

кВт, а среднеквадратичные вертикальные ускорения оператора увеличиваются на 5–15 %. Наибольшую эффективность СЭ имеет в околорезонансной зоне колебаний скрепера. В этом случае дополнительная мощность составляет 10–11 кВт, а среднеквадратичные ускорения оператора снижаются на 5–10 %.

Необходимо также рассмотреть влияние установки СЭ на нагруженность металлоконструкции скрепера в транспортном режиме. Величина максимальных напряжений в элементах металлоконструкции скрепера при применении СЭ возрастает на 5–8 % по сравнению со скрепером традиционного исполнения. Однако металлоконструкция скрепера в транспортном режиме имеет более чем двукратный запас прочности (за исключением экстремальных режимов движения) и поэтому нагруженность не является определяющим фактором при выборе параметров СЭ.

В заключение следует отметить, что СЭ может устанавливаться в подвеску рабочего оборудования строительных и дорожных машин, стреловых машин (стрела экскаватора, ковш скрепера, рабочее оборудование бульдозера), а также может быть использована на железнодорожном транспорте. Еще одним положительным моментом применения СЭ является возможность блокирования упругой подвески рабочего оборудования в рабочем режиме, что качественно улучшает процесс набора грунта скрепером.

УДК 62-587.5.001.57

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОПРИВОДА ПОДЪЕМНО-НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА МОБИЛЬНОГО АГРЕГАТА

В. Б. ПОПОВ

Гомельский государственный технический университет им. П.О. Сухого

В.А. ДОВГЯЛО

Белорусский государственный университет транспорта

Гидроприводы подъемно-навесных устройств (ПНУ) мобильных сельскохозяйственных машин и погрузчиков структурно идентичны. Проектирование такого гидропривода носит автоматизированный характер и базируется на математическом моделировании выполняемых им функций по подъему и опусканию рабочего орудия (РО). Предлагаемый вниманию способ формирования функциональной математической модели (ФММ) гидропривода с одинаковым успехом может применяться как при проектировании ПНУ одноковшового фронтального погрузчика, так и для мобильного энергосредства с адаптером в виде уборочного комбайна. Схема гидропривода ПНУ, гидроцилиндр (ГЦ) которого нагружен со стороны подъемного механизма, представлена на рисунке 1.

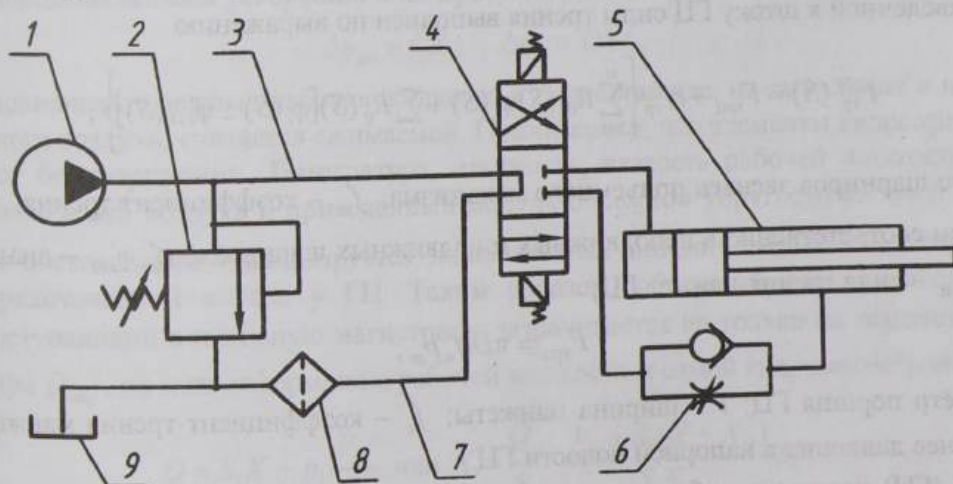


Рисунок 1 – Структурная схема гидропривода открытого типа:

1 – насос шестеренный; 2 – клапан переливной; 3 – напорная магистраль; 4 – гидрораспределитель; 5 – гидроцилиндр; 6 – регулируемый дроссель; 7 – сливная магистраль; 8 – фильтр; 9 – бак

Величина приведенной к поршню ГЦ нагрузки состоит из полезной составляющей (F_n), а также приведенных сил трения ($F_{тр}^{np}$) и инерции ($F_{ин}^{np}$). Подставляя в уравнение Лагранжа выражение для кинетической энергии движущегося при помощи ПНУ РО и полагая при этом, что обобщенная сила равна разности между силой, движущей поршень, и силами сопротивления движению, после некоторых преобразований получим:

$$m(X)\ddot{X} + \frac{1}{2} \frac{dm(X)}{dX} \dot{X}^2 = F_{дв} - [F_n(X) + F_{тр}^{np}(X)], \quad (1)$$

где $m(X)$ – приведенная масса; X – обобщенная координата (перемещение поршня ГЦ); $F_{дв}$ – движущая сила, равная произведению давления в соответствующей полости ГЦ на площадь её сечения.

Левая часть уравнения (1) представляет собой аналитическое выражение для приведенной к штоку ГЦ силы инерции, которая состоит из двух частей: первая вызвана изменением скорости обобщенной координаты во времени, а вторая связана с изменением положения подъемного механизма как следствие непостоянства передаточных отношений угловых скоростей его звеньев. В рассматриваемых ПНУ следует учитывать влияние обеих составляющих. Выражения для приведенной к штоку ГЦ массы и её производная по X определены на основе закона сохранения энергии. Если массами и моментами инерции звеньев подъемного механизма по сравнению с массой и моментом инерции РО (m_{po}, J_{po}) можно пренебречь, то получим следующие выражения:

$$m(X) = m_{po} I_v^2(X) + J_{po} \varphi_{po}^2(X); \quad (2)$$

$$\frac{dm(X)}{dX} = 2[(m_{po} I_v(X) I_v'(X) + J_{po} \varphi_{po}'(X) \varphi_{po}''(X))], \quad (3)$$

где $I_v(X)$ – аналог линейной скорости центра тяжести РО; $\varphi_{po}'(X), \varphi_{po}''(X)$ – аналоги угловых скорости и ускорения РО.

Если масса звена подъемного механизма, например масса стрелы, сравнима с массой РО, то она должна быть учтена, а выражения (2), (3) дополнены по аналогии.

Приведенная к поршню ГЦ полезная нагрузка пропорциональна передаточному числу $I(X)$ соответствующего механизма (подъема стрелы, навески, поворота траверсы), представляющего собой аналог вертикальной составляющей скорости центра тяжести РО, и определяется по выражению

$$F_n(X) = P_{po} I(X). \quad (4)$$

Расчет приведенной к штоку ГЦ силы трения выполнен по выражению

$$F_{тр}^{np}(S) = F_{трц} + r f_{тр} \left\{ \sum_{i=1}^n R_{0i}(S) \varphi_i'(S) + \sum R_{ji}(S) [\varphi_i'(S) \pm \varphi_{i+1}'(S)] \right\}, \quad (5)$$

где r – радиус шарниров звеньев подъемного механизма; f_m – коэффициент трения; $R_{0i}(S), R_{ji}(S)$ – силы реакции соответственно в неподвижных и подвижных шарнирах; $\varphi_i', \varphi_{i+1}'$ – аналоги угловых скоростей; $F_{трц}$ – сила трения манжет ГЦ;

$$F_{трц} = \pi D l f_c p_m, \quad (6)$$

где D – диаметр поршня ГЦ; l – ширина манжеты; f_c – коэффициент трения манжеты о гильзу ГЦ; p_m – среднее давление в напорной полости ГЦ.

Гидронасос (ГН) нагнетает рабочую жидкость в напорную магистраль к гидрораспределителю (ГР) и далее через его центральную секцию в сливную магистраль. В нейтральном положении ГР давление у ГН (p_n) определяется суммой потерь в напорной (Δp_1) и сливной (Δp_2) магистралах. В режиме подъема включается правая секция ГР и жидкость поступает в поршневую полость ГЦ, а затем – через обратный клапан на слив. Шток ГЦ начинает выдвигаться, причем давление в порш-

невой полости ($\Delta p_{гц}$) изменяется пропорционально приведенной к штоку ГЦ нагрузке. Для обеспечения опускания орудия включается левая секция ГР, и рабочая жидкость поступает в штоковую полость ГЦ через дроссель. Рост давления на нем приводит к перепуску части жидкости через переливной клапан (ПК), что и позволяет регулировать скорость втягивания штока ГЦ. Составляющие потерь давления в гидроприводе, определяющие переменный характер давления у ГН, представлены в таблице 1.

Таблица 1

Режим	$\Delta p_{гц}$	p_1	p_2	p_n
Подъем	$\frac{F_n + F_{тр}^{пр} + F_{ин}^{пр}}{S_1}$	$\Delta p_{гц} + \Delta p_2$	Δp_2	$\Delta p_1 + \Delta p_{гц} + \Delta p_2$
Опускание	$\frac{F_n - (F_{тр}^{пр} + F_{ин}^{пр})}{S_1 - S_{ш}}$	Δp_2	$\Delta p_{гц} + \Delta p_1 + \Delta p_{др}$	$\Delta p_2 + \Delta p_{гц} + \Delta p_1 + \Delta p_{др}$

Потери давления на участке гидромагистрали ($\Delta p_1, \Delta p_2$) во время неустановившегося (установившегося) движения складываются из трех (двух) компонент: инерционной ($\Delta p_{ин}$), трения о внутреннюю поверхность гидромагистрали ($\Delta p_{тр}$) и составляющей местных потерь (Δp_m):

$$\Delta p_i = \Delta p_{ин} + \Delta p_{тр} + \Delta p_m; \quad \Delta p_i = \Delta p_{тр} + \Delta p_m. \quad (7)$$

Потери давления на трение рабочей жидкости о стенки участка магистрали определяются по выражению, автоматически учитывающему режим течения жидкости:

$$\Delta p_{от} = 27,5 \frac{\rho \nu l}{f} \nu + 0,443 k_g \frac{\rho l}{\sqrt{f}} \nu^2, \quad (8)$$

где ρ, ν – плотность и кинематическая вязкость рабочей жидкости; l, f – длина и площадь сечения гидромагистрали; k_g – коэффициент аппроксимации, учитывающий шероховатость внутренней поверхности гидромагистрали.

Для перехода от скорости течения жидкости на участке магистрали ν к скорости поршня $\dot{X}$ учитывается соотношение между площадью сечения магистрали и поршня. В результате получим:

$$\Delta p_{тр} = A\dot{X} + B\dot{X}^2. \quad (9)$$

Инерционные и местные потери давления, исключая потери на дросселе, принимались соответственно пропорциональными ускорению и квадрату скорости обобщенной координаты:

$$\Delta p_{ин} = C\ddot{X}; \quad \Delta p_m = D\dot{X}^2. \quad (10)$$

В неустановившемся режиме рабочая жидкость в гидроприводе, из-за наличия в ней пузырьков нерастворенного воздуха, считается сжимаемой. Принимается, что элементы гидропривода (ГН, ГР, ПК) работают безынерционно. Температура, плотность, вязкость рабочей жидкости, количество нерастворенного в ней воздуха и приведенный модуль объемной упругости рабочей жидкости $E_{пр}$ принимаются постоянными. Анализируется эквивалентная динамическая схема с гидровоздушной смесью, сосредоточенной в узле у ГЦ. Таким образом, объемный расход рабочей жидкости $Q = q\eta_0$, поступающий в напорную магистраль, затрачивается не только на перемещение поршня гидроцилиндра $Q_{пер}$, но и на деформацию рабочей жидкости и самой гидромагистрали $Q_{сж}$:

$$Q = S_1 \dot{X} + \dot{p}_1 \frac{V_{ж}}{E_{пр}} \quad \text{или} \quad \dot{X} = \frac{Q}{S_1} - \frac{V_0 + S_1(X - X_0)}{S_1 E_{пр}} \dot{p}_1, \quad (11)$$

где S_1 – площадь поршня ГЦ со стороны напорной магистрали; $\dot{p}_1$ – скорость изменения давления в ГЦ; $V_{ж}$ – сосредоточенный объем жидкости; $E_{пр}$ – приведенный модуль объемной упругости; q, η, η_0 – соответственно объемная подача ГН, его частота вращения и объемный КПД.

Уравнение баланса давлений для гидропривода при подъеме РО имеет вид

$$p_n = p_1 + [C\ddot{X} + A\dot{X} + (B+D)\dot{X}^2], \quad (12)$$

где A, B — коэффициенты, учитывающие ламинарный (турбулентный) характер течения рабочей жидкости; D — коэффициент, учитывающий местные гидравлические сопротивления.

Объединяя уравнения (1), (11), (12), получим систему нелинейных ДУ, решая которую определяют закон выдвижения поршня гидроцилиндра $X(t) = f(X, \dot{X}, \ddot{X}, t)$, потери давления в гидроприводе, давление в ГЦ, а также изменение приведенной нагрузки:

$$\begin{cases} \dot{p}_1 = \frac{E_{np}}{V_0 + S_1(X - X_0)} Q - \frac{S_1 E_{np}}{V_0 + S_1(X - X_0)} \dot{X}, \\ p_n = p_1 + [C\ddot{X} + A\dot{X} + (B+D)\dot{X}^2], \\ m(X)\ddot{X} + \frac{1}{2}m'(X)\dot{X}^2 = p_1 S_1 - [F_n(X) + F_{тр}^{np}(X)], \end{cases} \quad (13)$$

где V_0 — начальный объем рабочей жидкости; X, X_0 — текущее и начальное значения обобщенной координаты (здесь $X \geq X_0$).

В установившемся режиме выходные параметры ГП определяются из системы уравнений (13) с учетом равенства нулю ускорения поршня ГЦ ($\ddot{X} = 0$) и постоянства его скорости ($\dot{X} = \text{const}$).

Методика формирования системы ДУ, описывающей процесс опускания РО, остается прежней.

Скорость втягивания поршня ГЦ ($\dot{X}_r$) при торможении дросселем определяется по выражению

$$\dot{X}_r = \mu \frac{S_{др}}{S_1 - S_{ш}} \sqrt{\frac{2[p_n - (\Delta p_{тр} + \Delta p_1 + \Delta p_2)]}{\rho}}, \quad (14)$$

где μ — коэффициент расхода; $S_{др}, S_1, S_{ш}$ — площади сечения соответственно дросселя, поршня и штока ГЦ; ρ — плотность рабочей жидкости.

УДК 62-587.5; 519.863

МНОГОКРИТЕРИАЛЬНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ РЕДУКТОРА МЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА

В.Б. ПОПОВ

Гомельский государственный технический университет им. П.О. Сухого

В.А. ДОВГЯЛО

Белорусский государственный университет транспорта

Конкуренция вынуждает разработчиков постоянно повышать качество механических приводов машин, проектируя их в автоматизированном режиме. Одной из составляющих этого процесса является расчет выходных параметров редуктора, выполняемый на основе формализованной процедуры анализа. Следующий этап проектирования, включающий математическую модель анализа, относится к процедуре синтеза или оптимизации внутренних параметров редуктора. Критериями оптимальности при этом могут быть любые характеристики редуктора, по которым конструктор судит о его качестве. Для повышения качества механического привода следует формулировать задачу оптимизации как многокритериальную, обеспечивающую возможность влияния на показатели качества.

В статье представлены постановка и ход решения задачи многокритериальной оптимизации кинематико-цилиндрического редуктора, кинематическая схема которого изображена на рисунке 1.