать три одновременно протекающих процесса:

- изменение давления в гидросистеме;
- перемещение dS поршней в гидроцилиндрах и ротора гидромотора, связанное с текущим изменением давления;
- возникновение инерционных сил, зависящих от ускорений, которые, в свою очередь, являются второй производной от перемещения.

Связующим звеном между этими тремя процессами служит баланс объемов жидкости и гидросистемы. Это означает, что объем жидкости, в течение интервала времени dt поступающий из насоса в гидросистему, где к этому моменту уже было какое-то начальное давление $p_{нач}$, должен найти себе место в гидросистеме, отодвинув поршни и повернув ротор гидромотора. При этом надо учесть, что часть поступившего объема будет одновременно затрачиваться на компенсацию неизбежных утечек в уплотнениях включенных агрегатов гидросистемы и сжатия той жидкости, которая уже находилась в гидросистеме к моменту начала интервала времени dt ; на заполнение дополнительно возникшего объема гидросистемы из-за деформации стенок жестких и гибких магистралей, если в интервале dt возникло повышенное давление dp .

Среднее давление в системе в интервале dt составит $p_{нач} + dp / 2$, этим давлением будет преодолеваться внешняя статическая и инерционная нагрузки. Если давление в системе будет недостаточно для преодоления нагрузки, перемещений на гидродвигателях не будет. Величина dp при этом будет значительной. Если давление в системе становится больше давления настройки предохранительного клапана, то он приоткроется, и в балансе объемов надо будет учесть количество жидкости, которое уйдет из системы через клапан.

Изложенный методологический подход к определению динамики параметров гидросистемы достаточно корректен и должен дать вполне достоверные результаты. Это объясняется тем, что из всего набора процессов, происходящих в гидросистеме, не учтены лишь волновые процессы, т. е. те, которые связаны со скоростью распространения волны давления в магистрали. Будь это сделано, описывающая система уравнений резко усложнилась бы. Однако на рассматриваемом интервале времени dt давление не изменится, так как на него накладываются колебания давления звуковой частоты. Перемещения на эти колебания давления не реагируют.

В рассматриваемой схеме длина магистрали от насоса до распределителей обычно невелика, поэтому гидравлическими потерями можно пренебречь, следовательно

$$p_{1.0} = p_{2.0} = p_{3.0} = p_{к.к} = p_n,$$

где $p_{1.0}, p_{2.0}, p_{3.0}$ – текущее значение давления на входе соответственно в первый, второй, третий гидроцилиндры;

$p_{к.к}$ – давление на клапан;

p_n – начальное давление.

Гидравлические потери в магистрали от входа в распределитель до гидродвигателя пропорциональны квадрату расхода и могут быть связаны с параметрами расчетного режима. Например, в первой линии

$$\frac{p_n - p_{1.2}}{p_n^* - p_{1.2}^*} = \left(\frac{dS_1 / dt}{u_1^*} \right)^2, \quad (1)$$

где p_n^* – расчетное начальное давление;

$p_{1.2}^*$ – расчетное давление на входе в гидродвигатель (первая линия);

$\frac{dS_1}{dt} = u_1$ – текущая скорость поршня;

u_1^* – скорость поршня на расчетном режиме первой линии.

Вместо соотношения расходов в уравнении (1) использовано равное ему соотношение скоростей.

Давление на входе в гидродвигатель

$$p_{1.2} = p_n - (p_n^* - p_{1.2}^*) \left(\frac{dS_1 / dt}{u_1^*} \right)^2. \quad (2)$$

С учетом того, что в сливной линии давление на выходе нулевое, получаем давление за гидродвигателем:

$$p_{1.3} = p_{1.2}^* \left(\frac{dS_1 / dt}{u_1^*} \right)^2, \quad (3)$$

где $p_{1.3}^*$ – расчетное давление за гидродвигателем.

Аналогично имеем для двух других линий:

$$p_{2.2} = p_1 - (p_1^* - p_{1.2}^*) \left(\frac{dS_2 / dt}{u_2^*} \right)^2; \quad (4)$$

$$p_{2.3} = p_{2.3}^* \left(\frac{dS_2 / dt}{u_2^*} \right)^2; \quad (5)$$

$$p_{3.2} = p_n - (p_n^* - p_{3.2}^*) \left(\frac{d\varphi_3 / dt}{2\pi n_m^*} \right)^2; \quad (6)$$

$$p_{3.3} = p_{3.3}^* - \left(\frac{d\varphi_3 / dt}{2\pi n_1^*} \right)^2, \quad (7)$$

где $\frac{dS_2}{dt} = u_2$ – текущая скорость поршня;

u_2^* – скорость поршня в расчетном режиме второй линии;

n_1^* – число оборотов вала.

В последних двух соотношениях использованы угловые скорости

вала мотора: $\frac{d\varphi_3}{dt} = \omega_3$ – текущая и $2\pi n_1^* = \omega_3^*$ – расчетная.

Необходимо учесть величину утечек через уплотнения различных агрегатов. Например, в насосе

$$Q_{ут.н} = Q_{ут.н}^* \sqrt{\frac{p_n}{p_n^*}}, \quad (8)$$

где $Q_{ут.н}^*$ – паспортная величина утечек при расчетном давлении.

Аналогично считают для остальных распределителей.

При подключении гидромотора учитывают утекающий расход:

$$Q_{ут.м} = Q_{ут.м}^* \sqrt{\frac{p_n}{p_n^*}} \quad (9)$$

Из формул (8), (9) следует, что суммарные утечки жидкости в системе

$$Q_{ут} = k_{ут} \sqrt{p_n}, \quad (10)$$

где $k_{ут} = \sum \frac{Q_{ут.и}}{\sqrt{p_n^*}}$ (зависит от набора агрегатов i , подключенных в данный

момент к давлению за насосом).

При анализе силового баланса в гидродвигателях необходимо рассмотреть силы, которые возникают по обе стороны поршня при перепаде давления: F_p – сила, направленная на преодоление статической нагрузки F_c ; $F_{тр}$ – сила трения в уплотнениях; сила инерции.

Например, для первого гидроцилиндра определим силу, направленную на преодоление статической нагрузки:

$$F_{p1} = p_{1.2} \frac{\pi D_1^2}{4} - p_{1.3} \frac{\pi(D_1^2 - d_1^2)}{4} = F_{cl} + F_{тр} \cdot \text{sign}(dS_1) + m_1 \frac{d^2 S_1}{dt^2}, \quad (11)$$

где D_1 и d_1 – диаметры штока толкателя, стандартное соотношение $d_1/D_1 \approx 0,5$; m_1 – масса первого клапана.

Внешняя статическая нагрузка может быть постоянной или меняться при движении поршня от S_1 до S_{\max} – ход штока гидроцилиндра. Сила трения в уплотнениях на расчетном режиме по статистике составляет около 6 % от F_{p1}^* – расчетное значение F_p . При этом на других режимах одна половина силы трения постоянна, другая – линейно зависит от рабочего давления. Поэтому

$$F_{тр1} = 0,03F_{p1}^* + 0,03F_{p1}^* \frac{p_H}{p_H^*} = 0,03F_{p1}^* \left(1 + \frac{p_H}{p_H^*}\right). \quad (12)$$

Знак силы трения зависит от направления перемещения поршня.

С учетом (2), (3), (12) из (11) получаем

$$p_H - \left(\frac{dS_1}{dt}\right)^2 \frac{p_H^* - (p_{1.2}^* - 0,75p_{1.3}^*)}{(u_1^*)^2} = \frac{4F_{cl}}{\pi D_2^2} + 0,03[p_H^* - (p_{1.2}^* - 0,75p_{1.3}^*)] \times \\ \times \left(1 - \frac{p_H}{p_H^*}\right) \cdot \text{sign}(dS_1) + m_1 \frac{d^2 S_1}{dt^2} \frac{4}{\pi D_1^2}. \quad (13)$$

Проведем аналогичные расчеты для второго и третьего гидроцилиндров.

Для гидромотора подобное соотношение получается из условия равенства моментов на роторе:

$$p_H - \left(\frac{d\varphi_3}{dt}\right)^2 \frac{p_H^* - (p_{3.2}^* - p_{3.3}^*)}{(2\pi n_{m1}^*)^2} = \frac{2\pi M_{c3}}{q_{m3}} + \\ + p_H^* - (p_{3.2}^* - p_{3.3}^*)(1 - \eta_{мех}^*) \cdot \text{sign}(dS_1) + \frac{2\pi J_3}{q_{m3}} \frac{d^2 \varphi}{dt^2}. \quad (14)$$

Здесь $\eta_{мех}^*$ – механический КПД гидромотора в расчетном режиме.

Соотношения (13), (14) можно использовать для определения изменения p_H , S_1 , S_2 , φ_3 во времени.

Общее решение в виде конечных формул давления, перемещений и скоростей получить невозможно, поскольку коэффициенты в уравнениях не постоянны, а изменяются во времени. Получить решение в данном случае можно для конкретных исходных данных численным интегрированием уравнений. Подготовка уравнений к решению сводится к их линеаризации, т.е. в конечном интервале времени Δt изменение всех параметров системы представляется линейным. В достаточно малом интервале времени Δt такое

допущение вполне корректно и позволяет связать начальные и конечные значения параметров.

Решение сводится к подбору величины Δp , позволяющей получить такие значения ΔS_1 , ΔS_2 , $\Delta \varphi_3$, Δx , которые в сочетании с этим Δp удовлетворяли бы условию

$$q_n n_n \Delta t = \left(k_{yt} \sqrt{p_{нач} + \frac{\Delta p}{2}} + Q_{кл} \right) \Delta t + \Delta W_1 \Delta W_2 \Delta W_3, \quad (15)$$

где

q_n – рабочий объем насоса;

n_n – частота вращения насоса;

$Q_{кл}$ – объем жидкости, проходящей через клапан;

$\Delta W_1, \Delta W_2, \Delta W_3$ – объем жидкости, поступивший соответственно в первый, второй и третий гидроцилиндры.

Значение Δp подбирают последовательным приближением. Точность решения можно считать удовлетворительной, когда разница между левой и правой частями уравнения (15) будет не более 0,1 % от левой части.

N.Yu. Yudina, R.A. Shcheglov

Mathematical Process Simulation in Hydraulic Drives System of Operating Elements in Forest Machines

The mathematical model is developed describing in dynamics the operation of hydraulic drive for forest machines; the actual pressure values and hydrocylinder shaft stroke are determined; the power balance and angular velocity of hydraulic engine are calculated as well as defects caused by fluid leakage through sealing of different units.

Keywords: hydraulic drive, hydrocylinder, hydraulic system, mathematical model.
