

Войтов А.В.

Бойко И.Г.

Харьковский национальный техниче-
ский университет сельского хозяйства
имени П.Василенко,
г. Харьков, Украина
E-mail: KIkavoitov@gmail.com

**ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ИДЕНТИФИКАЦИЯ
ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПЕРЕХОДНЫХ
ПРОЦЕССОВ В ПОРШНЕВЫХ ГИДРОНАСОСАХ
И ГИДРОМОТОРАХ**

УДК 621.891

Выполнена параметрическая идентификация динамической модели переходных процессов в поршневых гидронасосах и гидромоторах объемного гидропривода ГСТ-90,112. На основании метода анализа размерностей получены выражения для определения коэффициентов усиления $K_1 - K_4$ и постоянных времени $T_1 - T_4$. Построены зависимости изменения указанных параметров при уменьшении коэффициента подачи насоса и к.п.д. мотора.

Установлено, что увеличение утечек в насосе и моторе приводит к увеличению их инерционности, что выражается в росте постоянных времени T_n и T_m , при одновременном уменьшении декрементов затухания колебаний рабочих параметров насоса d_n и мотора d_m , которые при подстановке в решения дифференциальных уравнений позволяют моделировать динамику переходного процесса в поршневых моторах и насосах.

Ключевые слова: моделирование; поршневой насос; гидропривод; диагностика; поршневой мотор; поршневой насос; постоянные времени; коэффициенты усиления; переходные процессы

Актуальность проблемы. Техническое состояние гидростатических трансмиссий (ГСТ), которое выражается в изменении коэффициента подачи насоса и КПД мотора влияет на уменьшение производительности сельскохозяйственных машин при одновременном увеличении расхода топлива [1]. Техническое состояние таких агрегатов гидропривода как аксиально-поршневой насос (НП-90,112) и мотор (МП-90,112), во многом определяет производительность машин в целом, т.к. влияет на скорость их движения. ДСТУ 2193-93 определяет предельные значения коэффициента подачи для насоса и общего КПД для мотора, при достижении которых эксплуатация гидропривода должна быть прекращена. Указанные параметры не должны снижаться более чем на 20% от начального состояния [2].

Измерение коэффициента подачи и общего КПД в процессе эксплуатации является, в техническом плане, проблематичным, поэтому разрабатываются различные косвенные методы диагностирования, параметры которых коррелируют с КПД.

Анализ публикаций, посвященных данной проблеме. Автором работы [3] приведен анализ технического состояния ГСТ-90, выявлены закономерности распределения износов и получена математическая модель связи объемного КПД с износами и зазорами в сопряжениях. В работах [4,5] обосновывается одно из направлений диагностирования гидроприводов - термометрирование, которое позволяет определить техническое состояние по температуре корпуса насоса и мотора во время эксплуатации, где по результатам измерения температуры диагностируются отдельные узлы гидронасоса. Данному подходу посвящены работы [6,7], в которых представлены результаты по исследованию температурного режима и разработана методика графо-аналитического прогнозирования ресурса гидропривода.

Авторы работы [8] разработали методику определения перерасхода топлива при изменении технического состояния гидропривода. На основании полученных исследований делается вывод о необходимости пересмотра граничных значений КПД в процессе эксплуатации.

Авторами работы [9] сделан вывод, что гидропривод навесной системы трактора описывается колебательным звеном, при этом по характеристике переходного процесса можно оценить техническое состояние. Анализируя передаточные функции гидроприводов рулевого управления, навесной системы и коробки передач, авторы работы делают вывод, что перечисленные системы можно рассматривать как динамические колебательные системы с малым коэффициентом демпфирования.

В работе [10] выполнена структурная идентификация объемного гидропривода, как объекта диагностирования. Переходной процесс в насосе и моторе описывается колебательными звеньями второго порядка. На основании передаточных функций получены дифференциальные уравнения переходного процесса, анализ которых позволил установить, что на динамику переходного процесса в насосе влияет скорость отклонения наклонной шайбы насоса, а на динамику переходного процесса в моторе – скорость нарастания давления в контуре нагнетания.

Характер протекания переходного процесса после приложения к системе входного воздействия (отклонения наклонной шайбы на угол α) зависит от коэффициентов усиления K_n и K_m , постоянных времени T_n и T_m , а также значений декремента затухания d_n и d_m . Авторами делается вывод, что числовые значения K_i , T_i , d_i зависят от технического состояния насоса и мотора, а следовательно учитывают утечки рабочей жидкости в сопряжениях. Поиск зависимостей коэффициента подачи насоса и к.п.д. мотора с перечисленными выше параметрами позволит диагностировать техническое состояние насоса и мотора.

В данной работе приводятся решения дифференциальных уравнений переходного процесса для насоса и мотора, которые позволяют моделировать переходный процесс во времени при различных значениях K_i , T_i , d_i . Для выполнения моделирования необходимо выполнить параметрическую идентификацию гидропривода, как объекта диагностирования.

Цель исследования. Выполнить параметрическую идентификацию математической модели диагностирования объемного гидропривода ГСТ-90,112, как единой динамической системы насос-мотор-гидравлическая жидкость с учетом утечек в процессе эксплуатации.

Методический подход в проведении исследований. В процессе параметрической идентификации необходимо найти значения параметров T_i , d_i , K_i , чтобы при их подстановке в уравнения, которые приведены в работе [10], правая и левая часть отличались наименьшим образом.

На основании анализа литературных источников, а также статистической информации собранной в эксплуатации, были получены выражения для определения коэффициентов усиления уравнения, которое описывает динамику переходного процесса в поршневых насосах НП-90, 112.

Коэффициент усиления K_1 характеризует степень влияния входного сигнала (скорость отклонения наклонной шайбы $\dot{\alpha}$) на выходной сигнал (скорость нарастания давления в нагнетательном контуре после насоса \dot{P}_n) и определяется как:

$$K_1 = \frac{561 \cdot \sqrt[3]{V_n \cdot P_n}}{E_{жс} \cdot d_{ос}}, \quad (1)$$

где V_n – рабочий объем насоса, м³;

P_n – номинальное давление в нагнетательной магистрали за насосом, Па;

$E_{ж}$ – модуль упругости рабочей жидкости, Па;
 d_{oc} – диаметр, на котором расположены оси поршней, м.

Как следует из выражения (1) коэффициент усиления K_1 является безразмерным и учитывает конструктивные особенности поршневого насоса в виде номинального рабочего давления \dot{P}_n , эквивалентного зазора d_{oc} и упругих свойств рабочей жидкости $E_{ж}$.

В процессе эксплуатации насоса происходит снижение степени влияния входного сигнала \dot{a} на выходной сигнал \dot{P} по причине изнашивания подвижных сопряжений. Следовательно, коэффициент K_1 является функцией коэффициента подачи насоса Ψ . Данную зависимость можно представить выражением:

$$K_1 = \frac{561 \cdot \sqrt[3]{V_n} \cdot P_n}{E_{ж} \cdot d_{oc}} \exp(-0,15 \cdot \Delta\Psi), \quad (2)$$

где $\Delta\Psi$ – величина уменьшения коэффициента подачи насоса в процессе эксплуатации, выраженная в процентах, %.

На основании выражения (2) были получены зависимости изменения безразмерного коэффициента K_1 при изменении коэффициента подачи насоса – увеличении утечек $\Delta\Psi$ для НП-90 и НП-112, которые представлены на рис. 1. Как следует из представленных кривых насос с меньшим рабочим объемом, имеет большие значения коэффициента усиления. Однако при уменьшении коэффициента подачи на 20% различия между насосами НП-90 и НП-112 не проявляются. Полученные зависимости подтверждают, что коэффициент усиления K_1 является переменной величиной, которая зависит от коэффициента подачи насоса и будет учитываться при моделировании переходных процессов в насосе.

Коэффициент усиления K_2 , характеризует степень влияния входного сигнала (скорость увеличения давления \dot{P}_n) на выходной (утечки жидкости Q_y), которые в процессе эксплуатации насоса увеличиваются. Зависимость коэффициента K_2 при увеличении утечек жидкости, можно представить выражением:

$$K_2 = \frac{0,7 \cdot 10^{-6} \cdot P_n}{\mu \cdot \omega} \exp(0,05 \cdot \Delta\Psi), \quad (3)$$

где μ – динамическая вязкость рабочей жидкости, Па·с;

ω – угловая скорость вращения ротора мотора, определяется как:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, 1/c,$$

где n – рабочие обороты вращения ротора насоса, об/мин.

Коэффициент K_2 в литературных источниках назван как критерий изогональности или обратная величина критерия Зоммерфельда, который пропорционален толщине слоя рабочей жидкости в зазорах насоса [11].

Результаты исследований. Используя выражение (3) были построены зависимости изменения коэффициента K_2 при изменении коэффициента подачи насоса $\Delta\Psi$, которые представлены на рис. 2.

Как следует из рис. 2, коэффициент, характеризующий утечки жидкости, увеличивается при уменьшении коэффициента подачи насоса. При этом, значения K_2 для насосов

НП-90 и НП-112 одинаковы, т.к. одинаковы величины номинальных давлений P_n и угловых скоростей вращения у этих насосов. Следовательно, с уменьшением коэффициента подачи насоса в процессе эксплуатации коэффициент усиления степени влияния скорости нарастания давления на утечки жидкости увеличивается, что необходимо учитывать в процессе моделирования.

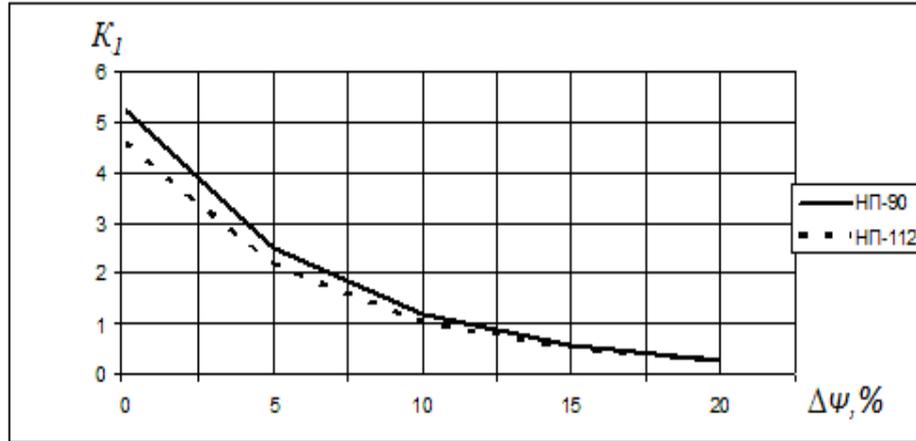


Рис. 1. Зависимости изменения коэффициентов усиления K_1 при изменении коэффициента подачи насосов $\Delta\psi$

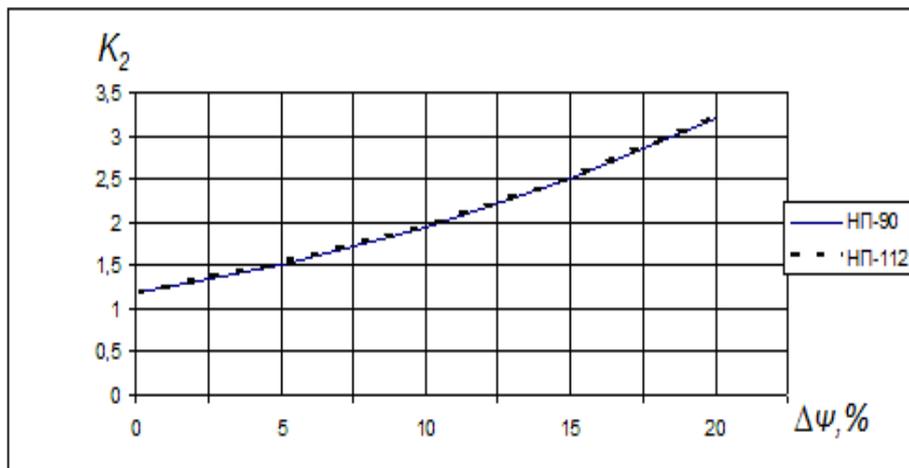


Рис. 2. Зависимости изменения коэффициентов усиления K_2 при изменении коэффициента подачи насосов $\Delta\psi$

Переходный процесс в поршневых насосах характеризуется постоянными времени T_1 и T_2 . Согласно структурно-динамической схемы, постоянная времени T_1 характеризует промежуток времени, за который происходит нарастание давления в нагнетательном контуре за насосом, т.е. инерционность переходного процесса в насосе, которую можно выразить как:

$$T_1 = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{V_n \cdot J}{P_n \cdot A_n^3}} \exp(0,18 \cdot \Delta\psi), \quad \text{с}, \quad (4)$$

где J – момент инерции ротора насоса, определяется как:

$$J = m \cdot R^2, \quad \text{кг} \cdot \text{м}^2,$$

m – масса ротора насоса, кг;

R – радиус ротора, м;

A_n – площадь поршня насоса, м^2 .

Как следует из выражения (4) постоянная времени T_1 имеет размерность – секунда. Зависимости изменения постоянных времени T_1 для насосов НП-90 и НП-112 при уменьшении коэффициента подачи $\Delta\psi$, представлены на рис. 3. Из зависимостей следует, что постоянная времени для новых насосов, имеющих максимальное значение коэффициента подачи, имеет значения 0,106-0,134 с. С увеличением утечек $\Delta\psi$, т.е. с

уменьшением коэффициента подачи насоса, увеличивается до значений 3,1-3,9 с. Следовательно, в процессе эксплуатации, по причине изнашивания сопряжений и увеличения утечек жидкости, инерционность поршневых насосов увеличивается. Это приведет к запаздыванию нарастания давления в нагнетательном контуре за насосом при отклонении наклонной шайбы.

Постоянная времени T_2 , характеризует промежуток времени, за который происходит утечка жидкости в зазорах сопряжений насоса, т.е. инерционность утечек, которую можно выразить как:

$$T_2 = \frac{0,28 \cdot 10^{10} \cdot \mu \cdot \sqrt[3]{V_n}}{2\pi \cdot d_{oc} \cdot P_n} \exp(-0,004 \cdot \Delta\psi), \quad \text{с}, \quad (5)$$

Как следует из выражения (5) на инерционность утечек влияет динамическая вязкость рабочей жидкости μ и эквивалентный зазор, который зависит от диаметра, на котором расположены оси поршней.

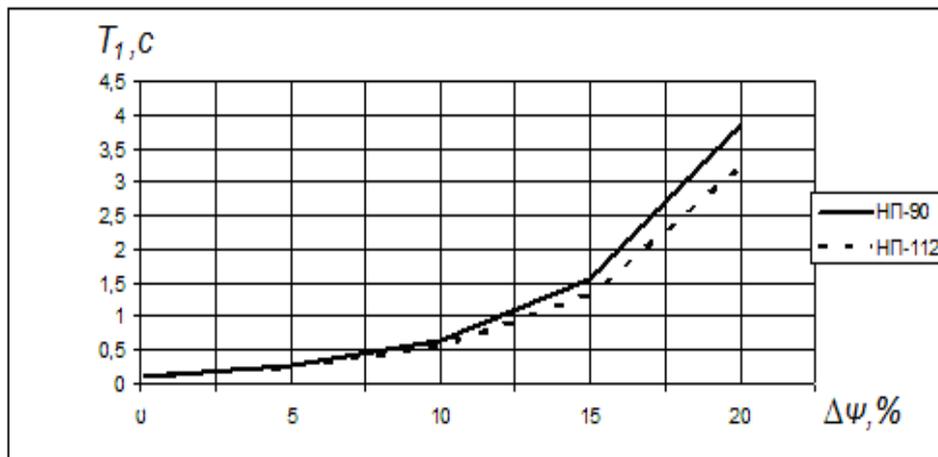


Рис. 3. Зависимости изменения постоянной времени T_1 при уменьшении коэффициентов подачи насосов $\Delta\psi$

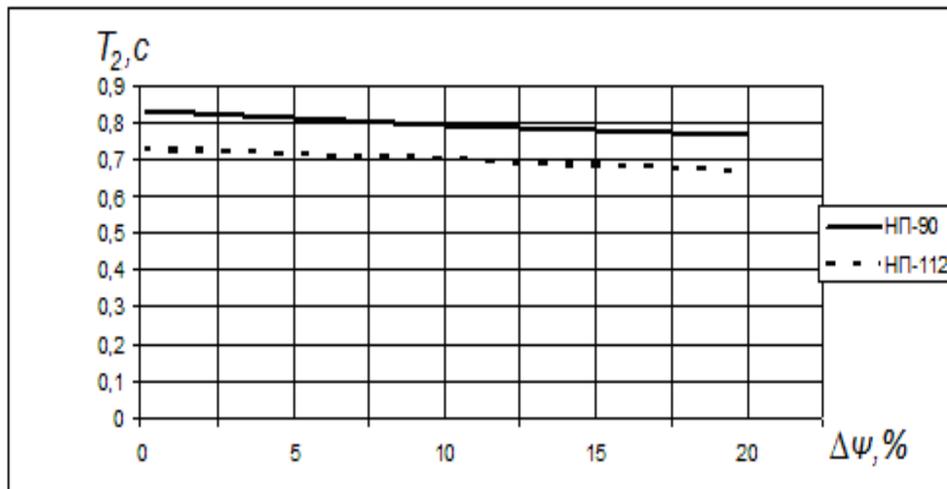


Рис. 4. Зависимости изменения постоянной времени T_2 при уменьшении коэффициентов подачи насосов $\Delta\psi$

Зависимости изменения постоянной T_2 при уменьшении коэффициента подачи насоса $\Delta\psi$, представлена на рис. 4. Как следует из представленных зависимостей время, за которое происходят утечки в насосах, не зависит от величины коэффициента подачи и его изменение в процессе эксплуатации. При этом, насос меньшего рабочего объема (НП-90) имеет большие значения времени утечек жидкости, т.к. имеет меньший эквивалентный зазор d_{oc} , что будет положительно влиять на увеличение ресурса.

Полученные выражения зависимостей изменения T_1 и T_2 при изменении коэффициента подачи насоса необходимо учитывать при моделировании переходных процессов в насосах.

На основании формул, которые представлены в работе [10], можно получить общую постоянную времени насоса T_n и декремента затухания насоса d_n . Зависимости указанных выше параметров, при уменьшении коэффициента подачи насоса, представлены на рис. 5 и 6.

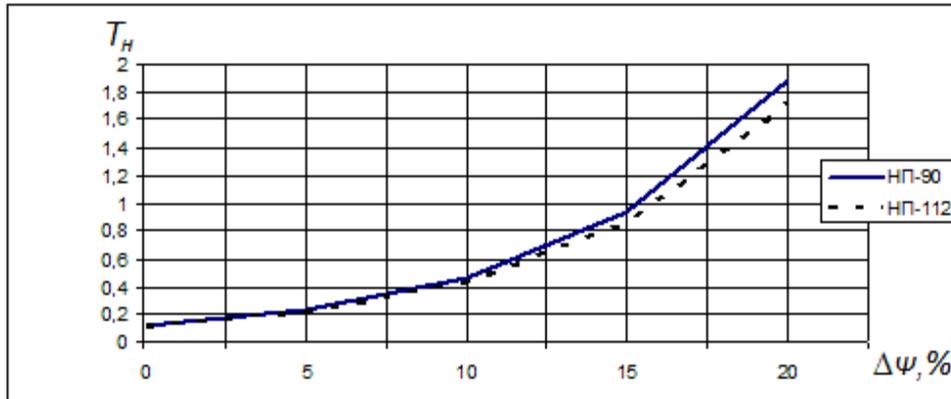


Рис. 5. Зависимости постоянных времени T_n при уменьшении коэффициента подачи насосов $\Delta\psi$

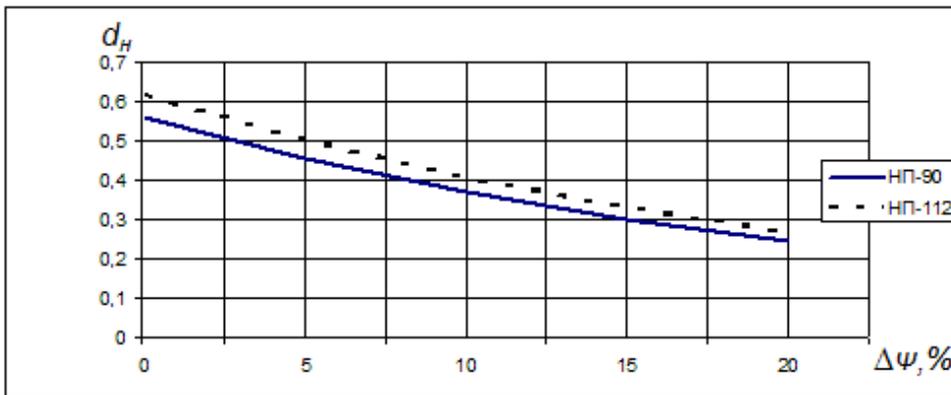


Рис. 6. Зависимости декрементов затухания d_n при уменьшении коэффициента подачи насосов $\Delta\psi$

Как следует из зависимостей представленных на рис. 5 инерционность поршневых насосов в процессе эксплуатации увеличивается. Для новых насосов постоянная времени T_n составляет 0,1 с и одинакова как для НП-90 так и для НП-112. В процессе эксплуатации, за счет увеличения утечек, постоянная времени увеличивается до значений 1,72-1,85 с. При этом, инерционность насоса НП-90 выше, чем НП-112. Из полученных зависимостей можно сделать вывод, что с уменьшением коэффициента подачи насосов, за счет изнашивания сопряжений и следовательно, увеличения утечек, отклонения наклонной шайбы (входной сигнал) не вызывает быстрого нарастания давления в напорной магистрали (выходной сигнал).

Зависимости изменения декремента затухания d_n при изменении коэффициента подачи насоса, рис. 6, позволяют сделать вывод, что увеличение утечек в насосе уменьшает декремент затухания от значений 0,57-0,62 до значений 0,25-0,27, т.е. в 2 раза. Это приведет к появлению колебания величины давления в нагнетательном контуре за насосом, что может служить одним из диагностических признаков, по которому можно оценивать утечки в насосе, а следовательно и величину коэффициента подачи.

Подставив полученные значения T_n и d_n в уравнения, полученные в работе [10], можно выполнить моделирование переходных характеристик в поршневых насосах НП-

90 и НП-112 с учетом изменения величины утечек (уменьшения коэффициента подачи насосов $\Delta\psi$).

Используя приведенный выше методический подход можно получить выражения для коэффициентов усиления и постоянных времени, которые входят в дифференциальное уравнение динамики переходного процесса в поршневых моторах МП-90 и МП-112 [10].

Из анализа структурно-динамической схемы гидростатического привода [10], коэффициент усиления K_3 характеризует степень влияния входного сигнала (скорость нарастания давления в нагнетательном контуре перед мотором \dot{P}_n) на выходной сигнал (угловая скорость вращения ротора мотора ω_m). Значение коэффициента усиления K_3 и характер его изменения при уменьшении к.п.д. мотора можно представить выражением:

$$K_3 = \frac{0,75 \cdot P_n \cdot V_m}{M_{кр}} \exp(-0,15 \cdot \Delta\eta), \quad (6)$$

где V_m – рабочий объем мотора, м³;

$M_{кр}$ – крутящий момент на валу мотора, Н·м;

$\Delta\eta$ – величина уменьшения к.п.д. мотора в процессе эксплуатации, выраженная в процентах, %.

Из выражения (6) следует, что коэффициент усиления K_3 безразмерная величина, которая характеризует удельную энергоемкость гидромотора.

Используя выражения (6) были получены зависимости изменения коэффициентов усиления K_3 при уменьшении к.п.д. МП-90 и МП-112, которые представлены на рис. 7.

Из представленных зависимостей следует, что при уменьшении к.п.д. гидромоторов коэффициенты усиления K_3 уменьшаются, что приведет к уменьшению степени влияния скорости нарастания давления перед мотором на угловую скорость вращения ротора мотора. При этом, значения коэффициентов K_3 для моторов МП-90 и МП-112 одинаковы. Это следует из выражения (6), при увеличении рабочего объема мотора V_m пропорционально увеличивается крутящий момент $M_{кр}$, что не приводит к изменению K_3 . Однако, как следует из зависимостей, рис. 7, значения K_3 у новых моторов составляет 5,8 и уменьшаются в процессе эксплуатации до значений 0,3, что существенно снизит степень влияния входного сигнала \dot{P}_n на выходной ω_m . Данные зависимости необходимо учитывать при моделировании динамики переходных процессов в поршневых гидромоторах.

Коэффициент усиления K_4 согласно структурно-динамической схемы [10] характеризует степень влияния входного сигнала (угловая скорость вращения ротора мотора ω_m) на выходной сигнал (утечки рабочей жидкости в моторе Q_y). В процессе эксплуатации утечки будут увеличиваться по причине изнашивания сопряжений мотора. Выражение для определения величины K_4 при увеличении утечек в моторе можно представить зависимостью:

$$K_4 = \frac{\omega_m \cdot \sqrt[3]{V_m}}{2,88 \cdot 10^{-2} \cdot \sqrt{\frac{2P_n}{\rho_{ж}}}} \exp(0,05 \cdot \Delta\eta), \quad (7)$$

где $\rho_{ж}$ – плотность рабочей жидкости, кг/м³.

Коэффициент K_4 является безразмерной величиной и в литературных источниках [11], назван критерием, который учитывает отношение угловой скорости вращения ротора к скорости рабочей жидкости в зазорах сопряжения ротора.

Используя выражение (7) были получены зависимости изменения коэффициентов усиления K_4 при уменьшении к.п.д. моторов МП-90 и МП-112, которые представлены на рис. 8.

Как следует из представленных зависимостей значения коэффициентов K_4 увеличиваются при уменьшении к.п.д. моторов с значений 1-1,2 до значений 2,7-3,0. На основании данных зависимостей можно сделать вывод, что степень влияния угловой скорости вращения ротора мотора ω_m , на утечки в моторе Q_y , в процессе эксплуатации усиливается. При этом, степень влияния для моторов с большим рабочим объемом выше. Такая характеристика влияния угловой скорости вращения ротора на утечки жидкости в моторе в процессе эксплуатации будет существенно влиять на динамику переходных процессов, что необходимо учитывать при моделировании.

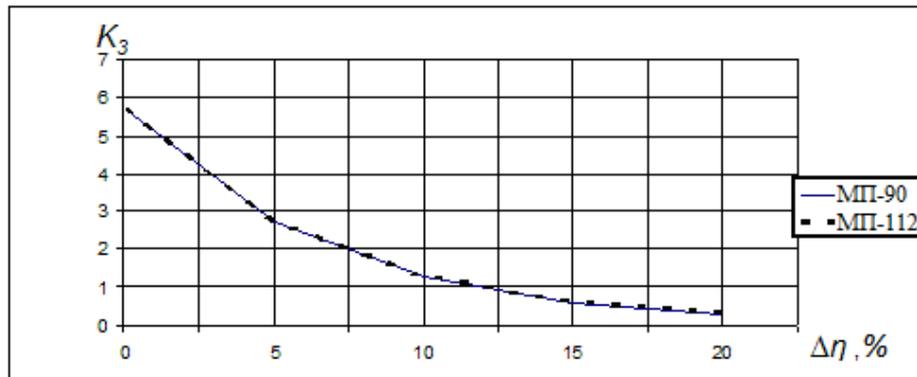


Рис. 7 Зависимости изменения коэффициентов усиления K_3 при уменьшении к.п.д. моторов $\Delta\eta$

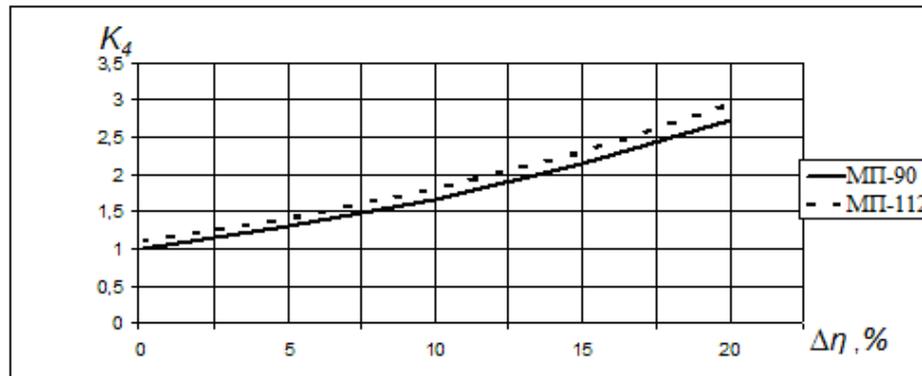


Рис. 8 Зависимости изменения коэффициентов усиления K_4 при уменьшении к.п.д. моторов $\Delta\eta$

Согласно полученного дифференциального уравнения динамики переходных процессов в поршневых моторах [10], необходимо определить постоянную времени T_m , которая зависит от T_3 и T_4 .

Согласно структурно – динамической схемы гидростатического привода, и передаточной функции мотора, постоянная времени T_3 характеризует промежуток времени, за который происходит увеличение угловой скорости вращения ротора мотора ω_m при нарастании давления в нагнетательном контуре после насоса \dot{P}_n , т.е. инерционность переходного процесса в моторе, которую можно выразить как:

$$T_3 = \frac{M_{sp} \cdot 0,7 \cdot 10^3}{P_n \cdot V_m \cdot \omega_m} \exp(0,12 \cdot \Delta\eta), \quad \text{с.} \quad (8)$$

Как следует из выражения (8) постоянная времени T_3 имеет размерность времени – секунда.

Используя выражение (8) были построены зависимости изменения постоянных времени T_3 при уменьшении к.п.д. моторов МП-90 и МП-112, которые представлены

на рис. 9. Из представленных зависимостей следует, что постоянная времени T_3 при уменьшении к.п.д. мотора значительно увеличивается с значений 0,58 с до значений 6,39 с.

На основании этого можно сделать вывод, что в процессе эксплуатации моторов, за счет изнашивания сопряжений и увеличения утечек жидкости, инерционность моторов будет увеличиваться. Это приведет к замедлению увеличения угловой скорости вращения ротора мотора ω_m при увеличении давления в нагнетательном контуре после насоса \dot{P}_n . При этом характер изменения зависимостей T_3 для моторов МП-90 и МП-112 одинаков, т.к. при увеличении рабочего объема мотора пропорционально увеличивается крутящий момент.

Постоянная времени T_4 характеризует промежуток времени, за который происходит утечка жидкости в сопряжениях мотора, т.е. инерционность утечек, которую можно выразить как:

$$T_4 = 5 \cdot 10^5 \sqrt{\frac{V_m \cdot \mu}{M_{кр} \cdot \omega_m}} \exp(-0,004 \cdot \Delta\eta), \quad (9)$$

Анализ размерности выражения (9) показывает, что T_4 имеет размерность времени – секунда. При этом, на увеличение времени, за которое происходят утечки, влияет увеличение рабочего объема V_m и динамическая вязкость μ , при одновременном уменьшении крутящего момента $M_{кр}$ и угловой скорости вращения ротора мотора.

Используя выражение (9) были получены зависимости изменения постоянных времени T_4 при уменьшении к.п.д. для моторов МП-90 и МП-112, которые представлены на рис. 10.

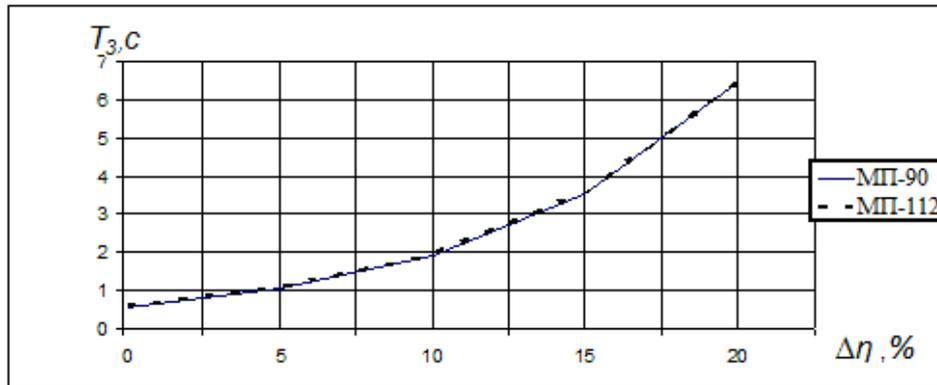


Рис. 9 Зависимости изменения постоянной времени T_3 при уменьшении к.п.д моторов $\Delta\eta$

Анализ полученных зависимостей позволяет утверждать, что при уменьшении к.п.д. моторов в процессе эксплуатации, уменьшается постоянная времени утечек в моторе, т.е. утечки происходят за короткий промежуток времени. При этом, разницы между моторами МП-90 и МП-112 нет. Связано это с пропорциональностью изменения крутящего момента при изменении рабочего объема моторов.

Полученные выражения для определения K_3 , K_4 , а также T_3 и T_4 и их зависимости при уменьшении к.п.д. моторов, позволяют теоретическим путем получить характер изменения постоянной времени мотора T_m , и декремента затухания d_m . Полученные теоретические зависимости для моторов МП-90 и МП-112 представлены на рис. 11 и 12.

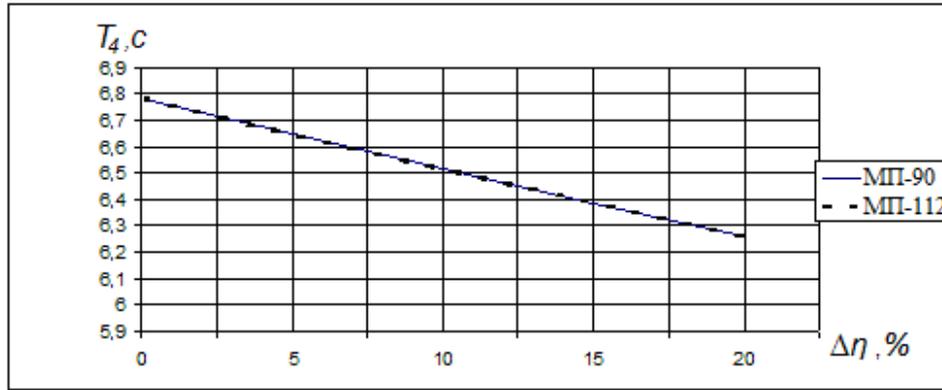


Рис. 10 Зависимости изменения постоянной времени T_4 при уменьшении к.п.д. моторов $\Delta\eta$

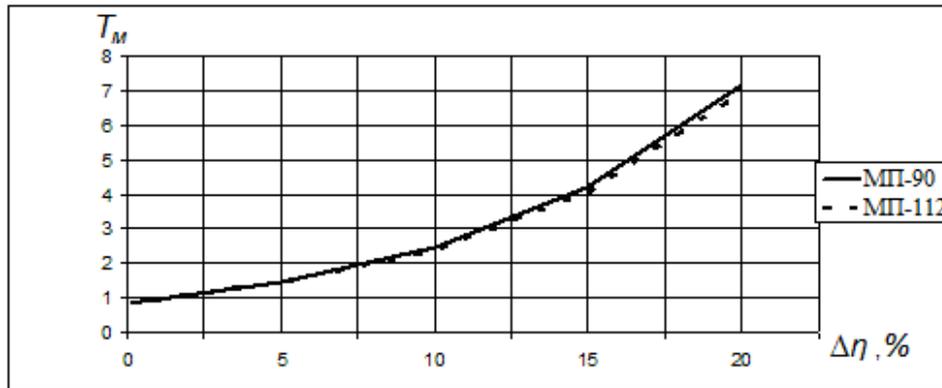


Рис. 11 Зависимости изменения постоянной времени T_m при уменьшении к.п.д. моторов $\Delta\eta$

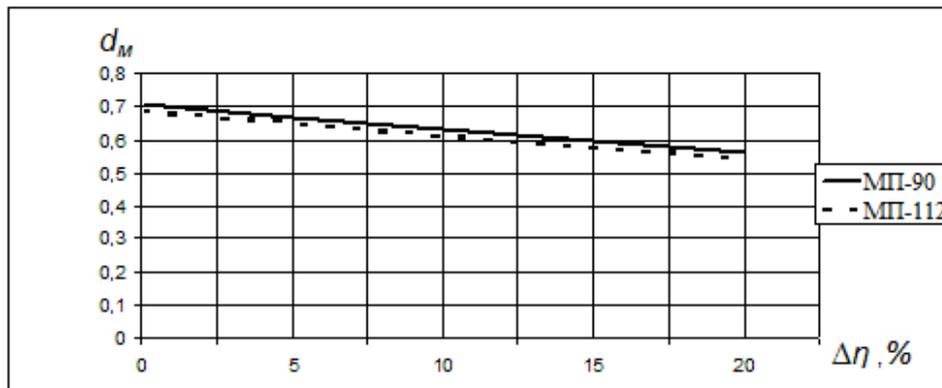


Рис. 12 Зависимости изменения декремента затухания d_m при уменьшении к.п.д. моторов $\Delta\eta$

Анализ зависимостей на рис. 11 позволяет сделать вывод, что постоянная времени моторов T_m в процессе эксплуатации, за счет изнашивания и увеличения утечек, увеличивается от значений 0,9 с до значений 7,05 с. Это вызывает значительное увеличение инерционности переходного процесса в моторе, что будет выражаться в длительном увеличении угловой скорости вращения ротора мотора ω_m при изменении скорости увеличения давления в нагнетательном контуре после насоса \dot{P}_n . При этом, разница в значениях T_m для моторов МП-90 и МП-112 не более 2%, при максимально допустимом уменьшении к.п.д. моторов, равном 20%.

Зависимости изменения декремента затухания колебаний угловой скорости вращения ротора ω_m во время переходного процесса при уменьшении к.п.д. для моторов МП-90 и МП-112 представлены на рис. 12. Из представленных зависимостей следует,

что в процессе эксплуатации, при снижении к.п.д. мотора, декремент затухания d_m уменьшается, что будет способствовать возникновению колебаний угловой скорости вращения ротора мотора ω_m . При этом, декремент затухания у новых моторов составляет величины 0,69 – 0,7, а у моторов с минимально допустимыми значениями к.п.д. ($\Delta\eta=20\%$), это значение 0,55-0,57. Как и в предыдущих вариантах большой разницы между МП-90 и МП-112 не проявляется.

Полученные выражения T_m и d_m при подстановке в решения дифференциальных уравнений [10], позволят моделировать переходный процесс в гидромоторах МП-90 и МП-112.

Выводы. 1. Выполнена параметрическая идентификация динамических моделей переходных процессов в поршневых гидронасосах НП-90,112 и поршневых гидромоторах МП-90,112. На основании метода анализа размерностей получены выражения для определения коэффициентов усиления K_I и K_d и постоянных времени T_I - T_d , которые характеризуют переходный процесс в гидростатической трансмиссии ГСТ-90,112.

2. Установлено, что увеличение утечек в насосе и моторе приводит к увеличению их инерционности, что выражается в росте постоянных времени T_n и T_m , при одновременном уменьшении декрементов затухания колебаний рабочих параметров насоса d_n и мотора d_m , которые при подстановке в решения дифференциальных уравнений позволяют моделировать динамику переходного процесса в поршневых моторах и насосах.

Литература

1. Горбатов В.В. Аналіз впливу зміни технічного стану гідроприводів циклічної дії сільськогосподарських машин на перевитрати палива / Вісник ХНТУСГ, 2009. – Вип. 80. – с. 315-321.
2. ДСТУ 2193-93 Гідроприводи об'ємні. Насоси об'ємні та гідромотори. Загальні технічні умови.
3. Галин Д.А. Анализ технического состояния гидростатической трансмиссии ГСТ-90 // Повышение эффективности функционирования механических и энергетических систем: Сб. науч. тр. Морд. гос. ун-т им. Н.П. Огарева. – Саранск: «Красн. Окт.». – с. 117-120.
4. Башта Т.М. Техническая диагностика гидравлических приводов / Т.М. Башта, Т.В. Алексеева, В.Д. Бабанская. – М.: Машиностроение, 1989. – 264 с.
5. Колганов Е.В. Обґрунтування інформативних діагностичних параметрів технічного стану об'ємного гідроприводі трансмісії ГСТ-90 / Вісник Дніпропетровського ДАУ, 2009. – № 2. – с. 71-74.
6. Романюк А.М., Романюк Ю.А. Тепловой баланс гидроприводов и определение их основных теплотехнических параметров / Науковий вісник Національного аграрного університету. – Київ: - 2004, – вип. 73, частина 2, с. 274-278.
7. Романюк А.М., Романюк Ю.А. Анализ неустановившегося температурного режима гидропривода / Науковий вісник Національного аграрного університету. – Київ: - 2005, – вип. 80, частина 12, с. 227-232.
8. Кравчук В., Горбатов В. Методика визначення перевитрат палива при зміні технічного стану гідроприводів сільськогосподарських машин / MOTROL, LUBLIN, 2009, Vol. 11A, с. 239-246.
9. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е.Е. Александров, Д.О. Волонцевич, В.А. Карпенко, А.Т. Лебедев, В.А. Перегон, В.Б. Самородов, А.Н. Туренко. – Харьков: Издательство ХГАДТУ (ХАДИ), 2001. – 642 с.
10. Бойко И. Г., Войтов А. В., Войтов В. А. Структурная идентификация математической модели диагностирования объемного гидропривода ГСТ-90,112 / Науковий

Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів
Technical service of agriculture, forestry and transport systems

вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК – К., 2015. – Вип. 226, с. 124-132.

11. Волков А.В., Мищенко В.Ю. Методика испытаний по определению компонентов объемных потерь блоков питания / Электронный журнал “Труды МАИ”, вып.69, с. 100-110.

Voitov A.V., Bojko I.G. Parametric identification dynamic model of transient processes in piston pumps and hydraulic motors.

Performed parametric identification dynamic model of transient processes in piston pumps and hydraulic motors capacity hydraulic drive GST-90,112. Based on the dimensional analysis method, expressions for determining the gain factors $K_1 - K_4$ and time constant $T_1 - T_4$. The dependences of these parameters change with decreasing pump flow rate and efficiency motor.

Determined that increases in of leakage in the pump and the motor causes an increase of the inertia, which results in increase time constants T_H и T_M , while reducing the damping decrements pump performance fluctuations d_H and motor d_M , which when substituted in the solution of differential equations allow you to model the dynamics of the transition process in piston motors and pumps.

Keywords: modeling a piston pump; hydraulic drive; diagnostics; piston engine; piston pump; time constants; gain factors; transient processes.

References

1. V. Gorbatov Analysis of the impact of changes in the technical state of cyclic action hydraulic agricultural machinery for overrun fuel / Bulletin KNTUA, 2009. - № 80 - p. 315-321.
2. DSTU 2193-93 Hydraulic volume. Capacity pumps and motors. General specifications.
3. Galin DA Analysis of the technical state of the hydrostatic transmission GTS-90 // Increasing the efficiency of mechanical and energy systems: Coll. scientific. tr. Mord. state. Univ them. NP Ogarev. - Saransk: "Red. October. ". - from. 117-120.
4. Basta TM Technical diagnostics of hydraulic drives / TM Basta, TV Alekseev, VD Babanskaya. - M.: Engineering, 1989. - 264 p.
5. KOLGANOV EV Justification informative diagnostic parameters of technical condition of capacity hydraulic transmission HRT-90 / Bulletin of Dnipropetrovsk State Agrarian University, 2009. - № 2. - p. 71-74.
6. Romanyuk AM, Yuri Romanyuk The heat balance of hydraulic drives and determine their basic thermal parameters / News National science agrarian university. - Singapore: - 2004 - № 73 Part 2, p. 274-278.
7. Romanyuk A.M., Yuri Romanyuk. Analysis of unsteady temperature hydraulic drive / News National science agrarian university. - Singapore: - 2005 - № 80 Part 12, p. 227-232.
8. V. Kravchuk, Gorbatov B. Method for determining fuel consumption by changing the technical condition of hydraulic agricultural machinery / MOTROL, LUBLIN, 2009, № 11A, c. 239-246.
9. Dynamics of transport and traction of wheeled and tracked vehicles / EE Alexandrov, DO Volontsevich, VA Karpenko, AT Lebedev, VA Driving, VB Samorodov, AN Turenko. - Kharkiv: Publishing HGADTU (Hadi), 2001. - 642 p.
10. Bojko I.G. Voitov A.V., Vojtov V.A. Structural identification of the mathematical model of diagnosing capacity hydraulic drive GTS-90.112 / Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: APC equipment and energy - K., 2015. - № 226, p. 124-132.
11. Volkov AV Mishchenko VY Test method to determine the components of volumetric loss power supplies / Electronic journal "Proceedings of the MAI" №69, c. 100-110.