

629.1.013

АНАЛИЗ УПРАВЛЯЕМОСТИ БЫСТРОХОДНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ С НЕЛИНЕЙНОЙ СИСТЕМОЙ УПРАВЛЕНИЯ ПОВОРОТОМ

Д-р.техн.наук, проф. В.Б. ДЕРЖАНСКИЙ, канд.техн.наук, доц. И.А. ТАРАТОРКИН

Приводятся результаты теоретических и экспериментальных исследований динамики управляемого движения быстроходных гусеничных машин с существенно нелинейной системой управления поворотом. Определены пути уменьшения зависимости динамических свойств машины от нелинейности на основе синтеза программ управления движением и приемов вождения.

Основные эксплуатационные свойства быстроходные гусеничные машины (БГМ), такие как управляемость и устойчивость прогнозируются по линеаризованной математической модели движения [1]. Результаты экспериментального исследования динамики управляемого движения БГМ на дорогах с интенсивным изменением направления траектории, показывают, что параметры управляемости и устойчивости отличаются от расчетных. Переходные процессы входа в поворот и выхода из него сопровождаются существенными вибрациями гидрообъемной передачи (ГОП) механизма поворота, ограничивая ее долговечность, а в отдельных трудных условиях - движение полностью не управляемо. Эти динамические явления определяются существенной нелинейностью характеристик системы управления поворотом (СУП), которые не всегда учитываются при проектных расчетах.

Целью работы является анализ управляемости БГМ при существенно нелинейных характеристиках СУП и решение обратной задачи.

В системах управления поворотом БГМ наиболее широко применяется ГОП фирмы Sauer (S&SMB), которые могут быть выполнены с двумя каналами управления — механическим и электронным с пропорциональным регулированием. Последнее по-

звояет осуществлять регулирование ГОП по сигналу обратной связи АСУ, дублирующего и дистанционного управления.

Параметры характеристики СУП определены экспериментально на гусеничной машине в стационарных условиях при снятых гусеницах, нейтрали в трансмиссии, торможении ведущих колес и представлены на рис. 1. в виде функции давления P в силовых магистралях ГОП от угла поворота штурвала $\alpha_{шт}$. Характеристика содержит зону нечувствительности, ограничение координаты (насыщение по давлению), является двухзначной (петлеобразной).

Зона нечувствительности ($m=12^\circ$) определяется зазором в приводе управления и свойствами передачи. Величина зазора определяется условием обеспечения нулевой чувствительности к управляющему воздействию ограниченной амплитуды при случайных отклонениях штурвала водителем. Кроме того, зона нечувствительности устраняет остаточную скорость вращения вала гидромотора, свойственную системам с петлеобразными характеристиками, при возвращении штурвала в исходное состояние. Ширина петли определяется свойствами ГОП и составляет $b=5,1^\circ$. Ограничение координаты определяется настройкой предохранительных клапанов и составляет $c=45\text{МПа}$. Эта характеристика соответствует и изменению скорости поворота машины (т.е. $\omega_n = \omega(\alpha_{шт})$) когда двигатель работает в режиме максимальной мощности ($\omega_n=1\text{ рад/с}$).

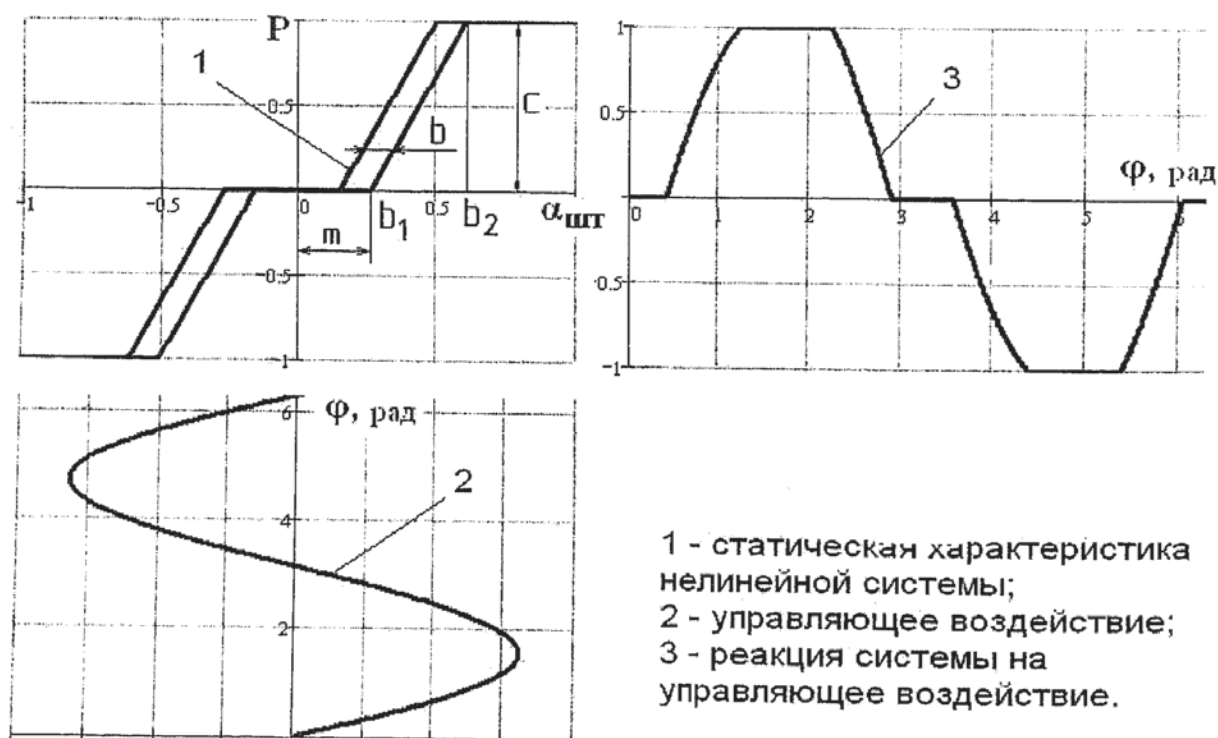


Рис. 1 Параметры характеристики системы управления поворотом

Для исследования динамических свойств ГМ с существенно нелинейной характеристикой СУП необходимо ее формальное описание. В зависимости от способа решения приведенная функция задается в кусочно-линейной форме или коэффициентами гармонической линеаризации.

При приближенном решении правая часть дифференциального уравнения определяется выражением:

$$k_1(\alpha_{шт}) = e^{-\tau \cdot s} (q + q') \cdot \alpha_{шт},$$

где q и q' – коэффициенты гармонической линеаризации [2]. На статической характеристике нет координаты времени, а петлеобразность характеристики отражает нелинейность координатного запаздывания реакции. Для учета запаздывания во времени вводится трансцендентное звено чистого запаздывания $e^{-\tau s}$. Схема определения реакции нелинейной системы на симметричное гармоническое управляющее воздействие $\alpha_{шт} = A \sin \omega t$ приведена на рис 1.

Динамика высокочастотного процесса в ГОП не зависит от длинно-периодического движения, формирующегося упруго-инерционными свойствами гусеничного движителя и корпуса машины. Это позволяет принять допущения, при исследовании процессов в ГОП, об абсолютно жестких соединительных валах трансмиссии и рабочих ветвях гусениц, $E_m \rightarrow \infty$. При этом допущении и переменном значении угловой скорости вала двигателя, управлении подачей топлива ($\alpha_{шт} \neq 0$) математическая модель вращательного движения гусеничной машины приводится к дифференциальному уравнению третьего порядка:

$$\omega_\phi = \frac{2\Gamma_{BK} K_\omega \frac{1}{I} \alpha_{шт} \left(1 + 0,78 \frac{\omega_N}{\omega_{qq0}} \right) \delta \int_0^\tau \dot{\alpha}_{шт} dt \cdot \text{sign}(\alpha_{шт})}{K_R B (1 + K) U_{BP} U_{MC} (1 + T_q S) \left(T_{MEK} T_1 S^2 + \left(T_{MEK} + \frac{a_1 \nabla}{C_{MEK}} \right) S + 1 + \frac{a_2 \nabla_M}{C_{MEK}} \right)}$$

в котором T_Γ , T_{MEK} – постоянные времени, учитывающие влияние на переходной процесс инерционных свойств и скольжения системы управления поворотом, а также запазды-

вания в гидроприводе из-за утечек и сжимаемости рабочей жидкости. Обозначения остальных параметров приведено в [1, с.101].

По этому уравнению с существенно нелинейной правой частью осуществляется анализ условий возникновения автоколебаний и их устойчивости.

Корректность математической модели, а также параметры ГОП $T_{\text{мех}}$ и $T_{\text{г}}$ определяются по переходной реакции изменения давления в силовых магистралях на действие управляющего воздействия в виде единичной функции. Фрагмент осциллограмм изменения параметров при этом процессе приведен на рис 2.

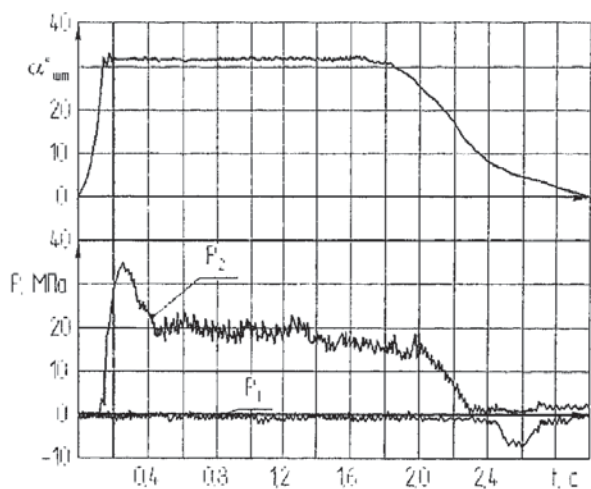


Рис. 2 Фрагмент осциллограммы – изменение параметров при определении реакции на рывок штурвала

характер. Из спектрального анализа процесса следует, что в полосе частот от 0 до 20 Гц спектр колебаний имеет три ярко выраженные доминирующие частоты: 1,5 Гц (9,7 рад/с); 12,2 Гц (76,7 рад/с) и 18,7 Гц (117,4 рад/с). Первая частота соответствует длиннопериодическому движению, обусловленному скручиванием трансмиссионных валов и продольной податливостью гусениц. В соответствии с расчетом $\omega=9,41$ рад/с, что совпадает с экспериментальным значением.

Вторая, более высокая частота 12,2 Гц, соответствует колебаниям, вызванным динамическими свойствами гидрообъемной передачи. Это подтверждается интенсивным затуханием. Колебания проявляются от начала входа в поворот в зоне нарастания давления, т.е. когда $\alpha_{\text{шт}} > m$ в течение 1,2...1,5 с (4...6 колебаний). Третья, самая высокая частота 18,7 Гц является «траковой», за один оборот ведущего колеса происходит 13 колебаний. Колебания остальных частот можно рассматривать как «фоновый» шум. После возвращения штурвала в исходное положение за 0,9 с давление в силовой магистрали снижается за 0,3 с.

Поворот штурвала на угол $2/3 \alpha_{\text{max}}$ (30°) осуществляется за 0,17...0,18 с. Давление достигает максимального значения через 0,25 с начала поворота штурвала. Как видно из рисунка, переходный процесс характеризуется значительным «забросом» реакции относительно установившегося значения ($P_{\text{max}}/P_{\text{уст}}=35/20=1,75$). После достижения максимального значения давление в силовой магистрали носит колебательный ха-

При более медленном повороте штурвала за 0,3...0,4 с и при более высокой скорости движения машины переходной процесс в гидрообъемной передаче является аperiodическим. Вал гидромотора достигает максимальной скорости за 0,6...0,7 с. Следовательно, постоянная времени $T_{\text{мех}}=t_{\text{уст}}/3$ и составляет 0,20...0,23 с. При известной частоте колебаний $\omega=\beta_1$ с учетом ее значения можно определить постоянную времени

$$T_{\Gamma} = \frac{1}{T_{\text{мех}}\beta_1^2} \left(1 + \frac{\nabla \cdot a_2}{C_{\text{мех}}} \right). \text{ Для исследуемого объекта } T_{\Gamma} = (7,79 \pm 0,55) \cdot 10^{-3} \text{ с.}$$

Эту же величину можно определить по известной длительности затухания переходного процесса и по величине реальной части комплексных корней α_1 . Учитывая, что $t_{\text{п}}=3/\alpha_1$, из формулы, определяющей α_1

$$T_{\Gamma} = t_{\text{п}} \left(T_{\text{мех}} + \frac{\nabla \cdot a_1}{C_{\text{мех}}} \right).$$

Исследование динамики системы, обладающей свойством фильтра линейной части осуществляется следующим образом. Характеристическое уравнение гармонически линеаризованного дифференциального уравнения вращательного движения имеет вид:

$$A_2 S^2 + A_1 S + A_0 - K_{\text{об}} (q(a) + q'(a)) = 0$$

После формальной замены $S=j\omega$ можно получить систему двух уравнений, приравняв их к нулю.

$$\text{Re}(a, \omega) = 0; \quad -A_2 \omega^2 + A_0 - K_{\text{об}} q(a) = 0,$$

$$\text{Im}(a, \omega) = 0; \quad A_1 \omega - K_{\text{об}} q'(a) = 0.$$

Частота автоколебаний определяется из первого уравнения $\omega = \sqrt{(A_0 - K_{\text{об}} q(a)) / A_2}$ и в соответствии с двузначностью $q(a)$, имеет два значения. Для исследуемой системы $\omega_1=12$, $\omega_2=19$ Гц. При известной частоте ω из второго уравнения системы определяется коэффициент $q'(a)$:

$$q'(a) = \frac{A_1 \sqrt{(A_0 - K_{\text{об}} q(a)) / A_2}}{K_{\text{об}}}, \text{ и в соответствии с функцией } q'(a) \text{ определяется значение}$$

амплитуды периодического движения. Устойчивость периодического движения определяется двумя условиями: основного

$$\left(\frac{\partial \text{Re}}{\partial a} \cdot \frac{\partial \text{Im}}{\partial \omega} \right) - \left(\frac{\partial \text{Im}}{\partial a} \cdot \frac{\partial \text{Re}}{\partial \omega} \right) > 0,$$

и дополнительного, чтобы все корни характеристического уравнения линеаризованной системы имели отрицательную вещественную часть. Последнее для рассматриваемой

системы выполняется. На основе анализа знаков частных производных, входящих в основную критерий устойчивости установлено, что автоколебания устойчивы в зоне петлеобразности характеристики при увеличении и уменьшении угла поворота штурвала.

Условия возникновения автоколебаний в силовых магистралях ГОП определены при регистрации давления в процессе движения машины по характерному стуку предохранительных клапанов, который появляется при поворотах штурвала на определенный угол. Фрагмент осциллограммы этого процесса при движении на 4 передаче приведен на рис. 3.

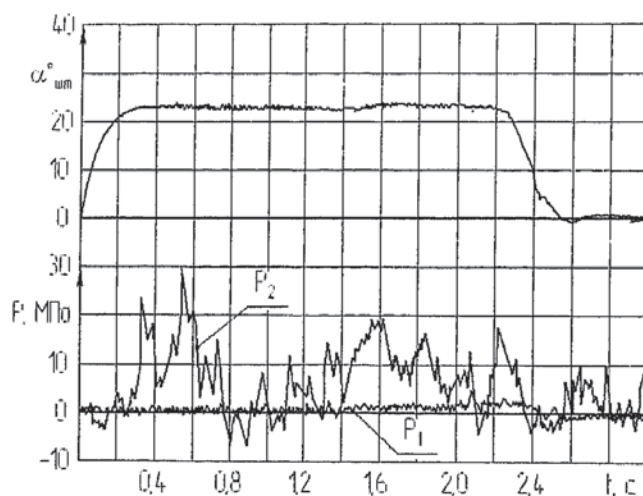


Рис. 3. Фрагмент осциллограммы – изменение параметров при повороте на IV передаче

При движении со скоростью 14...16 м/с поворот штурвала в ту или иную сторону на угол 12...15 градусов (т.е. в зоне нарастания давления) приводит к колебаниям давления P_2 в соответствующей силовой магистрали ГОП со значительной амплитудой до 30 МПа и с частотой 19 Гц.

Колебательный процесс распространяется и на откачивающую магистраль P_1 . Возникновение описанных автоколебаний подтверждает теоретический вывод о влиянии нелинейностей характеристики ГОП. Автоколебательный процесс в рабочей жидкости локализуется внутри передачи и не сказывается на кинематические параметры движения. Автоколебания давления с большой амплитудой приводят к интенсивному износу прецизионных сопряжений предохранительных клапанов и к последующему снижению динамических и энергетических свойств гидрообъемной передачи, снижая уровень комфортабельности машины.

Особенно существенно автоколебания в ГОП влияют на динамику функционирования инженерного и технологического оборудования, которым оснащаются многоцелевые гусеничные машины – манипуляторы, лебедки, сварочные агрегаты, управляемые механизмы бульдозера и др., привод гидромоторов которых осуществляется от

гидронасоса ГОП механизма поворота через трубопроводы высокого давления. Для предотвращения движения машины в процессе выполнения технологических операций предусматривается включение остановочных тормозов. Функционирование технологического оборудования сопровождается колебательным процессом в силовых магистралях ГОП. Наиболее высокие амплитуды характерны для процесса нарастания давления и разгрузки ГОП (т.е. в зонах нечувствительности и петлеобразности характеристики). На рис. 4. приведены фрагменты осциллограммы изменения параметров при понижении нагрузки. Из рисунка следует, что колебания давления происходят с периодически изменяемой амплитудой, т.е. являются биениями, частота которых составляет 5,1 рад/с, частота колебаний давления в силовых магистралях ГОП – 75 рад/с. При незначительном изменении частоты биений в нелинейной системе – изменение нагрузки в приводе приводит к самопроизвольному переходу колебаний с одного режима на другой с возрастающей амплитудой до 40 МПа. Колебательный процесс в силовых магистралях ГОП приводит к вибронегруженности самой передачи, соединительных шлангов, остановочных тормозов и снижению долговечности элементов. При вибрации тормозов происходит ослабление шпилек крепления к бортовым редукторам, а также к снижению реализуемого коэффициента трения во фрикционных элементах. В последнем случае возможно самопроизвольное поступательное движение машины при выполнении технологических операций, что снижает безопасность их выполнения.

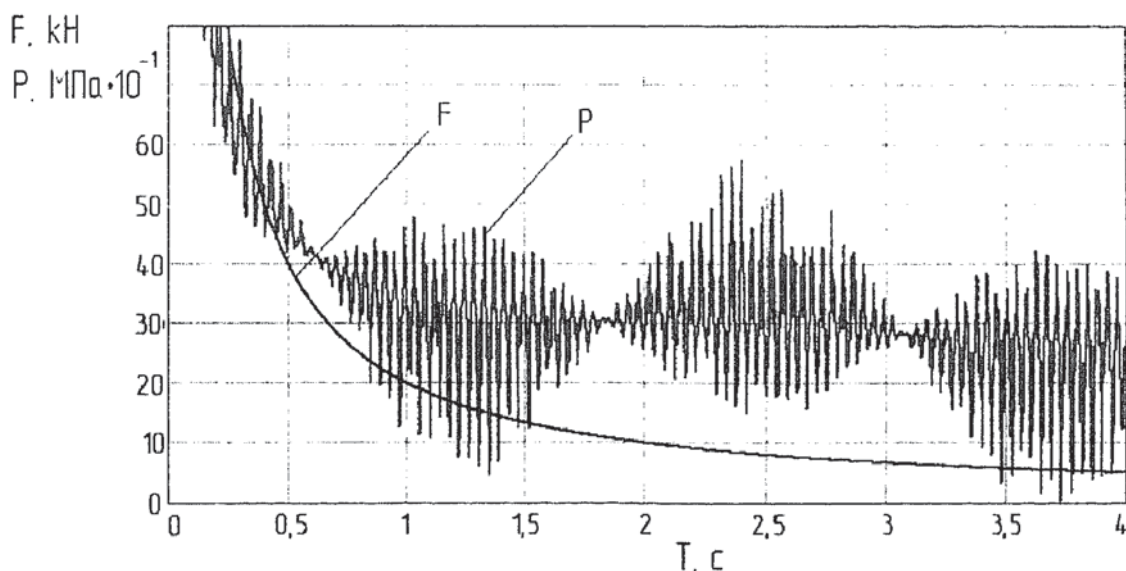


Рис. 4 Фрагмент осциллограммы – изменение параметров при снижении нагрузки на тросе лебедки

F – сила натяжения троса; P – давление в силовой магистрали

Для линеаризованной модели движения давление рабочей жидкости, следовательно, и возможное ускорение поворота машины могут достигать любого значения. При этом считается, что при выполнении кинематических условий поворота всегда

обеспечивается требуемый поворачивающий момент. В действительности в режиме входа в поворот при росте статической и динамической составляющих момента давление в гидроприводе возрастает только до определенного, предельно допустимого, обусловленного срабатыванием перепускных клапанов. В связи с этим линейную модель гидрообъемной передачи необходимо дополнить нелинейной характеристикой насыщения по давлению. Для машин с дифференциальным гидрообъемным механизмом поворота поворачивающий момент создается гидромотором $M_n = M_{ГМ} \cdot B(1+k)U_{\text{бр}}U_{\text{мс}}/2r_{\text{вк}}$ [1]. Момент гидромотора является сложной нелинейной функцией, которая описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} M_{ГМ} &= \Delta P \cdot q_{\text{зон}}; \\ \frac{\Delta P}{dt} &= (Q_{ГН} - \Delta Q) \cdot E(\Delta P, b, n); \\ Q_{ГН} &= q_n(\alpha_{\text{шт}}) \cdot \omega_d(\alpha_{\text{нт}}) \cdot U_{\text{дн}}, \end{aligned} \quad (2)$$

где ΔP – избыточное давление в силовых магистралях; $q_{\text{зон}}$ – объемная постоянная; Q – расход жидкости; ΔQ – утечки жидкости, включая через предохранительный клапан; $E(\Delta P, b, n)$ – модуль упругости рабочей жидкости, зависящий от избыточного давления ΔP ; газосодержания b и показателя политропы n .

Требуемый рост давления и расход жидкости при переходных режимах ограничивается вследствие срабатывания предохранительного клапана. При этом возрастает температура рабочей жидкости в силовых магистралях ГОП, что переводит ее в двухфазное состояние. Это приводит к повышению коэффициента газосодержания b , снижению модуля упругости жидкости $E(\Delta P, b, n)$, и, соответственно, механической жесткости ГОП, увеличению фазового отставания реакции на управляющее воздействие и ограничению работоспособности передачи. Вывод из этого ограничения заключается в том, что для обеспечения поворота машины необходимо создать не только кинематические условия поворота, но и силовые. При действии этого ограничения дифференциальное уравнение движения не обладает свойством фильтра линейной части, поэтому метод гармонической линеаризации к нему не приемлем. Однако нелинейность ограничения давления рабочей жидкости необходимо внести в математическую модель в виде ограничения, при котором динамический момент сопротивления повороту не

должен превышать поворачивающий, т.е. в соответствии с неравенством

$$M_c + J_z \delta_\varphi \dot{\omega}_\varphi \leq M_\Pi$$

При знаке равенства и $M_c = k_M \dot{\omega}_\varphi$ решением дифференциального уравнения является

$$\omega_\varphi = \frac{1}{k_M} \left(M_\Pi - C \cdot \exp\left(-\frac{k_M}{\delta_\varphi J_z} \cdot t\right) \right),$$

где C – постоянная интегрирования, определяется по начальным условиям. Если в начальный момент времени движения при $t=0$ $\omega_\varphi = \omega_0$, то $C = -\omega_0 \cdot k_M + M_\Pi$, т.е. определяется разностью моментов поворачивающего и сопротивления повороту.

Из этого уравнения следует, что при постоянном значении поворачивающего момента и достаточным для выполнения вышеприведенного неравенства, переходный процесс является аperiодическим (график 1, рис.5). Если за время реакции гусеничной машины на управляющее воздействие принять время, в течении которого угловая скорость достигнет 66,6% ее установившейся величины получаемой при бесконечно большом времени, то нетрудно установить, что время реакции пропорционально скорости движения V , приведенному моменту инерции $\delta_\varphi \cdot J_z$, обратно пропорционально коэффициенту увода C_y или коэффициенту сопротивления повороту.

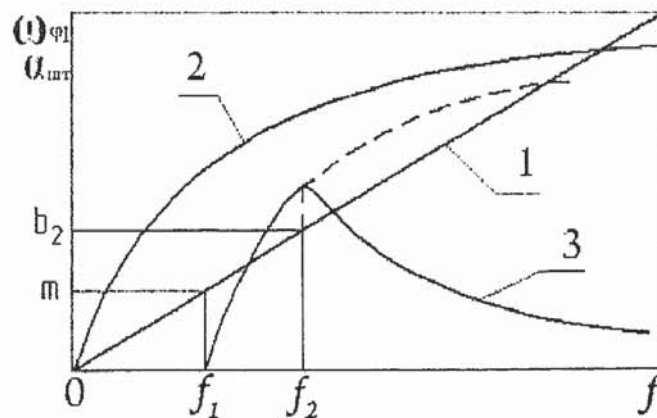


Рис.5 Изменение угловой скорости поворота машины с линейной и с нелинейной характеристиками гидрообъемной передачи

1 – угол поворота штурвала; 2, 3 – соответственно, угловая скорость поворота машины с линейной и с нелинейной характеристиками,

При учете нелинейностей характеристики ГОП момент гидромотора носит переменный характер. В этом случае изменение угловой скорости определяется следующим образом. При равномерном повороте штурвала $\alpha_{шт}$ (график 1, рис. 5.) до достижения $\alpha_{шт}$ значения m , т.е. в зоне нечувствительности, угловая скорость во времени t остается равной нулю. При дальнейшем увеличении угла поворота штурвала во времени t_2 угло-

вая скорость (график 2) начинает возрастать по экспоненте. При увеличении угла поворота штурвала до точки b_2 , соответствующей зоне насыщения угловая скорость изменяется двояко. При достаточном давлении и поворачивающем моменте угловая скорость может возрастать (штриховая линия графика 3 на рис. 5.) по экспоненте. Но если поворачивающего момента недостаточно, т.е. проявляется нелинейность характеристики гидрообъемной передачи – насыщение по давлению, то угловая скорость поворота машины, в соответствии со значение момента гидромотора, начинает убывать – движение неуправляемо.

Таким образом, наличие существенных нелинейностей в динамической характеристике гидрообъемной передачи таких как зона нечувствительности, насыщение по расходу и по давлению, вязкое трение, могут привести к автоколебаниям с недопустимо большой амплитудой, а в отдельных случаях приводят к нарушению устойчивости и управляемости движения.

В соответствии с приведенными результатами исследований определяются основные направления уменьшения зависимости динамических свойств БГМ от нелинейностей СУП на основе синтеза программы автоматического управления и обоснования приемов вождения (управление двигателем и трансмиссией).

В условиях движения машины с интенсивным изменением направления траектории запаздывание в системе и нечувствительности реакции машины на управляющее воздействие могут быть компенсированы созданием обратной связи системой управления форсирующего импульса поворачивающего момента, направленного в сторону управляющего воздействия $\alpha_{шт}(t)$ в момент времени, когда производная $\dot{\alpha}_{шт}(t)$ максимальна, с кратковременным, на 0,1...1,0 с, блокированием предохранительных клапанов. Длительность действия импульса определяется временем запаздывания реакции для соответствующего скоростного режима движения, а значения амплитуды – условием ограничения бокового ускорения. Это обеспечивает повышение качества переходных процессов, сокращение длительности реакции и коэффициента фазовой напряженности.

Случайные составляющие отклонения угловой скорости, направляющего угла от касательной к заданной траектории и его производной, а также бокового смещения, свойственные системам с петлеобразными характеристиками, требующие снижения скорости по условиям обеспечения вписываемости, могут быть уменьшены созданием

обратной связи АСУ, компенсирующей отклонение параметров траектории в том числе и «быстрые».

Исключение условий возникновения устойчивых автоколебательных процессов достигается варьированием параметров, определяющих демпфирование в системе. Например, при функционировании привода технологического оборудования, ГОП является разнесенной, колебательный режим которой определяется увеличением значения гидравлической постоянной времени T_H , характеризующей запаздывание в гидроприводе из-за утечек и сжимаемости рабочей жидкости, а также значения коэффициента жесткости механической характеристики гидропривода $C_{мех}$. Гашение колебаний удалось обеспечить выбором упругости эластичных соединений трубопроводов.

Для обеспечения устойчивости движения замкнутой системы с обратной связью и высоких динамических качеств при ограниченной установочной мощности гидрообъемной передачи, ее объемно-габаритных и компоновочных размеров, в конструкциях трансмиссий используются двухпоточные управляемые приводы [4]. Анализ конструктивных решений, обеспечивающих высокие динамические качества при ограниченной установочной мощности ГОП, показывает наличие существенных функциональных ограничений.

Для машин с дифференциальным ГОМП снижение скорости поступательного движения уменьшением подачи топлива (частоты вращения вала двигателя), не допустимо, так как это приводит к снижению угловой скорости гидромотора и поворота машины и еще в большей степени снижает динамические качества. Торможение в процессе поворота не допустимо, так как затрудняется возможность криволинейного движения. Некоторый эффект может быть достигнут при упреждающем переключении передач в ГМТ на номер ниже и соответствующим увеличением подачи топлива, т.е. перевода двигателя на повышенный скоростной режим. Экспериментально установлено, что при вероятности появления «закрытых» поворотов управляемость может быть повышена при быстром переключении передачи на номер ниже и при увеличении частоты вращения вала двигателя близко к максимальной (конструкция системы управления гидромеханической трансмиссией позволяет это осуществить). Первое приводит к повышению чувствительности к управляющему воздействию, а второе увеличивает производительность гидронасоса ГОП.

Для повышения динамических качеств и управляемости гусеничной машины с ограниченной мощностью ГОП путем использования кинетической энергии поступательного движения (инерционных сил при замедлении) конструкция механизма поворо-

та и управление им должны быть с регулируемым в зависимости от скорости кинематическим параметром q , определяющим расстояние от центра масс до точки, сохраняющей при повороте скорость прямолинейного движения. Проведенные всесторонние экспериментальные исследования управляемости гусеничных машин с такой системой управления показали, что параметры, характеризующие качество переходных процессов несколько выше, чем с обычной системой управления, что обеспечивает более высокие скоростные и динамические качества.

ВЫВОДЫ

Приведенные результаты анализа динамики управления поворотом БГМ при существенно нелинейной характеристике СУП позволяют сделать вывод о существенной зависимости управляемости от параметров нелинейности СУП таких как зона нечувствительности, петлеобразность (двухзначность) характеристики, ограничение координаты (насыщение по давлению).

На основе установленных закономерностей представляется возможным уменьшить зависимость динамических свойств от нелинейностей СУП, в частности:

- запаздывание в системе компенсируется созданием форсирующего управления при входе в поворот с кратковременным блокированием предохранительных клапанов, а также соответствующими приемами управления движением;
- исключение условий возникновения автоколебаний в СУП могут быть достигнуты варьированием параметров, определяющих демпфирование в системе, эластичностью трубопроводов высокого давления. Отклонение случайных параметров траектории от заданных компенсируются обратной связью АСУ.

Эффективным путем повышения управляемости и подвижности машин на дорогах с интенсивным изменением направления движения при ограничениях мощности системы управлением поворотом, наряду с совершенствованием известных решений, является синтез систем с регулируемым кинематическим параметром, позволяющих повысить качество переходных процессов поворота за счет использования кинетической энергии поступательного движения машины.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Благоднаров А.А., Держанский В.Б. Динамика управляемого движения гусеничной машины. – Курган: Изд-во КМИ, 1995. - 162с.
Попов Е.П., Пальтов И.П. Приближенные методы исследования нелинейных автоматических систем. М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1960.
Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Жебелев К.С. Исследование динамики управляемого движения быстроходных гусеничных машин. // Вестник ЮУрГУ, Серия «Машиностроение», Вып. 8, №11 (66), Челябинск, 2006. С. 114-121.
4. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Зависимость быстроходности транспортных гусеничных машин от их динамических свойств. // Транспорт Урала, №2(13), УрГУПС, Екатеринбург. 2007. С. 16-27.

621.436

ОБ ЭФФЕКТИВНОСТИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ (АТС)

Канд. техн. наук Л.Г. ТРЕМБОВЕЛЬСКИЙ

Эффективность автомобиля, как физической машины складывается из эффективности топливно-энергетического поля двигателя и правильно подобранных характеристик путей передачи и реализации в поступательное движение автомобиля вырабатываемой двигателем энергии.

Рассматривая согласованность энергосоздающих, передающих и поглощающих систем автомобиля необходимо раскрыть причинно-следственные связи между агрегатами, системами и автомобилем в целом и на этой основе управлять согласованностью.

С этой целью предлагаются адекватные по структуре показатели:

- критерий технико-экономической эффективности автомобиля
- механический эквивалент одного килограмма топлива.