

розпочинаючи з $x_0 = 0,12$, $\Phi_{\Omega}(x_0) = 3,28$.

Результати першого наближення такі:

В процесі ітераційного пошуку знадобилось 9 звернень до процедури обчислення функції Φ_{Ω} . Знайдено оптимальне значення x^* , яке дорівнює 0,0662. Відповідно, функціонал $(-\Phi_{\Omega})$ при даному значенні x дорівнює -0,3138. Мінімальна вага конструкції в першому наближенні при отриманій оптимальній товщині середнього стрижня дорівнює 1463,3851 Н.

Для уточнення результату потрібно продовжувати ітеропроцес, звуживши область пошуку згідно приведеного вище алгоритму.

Висновки. Запропоновано варіант алгоритму вирішення проблеми оптимального проектування конструкцій, в якому використано підходи, що ведуть до його універсалізації. Перші розрахунки модельних задач дають певний оптимізм у можливості позитивного результату.

Так як проблема дуже складна, то безумовно, цей оптимізм може перейти у впевненість лише при подоланні багатьох перешкод обчислювального характеру, корективі алгоритму і успішному рішенні більш складних задач.

Список літератури: 1. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Регсдел К. Оптимизация в технике. – в 2-х кн. – М.: Мир, 1986. 2. Банди Б. Методы оптимизации. – М.: «Радио и связь», 1988. 3. Рвачев В.Л. Теория R-функций и некоторые ее приложения. – Киев: Наукова думка, 1982.

Надійшла до редакції 18.05.2006.

УДК 621.432.4:534.16

А.И.ЗАЙЦЕВ, докт. фарм. наук;

В.М.ШАТОХИН, докт. техн. наук, НТУ «ХПИ»

О ВЛИЯНИИ УПРАВЛЯЮЩИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ И ПАРАМЕТРЫ ПОВОРОТА ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ С ГИДРООБЪЕМНОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

Розроблено модель повороту гусеничної машини, що дозволяє досліджувати динамічні процеси в двигуні, трансмісії з диференціальними механізмами і гідрооб'ємною передачею, ходової частини як єдиної системі. Вона враховує пружність з'єднувальних валів, характеристики дороги, швидкість руху об'єкта, номер передачі, керування шайбою регульованої машини. Приведено результати розрахунково-експериментальних досліджень динамічних процесів.

Model of caterpillar machine turning, which permits to investigate dynamic processes in engine, transmission with differential mechanisms and hydrovolumetric transmission, running gear as a single whole system, are developed. It takes into account elasticity of connective shaft, road characteristics, object rate of movement, number of transmission, washer of regulable machine control. Results of dynamic processes design-experiment investigations are cited.

Введение. В отечественном и зарубежном транспортном машиностроении имеет место устойчивая тенденция по созданию высокоэффективных

двигателей и трансмиссий для колесных и гусеничных машин с использованием гидрообъемных передач (ГОП). Введение гидрообъемных машин (ГОМ) в привод компрессора расширяет зоны устойчивой работы турбопоршневых дизелей, а включение ГОП вместе с дифференциальными редукторами в механизм поворота гусеничной машины (ГМ) не только улучшает технические характеристики объекта (управляемость, маневренность) и снижает утомляемости водителя, но и придает ему новые качественные свойства (например, возможность поворота с любым фиксированным радиусом). Из всех типов ГОМ наилучшими габаритно-весовыми характеристиками обладают аксиально-поршневые ГОМ [1] (рис. 1). На характерных установившихся и переходных режимах, как показывает опыт доводки и эксплуатации машинных агрегатов с указанными устройствами для ГМ, возникали многочисленные опасные динамические процессы, обусловленные взаимодействием крутильных колебаний и гидродинамических процессов. Имел место чрезмерный износ поверхностей опор, башмаков, отрывы башмаков от опорных поверхностей, что практически приводило к преждевременному выходу из строя ГОП. При реализации поворотов на повышенных передачах происходило срабатывание перепускных клапанов (давления достигали предельных значений), что сопровождалось значительным ростом радиусов поворота, а следовательно и существенным замедлением процессов поворота.

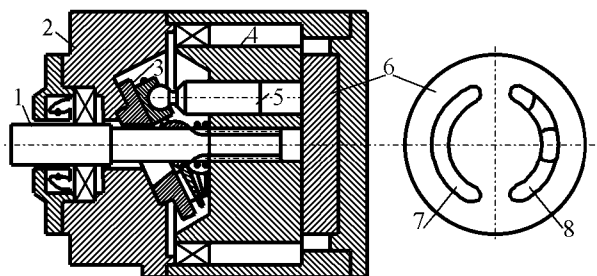


Рисунок 1 – Схема аксиально-поршневой ГОМ: 1 – вал; 2 – корпус; 3 – наклонная шайба; 4 – ротор; 5 – плунжер; 6 – плита с окнами; 7, 8 – серповидные окна

Вопросам моделирования ГОП на стационарных и нестационарных режимах посвящены многочисленные работы, в частности [1–6]. В них авторы по-разному подходят к решению одного из ключевых вопросов: вопросу моделирования жидкости – рабочего тела ГОМ. Для систем с короткими трубопроводами, как показано в [2], вполне пригодны модели с сосредоточенными параметрами. Относительная простота, достаточная с инженерной точки зрения точность результатов предопределили широкое использование именно таких моделей ГОП [1–4, 6]. Наличие дифференциальных механизмов в рассматриваемых силовых передачах при определенных условиях может порождать как прямой, так и обратный поток мощности проходящей через ГОП, что требует определенной корректировки указанных моделей.

В существующих работах [7, 8] динамические расчеты производятся от-

дельно для трансмиссии и процессов поворота; при наличии в силовой цепи ГОП не учитывается влияние упругости соединительных валов и сервопривода на развитие динамических процессов.

В статье разработана модель поворота гусеничной машины, которая позволяет исследовать динамические процессы в двигателе, трансмиссии с дифференциальными механизмами и ГОП, ходовой части как единой системе. Она учитывает упругость соединительных валов, характеристики дороги, скорость движения объекта и номер передачи. В ней отражена возможность изменения направления потока мощности через ГОП, управления шайбой регулируемой машины как непосредственно, так и через сервопривод. Предложенная модель – эффективное средство определения максимальных упругих моментов и давления в жидкости, кинематических характеристик процесса поворота, постоянной времени сервопривода и передаточного отношения между бортами, исключая забросы давления в магистралях. Приведены результаты расчетно-экспериментальных исследований динамических процессов при повороте гусеничной машины.

1. Математические модели ГОМ. В машинных агрегатах с гидромеханическими передачами мощность от источника к потребителю наряду с чисто механическими элементами передается также гидромашинами. Поскольку рабочим телом в ГОП является жидкость, то корректность математической модели гидромеханической силовой передачи существенно зависит от того, насколько правильно модель отражает физические свойства жидкости и протекающие в ней процессы. Так как в рассматриваемых ГОП магистрали являются сверхкороткими (0,1–0,15 м), инерция потока жидкости не учитывается [2]. Построение математической модели ГОП потребовало следующих соглашений. Разность давлений в магистралях гидросистемы является величиной алгебраической и определяется соотношением $\Delta p = p_{\text{дал}} - p_{\text{бл}}$. Здесь $p_{\text{дал}}$ и $p_{\text{бл}}$ – давление в «дальней» и «ближней» магистралях ГОП. Эти магистрали разделяются плоскостью симметрии ГОМ по отношению к серповидным окнам 7 и 8 на рис. 1. Эта плоскость совпадает с плоскостью чертежа в левой части этого рисунка. Магистраль, расположенная за плоскостью чертежа (соединена с серповидным окном 7) считается «дальней», перед плоскостью чертежа (соединена с серповидным окном 8) – «ближней». Положительные направления отсчета углов наклона шайб насоса (регулируемая гидромашина) γ_n и мотора (нерегулируемая гидромашина) γ_m указаны на рис. 2. В дальнейшем во всех выражениях нижний индекс «н» относится к регулируемой, а индекс «м» – к нерегулируемой машине.

Здесь же показано положительное направление отсчета углов поворота роторов насоса и мотора ϑ_n и ϑ_m соответственно. При этом $\dot{\vartheta}_n > 0$, $\dot{\vartheta}_m < 0$, что отражают соответствующие векторы. Для указанных углов наклона шайб ГОМ и угловых скоростей их роторов в «дальней» магистрали будет низкое давление, в «ближней» – высокое, следовательно $\Delta p < 0$.

С учетом введенных определений и допущений, принятых в [9], систему

дифференциальных уравнений, описывающую работу замкнутой реверсируемой гидropередачи, представим в виде:

$$\left. \begin{aligned} I_n \ddot{\vartheta}_n &= Q_{\vartheta_n} + M_{жн} ; \\ I_m \ddot{\vartheta}_m &= Q_{\vartheta_m} + M_{жм} ; \\ k_{унр} \frac{d(\Delta p)}{dt} + k_n \Delta p + q_n e_n \dot{\vartheta}_n + q_m e_m \dot{\vartheta}_m &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

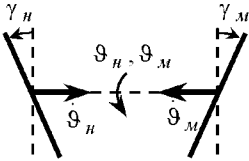


Рисунок 2 – Положительные направления отсчета углов

где $I_n = I_m = 0,018 \text{ кгм}^2$ – моменты инерции роторов насоса и мотора;

$Q_{\vartheta_n}, Q_{\vartheta_m}$ – обобщенные силы, действующие на насос и мотор;

$M_{жн}, M_{жм}$ – моменты от жидкости, действующие на насос и мотор;

$k_{унр} = 1,208 \cdot 10^{-13} \text{ кг}^{-1} \text{ с}^2$ – коэффициент пропорциональности;

$q_n = q_m = 1,61 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$ – характерные объемы насоса и мотора;

$k_n = 1,135 \cdot 10^{-11} \text{ м}^5 \text{ Н}^{-1} \text{ с}^{-1}$ – коэффициент внешних утечек, отнесенный к единице давления;

$e_n = \text{tg} \gamma_n / \text{tg} \gamma_{n_{\max}}, e_m = \text{tg} \gamma_m / \text{tg} \gamma_{m_{\max}}$ – параметры управления производительностью насоса и мотора;

$\gamma_{n_{\max}} = \gamma_{m_{\max}} = 18^\circ$ – максимальные углы наклона шайб насоса и мотора ($-\gamma_{n_{\max}} \leq \gamma_n \leq \gamma_{n_{\max}}$).

Последнее уравнение системы (1) представляет собой уравнение неразрывности потока жидкости в магистралях гидрообъемной машины [9].

Выражения для моментов, действующих на валы гидромашин со стороны жидкости, имеют вид [4, 9]:

$$\left. \begin{aligned} M_{жн} &= q_n e_n \Delta p - k_{эн} \dot{\vartheta}_n ; \\ M_{жм} &= q_m e_m \Delta p - k_{эм} \dot{\vartheta}_m, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где $k_{эн} = k_{эм} = 1,764 \cdot 10^{-4} \text{ Нмс}$ – коэффициенты гидромеханических потерь в насосе и моторе;

Таким образом для моделирования гидромеханических силовых передач следует использовать систему уравнений (1), к которой необходимо добавить уравнения, описывающие динамику механической части привода. Связь между уравнениями осуществляется через обобщенные силы Q_{ϑ_n} и Q_{ϑ_m} . Этот подход и реализован при моделировании динамических процессов в гидрообъемной передаче механизма поворота (ГОП МП) гусеничной машины.

2. Описание динамических процессов в силовой цепи гусеничной машины при повороте. Кинематическая схема силовой передачи с двигателем БТД-2 приведена на рис. 3 без низконастогного контура привода к турбине и компрессору. Ее отличительной особенностью является наличие ГОП МП и двух дифференциальных редукторов. На схеме показаны выпускной вал двигателя, дифференциальные механизмы, регулируемая и нерегулируемая гидромашины, потребители мощности, шестерни и упругие безынерционные элементы с коэффициентами жесткости $c_1 = 2,8 \cdot 10^3$ Нм; $c_2 = 3,96 \cdot 10^4$ Нм, $c_3 = 8,2 \cdot 10^3$ Нм; $c_4 = 9,56 \cdot 10^3$ Нм. Приведены также обобщенных координаты, в качестве которых приняты разность давлений Δp в магистралях ГОП и углы поворота: $\vartheta_{кв}$ – колеччатого вала, водил и шестерни z_4 (число зубьев $z_4 = 40$); ϑ_n и ϑ_m – регулируемой и нерегулируемой гидромашин; ϑ_{z_8} , $\vartheta_{z_3^*}$ и ϑ_{z_3} – шестерен $z_8 = 54$, левой $z_3^* = 25$ и правой $z_3 = 25$. Положительные направления отсчета обобщенных координат, кроме описанных выше, задаются вектором $\omega_{кв}$. Исследуемая модель является разновидностью двухпоточной гидромеханической силовой передачи с дифференциальным механизмом на выходе. Использование ГОП и двух дифференциальных механизмов позволит обеспечить противофазное плавное изменение угловой скорости эпициклических шестерен и связанных с ними потребителей мощности при изменении γ_n – угла наклона шайбы насоса.

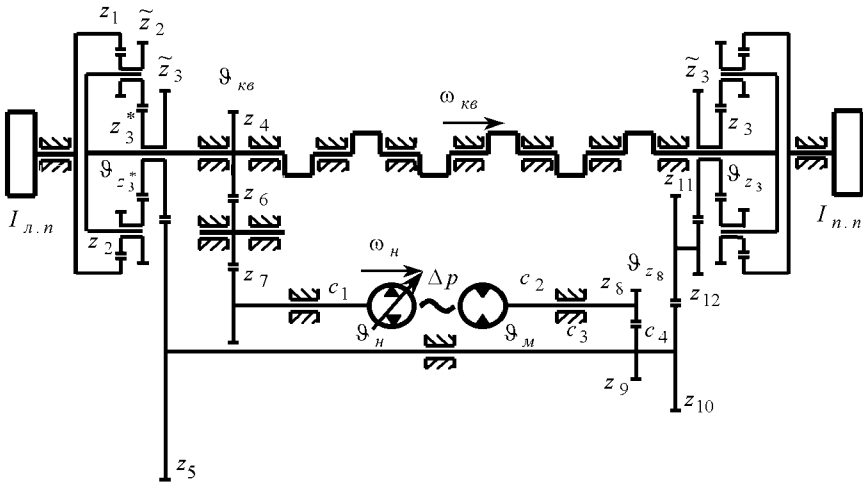


Рисунок 3 – Кинематическая схема силовой цепи с гидрообъемной передачей механизма поворота

Для значений $\gamma_n > 0$ скорость левого эпицикла $\omega_{л.э.}$ больше скорости правого эпицикла $\omega_{п.э.}$; для $\gamma_n < 0$ имеет место $\omega_{л.э.} < \omega_{п.э.}$; для $\gamma_n = 0$ и симметрич-

ной нагрузке на потребителях $\omega_{л.э.} = \omega_{н.э.}$.

Обычно поток мощности через ГОП проходит от насоса к мотору, однако при существенно несимметричном нагружении потребителей направление потока мощности может изменяться. В этом случае функцию гидронасоса выполняет нерегулируемая машина, гидромотора – регулируемая машина.

Введем необходимые для дальнейшего передаточные отношения:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_1 = 1 + \alpha_2; \quad \alpha_2 = \frac{z_2 z_3}{z_1 \tilde{z}_2}; \quad r_1 = \frac{z_8}{z_9}; \quad r_2 = \frac{\tilde{z}_3}{z_5}; \\ r_3 = \frac{\tilde{z}_3}{z_{12}} \frac{z_{11}}{z_{10}}; \quad r_4 = \frac{z_4}{z_7}; \quad r_5 = \frac{z_4}{z_6}, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где $z_1 = 89$; $z_2 = 21$; $\tilde{z}_2 = 30$; $\tilde{z}_3 = 76$; $z_5 = z_{12} = 24$; $z_6 = 21$; $z_7 = 36$; $z_9 = 33$; $z_{10} = 19$; $z_{11} = 19$ – числа зубьев шестерен.

Для угловых скоростей левого и правого эпициклов справедливы следующие соотношения:

$$\ddot{\vartheta}_{л.э.} = \alpha_1 \ddot{\vartheta}_{кв} - \alpha_2 \ddot{\vartheta}_{z_3^*}; \quad (4)$$

$$\dot{\vartheta}_{н.э.} = \alpha_1 \dot{\vartheta}_{кв} - \alpha_2 \dot{\vartheta}_{z_3}. \quad (5)$$

Выполнив стандартные действия по составлению уравнений Лагранжа, получим дифференциальные уравнения движения масс системы:

$$\left. \begin{aligned} I_{1,1} \ddot{\vartheta}_{кв} + I_{1,9} \ddot{\vartheta}_{z_3^*} + I_{1,11} \ddot{\vartheta}_{z_3} &= M_{дв} - \alpha_1 (M_l - M_n) - r_4 c_1 (r_4 \vartheta_{кв} - \vartheta_n); \\ I_{3,3} \ddot{\vartheta}_n &= M_{жн} - c_1 (\vartheta_n - r_4 \vartheta_{кв}); \\ I_{5,5} \ddot{\vartheta}_m &= M_{жм} - c_2 (\vartheta_m - \vartheta_{z_8}); \\ I_{7,7} \ddot{\vartheta}_{z_8} &= -c_2 (\vartheta_{z_8} - \vartheta_m) + r_1 c_3 (r_1 \vartheta_{z_8} - r_2 \vartheta_{z_3^*}) + r_1 c_4 (r_1 \vartheta_{z_8} - r_3 \vartheta_{z_3}); \\ I_{9,1} \ddot{\vartheta}_{кв} + I_{9,9} \ddot{\vartheta}_{z_3^*} &= \alpha_2 M_l - r_2 c_3 (r_2 \vartheta_{z_3^*} - r_1 \vartheta_{z_8}); \\ I_{11,1} \ddot{\vartheta}_{кв} + I_{11,11} \ddot{\vartheta}_{z_3} &= \alpha_2 M_n - r_3 c_4 (r_3 \vartheta_{z_3} - r_1 \vartheta_{z_8}), \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где $I_{1,1}$, $I_{1,9}$, $I_{1,11}$, $I_{3,3}$, $I_{5,5}$, $I_{7,7}$, $I_{9,1}$, $I_{9,9}$, $I_{11,1}$, $I_{11,11}$ – ненулевые элементы матрицы инерции;

$M_{дв}$ – момент двигателя;

M_l, M_n – моменты сопротивления на левой и правой гусеницах, приведенные к соответствующим эпициклам.

Через параметры модели элементы матрицы инерции выражаются следующим образом:

$$I_{1,1} = I_{н.э.} + I_{в.э.} + I_{г.н.} + 2I_{в.д.} + I_{z_4} + r_5^2 I_{z_6} + r_4^2 I_{z_7} + \alpha_1^2 (I_{z_1} + I_{л.н.}) + \alpha_1^2 (I_{z_1} + I_{н.н.});$$

$$I_{3,3} = I_n; \quad I_{5,5} = I_m; \quad I_{7,7} = I_{z_8} + r_1^2 I_{z_9};$$

$$I_{9,9} = I_{z_3^*} + r_2^2 I_{z_5} + r_4^2 I_{z_7} + \alpha_2^2 (I_{z_1} + I_{л.н.});$$

$$I_{11,11} = I_{z_3} + r_3^2 I_{z_{10}} + r_2^2 I_{z_{11}z_{12}} + \alpha_2^2 (I_{z_1} + I_{н.н.});$$

$$I_{1,9} = I_{9,1} = -\alpha_1 \alpha_2 (I_{z_1} + I_{л.н.}); \quad I_{1,11} = I_{11,1} = -\alpha_1 \alpha_2 (I_{z_1} + I_{н.н.}),$$

где $I_{н.в.} = I_{в.в.} = 0,3762 \text{ кгм}^2$, $I_{з.н.} = 0,173 \text{ кгм}^2$, $I_{в.од.} = 0,1134 \text{ кгм}^2$ –

моменты инерции соответственно впускного и выпускного коленчатых валов, главной передачи, водила дифференциального механизма;

$$I_{z_1} = 0,3127 \text{ кгм}^2, \quad I_{z_3} = I_{z_3^*} = 0,1149 \text{ кгм}^2, \quad I_{z_4} = 3,64 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2,$$

$$I_{z_5} = 4,78 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2, \quad I_{z_6} = 1,69 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2, \quad I_{z_7} = 1,35 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2,$$

$$I_{z_8} = 6,08 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2, \quad I_{z_9} = 1,43 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2, \quad I_{z_{10}} = 2,08 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2,$$

$$I_{z_{11}z_{12}} = 6,44 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2 \text{ – моменты инерции шестерен;}$$

$I_{л.н.}$, $I_{н.н.}$ – приведенные моменты инерции бортов гусеничной машины, значения которых вместе с передаточными отношениями i_k соответствующих передач приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Передаточные отношения и приведенные моменты инерции бортов

k	1	2	3	4	5	6	7
i_k	44,6	24	19	15	11	8	5,45
$I_{л.н.}; I_{н.н.}, \text{ кгм}^2$	0,827	0,506	0,576	0,760	1,103	4,418	6,317

Вклад сателлитов в суммарную кинетическую энергию системы чрезвычайно мал, поэтому их параметры здесь не приведены.

Момент двигателя $M_{дв.}$ как функция частоты вращения коленчатого вала $n_{кв.}$, задается семейством моментных характеристик $M_{дв.}(n_{кв.})$, определяемых экспериментально. В расчетах для задания внешней моментной характеристики применялась кусочно-линейная интерполяция данных, представленных в табл. 2.

Таблица 2 – Внешняя моментная характеристика двигателя

$n_{кв.} \cdot 10^{-2}, \text{ мин}^{-1}$	12	14,2	15,9	16,8	18	19,1	20	22	22,9	23,4	24,2	25,6	28
$M_{дв.}, \text{ кНм}$	21,5	22,8	23,5	23,8	24,2	24,4	24,5	24,6	24,2	23,9	23,2	22,3	21

Левый и правый эпициклы кинематически связаны с ведущими звездочками левого и правого бортов известными передаточными отношениями, различными на разных передачах. Это дает возможность привести силы сопротивления, действующие на гусеницы машины, к коленчатому валу двигателя и получить единую динамическую модель: двигатель, силовая передача с ГОП МП, бортовые передачи, гусеничный движитель.

Для моментов M_n и M_n справедливы выражения:

$$M_l = M_{л.з.} / i_k ; \quad M_n = M_{н.з.} / i_k , \quad (7)$$

где $M_{л.з.}$, $M_{н.з.}$ – моменты сопротивления на ведущих звездочках левой и правой гусениц.

Моменты $M_{л.з.}$, $M_{н.з.}$ определяются по формулам:

$$M_{л.з.} = P_2 R_{г.к.} ; \quad M_{н.з.} = P_1 R_{г.к.} , \quad (8)$$

где P_1 , P_2 – силы сопротивления на отстающей и забегающей гусеницах (для определенности рассматривается поворот направо);

$R_{г.к.} = 0,318$ м – радиус ведущих звездочек.

Для задания указанных сил использовались литературные данные [8].

В разработанной модели влияние поворота объекта на динамические процессы в ГОП МП учтено с помощью соответствующего дифференциального уравнения [8]. Это не сужает общности предложенного подхода, так как рассмотрение объекта как системы с тремя [8, 10] или пятью [8] степенями свободы, лишь увеличит порядок полной системы дифференциальных уравнений. Заметим, что использование более сложных моделей затруднено необходимостью получения дополнительных данных об объекте, трассе движения и т.д.

Для угловой скорости поворота объекта справедливо выражение

$$\dot{\vartheta}_n = (v_l - v_n) / B , \quad (9)$$

где v_l , v_n – скорости левой и правой гусеницы;

$B = 2,43$ м – ширина колеи;

Выразив скорости v_l и v_n через угловые скорости водил $\dot{\vartheta}_{кв}$ и солнечных шестерен $\dot{\vartheta}_{z_3^*}$, $\dot{\vartheta}_{z_3}$, дифференциальное уравнение поворота объекта представим в виде

$$\dot{\vartheta}_n = \alpha_2 \left(\dot{\vartheta}_{z_3} - \dot{\vartheta}_{z_3^*} \right) R_{г.к.} / i_k B . \quad (10)$$

Переходные режимы в данной системе возникают как вследствие управляющих воздействий со стороны шайбы насоса, так и вследствие изменения характеристик сопротивления на гусеницах машины. При управляющем воздействии на ГОП МП, связанном с изменении угла наклона шайбы насоса, происходит изменение угловых скоростей правой и левой звездочек, а следовательно, изменение скоростей движения гусениц правого и левого борта. В свою очередь изменение скоростей гусениц изменяет силы, действующие на эпициклы дифференциальных механизмов ГОП МП. Достоверное изучение динамических процессов, таким образом, не возможно без учета управляющих воздействий.

Для описания управления через сервопривод воспользуемся дифференциальным уравнением

$$\dot{\gamma}_n = [u(t) - \gamma_n] / T_a , \quad (11)$$

где $u(t)$ – управляющий сигнал на сервопривод;

T_a – постоянная времени сервомотора.

Таким образом, изучение переходных режимом при повороте объекта,

требует совместного интегрирования уравнений ГОП МП (6), уравнения неразрывности (последнего уравнения (1)), уравнений поворота (12) и сервопривода (13). Предварительно их следует записать в форме Коши, что в свою очередь требует разделения переменных в системе уравнений (6). Это легко осуществить с помощью матрицы обратной к матрице инерции.

Начальными данными при исследовании переходных режимов поворота являются параметры прямолинейного движения объекта, которое предшествовало повороту. При этом для однозначного выбора устойчивого и реализуемого режима движения весьма удобным оказалось семейство внешних характеристик (их число равно числу передач бортовых коробок), преобразованных в функцию скорости прямолинейного движения.

Заметим, что для изучения только условий работы гидромашин при повороте объекта и кинематических характеристик движения во многих случаях достаточно упрощенной модели, не учитывающей упругости соединительных валов. Она без труда получается из разработанной модели.

3. Расчетно-экспериментальные исследования поворота. Эксперименты с поворотами на повышенных передачах выявили в исходной конструкции забросы давления в нагнетающей магистрали. В результате срабатывания перепускного клапана (рассчитан на давление $p_{\max} = 50$ МПа), поворот существенно замедлялся, а радиус поворота значительно увеличивался. Орган управления перемещался в этом случае из нейтрального в крайнее положение, что соответствует отклонению шайбы насоса от $\gamma_n = 0^\circ$ до $\gamma_{n \max}$. На рис. 4 показана осциллограмма с записями параметров системы при повороте вправо на четвертой передаче.

Записаны кривые, характеризующие положение органа управления (γ_n), давление в нагнетающей магистрали (p), давление подпитки (p_n), частоты вращения солнечных шестерен (n_c), коленчатого вала ($n_{кв.}$), левого ($n_{л.э.}$) и правого ($n_{п.э.}$) эпициклов. После сопоставления результатов расчетов с экспериментом для уточнения моделей, проведены исследования по выбору рациональных значений параметров, обеспечивающих приемлемые характеристики поворота и динамических процессов.

В исследованиях переходных процессов в модели двигателя и трансмиссии было выполнено две серии расчетов: сначала изучалось развитие динамических процессов на различных режимах движения объекта без сервопривода при разных законах изменения угла поворота шайбы, затем оценивалось влияние сервопривода на динамические процессы, происходящие в модели. Варьировались тип дороги, скорость прямолинейного движения перед входом в поворот, коэффициенты сопротивления прямолинейному движению и боковому сдвигу [9], номер передачи и частота вращения вала двигателя.

Введение сервопривода, как показали исследования, значительно улучшает динамику ГОП МП. В частности позволяет убрать или значительно уменьшили забросы давления в гидросистеме. Угол отклонения шайбы формируется управляющим воздействием $u(t)$ на сервопривод согласно

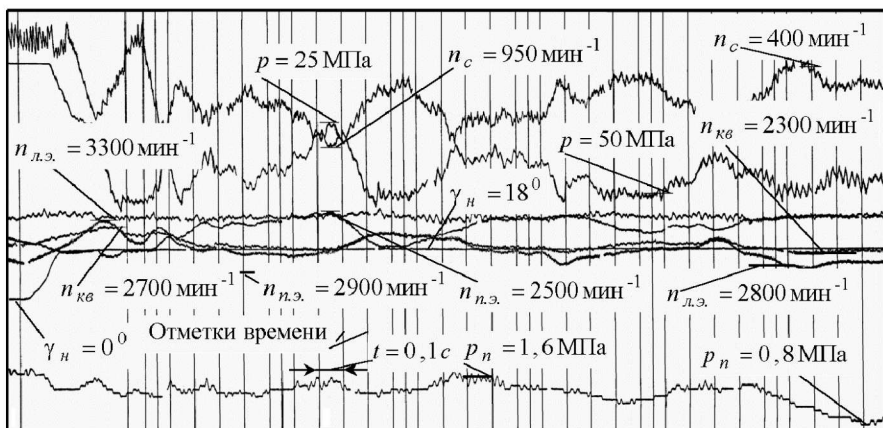


Рисунок 4 – Поворот вправо на четвертой передаче

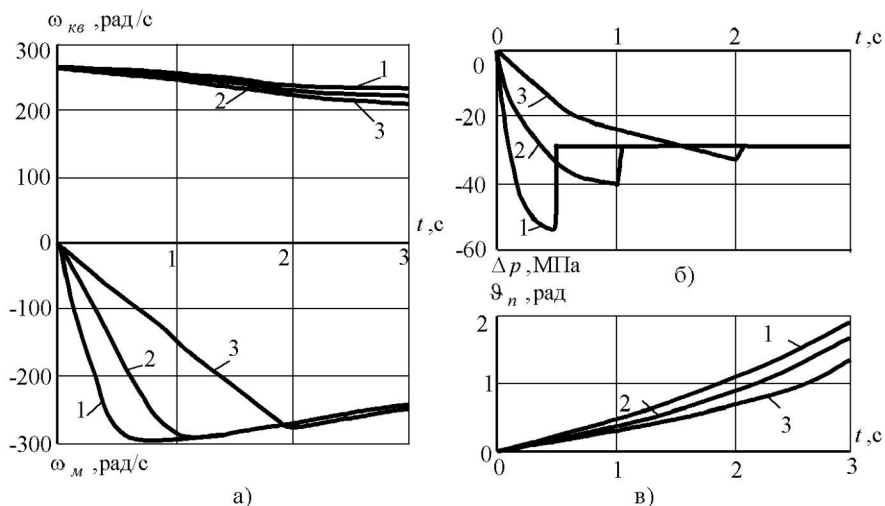


Рисунок 5 – Параметры движения объекта для разных скоростей угла поворота шайбы насоса: а) – угловые скорости двигателя и гидромотора; б) – разность давлений в магистралях; в) – угол поворота объекта

уравнению (13). Он зависит не только от воздействия водителя $u(t)$, но и от постоянной сервопривода T_a . На рис. 5 показан характер изменения параметров движения при повороте объекта на четвертой передаче ($i_4 = 15$) для трех значений времени нарастания угла поворота шайбы от 0° до $\gamma_{n \max}$: 0,5с; 1с; 2с (кривые соответственно 1, 2, 3). Условия движения: песчаная дорога; скорость движения $v = 25,1$ км/час; коэффициент сопротивления прямолинейному движению $f_{mp} = 0,206$; максимальный коэффициент сопротивления боковому сдвигу $\mu_{\max} = 0,3$; $\omega_{кв} = 2600$ мин $^{-1}$. Эти расчеты показывают, что хотя

характер изменения оборотов двигателя и угол поворота объекта слабо зависят от скорости нарастания γ_n , гидросистема объекта весьма чувствительна к скорости изменения угла поворота шайбы. Для времени 0,5 с заброс давления, в частности, в два раза превышает установившееся значение.

На рис. 6 приведены результаты расчетов поворота на второй передаче ($i_2 = 24$). Условия движения: заснеженная дорога; $v = 17,4$ км/час; $f_{np} = 0,305$; $\mu_{max} = 0,3$; $\omega_{кв} = 2840$ мин⁻¹. Сплошными линиями показаны процессы, происходящие в системе при воздействии непосредственно на шайбу механизма при повороте, а штриховыми – эти же процессы при задании такого же управляющего воздействия на сервопривод с постоянной времени $T_a = 0,5$ с. Без сервопривода давление достигает 41 МПа, с использованием же сервопривода – 23 МПа. Плавный характер изменения угла наклона шайбы, каким его генерирует сервопривод, заметно снижает угловую скорость мотора, что ведет к замедлению процесса поворота. Таким образом, существуют оптимальные значения постоянной времени сервопривода, компромиссно удовлетворяющие и условиям эксплуатации, и динамической прочности ГОП МП.

Разработанные модели позволяют также оценивать влияние разных компоновок механической части привода (дифференциальных механизмов и числа зубьев шестерен), характерных объемов гидромашин на параметры поворота и динамические нагрузки.

Выводы. 1. Предложена комплексная модель динамических процессов поворота гусеничной машин, которая включает двигатель, трансмиссию с дифференциальными механизмами и ГОП, ходовую часть.

2. Осуществлен выбор рациональной модели гидродинамических процессов в ГОП и ее корректировка.

3. Получены уравнения механической части силовой передачи с учетом податливости соединительных валов.

4. Введено уравнение, моделирующее управление шайбой гидронасоса и непосредственно, и при воздействии через сервопривод.

5. Приведена осциллограмма с записями параметров поворота объекта на повышенной передаче, когда имеют место забросы давлений.

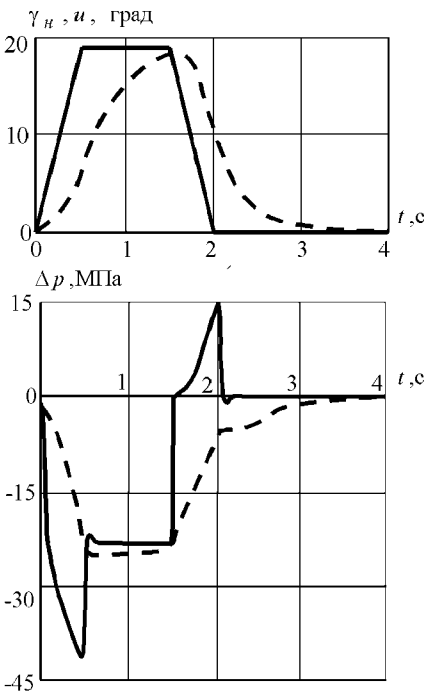


Рисунок 6 – Влияние сервопривода на:
 а) – угол поворота шайбы гидронасоса;
 б) – разность давлений в магистралях

6. Выработаны рекомендации по использованию упругого и жесткого варианта модели.

7. Исследованы возможности использования сервопривода, элементов дифференциальных механизмов, характерных объемов гидромашин для снижения динамических нагрузок и обеспечения необходимых параметров поворота объекта.

8. Изложенный подход перспективен при разработке и совершенствовании целого класса аналогичных конструкций.

Список литературы: 1. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. – М.: Машиностроение, 1982. – 606 с. 2. Беренгард Ю.Г., Гайцгори М.М. К выбору математической модели трубопровода гидросистемы // Машиноведение. – 1978. – № 5. – С. 24-31. 3. Вейц В.Л., Кочура А.Е., Мартыненко А.М. Динамические расчеты приводов машин. – Л.: Машиностроение, 1971. – 352 с. 4. Кисточкин Е.С. Динамическая модель многопоточных бесступенчатых передач с гидрообъемным регулирующим контуром // Машиноведение. – 1978. – № 5. – С. 32-36. 5. Колебания элементов аксиально-поршневых гидромашин // Под ред. Фролова К.В. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с. 6. Попов Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы. – М.: Машиностроение, 1982. – 240 с. 7. Гуськов В.В., Онейко А.Ф. Теория поворота гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1984. – 316 с. 8. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 268 с. 9. Пасынков Р.М., Гайцгори М.М. Расчет гидрообъемных трансмиссий с учетом динамических нагрузок // Вестник машиностроения. – 1967. – №10. – С. 48-51. 10. Фаробин Я.Г. Теория поворота транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1970. – 268 с.

Поступила в редколлегию 15.04.2006.

УДК 539:534

С.В. КРАСНИКОВ, канд.техн.наук, НТУ «ХПИ»

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОПОРНОЙ КОНСТРУКЦИИ ДЛИННОГО ВАЛОПРОВОДА

Розглядаються питання, пов'язані зі створенням іспитових стендів для довгих валопроводів. На основі проведеного аналізу власних коливань різних варіантів системи валопровід-фундамент зроблено рекомендації щодо конструкції іспитового стенду. Математичні моделі та розрахунки виконано на основі методу скінчених елементів.

The problems, related with creation of test bed for lengthy rotor-system are considered. On the basis of the eigen-tones analysis of a several versions of a rotor – base system guidelines on a construction of the test bed are made. The mathematical models and calculations are executed on the basis of finite elements method.

Оборудование большинства энергетических станций на территории стран СНГ, уже давно исчерпало свой проектный ресурс и требует замены или модернизации [1,2]. Среди этого оборудования большой износ имеют валопроводы компрессоров, работающие в условиях повышенной вибрационной нагрузки и подверженных воздействию радиации. Длины этих валопроводов составляют более 10 м. Изготовление валопроводов большой длины связано с проведением их испытаний на стендах заводов [3]. Создание таких