

СТРУКТУРНАЯ ИДЕНТИФИКАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА ГСТ-90,112

И. Г. Бойко, кандидат технических наук

А. В. Войтов, аспирант

В. А. Войтов, доктор технических наук

***Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства имени Петра Василенко***

Выполнена структурная идентификация математической модели диагностирования объемного гидропривода ГСТ-90,112. Получены дифференциальные уравнения переходного процесса для насоса и мотора. Из анализа уравнений следует, что параметрами, которые характеризуют техническое состояние насоса и мотора, являются постоянные времени переходного процесса, а также декременты затухания колебаний жидкости в напорной магистрали и оборотов мотора. Получены решения дифференциальных уравнений.

Структурная идентификация, дифференциальное уравнение переходного процесса, диагностирование, декременты затухания, объемный гидропривод, постоянные времени.

Постановка проблемы. Объемные гидроприводы широко применяются на мобильной сельскохозяйственной технике как система передачи энергии от двигателя к движителям машины при выполнении технологических операций. 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. Изменение технического состояния ГСТ-90,112 в худшую сторону, приводит к потерям в виде увеличения непроизводительных затрат энергии и топлива [1], что связано с объемными потерями рабочей жидкости вследствие внутренних утечек через зазоры (из зон высокого давления в зоны низкого давления). В процессе эксплуатации гидромашин по причине износа объемные потери постоянно увеличиваются.

Объемные потери гидравлического привода определяются коэффициентом подачи для насоса и коэффициентом полезного действия (КПД) для мотора. Согласно ДСТУ 2192-93 [2] критерием предельного состояния является снижение коэффициента подачи

$\eta_{\text{вн}}$ для насоса и КПД $\eta_{\text{м}}$ для мотора не более, чем на 20% от начальных значений.

Работа гидронасоса и гидромотора характеризуется взаимным влиянием через упругие свойства гидравлической жидкости, которая циркулирует в замкнутом объеме. Поэтому математическое описание таких динамических систем следует искать в совместном взаимодействии насоса-мотора-гидравлической жидкости, что и определяет актуальность настоящего исследования.

Анализ последних исследований. В работе [3] приведен анализ по износу основных элементов ГСТ-90, выявлены закономерности распределения износов и получена математическая модель связи объемного КПД с износами и зазорами в трибосистемах ГСТ. Одним из направлений диагностирования гидроприводов является термометрирование [4], которое позволяет определить техническое состояние по температуре корпуса насоса и мотора во время эксплуатации. Данный метод получил дальнейшее развитие в работе [5], где по результатам измерения температуры диагностируются отдельные узлы гидронасоса, однако взаимосвязи между температурным режимом и техническим состоянием отдельных узлов не установлено.

Авторами работы [6] 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 [6] делают вывод, что перечисленные системы можно рассматривать как динамические колебательные системы с малым коэффициентом демпфирования. Качество переходного процесса можно определить по следующим показателям, рис. 1: время переходного процесса t_n ; время t_m , при котором давление достигает максимального значения P_{max} ; время t_1 , за которое давление жидкости первый раз достигает значения статического давления, $P_{\text{ном}}$; величина перерегулирования σ ; крутизна характеристики, угол γ ; период затухания колебаний, θ .

Авторами работы [6] доказано, что перечисленные показатели, рис. 1, имеют связь с техническим состоянием гидропривода, при этом интенсивность нарастания давления \dot{P} , является наиболее информативным параметром технического состояния гидронасоса.

В работе [7] выполнена структурная идентификация модели диагностирования гидростатического привода ГСТ-90. Получено дифференциальное уравнение переходного процесса динамической системы насос-мотор. Из анализа уравнения следует, что парамет-

рами, которые характеризуют техническое состояние НП-90 и МП-90 являются постоянные времени переходного процесса насоса и мотора, а также декременты затухания колебаний давления жидкости в напорной магистрали и оборотов мотора. В приведенной работе учтена взаимосвязь между насосом и мотором, однако не учтены утечки гидравлической жидкости, которые и снижают КПД гидромашин.

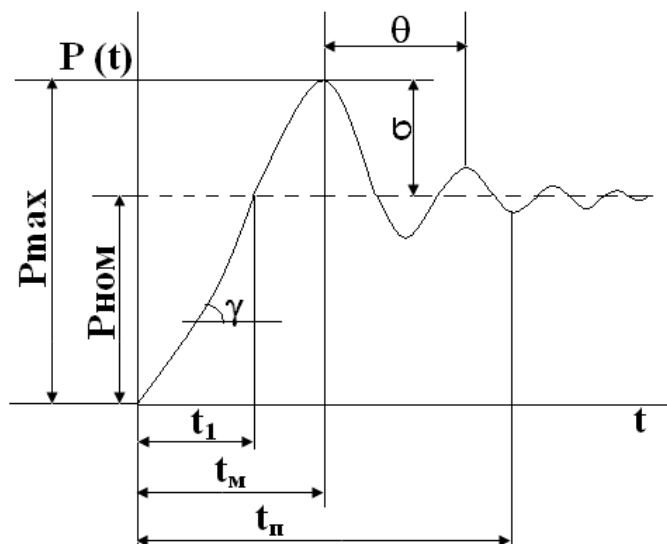


Рис. 1. Показатели качества колебательного переходного процесса [6].

Целью исследований данной работы явилось выполнить структурную идентификацию математической модели диагностирования объемного гидропривода ГСТ-90,112, как единой динамической системы насос-мотор-гидравлическая жидкость с учетом утечек в процессе эксплуатации.

Результаты исследований. Получение дифференциальных уравнений в теории автоматического регулирования носит название идентификации [8, 9]. Идентификация динамических объектов сводится к задаче получения математической модели адекватной изучаемому явлению, т.е. к определению структуры модели диагностирования (структурная идентификация). Под структурой модели диагностирования будем понимать дифференциальное уравнение, описывающее переходный процесс с точностью до коэффициентов.

Основываясь на априорной информации, а также на основе анализа исследований, выполненных авторами работы [6, 7], физику переходного процесса аксиально-поршневого насоса НП-90,112 можно выразить зависимостью изменения давления P в линии нагнетания во времени (выходной сигнал), при отклонении наклонной шайбы на угол α (входной сигнал), которая качественно представлена на рис. 2, а.

Физику переходного процесса гидромотора МП-90,112 можно выразить зависимостью изменения оборотов вала мотора во времени n – (выходной сигнал) при появлении давления в линии нагнетания (входной сигнал), рис. 2, б.

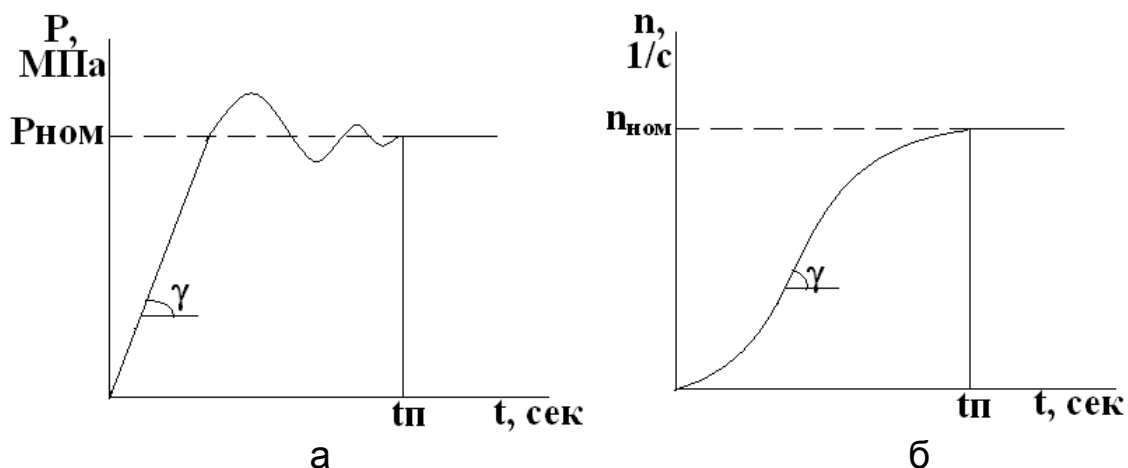


Рис. 2. Зависимость изменения давления P в линии нагнетания (а) и оборотов мотора (б) с течением времени.

Рассматривая физику переходных процессов, рис. 2, следует отметить, что зависимость переходного процесса в насосе, рис. 2, а, соответствует инерционному колебательному звену второго порядка и его передаточная функция имеет вид [7-9]:

$$W_H(p) = \frac{K_H}{T_H^2 p^2 + 2d_H T_H p + 1}, \quad (1)$$

где: K_H – коэффициент усиления, который характеризует степень влияния входного сигнала на выходной; T_H – постоянная времени насоса; p – оператор дифференцирования $p = \frac{d}{dt}$, применяется вместо знака дифференцирования; d – декремент затухания.

Зависимость переходного процесса в моторе, рис. 2, б, соответствует инерционному апериодическому звену второго порядка, и его передаточная функция имеет вид [7-9]:

$$W_M(p) = \frac{K_M}{T_M^2 p^2 + 2d_M T_M p + 1}, \quad (2)$$

где: K_M , T_M , d_M – коэффициент усиления, постоянная времени, декремент затухания мотора МП-90,112 для апериодического звена $d_M < 1$.

Учитывая то, что в конструкции ГСТ-90,112 насос и мотор соединены последовательно, представим структурно-динамическую схему ГСТ-90,112 в виде последовательного соединения передаточных функций, рис. 3.

Структурно-динамическая схема отражает не функциональное назначение и конструктивные взаимосвязи насос-мотор в системе, а математические операции, которые осуществляются при передаче входных сигналов ($\bar{\alpha}$ и \bar{P}) через звенья и динамические свойства системы в целом. На рис. 3 изображены передаточные динамические функции насоса НП и мотора МП.

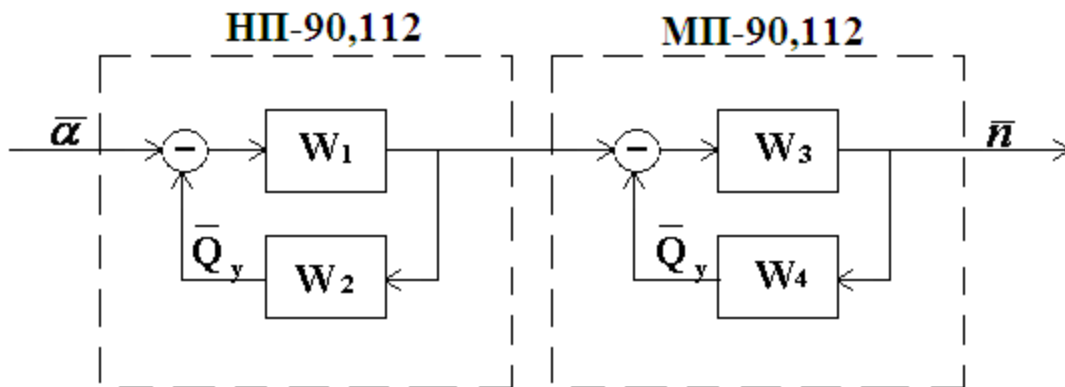


Рис. 3. Структурно-динамическая схема переходного процесса в ГСТ-90,112.

Передаточная функция насоса НП-90,112 описывается инерционным звеном:

$$W_1 = \frac{K_1}{T_1 p + 1}, \quad (3)$$

где: K_1 – коэффициент усиления насоса; T_1 – постоянная времени насоса.

Передаточная функция W_2 , которая включена в схему в виде отрицательной обратной связи, учитывает утечки жидкости \bar{Q}_y , которые согласно работ [6] пропорциональны давлению P , а также зависят от величины зазоров между подвижными деталями, т.е. от величины износа. Такую функцию можно описать интегрирующим звеном:

$$W_2 = \frac{K_2}{T_2 p}, \quad (4)$$

где: K_2 – коэффициент усиления по утечкам в насосе; T_2 – постоянная времени, которая зависит от скорости утечек в насосе.

Передаточная функция мотора МП-90,112 также описывается инерционными звеном:

$$W_3 = \frac{K_3}{T_3 p + 1}, \quad (5)$$

где: K_3 – коэффициент усиления мотора; T_3 – постоянная времени мотора.

Передаточная функция W_4 включена в схему в виде отрицательной обратной связи и учитывает утечки жидкости в моторе:

$$W_4 = \frac{K_4}{T_4 p}, \quad (6)$$

где: K_4 – коэффициент усиления по утечкам в моторе; T_4 – постоянная времени, которая зависит от скорости нарастания утечек в моторе.

Применяя методы теории автоматического регулирования [8,9] можно получить эквивалентные передаточные функции для насоса:

$$W_n = \frac{W_1}{1 + W_1 \cdot W_2} = \frac{\frac{K_1}{T_1 p + 1}}{1 + \frac{K_1 \cdot K_2}{(T_1 p + 1) T_2 p}} = \frac{\frac{T_2}{K_2} p}{\frac{T_1 T_2}{K_1 K_2} p^2 + \frac{T_2}{K_1 K_2} p + 1}, \quad (7)$$

для мотора:

$$W_m = \frac{\frac{T_4}{K_4} p}{\frac{T_3 T_4}{K_3 K_4} p^2 + \frac{T_4}{K_3 K_4} p + 1}. \quad (8)$$

Сравнивая полученные выражения (7) и (8) с выражением передаточной функции инерционного колебания звена (1) и (2) можно записать выражения для определения:

- постоянной времени насоса:

$$T_n = \sqrt{\frac{T_1 \cdot T_2}{K_1 \cdot K_2}}, \quad (9)$$

- постоянной времени мотора:

$$T_m = \sqrt{\frac{T_3 \cdot T_4}{K_3 \cdot K_4}}, \quad (10)$$

- декремента затухания насоса:

$$d_n = \frac{T_2 \sqrt{K_1 \cdot K_2}}{2 K_1 \cdot K_2 \sqrt{T_1 \cdot T_2}}, \quad (11)$$

- декремента затухания мотора:

$$d_m = \frac{T_4 \sqrt{K_3 \cdot K_4}}{2 K_3 \cdot K_4 \sqrt{T_3 \cdot T_4}}, \quad (12)$$

Соответствующее уравнение динамики переходного процесса для насоса запишем на основании передаточной функции (7):

$$(T_n^2 p^2 + 2d_n T_n p + 1)P = \left(\frac{T_2}{K_2} p \right) \alpha, \quad (13)$$

- для мотора на основании передаточной функции (8):

$$\left(T_m^2 p^2 + 2d_m T_m p + 1\right)n = \left(\frac{T_4}{K_4} p\right)P, \quad (14)$$

Уравнения динамики переходного процесса (13) и (14) можно записать в виде дифференциального уравнения в натуральных переменных:

- для насоса:

$$T_n^2 \frac{d^2 P}{dt^2} + 2d_n T_n \frac{dP}{dt} + P = K_n \frac{d\alpha}{dt}, \quad (15)$$

- для мотора:

$$T_m^2 \frac{d^2 n}{dt^2} + 2d_m T_m \frac{dn}{dt} + n = K_m \frac{dP}{dt}, \quad (16)$$

Правая часть дифференциальных уравнений (15) и (16) содержит входной сигнал – первая производная угла отклонения наклонной шайбы НП-90,112, $\dot{\alpha}$ и скорость нарастания давления после насоса \dot{P} . Коэффициенты K_m , K_n при входном сигнале называются коэффициентами усиления [8, 9] и показывают, как сильно входной сигнал $\dot{\alpha}$ и \dot{P} , (скорость отклонение шайбы насоса и скорость нарастания давления после насоса), влияет на выходной – величина давления жидкости после насоса P и обороты n мотора.

Левая часть уравнения – это реакция динамической системы на входной сигнал $\dot{\alpha}$ и \dot{P} . Постоянные времени насоса T_n и мотора T_m имеют размерность времени и характеризуют инерционность процесса. Увеличение постоянных времени делает процесс менее восприимчивым к изменению входного сигнала. Исходя из физической интерпретации постоянных времени [7-9], T_n и T_m могут нести информацию о степени износа насоса и мотора, т.е. с увеличением степени износа последних (с увеличением утечек в сопряжениях), постоянные времени будут увеличиваться. Это будет выражаться в отсутствии изменения оборотов мотора при изменении угла наклонной шайбы насоса.

Величины постоянных времени T коррелируют с углом наклона кривой переходного процесса γ , рис. 1, рис. 2. Чем меньше T , тем больше γ [6]. Декремент затухания d насоса и мотора, или коэффициент демпфирования [6], характеризует наличие или отсутствие колебательного процесса. При значениях $d < 1$, переходный процесс имеет колебания, рис. 2, а. При значениях $d > 1$, переходный процесс не имеет колебаний, рис. 2, б. Чем больше d , тем ближе становится переходный процесс.

Решением для приведенных выше дифференциальных уравнений являются следующие выражения.

Для насоса решение уравнения (15) имеет вид:

$$P(t) = P_{мек} \left(1 - \left(\frac{1}{\sqrt{1-d_n^2}} e^{-\left(\frac{d_n}{T_n} t\right)} \cdot \sin(\omega_n t + \varphi_n) \right) \right), \quad (17)$$

где: $P_{мек}$ – текущее значение давления в контуре нагнетания насоса, которое соответствует определенному техническому состоянию насоса; ω_n – частота колебаний давления в нагнетательном контуре насоса;

$$\omega_n = \frac{\sqrt{1-d_n^2}}{T_n}. \quad (18)$$

Величина отклонения давления от текущего значения во время колебательного процесса:

$$\varphi_n = \arctg \frac{\sqrt{1-d_n^2}}{d_n}. \quad (19)$$

Для мотора решение уравнения (16) имеет вид:

$$n(t) = n_{мек} \left(1 - \left(\frac{1}{\sqrt{1-d_m^2}} e^{-\left(\frac{d_m}{T_m} t\right)} \cdot \sin(\omega_m t + \varphi_m) \right) \right), \quad (20)$$

где: $n_{мек}$ – текущее значение оборотов ротора мотора, которые соответствуют определенному техническому состоянию мотора.

Частота колебания оборотов ротора мотора:

$$\omega_m = \frac{\sqrt{1-d_m^2}}{T_m}. \quad (21)$$

Величина отклонения оборотов ротора мотора от текущего значения во время колебательного процесса:

$$\varphi_m = \arctg \frac{\sqrt{1-d_m^2}}{d_m}. \quad (22)$$

Вывод. Выполнена структурная идентификация математической модели диагностирования объемного гидропривода ГСТ-90,112. В структуру модели включена взаимосвязь насос-мотор-утечки гидравлической жидкости. Из анализа дифференциального уравнения переходного процесса динамической системы следует, что параметрами, которые характеризуют техническое состояние насоса НП-90,112 и мотора МП-90,112, являются постоянные времени, а также декременты затухания колебаний давления жидкости в напорной магистрали и оборотов мотора. Перечисленные параметры являются диагностическими по оценке технического состояния ГСТ-90,112. Получены решения дифференциальных уравнений, которые позволяют моделировать переходный процесс в динамической системе насос-мотор-гидравлическая жидкость.

Список литературы

1. Горбатов В. В. Аналіз впливу зміни технічного стану гідроприводів циклічної дії сільськогосподарських машин на перевитрати палива / В. В. Горбатов // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. – Х., 2009. – Вип. 80. – С. 315–321.
2. ДСТУ 2193-93 Гідроприводи об'ємні. Насоси об'ємні та гідромотори. Загальні технічні умови. – 24 с.
3. Галин Д. А. Анализ технического состояния гидростатической трансмиссии ГСТ-90 / Д. А. Галин // 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 гідроприводу трансмісії ГСТ-90 / Е. В. Колганов // Вісник Дніпропетровського ДАУ. – 2009. – № 2. – С. 71–74.
6. 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. – Х.: Издательство ХГАДТУ (ХАДИ), 2001. – 642 с.
7. Войтов В. А. Теоретическое обоснование диагностических параметров технического состояния объемного гидропривода ГСТ-90 / Войтов В. А., Севрюков Ю. И. // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. – Х., 2011. – Вип. 109. – С. 13–19.
8. Дейч А. М. Методы идентификации динамических объектов / А. М. Дейч. – М.: Энергия, 1979. – 240 с.
9. Эйкхоф П. Основы идентификации систем управления. Оценивание параметров и состояния / П. Эйкхоф. – М.: Мир, 1975. – 684 с.

Виконана структурна ідентифікація математичної моделі діагностування об'ємного гідроприводу ГСТ-90,112. Отримано диференціальні рівняння перехідного процесу для насоса і мотора. З аналізу рівнянь випливає, що параметрами, які характеризують технічний стан насоса і мотора, є постійні часу перехідного процесу, а також декременти загасання коливань рідини в напірній магістралі і обертів мотора. Отримано розв'язки диференціальних рівнянь.

Структурна ідентифікація, диференціальне рівняння перехідного процесу, діагностування, декременти згасання, об'ємний гідропривід, постійні часу.

The structural identification of hydrostatic drive GST-90, GST-112 diagnostic model is implemented. The differential dependence of transitional process of dynamic system pump-engine is formalized. From the analysis of equations that the parameters which characterize the

technical condition of the pump and motor are the time constants of the transition process, as well as the damping decrement of the liquid in the pressure line, and engine speed. The solutions have been obtained of differential equations.

Structural identification, differential dependence of transitional process, diagnosis, damping decrement, volumetric hydraulic drive, time constants.

УДК 631.12

ДОСЛІДЖЕННЯ ТРАВМУВАННЯ НАСІННЯ КОМБАЙНАМИ З РІЗНИМИ ТЕХНОЛОГІЧНИМИ СХЕМАМИ ОБМОЛОТУ

В. О. Шейченко, доктор технічних наук

М. М. Анеляк, А. Я. Кузьмич, кандидати технічних наук

С. О. Кустов, магістр

О. М. Грицака, аспірант

***Національний науковий центр «Інститут механізації
та електрифікації сільського господарства»***

За результатами проведених досліджень встановлено: у молотильному апараті аксіально-роторного типу збільшення частоти обертання ротора від 520 хв^{-1} до 810 хв^{-1} призводить до відповідного зростання мікропошкодження насіння від 25-30 % до 45-50 %; у молотильному апараті барабанно-декового типу збільшення частоти обертання барабану від $700-760 \text{ хв}^{-1}$ до 820 хв^{-1} призводить до відповідного зростання мікропошкодження насіння від 37-38 % до 41-44 %. З метою зменшення рівня травмування та пошкодження насіння при його збиранні доцільно передбачити розроблення вітчизняного насіннево-селекційного зернозбирального комбайна.

Зернозбиральний комбайн, мікропошкодження насіння, макротравмування насіння, схема обмолоту.

Постановка проблеми. Одним з найбільших фінансово привабливих видів діяльності сучасного сільгоспвиробника є виробництво та реалізації насіння. Щорічно у нашій державі на посів зернових та технічних культур витрачається понад 3,5 млн. тон насіння, що складає 8-10 відсотків валового збору зерна [1].

Низька якість вітчизняного посівного матеріалу обумовлена значним травмуванням насіння при збиранні та його первинній

© В. О. Шейченко, М. М. Анеляк, А. Я. Кузьмич, С. О. Кустов, О. М. Грицака, 2015