



ДЕРЖАНСКИЙ Виктор Борисович
 доктор технических наук, профессор,
 заведующий кафедрой гусеничных машин
 Курганского государственного
 университета, специалист в области
 динамики управляемого движения
 транспортных машин и синтеза
 оптимального управления, обладатель
 почетного звания «Заслуженный
 машиностроитель России».
 В КГУ читает курсы «Теория движения
 многоцелевых гусеничных и колесных
 машин», «Управляемость и устойчивость
 движения транспортных машин»,
 «Управление техническими системами»

ТАРАТОРКИН Игорь Александрович –
 доктор технических наук, доцент,
 заведующий отделом Института
 машиноведения УрО РАН, специалист в
 области динамической нагруженности
 трансмиссий транспортных машин. В
 Курганском государственном
 университете читает курсы «Динамика
 машин», «Надежность и испытания
 многоцелевых гусеничных и колесных
 машин», «Основы научных
 исследований».



В.Б.ДЕРЖАНСКИЙ И.А.ТАРАТОРКИН АЛГОРИТМЫ УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

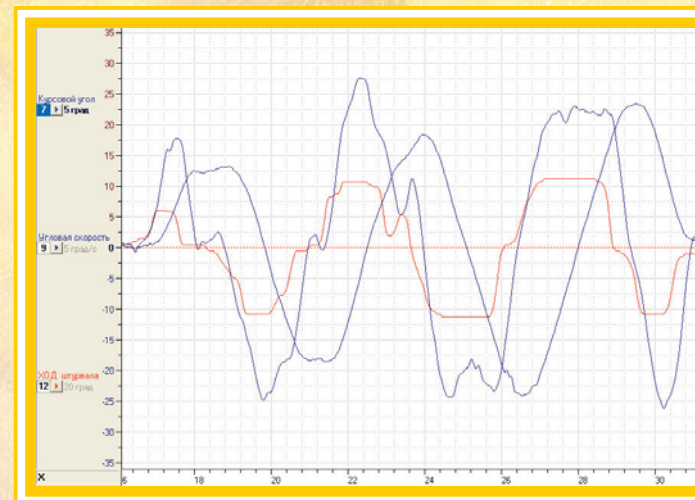


**В.Б.ДЕРЖАНСКИЙ
 И.А.ТАРАТОРКИН**



АЛГОРИТМЫ УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ

Монография



ISBN 978-5-4217-0001-2



Курганский
 государственный
 университет



РЕДАКЦИОННО-ИЗДАТЕЛЬСКИЙ
 ЦЕНТР
 43-38-36

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

КУРГАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

В.Б.ДЕРЖАНСКИЙ, И.А.ТАРАТОРКИН

**АЛГОРИТМЫ УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ
ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ**

Монография

КУРГАН · 2010

УДК 629.1.02
Д 36

Рецензенты

доктор технических наук, профессор

Г.О. Котиев

заместитель генерального директора ОАО «СКБМ», лауреат
премии правительства РФ, кандидат технических наук

К.С. Жебелев

Д 36 Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Алгоритмы управления движением транспортной машины: Монография. – Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2010. – 142 с.

В монографии рассматриваются вопросы управления процессами регулирования движения транспортной машины – поступательной скорости (трогания машины с места, разгона–переключения передач, торможения, поддержания безопасной дистанции) и направления движения с системой управления поворотом, обладающей непрерывными или дискретными свойствами. Обоснование задач управления, синтез адаптивных алгоритмов функционирования автоматизированных систем осуществляется на основе результатов исследования динамики переходных процессов.

Для научных и инженерно-технических работников, аспирантов и студентов вузов, занимающихся исследованием и разработкой систем управления движением транспортной машины.

Рис. – 48, табл. – 7, библиограф. – 27 назв.

ISBN 978–5–4217–0001–2

© Курганский
государственный
университет, 2010

© Держанский В.Б.,
Тараторкин И.А., 2010

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
<i>Глава 1.</i> МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ ПРИ УПРАВЛЕНИИ ПОСТУПАТЕЛЬНОЙ СКОРОСТЬЮ.....	6
1.1 Расчетная схема и математическая модель движения машины как управляемого объекта.....	6
1.2 Математическая модель водителя.....	14
1.3 Моделирование системы параметров внешней среды.....	21
1.4 Динамика процесса трогания транспортной машины с места.....	22
1.5 Управление переключением передач.....	39
1.6 Управление торможением транспортной машины. Системы поддержания дистанции между машинами при движении в транспортном потоке.....	60
<i>Глава 2.</i> ДИНАМИКА СИСТЕМЫ ПРИ РЕГУЛИРОВАНИИ НАПРАВЛЕНИЕМ ДВИЖЕНИЯ.....	70
2.1 Исследование динамики управляемого движения быстроходных гусеничных машин.....	70
2.2 Прогнозирование подвижности быстроходных гусеничных машин при криволинейном движении.....	81
2.3 Анализ управляемости быстроходной гусеничной машины с нелинейной системой управления поворотом.	100
2.4 Синтез оптимального управления поворотом гусеничной машины.....	109
2.5 Повышение управляемости быстроходной гусеничной машины с дискретными свойствами механизма поворота.....	118
<i>Глава 3.</i> УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ.....	123
3.1 Динамическая устойчивость вращательного движения. Учет нелинейностей системы управления.....	123
3.2 Устойчивость движения линеаризованной системы по критерию Рауса-Гурвица.....	127

3.3 Оценка устойчивости движения на основе второго (прямого) метода А.М. Ляпунова.....	134
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	139
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	140

ВВЕДЕНИЕ

Возможность реализации потенциальных скоростных качеств транспортных машин специального назначения во многом определяется качеством управления переходными процессами при регулировании поступательной скорости и направления движения машины.

Управление движением транспортной машины осуществляет водитель, который выполняет две функции. Первая заключается в упреждающем определении изменяющихся параметров внешней среды и в создании соответствующих управляющих воздействий. Вторая функция заключается в осуществлении обратной связи по результатам оценки соответствия параметров движения заданным, т.е. в сведении к нулю возникающих отклонений. Ограниченность психофизиологических свойств водителя, его утомляемость в экстремальной ситуации приводят к существенным ошибкам в процессе управления сложной, многомерной системой, выполняющей большое количество функций по управлению двигателем, трансмиссией, механизмом поворота. Система управления движением транспортной машины содержит комплекс структурных составляющих, часть из которых снабжена обратными связями (например, всережимный регулятор топливного насоса высокого давления).

В связи с этим, при разработке перспективных и модернизации существующих машин создаются автоматизированные системы управления движением, функциональные свойства которых потенциально во многом превосходят возможности водителя. Экспериментальные исследования образцов машин с опытными системами автоматического управления показывают существенное снижение утомляемости водителя и уровня требований к его квалификации. Однако, эксплуатационные свойства машин в сложных или экстремальных условиях движения не превышают уровня, достигаемого при управлении высококвалифицированным водителем. Выполненный анализ показывает, что эффективность автоматизации может быть повышена на основе учета динамики управляемых процессов, что и определяет направленность данной работы.

В монографии рассматриваются вопросы управления процессами регулирования поступательной скорости (трогания машины с места, разгона – переключения передач, торможения, поддержания безопасной дистанции) и направления движения с системой управления поворотом, обладающей непрерывными или дискретными свойствами.

Содержание работы базируется на результатах исследования динамики управляемого движения перспективных и модернизируемых транспортных машин, выполненных при поддержке грантами Президиума РАН, РФФИ, Минобрнауки России.

Глава 1

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ ПРИ УПРАВЛЕНИИ ПОСТУПАТЕЛЬНОЙ СКОРОСТЬЮ

1.1 РАСЧЕТНАЯ СХЕМА И МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ МАШИНЫ КАК УПРАВЛЯЕМОГО ОБЪЕКТА

Вопросам моделирования в теории движения машин традиционно уделяется много внимания. Процесс развития теории движения основан на учете новых экспериментальных данных. Структура и вид математической модели управляемого движения гусеничной машины определяется предпосылками и допущениями, принимаемыми при построении расчетной схемы. Расчетная схема движения машины строится в соответствии с работами Л.В. Сергеева, Г.О. Котиева, В.И. Красенькова, Е.Е. Александрова, С.А. Бекетова, В.А. Савочкина, исследователей Японии и США, а также отраслевых материалов.

При анализе динамики движение гусеничной машины как сплошного твердого тела с неголономными связями, расчетная схема которой представлена на рисунке 1.1, рассматривается по пяти координатам: центра масс вдоль осей x, y , вокруг оси z , а так же вращение ведущих колес ω_1, ω_2 .

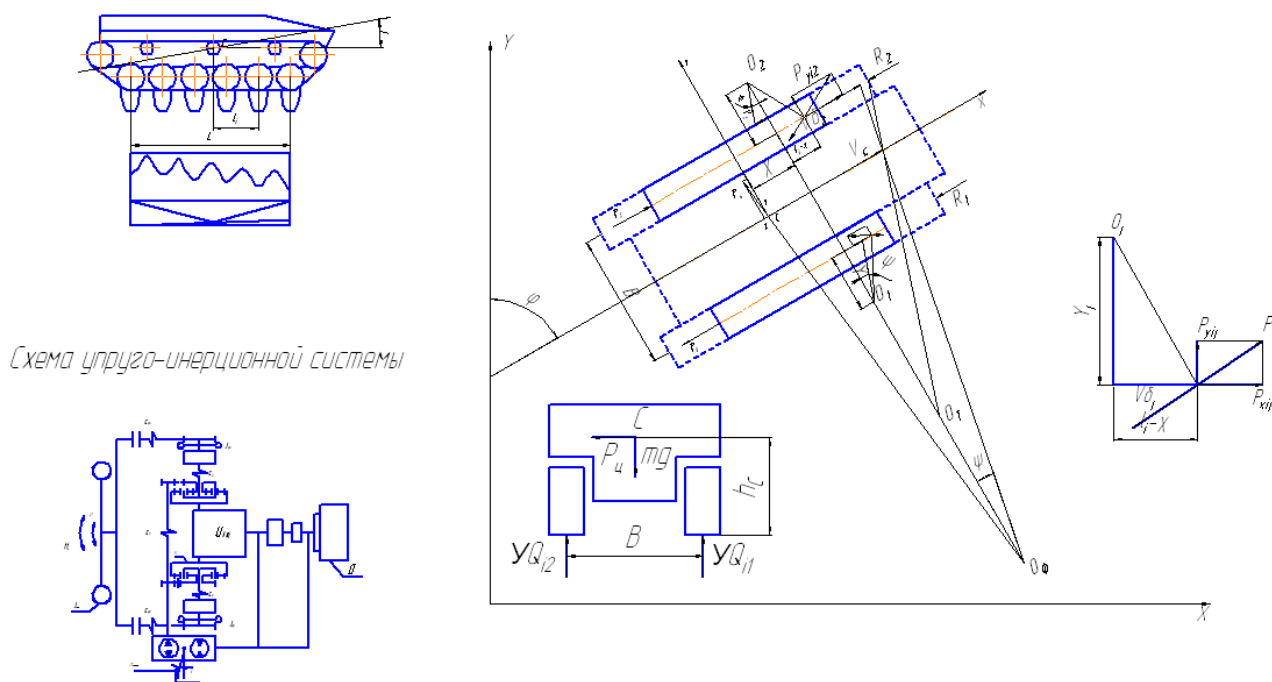


Рисунок 1.1 – Расчетная схема движения машины

Рассматривается общий случай неустановившегося плоско-параллельного движения машины с длиной опорной поверхности L и шириной колеи B как сплошного твердого тела массой m и моментом инерции вокруг вертикальной оси J_z на горизонтальной плоскости XOY . Основные параметры управляемого движения: продольная скорость V , кривизна траектории K , угловая скорость $\dot{\psi}$ и курсовой угол ψ - определяются на основе уравнений движения машины в подвижной системе координат, начало которой совмещено с центром масс

машины. Центр масс в реальных конструкциях машин обычно смещен относительно точки пересечения продольной и поперечной осей симметрии. Для машин, оснащенных механизмом изменения клиренса, величина смещения вдоль продольной оси является переменной. В работах Я.М. Певзнера, Е.А. Чудакова, В.И. Красненькова [109] и др., посвященных исследованию устойчивости и управляемости транспортных машин, показано, что смещение центра масс относительно середины опорной поверхности во многом определяет такие свойства машины, как избыточная, нейтральная и недостаточная управляемость. В связи с этим в расчетной схеме учитывается, что продольная координата центра масс может быть смещена относительно середины опорной поверхности на величину X_C .

Поворот машины происходит с теоретическим радиусом R_T вокруг центра O_T в соответствии с управляющими действиями водителя. При юзе отстающей гусеницы 1 и буксовании забегающей 2 происходит поперечное смещение полюсов их вращения на величину y_1 и y_2 . Мгновенные центры вращения опорных ветвей гусениц O_1 и O_2 и корпуса O_T находятся на одном перпендикуляре к продольной оси машины. Перпендикуляр смещен относительно центра масс машины C из-за действия центробежной силы P_C на величину χ . Вследствие юза и буксования гусениц поворот корпуса происходит с фактическим радиусом R_Φ вокруг центра O_Φ с угловой скоростью $\dot{\psi}$, которая отличается от теоретической, определяемой управляющими воздействиями. Юз и буксование обуславливают неголономность связи гусениц с грунтом. Из подобия треугольников – планов скоростей в расчетной схеме – устанавливается соотношение между фактическим радиусом поворота и теоретическим:

$$R_\Phi = R_T (B + y_1 + y_2) / B \quad (1.1)$$

Уравнения движения могут быть составлены на основе уравнений Лагранжа 2-го рода (неголономные связи обуславливают необходимость использования формы уравнения Лагранжа с неопределенными множителями), на основе принципа Д'Аламбера или в векторной форме, на основе использования формулы Бура, описывающей связь между полной и локальной производными вектора [109].

Независимо от метода составления уравнения плоско-параллельного движения центра масс и вращения ведущих колес приводятся к виду:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dV_x}{dt} = \frac{\sum P_x}{m} - V_y \dot{\psi} \\ \frac{dV_y}{dt} = Y_x \dot{\psi} - \frac{\sum F_y}{m} \\ \frac{d\dot{\psi}}{dt} = \frac{M_{II} - M_C}{J_Z} \\ \dot{\omega}_1 = \frac{(P_1 + R_1)r_{BK}}{J_{\Gamma 1}} \\ \dot{\omega}_2 = \frac{(P_2 + R_2)r_{BK}}{J_{\Gamma 2}} \end{array} \right. \quad (1.2)$$

Если неголономные связи гусениц с грунтом выразить через кинематические введением поперечного смещения полюсов вращения, можно установить связь теоретических скоростей движения гусениц с фактическими (рисунок 1.1 справа):

$$\begin{aligned} V_1 &= \omega_1 r_{BK} = V_C - (0,5B + y_1) \dot{\psi} \\ V_2 &= \omega_2 r_{BK} = V_C + (0,5B + y_2) \dot{\psi} \end{aligned} \quad (1.3)$$

Продифференцировав эти равенства по времени, разрешив относительно угловых ускорений ведущих колес и выполнив соответствующие преобразования [54], последние три уравнения вращательного движения системы 1.2 можно привести к одному, что упрощает исследование, а система уравнений 1.2 приводится к виду:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{V}_x = \delta_x^{-1} g(f_\delta(V_C \alpha_{III}) - f_C) - V_y \dot{\psi} \\ \dot{V}_y = V_x \dot{\psi} - \frac{\dot{\psi}}{m V_x} \sum_{i=1}^n C_{Yi} l_i - \frac{\theta \sum_{i=1}^n C_{Yi}}{m} \\ J_Z \left(1 + \frac{B(y_1 + y_2 + B)}{2r_{BK}^2 J_Z} \right) \dot{\psi} = M_{II}(\omega_\delta \alpha_{III}) - M_C - 0,5B(R_2 + R_1) \end{array} \right. \quad (1.4)$$

В дифференциальное уравнение системы (1.4) – машины как сплошного твердого тела входят силовые и кинематические параметры, создаваемые двигателем и трансмиссией, зависящие от управляющих действий, а также силы и моменты сопротивления грунта (внешние) и внутреннего сопротивления, определяемые затратами энергии в трансмиссии и в гусеничном движителе. Величины этих параметров определяются на основе соответствующих моделей.

При учете упругих, инерционных и динамических (передаточных) свойств системы управления поворотом (рисунок 1.1 слева) третье уравнение системы (1.4) – определяющее вращательное движение, существенно уточняется.

Передаточные свойства гидрообъемной передачи рассматриваются по кинематическим свойствам и по силовым. Кинематические свойства регулируются производительностью насоса при изменении угла поворота

люльки с помощью управляющего золотника и исполнительных силовых гидроцилиндров. Малая величина постоянной времени позволяет обеспечивать пропорциональность между углом поворота штурвала α_{um} и углом поворота люльки γ_l , определяемым размерами дифференциального рычага. Линеаризованное дифференциальное уравнение аксиально-поршневой гидрообъемной передачи без учета вязкого трения и переходных процессов в магистралях низкого давления

$$T_{MEX} T_{\Gamma} \frac{d^2 \omega_{GM}}{dt^2} + T_{MEX} \frac{d\omega_{GM}}{dt} + \omega_{GM} = K_{\omega} \gamma_l - \frac{M_{GM}}{C_{MEX}}, \quad (1.5)$$

при изображении по Лапласу при нулевых начальных условиях приводится к виду

$$(T_{MEX} T_{\Gamma} S^2 + T_{MEX} S + 1) \omega_{GM}(S) = K_{\omega} \gamma_l(S) - \frac{M_{GM}}{C_{MEX}}, \quad (1.6)$$

где T_{MEX} – постоянная времени, учитывающая влияние на переходный процесс инерционных свойств и скольжения системы управления поворотом машины;

T_{Γ} – гидравлическая постоянная времени, характеризующая запаздывание в приводе из-за утечек и сжимаемости рабочей жидкости;

K_{ω} – коэффициент усиления гидрообъемной передачи по скорости;

C_{MEX} – коэффициент жесткости механической характеристики гидропривода, который учитывает сжимаемость рабочей жидкости, в т.ч. рассматриваемой как двухфазная среда (при кипении, вспенивании и др.);

M_{GM} – момент нагрузки на валу гидромотора.

При известной угловой скорости вращения вала гидромотора передаточное отношение гидрообъемной передачи составляет

$$i_{\Gamma} = \frac{\omega_{GM}}{\omega_{GH}} = \frac{K_{\omega} \gamma_l - \frac{M_{GM}}{C_{MEX}}}{\omega_{GH} (T_{MEX} T_{\Gamma} S^2 + T_{MEX} S + 1)}. \quad (1.7)$$

Момент нагрузки, передаваемой от гидромотора к гидронасосу, определяется по уравнению

$$M_{GH} = i_{\Gamma} M_{GM} / \eta_c, \quad (1.8)$$

где η_c - силовой КПД, являющийся функцией $\eta_c = \eta_c(M_{GM}, i_{\Gamma}, \omega_{GM})$.

Качество переходных процессов движения во многом определяется податливостью деталей. Полнота учёта податливостей определяется решаемой задачей. В ряде работ показано, что податливость отдельных элементов трансмиссии существенно влияет на характер колебаний, которые носят высокочастотный характер, и на процесс движения машины не влияют. Податливость каждого элемента вносит дополнительную степень свободы, что

увеличивает порядок дифференциального уравнения. Во избежание громоздких математических моделей учитывается податливость элементов, упругие деформации которых существенно влияют на величину потенциальной энергии системы, соответственно и на характер движения. В расчётной схеме (рисунок 1.1) учитывается линейная продольная жёсткость рабочих ветвей гусениц забегающего борта $C_{Г2}$ и отстающего $C_{Г1}$, угловая валов C_1 и C_2 , соединяющих суммирующие ряды с бортовыми редукторами, а также угловая жёсткость C_B вала дифференциального механизма. Упругость указанных элементов приводится к ведущим колёсам и характеризуется так называемой приведённой жёсткостью

$$C_{PP} = \left(\sum_K C_K \right)^{-1}. \quad (1.9)$$

Приведенная к ведущему колесу отстающего и забегающего бортов угловая жесткость составляет

$$\begin{aligned} 1/C_{PP1} &= 1/C_{Г1} r_{BK}^2 + 1/U_{BP}^2 C_2; \\ 1/C_{PP2} &= 1/C_{Г2} r_{BK}^2 + \frac{U_{BP}^2}{C_2} + \frac{(U_{BP} U_{MC} (1+k))^2}{C_B}. \end{aligned} \quad (1.10)$$

Линейная продольная упругость рабочих ветвей гусениц пропорциональна числу траков, в них входящих Z_{TP} и податливости шарнира трака $e_{лTP}$:

$$1/C_B = e_{лTP} Z_{TP} / r_{BK}^2. \quad (1.11)$$

В расчетной схеме учитываются также инерционность двигателя и деталей гусеничных движителей в виде моментов инерции $J_o, J_{Г1}, J_{Г2}$.

Взаимодействие гусеничных движителей с машиной осуществляется через неголономные связи, определяемые буксованием гусениц, которые на расчетной схеме показаны в виде фрикционных устройств, каждое из которых вносит дополнительную степень свободы. Как показано выше, эти связи могут быть описаны кинематическими через поперечное смещение полюсов поворота.

Свойства машины, совершающей вращательное движение с угловой скоростью $\dot{\psi}$ и преодолевающей момент сопротивления повороту M_C , моделируются моментом инерции $J_{ГМ}$.

На основе формализации передаточных свойств элементов трансмиссии представляется возможным составить уравнения управляемого движения машины.

Угловая скорость поворота машины в изображениях по Лапласу определяется из уравнений кинематики суммирующих планетарных рядов, уравнений связи их эпициклов с двигателем, в солнечных шестернях с валом гидромотора, с учетом динамических свойств тягового двигателя, трансмиссии, гусеничного движителя, юза и буксования гусениц:

$$\omega_{\phi} = \frac{2r_{BK}\omega_{\partial}\omega_{GM}}{K_R B(1+k)U_{BP}U_{\partial H}U_{MC}\omega_{GH}} - \frac{SM_{II}(S)}{C_M}, \quad (1.12)$$

где K_R – коэффициент, учитывающий юз и буксование гусениц,

$$K_R = \frac{B + y_1 + y_2}{B},$$

C_M - приведенная к ведущим колесам жесткость гусениц и валов трансмиссии,

$$\text{соединяющих ведущие колеса с гидромотором, } C_M = \frac{C_{II1}C_{II2}B}{(C_{II1} + C_{II2})r^2_{BK}K_R}.$$

Поворачивающий момент определяется в соответствии с работой [1] по уравнению (2.21). Входящий в него момент сопротивления повороту в общем случае определяется по формуле (2.18). При движении с небольшой кривизной момент сопротивления определяется силами бокового увода (уравнение (2.17)). Для получения аналитического решения и проведения качественного анализа уравнения движения силы сопротивления движению машины в продольном направлении, как и слагаемое $\psi C_Y \sum_{i=1}^n l_i \rightarrow 0$, не учитываются.

В этом случае поворачивающий момент равен

$$M_{II}(S) = \frac{1+l^2_{\Gamma}}{2\eta_{\Gamma}} \delta_{\phi} J_z S \omega_{\phi} + \frac{1+\eta^2_{\Gamma}}{2\eta_{\Gamma}} \frac{\omega_{\phi}}{V} C_Y \sum_{i=1}^n l_i (l_i - \chi) = (a_1 S + a_2) \omega_{\phi}(S). \quad (1.13)$$

Подставляя значение угловой скорости (1.12)

$$M_{II}(S) = (a_1 S + a_2) \left[\frac{2r_{BK}\omega_{\partial}\omega_{GM}(S)}{K_R B(1+k)U_{BP}U_{\partial H}U_{MC}\omega_{GH}} - \frac{SM_{II}(S)}{E_M} \right], \quad (1.14)$$

и разрешая уравнение относительно $M_{II}(S)$

$$M_{II}(S) = \frac{2r_{BK}(a_1 S + a_2)\omega_{\partial}\omega_{GM}E_M}{K_R B(1+k)U_{BP}U_{MC}(a_1 S^2 + a_2 S + E_M)}. \quad (1.15)$$

Момент на валу гидромотора составляет

$$M_{GM}(S) = \left[\frac{2r_{BK}M_{II}(S)}{B(1+k)U_{BP}U_{\partial H}U_{MC}} \right]. \quad (1.16)$$

С учётом (1.16) из дифференциального уравнения движения гидромотора (1.12) определяется угловая скорость его вала

$$\omega_{GM}(S) = \frac{K_{\omega} \gamma_l(S) - M_{zM}(S)/C_{mex}}{T_{mex} T_r S^2 + T_{mex} S + 1} = \frac{K_{\omega} \gamma_l(S)(a_1 S^2 + a_2 S + C_M)}{a_1 T_{mex} T_r (S^4 + A_3 S^3 + A_2 S^2 + A_1 S + A_0)},$$

где $A_3 = \frac{1}{T_r} + \frac{a_2}{a_1}$; $A_2 = \frac{1}{T_r} \left(\frac{1}{T_{mex}} - \frac{a_2 + C_M T_r}{a_1} \right)$,

$$A_1 = \frac{1}{T_r} \left[\frac{C_M}{a_1} + \frac{1}{T_{mex}} \left(\frac{\Delta_M C_M}{C_{mex}} + \frac{a_2}{a_1} \right) \right],$$

$$A_0 = \frac{E_M}{T_{\text{мех}} T_r a} \left(1 + \frac{\nabla_M a_2}{C_{\text{мех}}}\right), \quad \nabla_M = \frac{1}{K_R} \left(\frac{2r_{BK}}{B(1+k)U_{BP}U_{Mc}}\right)^2.$$

Подставляя в (1.12) значения угловой скорости вращения гидромотора, вала двигателя (2.31 из [1]) и вала гидронасоса $\omega_n = \omega_q / U_{qH}$ или $\omega_q i_{zm} / U_{qH} U_{HP}$, определяем угловую скорость поворота машины:

$$\omega_\phi(S) = L^{-1} \frac{r_{BK} K_\omega E_M \frac{I_1}{I} \alpha_{um} \left(1 + 0.78 \frac{\omega_N}{\omega_{q0}} \delta L \int_0^1 \alpha_{nm} dt \text{Sign} \alpha_{nm}\right)}{K_R B(1+k)U_{BP}U_{MC} a_1 T_{\text{мех}} T_r (S^4 + A_3 S^3 + A_2 S^2 + A_1 S + A_0)(1 + T_q S)} \quad (1.17)$$

Анализ математической модели приводится ниже.

На основе полученной системы уравнений движения представляется возможным осуществить имитационное моделирование и определить динамическую нагруженность. Например, по первому уравнению (при $\omega \rightarrow 0$) определяется динамическая нагрузка при разгоне $P_{dx} = m \delta_x \dot{v}_x(v, \alpha_{шт})$, по второму – боковые силы $P_y = m \dot{v}_y$, а по третьему – реакция машины на управляющее воздействие $\omega(\alpha_{шт})$, угловое ускорение $\dot{\omega}$, соответственно и динамический момент $M_d = \delta_\psi J_z \dot{\omega}$. Например, реакция машины с параметрами конструкции, соответствующей БМП-3, по угловой скорости ω (качество переходного процесса) приведены на рисунке 1.2.

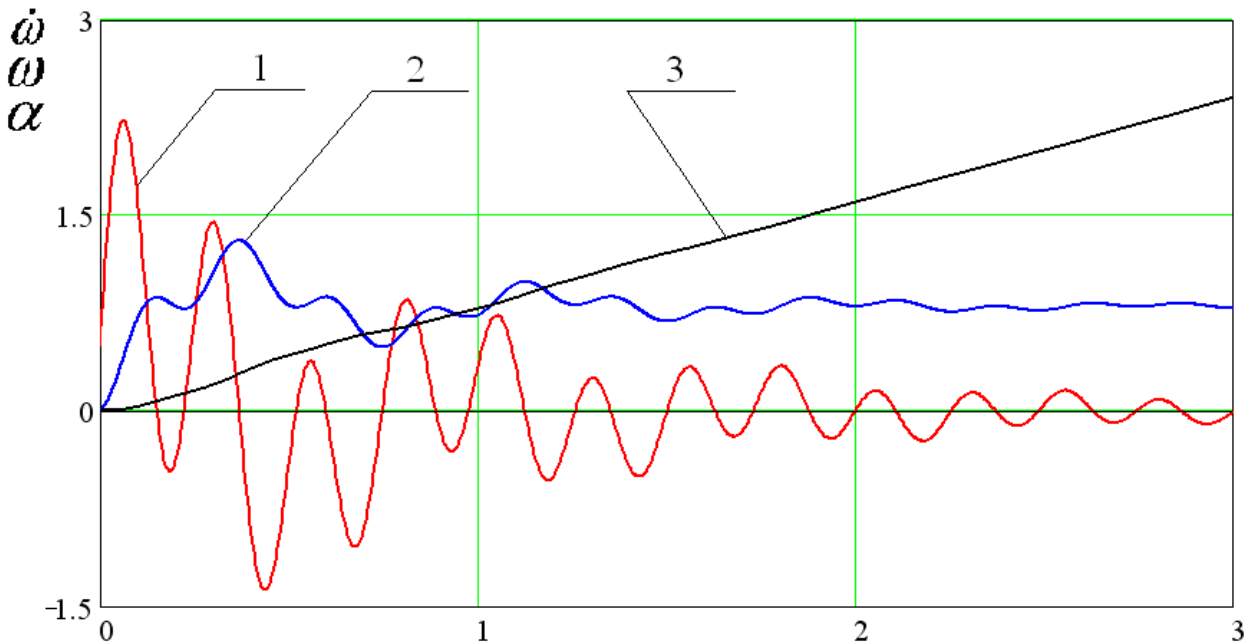


Рисунок 1.2 – Реакция машины на управляющее воздействие «рывок штурвала»: 1 – угловое ускорение $\dot{\omega}$, рад/с²; 2 – угловая скорость ω , рад/с; 3 – курсовой угол α , рад

Спектральный анализ показывает, что реакция содержит две ярко выраженных частоты ω_1 и ω_2 . Первая соответствует длиннопериодическому движению, обусловленному податливостью гусениц, а вторая – динамическими

свойствами гидрообъемной передачи. Реакция машины зависит не только от угла поворота штурвала, но и от изменения положения педали подачи топлива (рисунок 1.3).

Определение параметров динамической нагруженности при взаимодействии с внешней средой (динамический момент, цикличность переключения, скорость движения) приведено в разделе 1.5 при переходных процессах управления поступательной скоростью, а при управлении угловой скоростью поворота - в разделе 2.2.

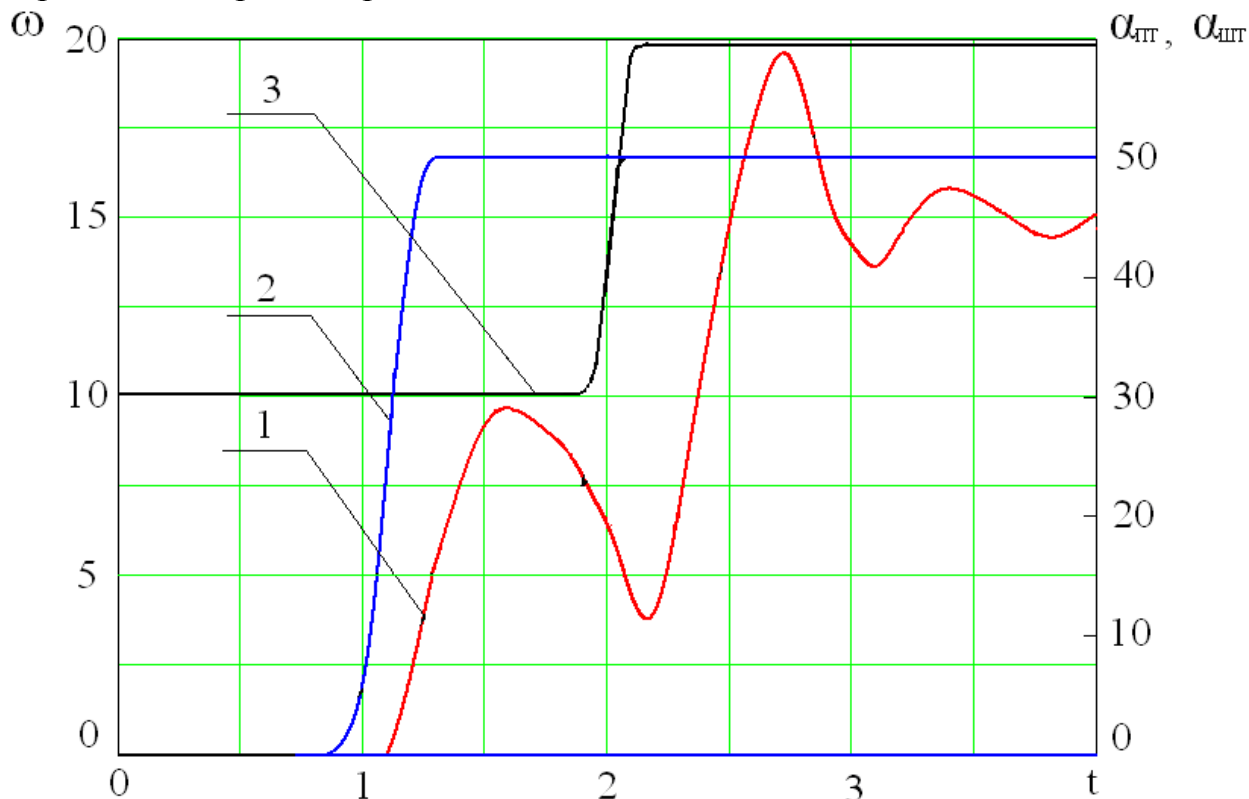


Рисунок 1.3 – Реакция машины на управляющее воздействие при двухпараметрическом управлении:

1 – угловая скорость ω , град/с; 2 – угол поворота штурвала $\alpha_{шт}$, %;
3 – положение педали подачи топлива $\alpha_{пт}$, %

Из-за существенных нелинейностей системы дифференциальных уравнений и нестационарности характера внешнего возмущения их интегрирование осуществляется численно. Для этого система дифференциальных уравнений приводится к нормальной форме Коши, дополненной матрицей преобразования:

$$\dot{x} = Ax + Bu + C\varphi, y = Hx, \quad (1.18)$$

где x – n -мерный вектор координат; A – квадратная, размером $n \times n$ числовая матрица состояния объекта; B – прямоугольная, размером $m \times n$ числовая матрица; u – n -мерный вектор управляющих воздействий; C – прямоугольная, размером $k \times n$ матрица; φ – k - мерный вектор возмущающих воздействий; y – вектор реальных измеряемых и регулируемых координат; H – прямоугольная, размером $g \times n$ матрица.

Для замкнутости системы модель дополняется кинематическими уравнениями, выражающими проекции угловых скоростей через углы Эйлера – Крылова и их производные. Моделирование траектории движения в неподвижной системе координат осуществляется введением уравнения перехода

$$[x_n]^T = B_{nep}^T [x_n]^T,$$

где x_n, x_n – координаты вектора на оси в подвижной (n) и неподвижной (n) системах координат; B_{nep} – матрица преобразований при переходе из неподвижной системы координат в подвижную систему координат, включает в себя тригонометрические функции углов Эйлера – Крылова, ориентирующие оси подвижной системы координат относительно осей неподвижной системы координат.

1.2 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВОДИТЕЛЯ

Динамические свойства машин и возможность реализации потенциальных скоростных качеств во многом определяются параметрами водителя, поэтому вопросам моделирования действий водителя традиционно уделяется большое внимание. Водитель выполняет две функции. Первая заключается в упреждающем определении изменяющихся параметров внешней среды и в создании соответствующих управляющих воздействий. Вторая функция заключается в осуществлении обратной связи по результатам оценки соответствия параметров движения заданным, т.е. в сведении к нулю возникающих отклонений. Реакция водителя является результатом переработки множества сигналов, поступающих в центральную нервную систему через органы чувств с неодинаковыми временными запаздываниями и различными уровнями погрешностей восприятия. Сложность математического моделирования психофизиологической деятельности водителя заключается в том, что человек-оператор не измеряет отдельные параметры, а оперирует образами, алгоритмизация такой переработки информации еще не разработана. Тем не менее, действия по управлению движением, состоящие из оценки дорожных условий, режимов движения и воздействия на органы управления, можно оценить количественными характеристиками.

При управлении машиной водитель ориентируется на те параметры, которые можно количественно оценивать и которые имеют доминирующее значение. Основными параметрами информации о текущем состоянии динамической системы является курсовой или направляющий угол, его низшие производные, режим работы двигателя, скорость движения, поперечное положение машины относительно внешних ориентиров и т.д. Точность оценки этих параметров и погрешности, допускаемые водителем при выработке управляющих воздействий, направленные на обеспечение движения в соответствии с выбранными критериями качества, носят случайный характер. Дисперсия ошибок зависит от квалификации, степени утомляемости и других

психофизиологических характеристик водителя. Многофункциональность действий водителя приводит к многокритериальности алгоритма управления.

Из вышесказанного, а также с учетом способности к обучению, водителя необходимо рассматривать как динамическую адаптивную систему со случайными параметрами, а связь визуальных, слуховых и вестибулярных ощущений водителя с его ответными действиями – перемещениями органов управления – описать дифференциальными уравнениями. В условиях высокой интенсивности потока информации водитель не может сразу же приступить к обработке отклонения направления движения и, пользуясь терминами теории массового обслуживания, информация некоторое время ожидает очереди на переработку. В этих условиях быстродействие водителя уменьшается. Учитывая случайный характер параметров, характеризующих передаточные свойства водителя, при известных функциях распределения можно определить вероятность своевременности выполнения регулирования отклонения.

При моделировании водителя принимается, что он ведет наблюдение и управление по одной координате. Обращение же к реальным задачам показывает, что люди учитывают множества различных аспектов окружающей среды, не зная характера их взаимодействия. В работе [25] показано, что в задачах управления транспортными средствами управляемыми координатами являются направляющий угол и боковое положение машины.

Линейные модели водителя построены на основе общих кибернетических принципов управления и не отражают таких свойств человека-оператора как стохастичность, динамика работоспособности – утомляемость, адаптивность, предвидение – упреждающие способности, психологические особенности, а также влияние динамических свойств объекта управления на характеристики оператора. Человеку-оператору свойственны сенсорные пороги, формализуемые как зоны нечувствительности, ограничения по скорости реакции, динамические пределы срабатывания нервно-мышечной системы, т.е. свойства, которые достаточно успешно можно описать с помощью различных нелинейностей. Стремление устранить указанные недостатки привело к появлению моделей, примером которых может быть модель, разработанная в научном центре авиакорпорации «Goodyear» США [25].

Традиционные модели, методы анализа и прогнозирования динамики управляемого движения машины не имеют эффективного решения, так как классические методы не предназначены для описания быстрых изменений параметров внешней среды, сложных взаимосвязей между ними и непредсказуемых скачков, характерных при движении по пересеченной местности.

Моделирование психофизиологической деятельности водителя в процессе управления движением характеризуется трудностью, а зачастую и невозможностью алгоритмизации и построения корректной математической модели задачи; наличием данных, полученных в результате экспериментальных исследований, причем этих данных часто недостаточно для корректного применения классических вероятностно-статистических методов.

Учитывая ограниченные возможности водителя по переработке информации в различных ситуациях управляемого движения, при изменении параметров внешней среды, динамических свойств и технического состояния объекта регулирования, принятия соответствующих решений по созданию управляющих действий, в последнее время интенсивно развиваются новые информационные технологии, основанные на нечеткой логике и нейронных сетях (технологии Fuzzy Logic). Нейронные сети строятся на принципе обучения мыслящих существ и функционирования мозга, которые позволяют прогнозировать значения параметров в новых наблюдениях после прохождения этапа т.н. обучения на имеющихся данных. Это дает возможность реализации нового подхода к моделированию управляющих действий водителя, который изначально предусматривает не только фазу построения математической модели процесса, а основан и на эмпирических данных. Нейронная сеть может выполнить любое сложное преобразование «вход-выход» и, что существенно для рассматриваемого случая, объект исследуется целиком, не разбиваясь на элементарные явления. Существенной также оказывается способность нейросетей к обучению и обобщению накопленных знаний. Это позволяет обеспечить накопление опыта моделью, а следовательно, и повышение качества управления в процессе работы, а также адаптацию модели к изменению эксплуатационных условий, условий дорожной обстановки, технического состояния транспортной машины, квалификации водителя и т.д. Кроме того, нейросетевые алгоритмы предполагают осуществление параллельной организации вычислений, что позволяет синтезировать быстродействующие системы управления, способные реагировать на быстро изменяющуюся дорожную обстановку. Развитие новых алгоритмов управления, методов получения статистической обработки и использования знаний позволит осуществить переход к интеллектуальным транспортным системам (ITS), в которых учитываются интеллектуальные связи в системе «машина – человек – внешняя среда». Разрабатываемые основы управления базируются не только на факте критической ситуации при движении транспортной машины, но и с учетом прогноза граничных условий по безопасности во времени, начиная с процессов трогания с места.

Интеллектуальные технологии все более широко применяются в системах управления во многих сферах, в том числе и наземными транспортными машинами. В работе [15] приводятся результаты исследования и разработки систем управления движением автомобилей МАЗ и БелАЗ. Интеллектуальные системы позволяют обучаться и адаптировать алгоритмы управления. В таких системах учитываются и внешние факторы, и возможное поведение водителя. Применяя лингвистические переменные, такие как «сильно – слабо», «много – мало», разработчики пытаются «научить» систему следовать поведению водителя. Следует заметить, что все исследования проводились в условиях движения машины по конкретным трассам и неприемлемы в системах управления машин, предназначенных для эксплуатации в сложных, интенсивно изменяющихся условиях. В.Ф. Ягубовым установлено, что непосредственное применение теории нечетких множеств для решения задач управления требует

специальных аппаратных и программных средств. Целевая установка процесса управления связана с выходной переменной нечеткой системы управления, но результат нечеткого логического вывода является нечетким, а физическое исполнительное устройство не способно воспринять такую команду. Необходимы специальные математические методы, позволяющие переходить от нечетких значений величин к вполне определенным, а для их реализации требуются специализированные аппаратные (нечеткие контроллеры) либо программные средства (обеспечивающие разработку программных приложений с использованием технологии нечеткости).

Предлагаемый же в работе метод позволяет осуществлять применение указанных принципов при организации алгоритмического обеспечения и построении программ управления, реализуемых на базе «обычных» микропроцессорных систем, что обеспечит, наряду с упрощением системы управления, повышение ее устойчивости и способность адаптироваться к изменяющимся условиям функционирования объекта.

Параметры, представляющие собой аналоговые сигналы и характеризующие состояние систем и агрегатов машины, представляются в виде набора лингвистических значений (термов), каждое из которых определяет фазу существования объекта. В результате анализа процессов функционирования транспортной машины принято, что для задания режимов работы автоматической системы управления достаточно четырех термов, характеризующих рекомендуемый, допустимый, предельный и аварийный режимы работы силового блока.

Аналоговые сигналы, составляющие группу параметров, характеризующих управляющие воздействия механика-водителя, также разбиваются на диапазоны (термы) и в зависимости от уровня задают режимы движения, наилучшие по тягово-динамическим или топливно-экономическим свойствам.

Однако в экстремальных ситуациях, при чрезмерной интенсивности потока информации происходит срыв операторной деятельности. Учитывая ярко выраженную психомоторную неустойчивость человека в этих условиях, необходимо определить предельные возможности водителя как человека-оператора. Для решения этой задачи ограничиваются линейной моделью. Наиболее приемлемой является модель, полученная Хендерсоном в форме передаточной функции:

$$W(s) = \frac{k_B (T_1 s + 1) e^{-\tau s}}{s(T_2^2 s^2 + 2\xi T_2 s + 1)} f_{нз}, \quad (1.19)$$

где s – комплексная переменная, $s = i\omega$; k_B – коэффициент усиления, $k_B = 29 \text{ с}^{-1}$; T_1 – постоянная времени, характеризующая реакцию на текущую относительную скорость изменения курсового угла трассы, $T_1 = 1 \text{ с}$; T_2 – постоянная времени колебательного звена, представляющего исполнительный механизм человека, $T_2 = 0,2 \text{ с}$; ξ – коэффициент относительного затухания, $\xi = 0,4$; τ – постоянная запаздывания, $\tau = 0,2 \text{ с}$; $f_{нз}$ – коэффициент передачи

нелинейного элемента, учитывающий влияние механических возмущений (вертикальных колебаний) на целенаправленную деятельность водителя.

$$f_{нэ} = \begin{cases} 1, & \text{при } \ddot{Z} < 15 \text{ м/с}^2; \\ 0, & \text{при } \ddot{Z} \geq 15 \text{ м/с}^2. \end{cases}$$

Указанные численные значения временных коэффициентов, входящих в передаточную функцию, являются средними, в зависимости от психологических особенностей водителя, его квалификации, эргономических свойств машины эти значения в процессе длительного движения могут, по данным Ю.А. Конева, изменяться до пяти раз.

Анализ свойств водителя как звена обратной связи замкнутой системы производится по амплитудно-частотной характеристике. Представляя звено чистого запаздывания, входящего в передаточную функцию, в соответствии с преобразованием Эйлера в тригонометрической форме и выделяя действительные и мнимые части числителя и знаменателя дроби, определяется амплитудно-частотная характеристика.

Оценка динамики психофизиологических свойств водителя в процессе длительного управления движением производилась по зависимости предельной скорости (по условиям вписываемости в ограниченный коридор, по дисперсии отклонения курсового угла). При движении по дорогам с твердым покрытием машины с дискретными свойствами системы управления поворотом компенсирующее управление водителя эффективно при скорости не выше 34 км/ч. Цикличность включений механизма поворота достигнет 96 на км пути, с частотой 0,8...1,0 Гц. При большей скорости управляющие действия являются ошибочными и приводят к росту дисперсии отклонения курсового угла.

Управляемость определяется не только амплитудным значением реакции машины на управляющее воздействие, но и временем реакции. Из результатов следует, что для обеспечения высокой точности движения машины по заданной траектории необходимо решать обратную задачу динамики, т.е. определить требуемый закон управляющего воздействия, в частности, время упреждения. В автоматизированных системах управления движением упреждение осуществляется форсирующими динамическими звеньями, а в обычных системах управления функцию упреждения осуществляет водитель. Для установления предельных возможностей водителя и определения путей уменьшения отставания реакции управляемого объекта проводится соответствующий анализ.

Время реакции управляемой системы, соответственно, и требуемое упреждение, определяется по фазовой частотной характеристике водителя $\varphi_{ОВ}$. При анализе среднеквадратического отклонения параметров траектории движения установлено, что «наихудшим» управлением является гармоническое, т.е. когда центр масс машины в горизонтальной плоскости движется по синусоидальной траектории (по «змейке»).

Фаза φ_{OB} как аргумент передаточной функции водителя определяется по соотношению мнимых вещественных частей уравнения после формальной замены комплексного переменного частотой, т.е. $s = j\omega$ [1].

$$\varphi_{OB}(\omega) = -\frac{\pi}{2} + \operatorname{arctg} T_1 \omega - \operatorname{arctg} \left(\frac{\xi T_2 \omega}{1 - T_2^2 \omega^2} \right) - \tau \omega. \quad (1.20)$$

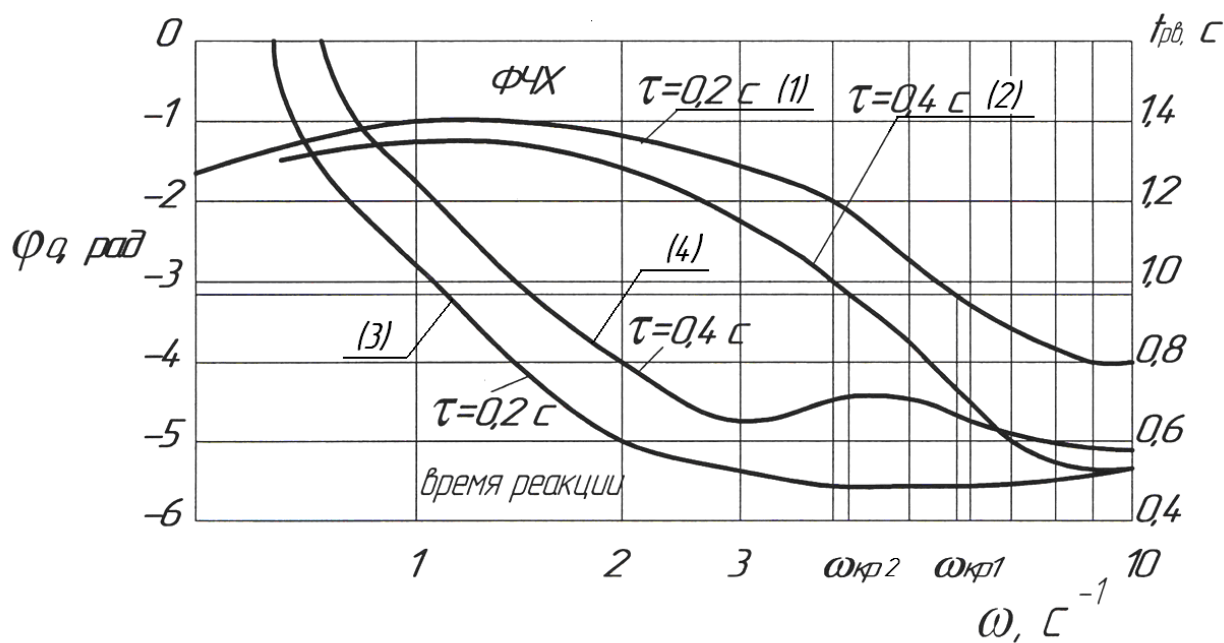


Рисунок 1.4 – Фазово-частотная характеристика и время реакции водителя

Изменение фазового угла в диапазоне частот 0...10 рад/с для двух значений времени запаздывания реакции водителя $\tau = 0,2$ и $0,4$ с показано на рисунок 2.9 (графики 1 и 2). Из графиков следует, что с ростом частоты от нуля до 10 рад/с фаза от значения $-\pi/2$ вначале несколько возрастает, а затем уменьшается, пересекая линию $\varphi_{OB} = -\pi$. По линии пересечения представляется возможным определить критическую частоту, т.е. предельную, которую может воспроизвести водитель ($\omega_{KP1} = 5$ рад/с или 1,0 Гц при $\tau = 0,2$ с и $\omega_{KP2} = 4,2$ рад/с или 0,7 Гц при $\tau = 0,4$). Эти частоты принимаются в качестве предельных ограничений.

Время реакции водителя $t_{PB} = \varphi_{OB}(\omega) / \omega$ с ростом частоты уменьшается с 1,14 до 0,35 с при $\tau = 0,2$ с (график 3, рисунок 1.4) и с 1,34 до 0,55 при $\tau = 0,4$ (график 4, рисунок 1.4).

С увеличением длительности непрерывного движения предельная скорость увеличивается на 10...12%, достигая максимального значения через 40...45 минут, а в дальнейшем снижается (на 35...37% через 3 часа – график 1 на рисунке 1.5).

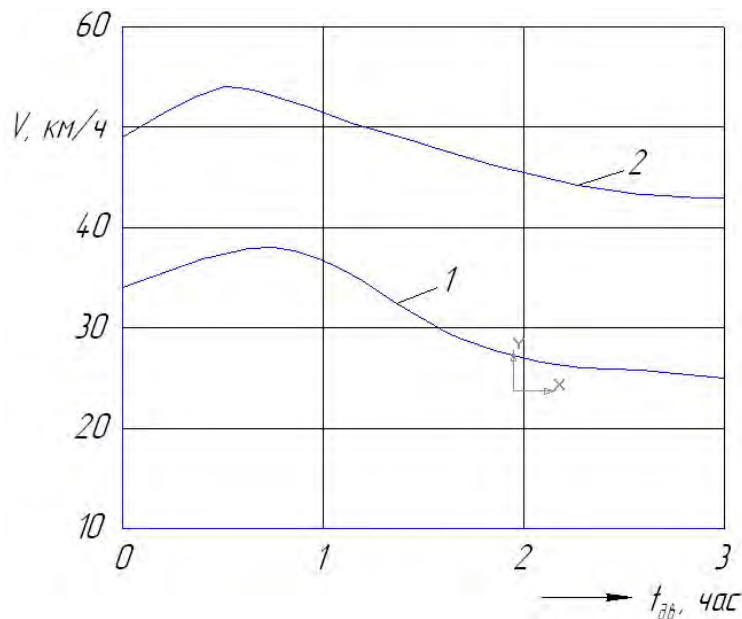


Рисунок 1.5 – Зависимость средней скорости быстроходной гусеничной машины от длительности непрерывного управления движением:
 1,2 – быстроходная гусеничная машина, соответственно, с дискретными и непрерывными свойствами системы управления поворотом

Вследствие утомляемости водителя возрастает число ошибочных управляющих действий. Принято считать [1], что ошибки могут быть в виде пропуска – невыполнения существенного действия; неправильного выполнения действия; экстраординарных действий, которые не надо выполнять; неправильной последовательности действий; время выполнения действий не соответствует требуемому. Самой опасной из них, приводящей к нарушению безопасности движения, является временная. При утомлении водителя время реакции увеличивается из-за падения скорости реагирования и обработки информации, а также мышечной релаксации. В таком состоянии требуется 3...4 секунды для включения остановочных тормозов вместо 0,7 в нормальном состоянии. Второй по значимости ошибкой является принятие водителем ошибочных решений. Экстраординарные ошибки являются третьими по значимости и проявляются в неправильных действиях.

На основе приведенного анализа моделирование обработки информации, управление и принятие решения в системе «человек – машина» должны базироваться на методах механотроники адаптивного оптимального управления. Для компенсации ошибочных действий водителя в контур обратной связи необходимо ввести «обучаемую искусственную нейронную сеть». Основное функциональное назначение сети заключается в повышении качества управления на основе хаотичной, не поддающейся формализации, информации о взаимосвязи параметров движения с управляющими действиями.

1.3 МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ПАРАМЕТРОВ ВНЕШНЕЙ СРЕДЫ

Внешняя среда характеризуется рядом параметров (СПВС), которые определяют воздействия внешней среды. Внешняя среда формирует изменяющиеся в пространстве и времени случайные воздействия на машину со стороны дороги, формирует нагрузки на ведущих колесах и определяется геометрическими характеристиками дороги (профиль, конфигурация в плане) и физико-механическими свойствами грунта. Геометрические составляющие возмущения определяются геофизическими координатами поверхности дороги и ее кривизной в плане, которые являются функциями перемещения машины. Физико-механические свойства грунта характеризуются прессованием и сдвигом, линейные аппроксимации которых хорошо коррелируются с коэффициентом сопротивления движению машины f_c и коэффициентом сцепления Φ гусениц с основанием. Коэффициент сопротивления движению f_c является суммой независимых составляющих, f_{cp} определяется деформационными свойствами грунта, и $f_\alpha(S)$ - является производной (по перемещению) сглаженного профиля дороги, т.е. $f_c = f_{cp} + f_\alpha$. Величина коэффициента сопротивления повороту μ_{max} определяется в основном сцепными свойствами грунта. Вследствие высокого значения коэффициента корреляции между φ и μ_{max} можно их считать пропорциональными, а коэффициент пропорциональности отражает анизотропию взаимодействия движителя с грунтом.

Реализация вектора внешних возмущений

$$\begin{matrix} Z(S), \\ K(S), \\ f(S), \\ \varphi(S), \end{matrix} \quad \text{или} \quad F(S) = |Z(S), K(S), f(S), \varphi(S)|^T,$$

может быть получена путем непосредственных измерений конфигурации участков дороги и характеристик грунта или принята для имитационного моделирования как детерминированная или случайная функция. В рамках корреляционной теории случайная функция характеризуется вектором математических ожиданий компонент и корреляционной матрицы

$$R_F = \begin{matrix} \begin{matrix} R_f & R_{f,\varphi} & R_{f,k} \\ R_{\varphi f} & R_\varphi & R_{\varphi k} \\ R_{k f} & R_{k,\varphi} & R_k \end{matrix} \end{matrix},$$

где величина с одним индексом представляет собой корреляционные функции компонент, а величина с двумя индексами – взаимные корреляционные функции, которые вследствие весьма слабого взаимовлияния компонент допустимо принять равными нулю, в этом случае матрица R_F будет диагональной.

Количество и состав компонент случайной функции определяются целями исследования. Решение задач динамики без учета системы поддресоривания (т.е. по ровной дороге) позволяет не учитывать профиль дороги. Функции распределения компонент близки к нормальным, за исключением сцепления φ , распределение которого близко к равномерному, обычно формируют реализации компонент по заданным плотностям распределения и корреляционной функции. Для исследования установившихся режимов движения достаточно функции распределения $F_S = |F_S(f), F_S(\varphi), F_S(k)|^T$, а для исследования переходных процессов необходима и корреляционная функция $R_S = |R_f(S), R_\varphi(S), R_k(S)|^T$ или матрица спектральных плотностей $S_F = |S_f(\omega), S_\varphi(\omega), S_k(\omega)|^T$.

В соответствии с параметрами внешней среды, а также с учетом ограничений в виде дистанции между машинами, скорости движения в колонне, определенного алгоритма переключения передач, ограниченной видимости и других, водитель осуществляет управление машиной, т.е. задает управляющие воздействия – поворачивает штурвал, изменяет подачу топлива, выбирает номер передачи, управляет тормозами и др. Машина находится под воздействием параметров внешней среды и управления. В зависимости от параметров конструкции и потенциальных свойств машины, таких как параметры системы поддресоривания, тягово-динамическая, скоростная характеристики, формируются основные параметры движения – скорость, курсовой угол, кривизна траектории, а также дополнительные – вертикальные и угловые ускорения корпуса машины, уровень вибраций и шума отдельных сборочных единиц, их температура. Параметры движения и состояния машины воспринимаются водителем. Когда параметры находятся в допустимых пределах, то движение происходит без корректировки управляющих воздействий. В противном случае водитель вырабатывает соответствующие управляющие воздействия, направленные на уменьшение отклонения.

1.4 ДИНАМИКА ПРОЦЕССА ТРОГАНИЯ ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ С МЕСТА

В настоящее время большинство современных модернизируемых и проектируемых машин оснащаются гидромеханическими трансмиссиями. Свойства гидротрансформатора наиболее эффективно позволяют осуществить процесс трогания с места. При включении одной из низших передач увеличение подачи топлива приводит к автоматическому росту момента на турбине, позволяющего преодолеть сопротивление движения и двигаться с требуемым ускорением. Для начала движения в особо трудных условиях (рыхлый песок, деформируемый грунт и др.) свойства гидротрансформатора на стоповом режиме позволяют разогнать двигатель заторможенной машины и обеспечить

разгон регулированием выключения остановочных тормозов. Однако даже в конструктивно отработанных гидромеханических трансмиссиях возможен перегрев рабочей жидкости, сокращающий срок ее работоспособности, не удастся ограничить динамическую нагрузку, дымность двигателя и буксование двигателя, обеспечить плавность хода. Эти свойства обеспечиваются при адаптивном управлении.

Для исследования динамики управляемого движения в процессе трогания с места, обоснования критериев и ограничений, синтеза оптимального управления необходима имитационная модель, позволяющая моделировать переходные процессы в системе «двигатель-трансмиссия-машина». Силовые, кинематические, энергетические и временные параметры, характеризующие динамику процессов трогания, определяются на основе имитационного моделирования. Создаваемая с этой целью модель должна позволить имитировать работу двигателя со все режимным регулятором, гидротрансформатора и гидрозамедлителя при переходных процессах, исполнительных механизмов и управления ими в различной последовательности, в т. ч. и параллельной, учитывает время задержки на срабатывание механизмов. Важнейшим этапом моделирования переходных процессов в системе «двигатель-трансмиссия-машина» является составление расчетной схемы. Анализ спектральной плотности системы показал, что ее собственные частоты находятся в полосе от 108 до 780 Гц. Резонанс на частотах в диапазоне 75...115 Гц, вызванный совпадением собственных частот с мажорными десятицилиндрового двигателя, выведен за пределы рабочего диапазона. Это позволяет перейти к упрощенной шестимассовой расчетной схеме, приведенной на рис. 1.6.

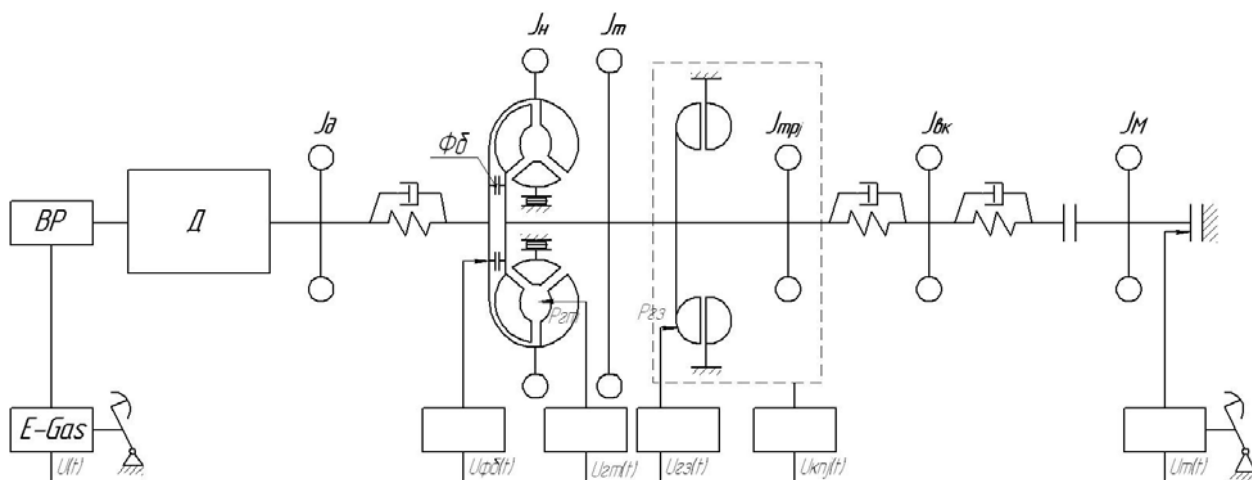


Рисунок 1.6 – Расчетная схема системы «двигатель-трансмиссия-машина»

В расчетной схеме приняты следующие обозначения: четыре массы – моменты инерции двигателя J_d , насосного J_n и турбинного J_t колес гидротрансформатора, а также трансмиссии $J_{трj}$ являются общепринятыми, но значения момента инерции J_t определяется моментом самого турбинного колеса и соединенного с ним насосного колеса гидрозамедлителя. Момент инерции $J_{трj}$ учитывает вращающиеся части механического редуктора, зависит

от номера включенной передачи j . При нейтрали в трансмиссии ($j=0$) момент инерции ведомых частей трансмиссии присоединяется к турбине, а значение $J_{тр0}$ определяется инерционностью ведомых элементов трансмиссии. Момент инерции ведущих колес $J_{вк}$ учитывает инерционность бортовых редукторов и механизма поворота. Момент инерции машины J_M зависит от характера ее движения по различным координатам. Для определения момента инерции J_M строится физическая модель машины в процессе трогания с места (рисунок 1.7), позволяющая определить изменение положения машины в процессе трогания, а расчет момента инерции машины приводится ниже.

При трогании машины с места и возрастании момента на ведомых частях трансмиссии происходит деформация упругих элементов. На ведущих колесах создается момент, поворачивающий корпус относительно поперечной оси машины, проходящей через центр упругости, на некоторый угол φ . При этом создается продольный дифферент корпуса с одновременной деформацией рабочих ветвей гусениц и упругих элементов подвески.

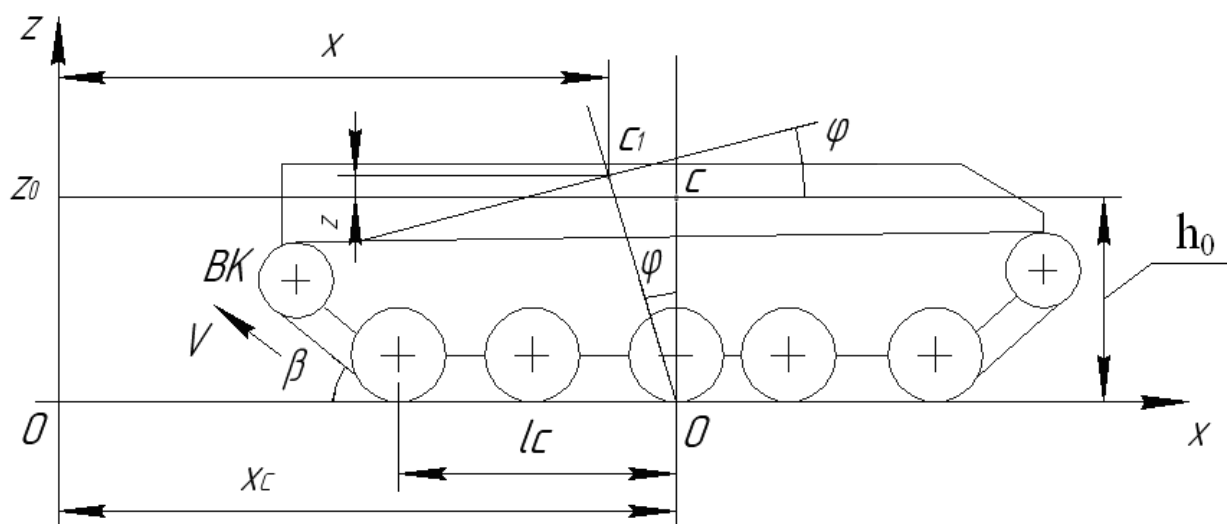


Рисунок 1.7 – Схема изменения положения машины в процессе трогания

Последнее приводит к перемещению центра упругости по нормали к опорной поверхности на величину Z . Угловая скорость дифферента корпуса $\dot{\varphi}$ и скорость его вертикального перемещения \dot{Z} зависят от изменения момента на ведущих колесах и определяются по уравнениям:

$$\dot{\varphi} = \frac{\dot{M}_{вк}(t)}{X_c \sum C_j l_j - \sum C_j l_j^2}; \quad \dot{Z} = \frac{\dot{M}_{вк}(t) X_c}{X_c \sum C_j l_j - \sum C_j l_j^2}, \quad (1.21)$$

где X_c , l_j , n - продольные координаты центра упругости, опорных катков и их число, $X_c = n-1 \sum l_j$; C_j - жесткость подвески.

Вертикальное отклонение точки А является суммой: $Z_A = Z + \varphi l_A$, где l_A - продольная координата.

Приведенный момент инерции поступательно движущейся массы машины без буксования с учетом дифферента корпуса и его вертикальных перемещений $J_{ГМ}$ определяется из равенства кинетической энергии системы

$$J_{ГМ} = mr_{БК}^2 (1 + (r_y \dot{\varphi} / r_{БК} \omega_{БК})^2) + m_0 \dot{\varphi}_z^2 / m \omega_{БК}^2 = mr_{БК}^2 \delta \varphi,$$

где m_0 - масса подрессоренных частей; r_y - радиус инерции машины относительно поперечной оси.

Сумма в скобках является переменным коэффициентом учета дополнительных перемещений корпуса φ и Z , при нулевых значениях φ и $Z (M(t) = 0)$ $\delta \varphi = 1$.

Приведенная жесткость C_{np} в расчетной схеме определяется следующим образом. В процессе трогания машины возрастание момента на турбине приводит к деформации кинематической цепи на угол поворота турбинного колеса ГТ $\Delta\varphi = M_{ГМ} / C_{np}$, который можно рассматривать как сумму трех составляющих: деформации соединительных валов трансмиссии, рабочих ветвей гусениц и элементов подвески при повороте корпуса

$$C_{np}^{-1} = \frac{U_{кнj}^2}{C_с} + \frac{U_{мпj}^2}{2r_{БК}^2} e_T Z_T + \frac{U_{мпj}^2}{r_{БК}^2 C_n (X_c \sum \ell_j - \sum \ell_j^2)} (h_0 + Z - \sin \beta \ell_n - (\varphi - \sin \beta) X_c). \quad (1.22)$$

До начала движения машины момент инерции J_3 имитирует инерционность гусеничного движителя и корпуса, а после – инерционность гусеничного движителя и поступательно движущейся машины $mr_{БК}^2$:

$$J_3 = \begin{cases} mr_{БК}^2 \left(\frac{m_c}{m} + J_k(\dot{\varphi}, \dot{Z}) \right) & \text{до трогания, при буксовании;} \\ mr_{БК}^2 \left(1 + \frac{m_c}{m} \right) & \text{после трогания.} \end{cases}$$

Момент инерции корпуса, приведенный к ведущему колесу, определяется

по уравнению: $J_k = mr_{БК}^2 \left[\left(\frac{r_y \dot{\varphi}}{r_{БК} \omega_{БК}} \right)^2 + \frac{m_0}{m} \frac{\dot{\varphi}_z^2}{\omega_{БК}^2} \right]$. С учетом кинематической связи

$\omega_{БК} (\dot{\varphi}, \dot{Z})$ это уравнение можно представить в следующем виде:

$$J_k = mr_{БК}^2 \left[\frac{r_y^2}{(h_0 + Z - \sin \beta \ell_n)^2} + \frac{m_0}{m} (\varphi - \sin \beta)^2 \right]. \quad (1.23)$$

Момент сопротивления движению машины M_c в общем случае может быть задан спектральной плотностью или его математическим ожиданием $M_c(t) = f_c mgr_{БК}$, где f_c – коэффициент сопротивления движению с учетом потерь в гусеничном движителе.

Трогание машины с места происходит при возрастании момента на ведущих колесах $M_{вк}$ до значения момента сопротивления $M_c, M_{вк} \geq M_c$. Угловые и вертикальные перемещения корпуса нарастают до начала трогания. После трогания с места дифферент корпуса изменяется по гармоническому закону:

$$\varphi = \varphi_M e^{-\alpha_\varphi t} \cos(\omega_\varphi t - \beta_\varphi),$$

где ω_φ – частота, $\omega_\varphi = \sqrt{\frac{I}{J_y} \sum C_j \ell_j^2}$; α_φ – коэффициент затухания,

$$\alpha_\varphi = \frac{I}{2J_y} \sum K_j \ell_j^2; \beta_\varphi - \text{фаза, } \beta_\varphi = \arctg(\alpha_\varphi / \omega_\varphi).$$

Колебания корпуса после трогания можно рассматривать как кинематическое возмущение, приводящее к дополнительному низкочастотному нагружению ведущих колес и трансмиссии.

С учетом буксования в расчетную схему (рисунок 1.7) наряду с учетом упругости гусениц вводится связь, моделирующая буксование, идентичная фрикционной, связывающей поступательно движущуюся массу с моментом инерции $J_{зм}$ с гусеничным двигателем. Это усложняет расчетную схему, но позволяет исследовать динамику процесса трогания с учетом буксования и синтезировать алгоритм управления двигателем и ГТ с учетом необходимости ограничения буксования, т.е. создать контур противобуксовочной системы подобно ASR, разрабатываемый европейскими фирмами Bosch, Wabco, Knorr-Bremse и др.

Момент на ведущих колесах $M_{вк}$ является трансформированным моментом двигателя, а движущий момент $M_{зм}$ определяется силой реакции грунта – реализуемой силой тяги в процессе буксования гусениц, $M_{гм} \leq M_\varphi \leq \varphi m g r_{вк}$, где φ – коэффициент сцепления.

Момент на ведущих колесах ограничивается величиной момента сцепления. Это ограничение вводится в модель, если $M_{вк} > M_\varphi$, то $M_{вк} = M_\varphi$.

Буксование происходит до тех пор, пока момент силы тяги по сцеплению не превысит момент сил сопротивления поступательному движению машины, т.е. $\omega_{зм} = \omega_3(1 - \sigma) > 0$ при $\varphi(\sigma) \geq f_c + \frac{\dot{V}_{\delta qj}}{g}$.

Динамика элементов расчетной схемы определяется следующей системой дифференциальных уравнений. Уравнение движения дотрансформаторной зоны: «двигатель-гаситель-насосное колесо»

$$\begin{cases} (J_D + \lambda)\ddot{\varphi}_D + F(\varphi_D, \dot{\varphi}_D) = M(t, \dot{\varphi}_D, \alpha_{nm}, u_D(t)) \\ J_H \ddot{\varphi}_D - F(\varphi_D, \dot{\varphi}_D) = 0, \end{cases} \quad (1.24)$$

где $F(\varphi_D, \dot{\varphi}_D)$ – упругий момент, являющийся функцией угла закрутки вала φ и направления скорости относительного перемещения $\dot{\varphi}$, учитывающий явление

нелинеаризованного «сухого» трения гасителя колебаний; $M(t, \dot{\phi}_d, \alpha_{гт}, u_d(t))$ – полигармонический возмущающий момент; λ – коэффициент неустановившегося режима, который учитывает инерционность двигателя при неустановившихся процессах из-за несовершенства топливной системы, запаздывания термодинамического процесса и др.

Уравнение движения насосного и турбинного колес гидротрансформатора определяется его преобразующими свойствами. Свойства комплексного гидротрансформатора определяются безразмерными характеристиками – коэффициентами момента насосного колеса $\gamma\lambda_H$, трансформации $K_{гт}$ и полезного действия $\eta_{гт}$ в функции передаточного отношения $i_{гт}$. Безразмерные характеристики ГТК-ХV достаточно точно аппроксимируются уравнениями:

$$i_{гт} = \begin{cases} -4,82 \cdot 10^{-5} (\gamma\lambda_H - 64,8)^2 + 0,95 & \text{при } \gamma\lambda_H > 64,8 \\ 1 - 7,7 \cdot 10^{-4} \gamma\lambda_H & \text{при } \gamma\lambda_H < 64,8. \end{cases}$$

$$K_{гт} = \begin{cases} 2 - 1,05 \cdot i_{гт} & \text{при } i_{гт} \leq 0,95 \\ 1 & \text{при } i_{гт} > 0,95. \end{cases} \quad (1.25)$$

$$\eta_{гт} = K_{гт} \cdot i_{гт}.$$

Приведенные зависимости могут быть использованы как при определении передаточных свойств, так и при совмещении характеристик ГТК с двигателем. Переходные режимы работы механической системы с ГТК описываются уравнениями движения насосного и турбинного колес, а также уравнением связи. Последнее наиболее точно описывает движение рабочей жидкости в полостях ГТК дифференциальным уравнением баланса энергии. В работах А.Н. Нарбута, Ю.Н. Лаптева и др. показано, что при колебательном характере изменения моментов и угловых скоростей на валах насосного и турбинного колес в диапазоне угловых скоростей до 900 рад/с можно с достаточной точностью использовать статические характеристики ГТК. Связь насосного и турбинного колес можно описать уравнением кинематической связи. Неустановившееся движение двухмассовой гидродинамической системы описывается следующими дифференциальными уравнениями:

$$M_{нд} = M_{нс} + J_H \dot{\omega}_H,$$

$$M_T = M_{ТС} + J_T \dot{\omega}_T,$$

$$\frac{di_{гт}}{dt} = \frac{\dot{\omega}_H}{\omega_H} \left(\frac{\dot{\omega}_T}{\dot{\omega}_H} - i_{гт} \right), \quad (1.26)$$

где $M_{нд}$, $M_{нс}$, M_T , $M_{ТС}$ – моменты на насосном (H), турбинном (T) колесах, движущие (д) и сопротивления (с); ω_T и $\dot{\omega}_T$, ω_H и $\dot{\omega}_H$ – угловые скорости и ускорения турбинного и насосного колес гидротрансформатора соответственно.

При исследовании принимается допущение, что момент двигателя в процессе трогания изменяется в соответствии со статической характеристикой, т.е. является нелинейной функцией угловой скорости вала двигателя. Момент турбины изменяется в соответствии с характеристикой совместной работы двигателя и ГТ; ускорение двигателя и турбины определяется в соответствии с управляющим воздействием и запаздыванием термодинамического процесса. Упругость валов трансмиссии, кроме гасителя дотрансформаторной зоны и соединительных, т.е. колебательные процессы многомассовой упругой системы не учитываются.

Динамика принятой расчетной схемы описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} J_d \ddot{\varphi} + M_{yb} = M_d, \\ J_n \ddot{\varphi}_n - M_{yb} + M_{nz}(\dot{\varphi}_n, \dot{\varphi}_m, \dot{Q}_{ж}) = 0, \\ Q(M_{nz}, M_{mz}, \dot{\varphi}_n, \dot{\varphi}_m) = 0, \\ J_m \ddot{\varphi}_m - M_{mz}(\dot{\varphi}_n, \dot{\varphi}_m, \dot{Q}_{ж}) + M_{yz} = 0, \\ J_{zm} \ddot{\varphi}_{zm} - M_{yz} = M_C, \end{cases} \quad (1.28)$$

которая после разложения нелинейных функций в точке стопового режима в ряд Тейлора приводится к виду:

$$\begin{cases} J_d \dot{\omega}_d + M_{дн} = M_d \\ J_n \dot{\omega}_n - M_{дн} + A_1 \omega_n + A_2 \omega_T = 0 \\ J_T \dot{\omega}_T + M_{ТА} - A_3 \omega_n - A_4 \omega_T = 0 \\ J_A \dot{\omega}_A - M_{ТМ} = -M_f \\ M_{дн} = C_H (\varphi_d - \varphi_n) \\ M_{ТМ} = C_T (\varphi_T - \varphi_M) \\ M_d = f(\omega_d, t, \alpha_{пт}), \end{cases} \quad (1.29)$$

где коэффициенты $A_1 \dots A_4$ равны:

$$A_1 = R \omega_{HO} \left(2\lambda_H - \frac{\partial \lambda_H}{\partial i} i \right); \quad A_2 = R \omega_{HO} \left(\frac{\partial \lambda_H}{\partial i} \right);$$

$$A_3 = R \omega_{HO} \left(2K\lambda_H - \frac{\partial K}{\partial i} \lambda_H i - \frac{\partial \lambda_H}{\partial i} K \right); \quad A_4 = K \omega_{HO} \left(\frac{\partial K}{\partial i} \lambda_H - \frac{\partial \lambda_H}{\partial i} K \right).$$

Для расчета коэффициентов $A_1 \dots A_4$ достаточно иметь статические характеристики гидротрансформатора (1.25), активный диаметр D_a , удельный вес рабочей жидкости γ и задать, исходя из режима работы гидропередачи, частоту вращения насосного колеса Ω_{HO} и передаточное отношение i .

Во многих случаях из четырех коэффициентов наиболее сильное влияние на динамику системы оказывают коэффициент A_4 (обычно отрицательный), а также A_1 (обычно положительный). При этом гидротрансформатор можно рассматривать как элемент вязкого трения, обеспечивающий существенное демпфирование.

Для анализа динамики системы адаптирован программный комплекс моделирования “model Vision Studium”, позволяющий решать систему дифференциальных уравнений, описывающих управляемое движение. На основе полученной модели системы с гидротрансформатором выполнено моделирование процесса трогания машины с места при управлении по трем вариантам, приведенным в таблице 1, а результаты моделирования представлены на рисунке 1.9.

Таблица 1 – Варианты управления процессом трогания машины с места

№ вар-та	Условия	Последовательность управляющих действий	Основные характеристики			
			K_d	$\ddot{V}, g/c$	\dot{Z}, g	другие
1	Особо трудные условия, экстремальная ситуация, необходимость разгона с $\max V$	<ol style="list-style-type: none"> 1. Включить остановочный тормоз 2. Включить первую передачу 3. Разогнать двигатель 4. Регулирование V и \dot{V} выключение м остановочного тормоза 	3,5	5,2	3,3	Перегрев РЖ, масла, буксование движителя, ошибочное переключение вверх, «дымность» двигателя
2	Не экстремальная ситуация, ускорение $\dot{V} < \dot{V}_{\max}$, твердая грунтовая дорога ($f_c=0,08\dots0,012$)	<ol style="list-style-type: none"> 1. Включить I или II передачу при опорожненном ГТ 2. Регулируемое наполнение ГТ 3. Увеличение подачи топлива (2 и 3 из условия минимизации K_d и L_B. 	1,35	3,2	2	буксование движителя, ограниченное быстродействие
3	Не экстремальная ситуация, ускорение $\dot{V} < \dot{V}_{\max}$, твердая грунтовая дорога ($f_c=0,08\dots0,012$)	<ol style="list-style-type: none"> 1. Включить I или II передачу при опорожненном ГТ 2. Регулируемое наполнение ГТ 3. Увеличение подачи топлива (2 и 3 из условия минимизации K_d и L_B. 4. Регулирование двигателем и ГТ АСУ с обратной связью при $V < V_{\text{расч.}}$ 	1,27	3,0	1,5	ограниченное быстродействие

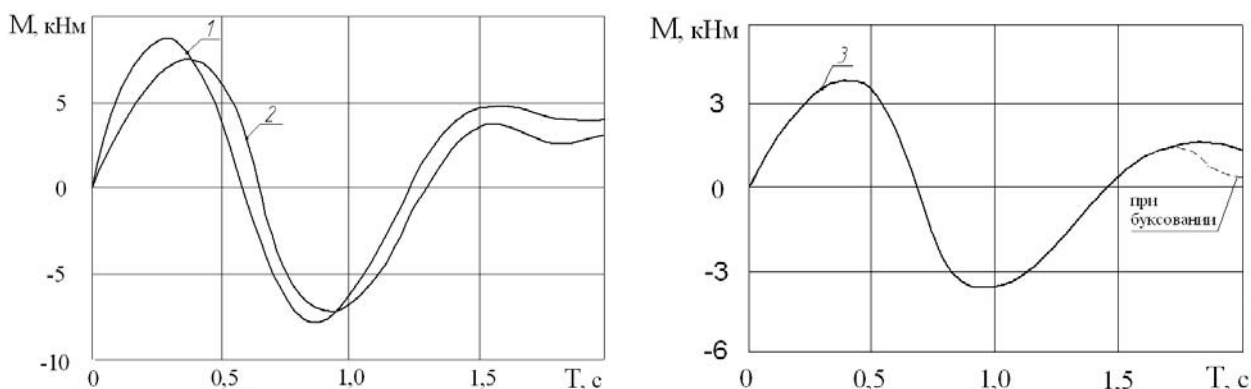


Рисунок 1.9 – Результаты моделирования процесса трогания с места при различных вариантах управления (номера 1...3 соответствуют вариантам таблицы 1)

Первый вариант может быть реализован при трогании с места в особо трудных условиях (рыхлый песок, деформируемый грунт) или при экстремальной ситуации, когда необходим разгон с максимальным ускорением. Этот процесс характеризуется высокой динамической нагруженностью ($K_d=3,0...3,5$), работой буксования ГТ, нагревом рабочей жидкости до $175\text{ }^\circ\text{C}$ (экспериментальные данные), буксованием движителя, «дымностью» двигателя. Последнее относится к двигателям с турбонагнетателем. Экспериментальные исследования показали, что при работе ГТ на стоповом режиме двигатель выходит на квазиустановившийся режим работы, при котором момент двигателя и частота вращения вала на 15-20 % ниже расчетных значений. При этом давление сжатого воздуха после турбонагнетателей составило $p_r=0,025\text{ МПа}$ (50% от номинального давления). Продолжительность данного квазиустановившегося режима составляет 20-25 сек, после чего происходит быстрое нарастание давления до $P_r=0,055\text{ МПа}$. В результате частота вращения вала двигателя возрастает до $n=1700-1800\text{ об/мин}$, а сила тяги - на 15-20 %.

Одним из возможных путей сокращения времени переходных процессов в двигателе является введение дополнительного механического или гидравлического форсирующего привода компрессоров системы наддува воздуха, обеспечивающих их кратковременную форсированную «раскрутку» до выхода на номинальный режим основного газотурбинного привода.

Второй вариант может быть реализован в неэкстремальной ситуации, когда не требуется максимальное ускорение на влажных грунтовых дорогах и на местности ($f_c=0,08...0,012$). Этот процесс характеризуется значительной динамической нагруженностью ($K_d=2,2...2,5$), сопровождается буксованием движителя и «дымностью» двигателя. Следует отметить, что отечественная промышленность не производит гидроаппаратуру для эффективного управления гидрозамедлителем (ГЗ), не обеспечивая необходимое быстродействие. По экспериментальным данным время включения (быстродействие ГЗ) от начала подачи масла до достижения максимального момента составляет 1,5...2,1 с (большее значение соответствует максимальным

оборотах двигателя). В конструкции фирмы ZF быстродействие составляет 0,2...0,3 с. Выключение ГЗ при снижении давления происходит еще медленнее, за 2,8...3,5 с. Следовательно реализация второго варианта управления троганием с места регулированием ГЗ возможно при повышении быстродействия гидроаппаратуры.

Третий вариант – при управлении заполнением ГТ, может быть реализован в неэкстремальной ситуации при движении по твердому грунту с ускорением $\dot{V} < \dot{V}_{\max}$. Следует отметить, что динамика ГТ при регулировании заполнения рабочей жидкости исследована недостаточно и существующие методики не позволяют учесть особенности зависимости механических характеристик от флуктуаций давления и расхода рабочей жидкости системы питания. В связи с этим зависимость механических характеристик ГТ, его преобразующих свойств от параметров гидросистемы определена экспериментально [20] при регулировании давления и расхода.

Регулировка давления проводилась дросселированием на выходе из ГТ при следующих схемах подвода питания ГТ: (1) насос-реактор (вход) – турбина-реактор (выход); (2) турбина-реактор (вход) – насос-реактор (выход); (3) насос-реактор (вход) – насос-реактор (выход).

При каждом значении частоты вращения двигателя последовательно устанавливались нагрузочные режимы путем изменения тормозного момента в диапазоне от минимального до максимального (соответствующего стоповому режиму). На каждом нагрузочном режиме вычислялись следующие параметры, определяющие характеристику ГТ: передаточное отношение i ; коэффициент трансформации K ; КПД гидротрансформатора η ; коэффициент момента насосного колеса $\gamma\lambda_H \cdot 10^4$; перепад давлений на входе и выходе из ГТ $\Delta p = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}$. Для оценки баланса расхода рабочей жидкости через ГТ определялась разность расходов масла по формуле:

$$\Delta Q = Q_{\text{вх}} - Q_{\text{вых}} - Q_{\text{см}}$$

Разность расходов рабочей жидкости через ГТ ΔQ определяет величину утечек из полости ГТ. Кроме того, при отрицательной величине ΔQ (когда расход масла на входе в ГТ меньше суммы расходов на выходе из ГТ) возможен подсос воздуха в полость ГТ через уплотнения. При выборе оптимальной схемы питания ГТ использовались следующие критерии оценки:

- величины коэффициента трансформации на стоповом режиме;
- стабильность механических характеристик при изменении гидравлических параметров.

Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие заключения.

Наиболее чувствительная зависимость механических характеристик от давления при схеме питания «насос-реактор» – «турбина-реактор» отличаются нестабильностью коэффициента трансформации K и коэффициента момента $\gamma\lambda_H$ при изменении гидравлических параметров. В частности при изменении давления на входе в ГТ в диапазоне $p=0,05...0,7$ МПа и расхода масла

$Q_{вх}=50...115$ л/мин механические параметры изменяются в следующих диапазонах: $K=1,1...2,082$, $\gamma\lambda_H \cdot 10^4 = 41,52...80,95 \frac{\text{кг} \cdot \text{мин}^2}{\text{об}^2 \cdot \text{м}^4}$.

По сравнению с этим, варианты схемы питания «турбина-реактор» – «насос-реактор» и «насос-реактор» – «насос-реактор» имеют относительно более стабильные механические характеристики. В частности, при схеме питания «турбина-реактор» – «насос-реактор» с изменением давления на входе в ГТ в диапазоне $p=0,05...0,7$ МПа и расходе масла $Q_{вх}=50...115$ л/мин механические параметры изменяются в следующих диапазонах:

$K=1,963...2,123$, $\gamma\lambda_H \cdot 10^4 = 42,05...60,35 \frac{\text{кг} \cdot \text{мин}^2}{\text{об}^2 \cdot \text{м}^4}$. При схеме питания «насос-

реактор» – «насос-реактор» с изменением давления на входе в ГТ в диапазоне $p=0,05...0,7$ МПа и расхода масла $Q_{вх}=50...115$ л/мин механические параметры изменяются в следующих диапазонах: $K=1,952...2,170$, $\gamma\lambda_H \cdot 10^4 = 57,39...60,99$

$\frac{\text{кг} \cdot \text{мин}^2}{\text{об}^2 \cdot \text{м}^4}$.

Следует отметить, что функционирование гидротрансформатора при низком давлении подпитки сопровождается колебательным процессом. Таким образом, для управления ГТ необходимо выбрать первую схему питания.

Четвертый вариант отличается от предыдущего регулированием двигателя или ГТ автоматической системой с обратной связью, когда действительная скорость меньше расчетной, т.е. при буксовании движителя. При таком управлении основным недостатком является ограниченное быстродействие трогания с места. Этот вариант управления и принят в качестве базового, для которого синтезируется оптимальное управление.

Задача синтеза формулируется следующим образом: найти вектор управления $u(t)$ двигателем $\alpha_{nm}(t)$, гидротрансформатором $P_{ГТ}(t)$ или гидрозамедлителем $P_{ГЗ}(t)$ из допустимой области $D[u(t), u_{\min} \leq u \leq u_{\max}]$ при выполнении ограничений $h_{\min} \leq h(u) \leq h_{\max}$, обеспечивающий экстремум целевой функции – обобщенного критерия. В качестве целевой функции принимается величина работы буксования гидротрансформатора, определяемая по интегралу вида

$$L_{\sigma} = \int_0^{t_{\sigma}} M_T(t) \cdot (\omega_H(t) - \omega_T(t)) dt \rightarrow \min, \quad (1.30)$$

где t_{σ} – длительность буксования; $M_T(t)$ – момент на турбине; $\omega_H(t), \omega_T(t)$ – угловая скорость насосного и турбинного колес соответственно.

Алгоритм управления должен обеспечить выполнение ограничений: приемлемую динамичность нагрузки в трансмиссии, требуемую динамику движения машины – ускорение и длительность разгона, уровень

комфортабельности (продольных и вертикальных ускорений), ограничение теплонапряженности рабочей жидкости гидротрансформатора, дымности двигателя и буксования гусениц.

Результаты экспериментального исследования при многократном трогании на первой передаче показывают, что величина динамического момента изменяется в широких пределах и носит случайный характер. Инерционно-упругие параметры при каждом трогании можно считать неизменными. Переменной является предельный момент по сцеплению $M_{\phi}(\sigma)$, зависящий от буксования в процессе трогания. Другим параметром, который имеет явно выраженный случайный характер, является частота вращения вала двигателя с турбонагнетателем, которая с запаздыванием реагирует на управление топливоподачей. Коэффициент трансформации ГТК при переходных процессах также является случайной величиной, особенно при регулировании его наполнения, давления и расхода масла в системе подпитки. Следует отметить, что при давлении ниже номинального функционирование ГТК сопровождается вспениванием масла, повышением его температуры и колебательными процессами. В связи с этим определение характеристик двигателя с турбонагнетателем и ГТК в процессе управления требует проведения дополнительных более глубоких теоретических и экспериментальных исследований. Случайный характер носит и время нарастания момента на турбине, которое во многом определяется управляющими действиями водителя. Задачу синтеза оптимального управления, оценки максимального момента при трогании с места можно считать решенной в первом приближении. Тем не менее адаптация управления с обратной связью по сигнатуре второй производной скорости ($\text{sign}(\ddot{V})$), блок-схема алгоритма приведена в разделе 7). Адаптивное управление с обратной связью обеспечит ограничение буксования движителя, плавность хода и уменьшение ошибочных переключений передач. Динамическая нагруженность снижается в 1,8...2,0 раза, кроме случаев трогания в особо трудных условиях.

В современных требованиях на проектирование ГМТ предусматривается приоритет подачи масла гидросистемы на управление фрикционами, смазку и в последнюю очередь на подпитку ГТ. В связи с этим, при снижении производительности гидронасоса в процессе эксплуатации, возможно снижение преобразующих свойств ГТ вплоть до нарушения подвижности машины. Резервным решением обеспечения надежности в такой ситуации является соответствующее управление блокировочным фрикционом при трогании с места и движении машины.

Кроме того, в последнее время интенсивно разрабатываются роботизированные механические трансмиссии (фирмы Toyota, Mitsubishi, Volvo) с преселекторным управлением переключения передач (MA3). Создание долговечной конструкции металлических зубчатых ремней привело к активным разработкам и применению в таких фирмах как Audi, Ford, Nissan, Volvo, Zahnradfabrik, Honda и др. вариаторов с бесступенчатым изменением передаточных чисел (CVT). Трогание с места и движение машины в трудных

условиях осуществляется на т.н. «муфтах начала движения», т.е. управляемых фрикционных элементах. Это не относится к конструкции фирмы Nissan, в которой для начала движения используется гидротрансформатор; он дороже фрикционных муфт, но более надежен и долговечен.

В большинстве конструкций фрикционных муфт момент трения регулируется за счет управления сжатием дисков, например, по сигналу центробежного регулятора топливного насоса или электронного датчика частоты вращения вала двигателя. При таких конструкциях система управления поступательной скоростью является двухпедальной. Однако управление процессом трогания с места более сложно по сравнению с гидротрансформатором, так как развиваемый момент на стоповом режиме равен моменту двигателя. Для обеспечения требуемой динамики разгона повышение требуемого момента достигается использованием кинетической энергии от предварительно разогнанного двигателя до угловой скорости ω_{00} . Прогнозирование и выбор начальной скорости ω_{00} не формализованы, определяются и задаются водителем интуитивно. Недостаточное значение ω_{00} может привести к заглоханию двигателя и ограничению ускорения. В автоматизированных системах управления фрикционных элементов заглохание не допускается, но и не осуществляется трогание до разгона двигателя. Превышение значения ω_{00} приводит к росту работы буксования и динамической нагруженности.

Алгоритм управления троганием с места и разгона машины на фрикциях изучен в меньшей степени и недостаточно формализован. Управление процессом трогания с места и разгоном машин ввиду недостаточной формализации алгоритма осуществляется водителем. Примером являются системы, разработанные фирмами Mercedes, Skanja «Computer aided gear Shift system» (CAG), Iton, Zahnradfabrik EAG shift, НАМИ и др. В связи с этим подробно исследуется динамика и разрабатывается программа управления фрикционными элементами. Учитывая определенную аналогию функциональных требований при трогании машины с гидромеханической трансмиссией, результаты распространяются и на эти конструкции.

Долговечность и износостойкость фрикционных элементов, на которых осуществляется трогание с места, во многом определяется квалификацией водителя. В связи с этим представляется целесообразным автоматизировать процесс трогания машины с места.

Долговечность фрикционных и теплонапряженность их элементов определяются работой буксования при трогании с места и в процессе переключения передач. Последняя составляющая достаточно мала, не превышает 5...25% работы при трогании. Однако число переключений на единицу пути значительно превышает число троганий и возрастает при автоматизации трансмиссии. Учитывая, что для сокращения длительности синхронизации, динамических нагрузок в трансмиссии и улучшения плавности хода может быть предусмотрено выключение или недовключение фрикциона,

суммарная работа буксования при переключении за ресурс может быть соизмерима с работой при трогании или даже превышать ее значение.

Работа буксования фрикциона во многом определяется динамикой процесса трогания, длительностью включения, законом нарастания момента трения фрикциона и двигателя, частотой вращения его вала и задается водителем.

Анализ результатов расчетов, выполненных для упрощенной двухмассовой расчетной схемы, при многих допущениях показывает, что работа буксования существенно зависит от начальной скорости вала двигателя ω_d , коэффициентов запаса β и сопротивления движению f_c . Наличие ярко выраженного минимума этой зависимости, определяемого сопротивлением движению, предопределяет возможность синтеза адаптивного управления процессом трогания. Задача синтеза оптимального управления соответствует вышеприведенной. Дополнительно необходимо определить начальную скорость из условия незаглохания двигателя. В качестве целевой функции может приниматься работа буксования, определяемая по интегралу вида (4.9). Только вместо значения момента турбины необходимо поставить момент буксующего фрикциона $M_\phi(t)$, который умножается на разность угловых скоростей двигателя и ведомых элементов фрикционов.

Механические системы работают, как правило, по единой жесткой программе. Адаптивное управление реализуется на основе микропроцессоров. Такие системы разрабатываются BMW Ficktel and Sachs, Automotive Product (AP) automatic clutch and throttle system (ACTS) для концерна Ford и др.

В процессе буксования (управления) фрикциона реализуемый момент сил трения определяется двумя переменными: силой сжатия дисков $P_{ГФ}$ и коэффициентом трения $f_{ГР}$ по уравнению

$$M_\phi = R_{mp} \cdot P_\phi \cdot z_\phi \cdot f_{mp} \cdot \xi \cdot \exp(-\lambda_\phi \cdot R_{mp} \cdot \Delta\omega_\phi \cdot \text{sign}\Delta\omega_\phi), \quad (1.31)$$

где $R_{тр}$ - средний радиус трения; Z_ϕ - число пар трения; ξ - отношение коэффициентов трения покоя и скольжения, $\xi=1,5 \dots 2,0$; λ_ϕ - коэффициент, $\lambda_\phi = 0,025 \lambda$ с/м; $\Delta\omega_\phi$ - относительная скорость буксования $\Delta\omega_\phi = \omega_d - \omega_{ГФ}$.

Сомножители после f_{mp} описывают зависимость коэффициента трения от относительной скорости $\Delta\omega_\phi$, а выбором коэффициентов ξ и λ можно учесть свойства применяемых фрикционных материалов. Характер нарастания силы сжатия дисков при оптимальном управлении подлежит определению.

При полностью включенном фрикционе M_ϕ превышает максимальное значение момента двигателя и определяется коэффициентом запаса $\beta = (M_\phi / M_d) \geq 1$.

Синтез оптимального управления процессом трогания с муфтой начала движения осуществляется в соответствии с вышеприведенными уравнениями, позволяющими моделировать переходные процессы в системе «двигатель – трансмиссия – машина».

На основе численного моделирования динамики механической системы с муфтой начала движения в процессе трогания установлена зависимость интегральных оценочных показателей от параметров управления. Работа буксования фрикционных элементов при трогании с места зависит от времени и выбора закона нарастания давления. Минимальная работа буксования обеспечивается при нарастании давления по закону выпуклой параболы. При таком законе нарастания момента трения работа буксования в 1,5 раза меньше по сравнению с линейным законом и в 2,1 раза – по сравнению с нарастанием момента трения по закону вогнутой параболы.

Анализ результатов позволил найти область оптимальных параметров управления двигателем и фрикционными элементами, обеспечивающих минимум работы буксования и ограниченную динамическую нагруженность. На основе результатов моделирования построены зависимости (рисунок 1.10) максимального момента на выходе трансмиссии (рисунок 1.10а) и работы буксования фрикционных элементов (рисунок 1.10б) от времени нарастания момента трения и угла подачи топлива. Эти зависимости не имеют ярко выраженного минимума, но позволяет определить области 1 и 2 (рисунок 1.10в), соответственно, максимальной работы буксования и момента. Трогание машины с места с параметрами управления, значения которых лежат в этих областях, является нерациональным. Наиболее рациональным является трогание машины с места с параметрами управления, значения которых лежат в области 4. Параметры управления, значения которых лежат в области 5, обеспечивают промежуточные значения работы буксования и момента.

Компьютерное моделирование динамики процесса трогания позволяет сделать следующие выводы.

Величины основных параметров, определяющих процесс трогания, такие как работа буксования фрикциона, ускорение и длительность разгона, динамичность нагрузки в трансмиссии, плавность хода и др. существенно (до 40%) зависят от податливости элементов кинематической цепи дифференциала корпуса, управления двигателем и фрикционом.

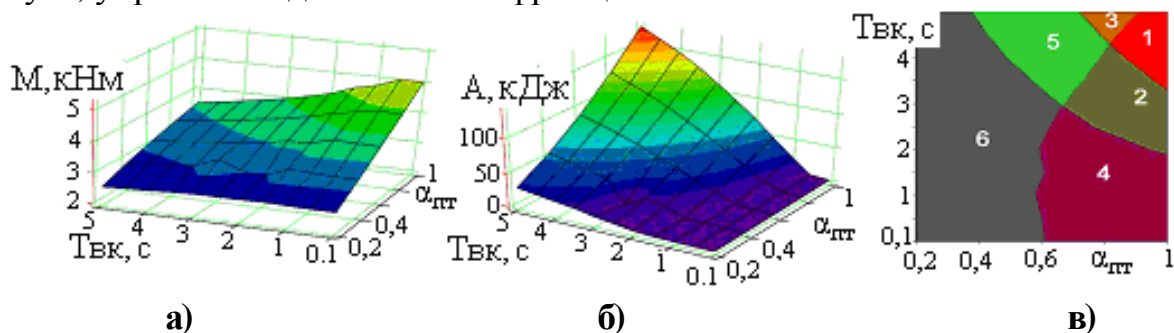


Рисунок 1.10 – Определение области оптимального управления процессом трогания с места

а, б - зависимость максимального момента и работы буксования, соответственно, от параметров управления; в - диаграмма областей параметров управления

Работа буксования L_6 и коэффициент k_d динамичности нагрузки в трансмиссии с увеличением начальной угловой скорости ω_0 вала двигателя возрастают. Для снижения L_6 и k_d , обеспечения устойчивости работы двигателя (предотвращения его заглохания) целесообразен управляемый разгон.

Снижение интенсивности увеличения подачи топлива (перемещения педали подачи топлива) снижает работу буксования и динамичность нагрузки, особенно при медленном включении фрикциона. Быстрое управление подачей топлива и включением фрикциона уменьшает работу буксования, но увеличивает динамичность нагрузки и снижает плавность хода.

Опережающее управление двигателем (относительно начала включения фрикциона) способствует росту кинетической энергии двигателя, соответственно, обеспечивает высокую динамику разгона машины и исключает заглохание двигателя при значительном сопротивлении движению. В связи с этим при двухпедальном управлении машиной необходимо обеспечить автоматическое запаздывание включения фрикциона. В этом случае трогание с места подобно стоповому режиму машин с гидродинамическими передачами.

Эффективным путем снижения работы буксования и динамичности нагрузки является ступенчатое нарастание давления сжатия дисков и управление двигателем. Оптимальное управление двигателем и фрикционом может быть обеспечено на основе решения задачи нелинейного программирования.

На основе анализа изменения действительной скорости продольного движения машины (рисунок 1.11 справа), ее производных установлено, что управление процессом трогания машины с места с обратной связью может осуществляться по коэффициенту буксования и производным от действительной скорости.

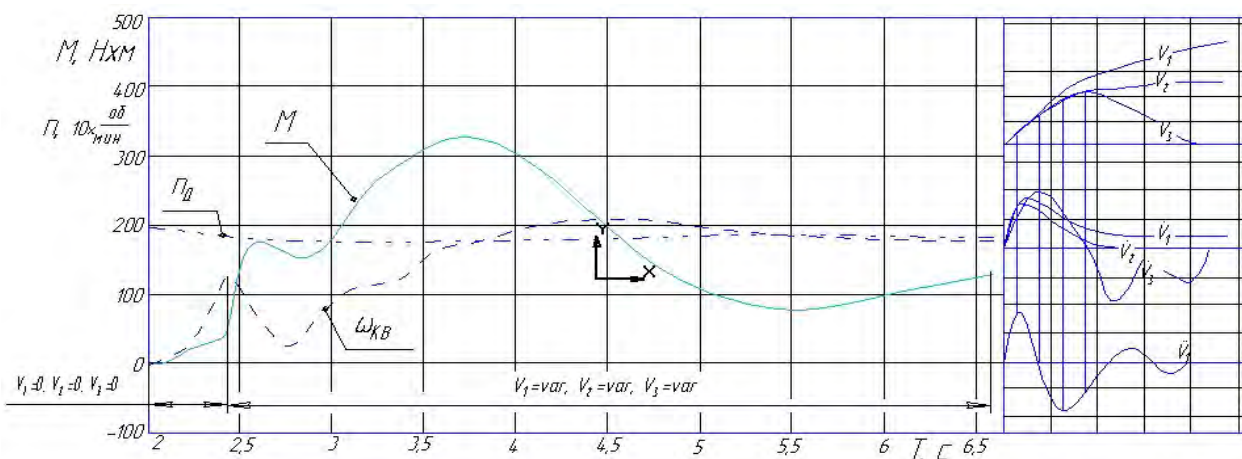


Рисунок 1.11 – Изменение параметров в процессе трогания с места

При введении в систему управления датчика продольного ускорения ограничение буксования двигателя может быть достигнуто при управлении по коэффициенту буксования:

$$\sigma = \left(\left(V_p - \int_0^t \dot{V} dt \right) V_p^{-1} \right) \leq [\sigma],$$

где V_p – расчетная скорость машины; \dot{V} - фактическое ускорение машины.

Адаптивное управление может быть реализовано при управлении по знаку высших производных скорости машины ($sign(\dot{V})$ или $sign(\ddot{V})$). Управление с обратной связью обеспечит ограничение буксования движителя, плавность хода и уменьшение ошибочных переключений передач.

1.5 УПРАВЛЕНИЕ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕМ ПЕРЕДАЧ

Программа управления переключением передач ГМТ обычно синтезируется для определенных условий движения и номинального значения параметров конструкции системы. Однако в процессе эксплуатации существенно изменяются режимы функционирования и параметры конструкции, определяющие техническое состояние системы гидроуправления. Это приводит к задержке исполнения командных сигналов, отличию фактических режимов от расчетных и высокой динамической нагруженности ГМТ.

При изменении состояния или режимов функционирования фрикционных устройств необходима коррекция управляющих воздействий, направленная на снижение влияния этих изменений на качественные показатели работы трансмиссии. В противном случае процесс переключения передач будет сопровождаться толчками и ударами, увеличением работы буксования и износом дисков трения фрикционных элементов. Решение данной задачи необходимо реализовать на основе адаптивного управления, осуществляющего по результатам идентификации состояния фрикционных элементов и режимов работы двигателя и трансмиссии автоматическую настройку параметров системы управления и формирование управляющих команд на переключение передач с учетом указанных изменений.

Синтез программ управления переключением передач гидромеханической трансмиссии транспортной машины базируется на решении двух задач: определении условий переключения и блокировки гидротрансформатора, а также установлении временной характеристики управления двигателем и фрикционными элементами, обеспечивающих качество переходных процессов.

Условием переключения передач и блокировки гидротрансформатора основной программы управления гидромеханической трансмиссией обычно принимаются пороговые значения скорости движения на соответствующих передачах. В общем случае пороговые значения являются многомерными функциями вида $V_j \rightarrow V_{j\pm 1} = V(n_j, m_m, f_c, \alpha_{nm}, \alpha_m, \alpha_{um})$, которые определяются номером включенной передачи n_j , массой машины m_m , прогнозируемым сопротивлением движению f_c , формируемыми свойствами грунта, его микро- и

макропрофилем, интенсивностью изменения направления движения, характером управляющих действий водителя $\alpha_{nm}, \alpha_m, \alpha_{um}$; их индивидуальным «окрасом», – производными управляющих действий. Определение условий переключения усложняется необходимостью реализации различных режимов движения.

В зависимости от требуемых свойств машины определяемая функция может быть многовариантной. Для обеспечения высоких динамических и скоростных свойств необходимо движение при максимальных ускорениях в течение всего процесса разгона, а переключение осуществляется из условия минимизации разности ускорений на смежных передачах $|V_j - V_{j\pm 1}| \rightarrow \min$.

Квалифицированный водитель выбор момента переключения передач производит интуитивно. При автоматизации процесса сложность выбора момента переключения передач заключается в том, что информационно - измерительная аппаратура позволяет измерить лишь текущее значение продольного ускорения на j передаче \dot{V}_j . Ускорение на смежной предлагается прогнозировать следующим образом. В соответствии с основным уравнением динамики движения машины оно определяется тягово-динамическими свойствами ($f_D(V)$) и сопротивлением движения (f_C), то есть $\dot{V}_j = g \cdot \delta_j^{-1} (f_{D,j} - f_C)$.

При ограниченной интенсивности изменения сопротивления движению можно считать, что за время переключения оно изменится несущественно, а его значение определяется по уравнению $f_C = (\dot{V}_{D,j} - \dot{V}_j) / g \cdot \delta_j^{-1}$. По тягово-динамической характеристике можно определить частоту вращения вала двигателя, обеспечивающую необходимые условия переключения. Такое управление обеспечивает высокую степень синхронизации включаемых элементов, работа буксования может быть снижена до 60%, а максимальный момент - до 2-х раз.

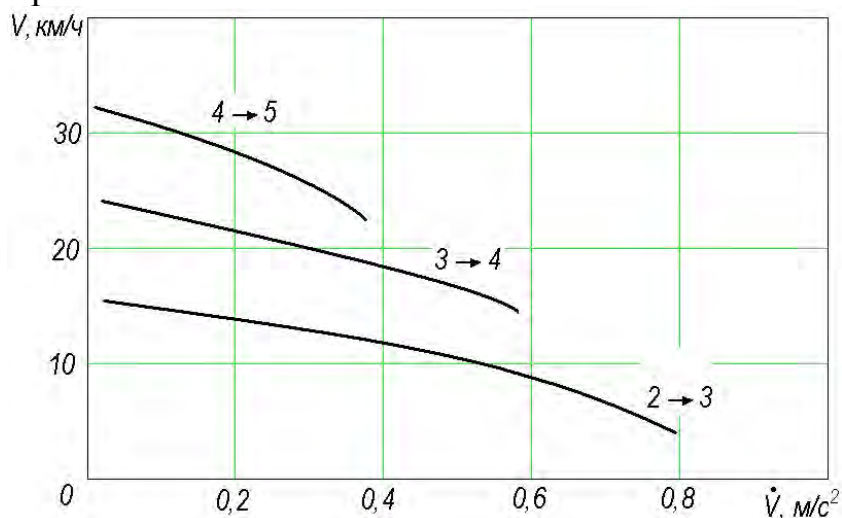


Рисунок 1.12 – Зависимость порогового значения скорости от ускорения при переключении передач

На рисунке 1.12 приведена зависимость порогового значения скорости переключения передач от ускорения, из которого следует, что с повышением ускорения пороговое значение скорости переключения на высшие передачи

смещается в сторону меньших значений, т.е. управление ГМТ необходимо осуществлять раньше базового значения. Необходимость разгона определяется по характеру воздействия водителя на α_{nm} . Интенсивное перемещение или смещение α_{nm} в положение V_{max} означает потребность в интенсивном разгоне.

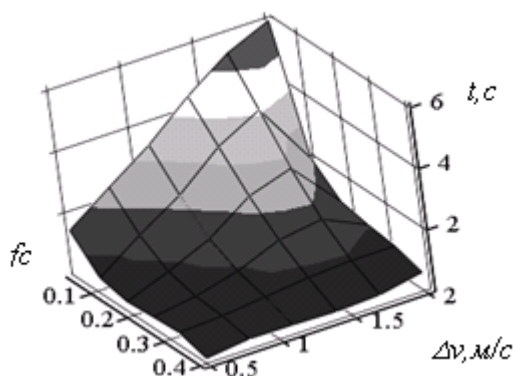


Рисунок 1.13 – Зависимость требуемого времени переключения от допускаемого падения скорости и от коэффициента сопротивления движению

Существенным ограничением управления переключением передач является длительность процесса, которая определяется уравнением:

$$\frac{dv}{dt} = -g \cdot \delta_0^{-1} \cdot f_c \quad \text{или} \quad \int_0^t dt = \frac{\delta_0}{g \cdot f_c} \cdot \int_{\Delta v} dv,$$

где Δv - допускаемое снижение скорости в процессе переключения.

Графическая интерпретация этой зависимости приведена на рисунке 1.13.

В условиях поддержания безопасной скорости движения, при разгоне с невысокой интенсивностью (определяется медленным перемещением или неизменным положением $\alpha_{пт}$) управление целесообразно осуществлять по экономической программе, реализовать режим заданной скорости, выбега. В пределах включенной передачи скорость стабилизируется за счет изменения режима работы двигателя, а при невозможности – переключением передач.

Наибольшие сложности определения условий переключения передач возникают при движении на затяжных спусках.

На рисунке 1.14, 1.15 показан процесс преодоления спуска ($\alpha=26^\circ$). Для исключения влияния дополнительных факторов в процессе преодоления спуска остановочные тормоза не включались. Спуск начинался при движении на III и на II передачах.

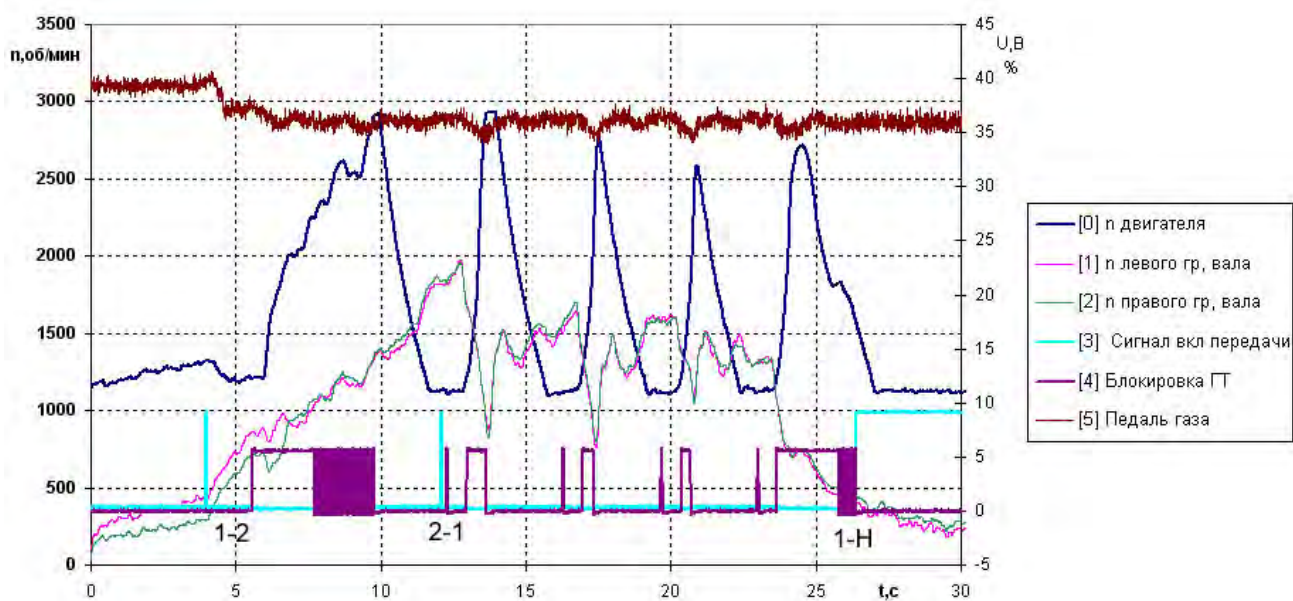


Рисунок 1.14 – Изменение параметров при спуске с горы на III передаче ($\alpha = 26^\circ$)

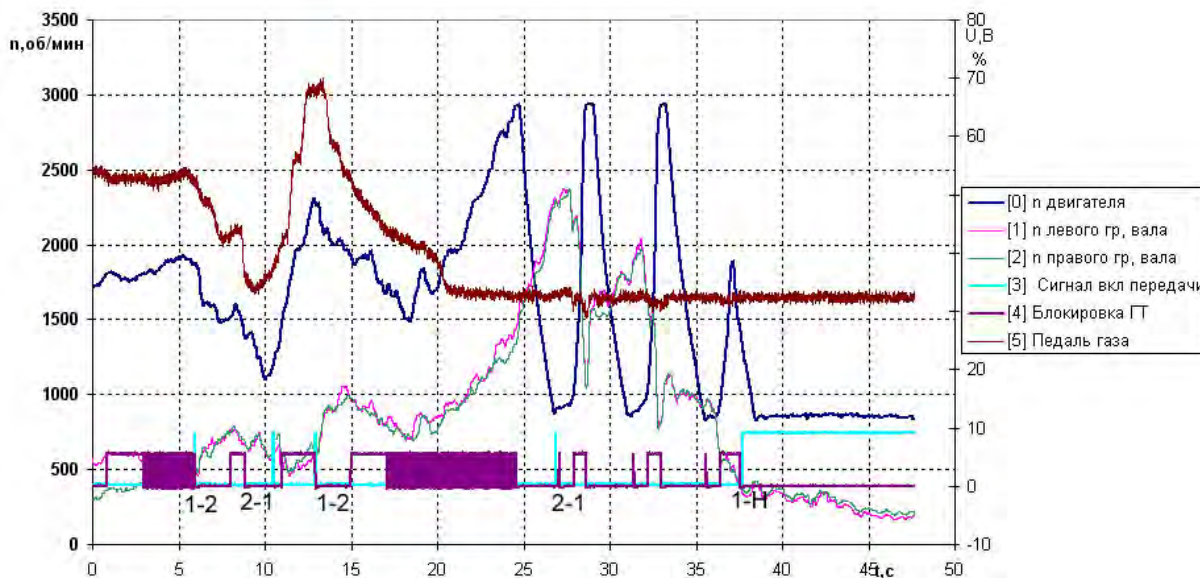


Рисунок 1.15 – Изменение параметров при спуске с горы на II передаче ($\alpha = 26^\circ$)

В процессе движения на III передаче на спуске с большим уклоном ($\alpha = 26^\circ$) педаль подачи топлива находилась в положении минимальной и частичной подачи, частота вращения вала двигателя устанавливалась 1200 об/мин. При движении отмечено резкое возрастание частоты вращения вала двигателя до максимальных оборотов и срабатывание системы защиты двигателя (срабатывание клапана слива). Увеличение оборотов двигателя сопровождалось автоматическим переключением передач «вниз» и «вверх», циклическими забросами двигателя по оборотам и последующим срабатыванием системы защиты двигателя. Движение сопровождается значительными динамическими перегрузками силового блока и рывками машины.

При преодолении спуска с большим уклоном ($\alpha = 26^\circ$) на II передаче водитель перевел педаль подачи топлива в положение, близкое к положению минимальной подачи. В этих условиях также происходит резкое увеличение частоты вращения вала двигателя и периодическое срабатывание защиты двигателя от заброса по оборотам. Это сопровождалось периодическими разрывами потока мощности от двигателя до ведущих колес, резкими изменениями частоты вращения вала двигателя, периодическим блокированием и разблокированием ГТ, что вызывало значительные рывки машины. При первом же срабатывании системы защиты частота вращения вала двигателя резко снизилась, и произошло автоматическое переключение на пониженную (I) передачу в процессе движения под уклон. Следует отметить, что автоматический переход со II на I передачу, имевший место при срабатывании системы защиты двигателя, привел к увеличению тормозного момента двигателя, передаваемого на ведущие колеса. В данных условиях происходит снижение скорости машины на спуске, однако переключение происходит с высокой цикличностью и уровнем динамических нагрузок. Таким образом, при движении на спусках следует исключить возможность переключения на высшие передачи.

Для мониторинга признака движения на спуске в систему необходимо ввести датчик угла отклонения корпуса машины от горизонтали.

В зависимости от требуемого замедления управление поступательной скоростью является многовариантным и приведено ниже.

Наиболее эффективным торможением является рекуперация кинетической энергии. Однако проблема создания механического, молекулярного и других накопителей энергии находится в стадии решения. Наибольшие успехи в рекуперации энергии достигнуты в электромеханических трансмиссиях.

При торможении транспортной машины с ГМТ двигателем без использования остановочных тормозов ГТ работает в режиме обгона турбиной насосного колеса ($i_{ГТ} > 1$). Несмотря на многочисленные предложения, направленные на повышения момента, развиваемого турбиной в этом режиме, его значение гораздо ниже, чем в тяговом, а конструкция значительно усложняется. Скорость движения с ограниченным замедлением эффективно управляется дополнительно вводимым гидрозамедлителем. При его отсутствии торможение двигателем можно осуществить при заблокированном ГТ. Признаком необходимости снижения скорости является уменьшение подачи топлива или перемещения педали торможения. При переходе на пониженный скоростной режим снижение скорости осуществляется за счет изменения режима работы двигателя. Если заданную скорость невозможно обеспечить изменением только лишь частоты вращения двигателя, необходимо перейти на пониженную передачу. При этом переключение на пониженную передачу осуществляется в соответствии с изложенными выше соображениями.

Выбор передачи, которая должна оказаться включенной при резком торможении, сопровождающемся значительным падением скорости, зависит от того, что намерен делать водитель после торможения.

В том случае, если торможение осуществляется до полной остановки, в коробке передач должна оказаться включенной I передача или «нейтраль». Если машина тормозится не до полной остановки, то необходимо, чтобы в конце торможения оказалась включенной та передача, которая в этот момент соответствует состоянию дороги и заданной скорости движения.

При ручном управлении водитель заранее выбирает передачу, соответствующую просматриваемому участку пути. При автоматизации, переключение вниз в этих условиях должно осуществляться быстро и притом так, чтобы при резком увеличении нагрузки все последовательные переключения вниз от высшей передачи до низшей успели произойти за короткое время, в течение которого возрастает нагрузка, либо обеспечить переключение вниз сразу через несколько передач с предохранением двигателя от заброса по оборотам. Признаки мониторинга и идентификации требуемого режима движения, а также средства достижения адаптации программы управления приведены в таблице 2.

Анализ результатов исследований показывает, что решение второй задачи управления - определения временной характеристики управления двигателем и фрикционными элементами – требует адаптации алгоритмов основной программы.

Временная характеристика управления двигателем и фрикционными элементами определяется из условия минимизации работы буксования при ограниченной динамической нагруженности:

$$\min L\delta = \int_0^t M_{\phi}(t)(\omega_D(t) - \omega_2(t))dt ,$$

при высоком быстродействии $t_{mn} \leq \delta \cdot g^{-1} f_c^{-1} \int_{\Delta V} dV$, ограничении динамической нагруженности и приращения температуры. Последнее требует дополнения математической модели движения уравнением теплопроводности Фурье.

Анализ выражений для определения работы и времени буксования фрикционных элементов показывает, что на работу буксования существенно влияет величина момента трения $M_{TP}(t)$ и разность частот вращения ведущих $\omega_1(t)$ и ведомых $\omega_2(t)$ частей фрикционного устройства. Чем меньше момент $M_{TP}(t)$ при заданной разности $\Delta\omega = \omega_1 - \omega_2$, тем плавней переключаются передачи, однако при этом значительно возрастает время и увеличивается работа буксования.

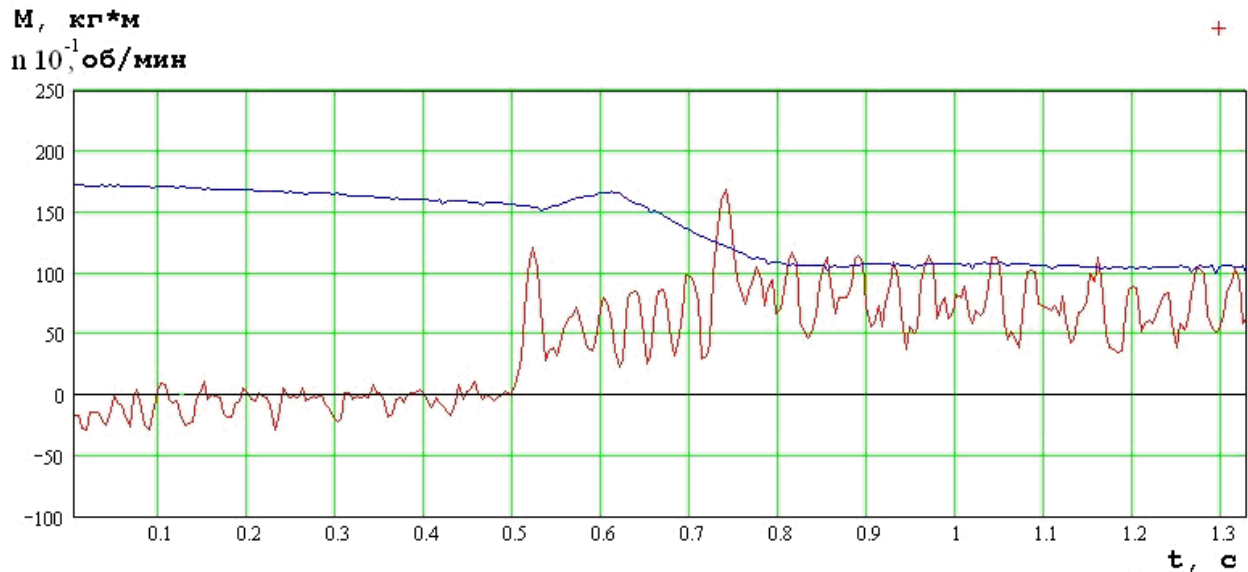
Следовательно, интенсивное нарастание момента M_{TP} до максимального значения в момент включения фрикционного устройства при переключении передачи вызывает резкий рывок машины и существенные динамические нагрузки в трансмиссии. Медленный темп нарастания момента M_{TP} ведет к большой работе буксования фрикциона, поскольку к буксующим фрикционным элементам передается не только инерционный момент, но и крутящий момент M_1 от двигателя (турбины гидропередачи). Таким образом, плавность переключения передач и, следовательно, уровень динамических нагрузок в

трансмиссии определяются характеристиками процесса переключения передач и, в первую очередь, соотношением частот вращения ведущих ω_1 и ведомых ω_2

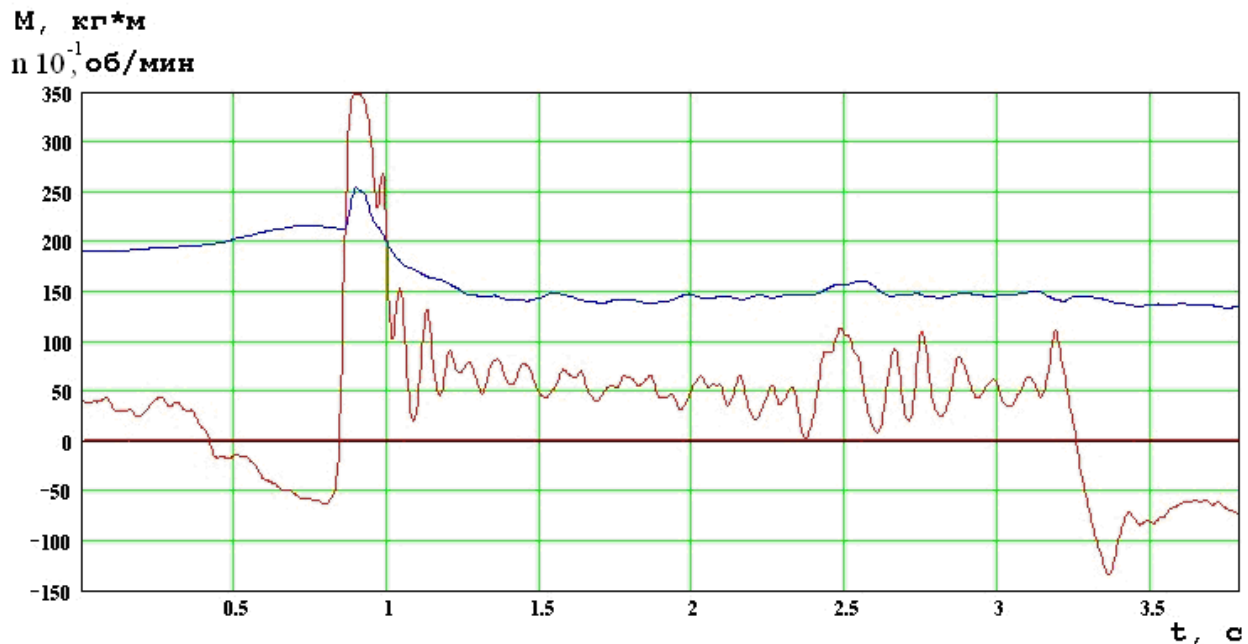
Таблица 2 – Адаптация программы управления ГМТ при реализации различных режимов в зависимости от требуемого ускорения \dot{V} и скорости V движения

Условия движения	Признак мониторинга и идентификации	Средства достижения адаптации
Разгон и движение с \dot{V} и V_{max}	Управляющие действия водителя $\alpha_{ПТ}$ и $\dot{\alpha}_{ПТ}$, быстрое перемещение $\alpha_{ПТ} > 70$ град/с, $\alpha_{ПТ} \rightarrow \alpha_{ПТ max}$	Измерение \dot{V} , определение f_c , переключение J→J+1 при $ V_j - V_{j\pm 1} \rightarrow \min$, коррекция порогового значения $V_j \rightarrow V_{j\pm 1}$ и блокировки ГТ
Разгон с \dot{V}_{MAX}	$\alpha_{ПТ} \rightarrow \alpha_{ПТ max}$, включение устройства «kick down»	Запрет на переключение вверх
Движение со стабильной скоростью	$\alpha_{ПТ} \rightarrow 0$	Введение режима V_{Const} , экономическая программа управления
Движение накатом	Сигнал устройства «Выбег», $\alpha_{ПТ} \rightarrow \min$, выход из него $\dot{\alpha}_{ПТ} > 0$ и (или) $\dot{\alpha}_T > 0$	Задается диапазон ΔV_j , движение с выключенной передачей, измерение V и определение $V \in [\Delta V_j]$, включение низшей передачи в диапазоне ΔV_j
Торможение служебное, не экстренное	$\dot{\alpha}_{ПТ} < 0$ и (или) $\dot{\alpha}_T > 0$	Управление гидрозамедлителем и ПП вниз при резком снижении ускорений \dot{V} J→J-1,2... Разблокировка ГТ, предохранение двигателя от заброса
Движение на спуске и на неровностях	$\alpha_{СП} > 5...7$ град, $\alpha_{СП} = \alpha \sin(\omega t)$ (ББН)	Измерение угла спуска, ПА режим, запрет на переключение вверх, предохранение двигателя от заброса
Движение в повороте	$\alpha_{ШТ} > 5...10$ град, $\dot{\alpha}_{ШТ} > 0$	Запрет на переключение вверх, переключение J→J-1 по сигналу АСУ-R и увеличение подачи топлива
Сокращение цикличности переключения при колебаниях f_c	Устойчивость САПП	Запрет на переключение вверх

частей фрикционного устройства и интенсивностью нарастания момента трения $M_{тр}$. В связи с этим, система управления в процессе переключения передач должна в зависимости от начальных параметров ($\omega_1, \omega_2, M_1, M_2$) обеспечивать изменение частоты вращения двигателя с целью согласования угловых скоростей вращения ведущих ω_1 и ведомых ω_2 частей фрикционных устройств (ГМТ) и регулирование интенсивности увеличения $M_{тр}$ для реализации безударного включения передачи и предотвращения перегрева дисков трения фрикциона в результате длительного буксования (рисунок 1.16а). При переключении без синхронизации существенно возрастает динамический момент (рисунок 1.16б).



а



б

Рисунок 1.16 – Изменение кинематических и силовых параметров при переключении с третьей на четвертую передачу:
а – с уменьшением подачи топлива; б – при ошибочном увеличении подачи топлива

На рисунке 1.17 представлены результаты моделирования процесса переключения передач с нижней на верхнюю при различном управлении двигателем и фрикционными элементами. Переключение передач без синхронизирующего управления двигателем (графики 1,2) характеризуется большой величиной момента, а в случае переключения без перекрытия давления управления фрикционными элементами (график 2) также и значительным падением момента относительно его среднего значения. Переключение передач, при котором осуществляется синхронизирующее управление двигателем (график 3,4), характеризуется небольшим моментом, но при этом отмечается значительное его падение, особенно в случае без перекрытия управления по давлению (график 4).

Интегральная оценка качества переходных процессов – работа буксования фрикционных элементов во время переключения передач для различных схем управления двигателем и фрикционными элементами и для различного времени нарастания момента трения характеризуется графиком 5. Из графика (линия 3) следует, что минимальная работа буксования достигается в следующем случае: осуществляется синхронизирующее управление двигателем и отсутствует перекрытие управления давлением.

Следует отметить, что перекрытие по давлению при переключении без управления двигателем (график б) незначительно влияет на величину момента. Наибольшее влияние на величину момента оказывает синхронизирующее управление двигателем. Этот вывод подтвержден экспериментальными данными (рисунок 1.16). Очевидно, что такой режим включения фрикционного устройства можно обеспечить путем связного управления режимами работы ДВС и трансмиссии, регулирования силы сжатия дисков за счет изменения по определенному закону рабочего давления в гидросервоприводе фрикционных выключаемой и включаемой передач, а также блокировки гидротрансформатора.

Временная характеристика давления управления в бустерах сервомоторов фрикционных элементов и изменения частоты вращения представлены на рисунке 1.18. Длительность переключения определяется временем заполнения бустера t_3 , временем регулирования t_p до окончания буксования фрикционного элемента. Переход к рабочему давлению вследствие ограниченной деформации пакета дисков происходит за сотые доли секунды. Анализ результатов исследования показывает, что длительность переключения определяется параметрами конструкции машины, трансмиссии и сопротивлением движению. В частности, повышение быстродействия системы управления, уменьшение начальной скорости буксования, следовательно, снижение работы буксования и динамической нагруженности способствует сближению передаточных чисел на смежных передачах трансмиссии для перекрытия параметров тяговой характеристики по скорости и удельной силе тяги.

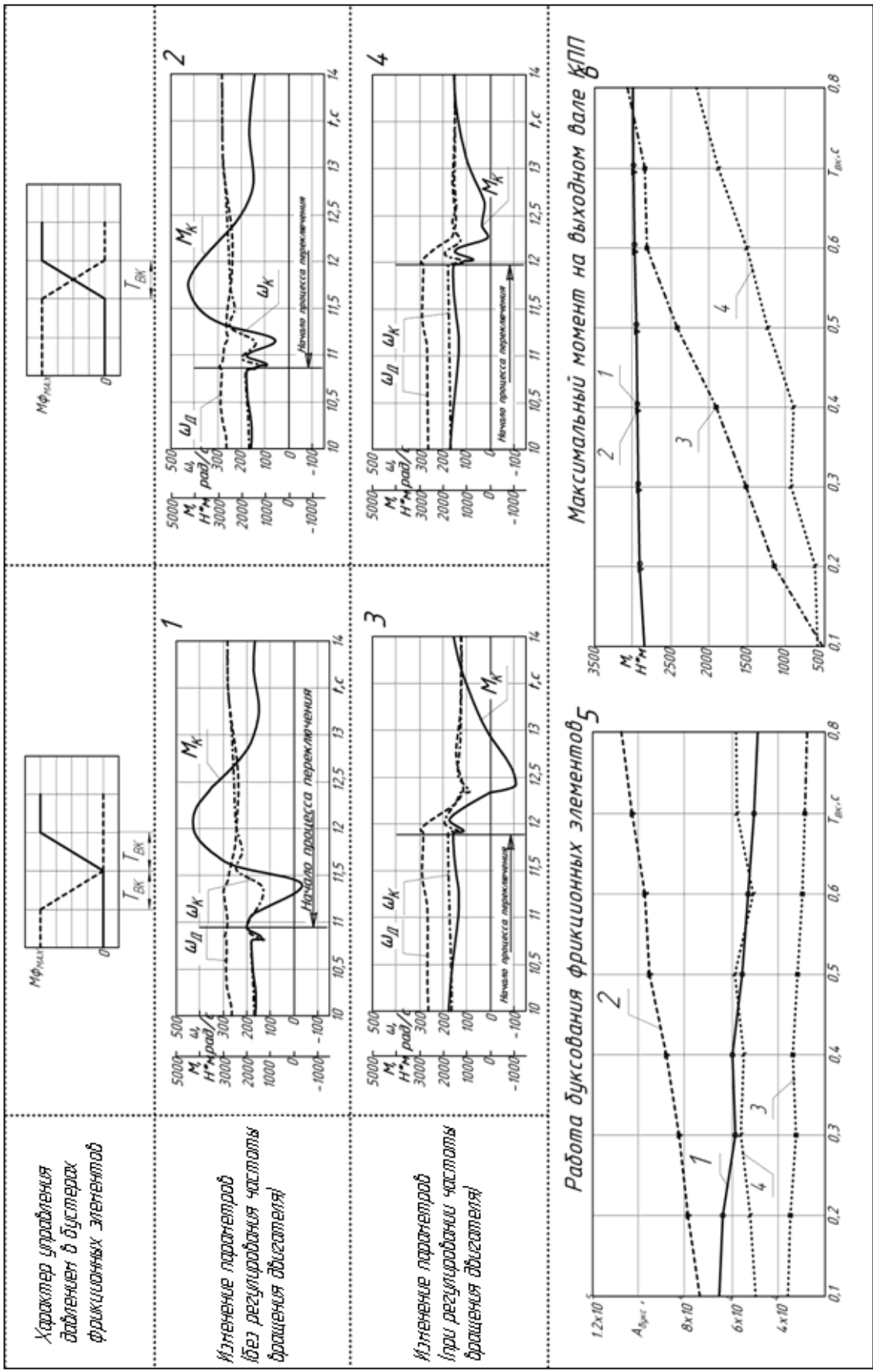


Рисунок 1.17 – Результаты компьютерного моделирования переключения передач

Снижение динамического момента, нагружающего трансмиссию при переключении передач, может быть достигнуто адаптивным управлением каждого фрикционного элемента с учетом номера включаемой передачи. Это следует из зависимости качества переходного процесса от переменных упруго-инерционных свойств трансмиссии.

Расчетные значения моментов на различных передачах на одних и тех же фрикционах не одинаковы. В связи с этим во многих системах управления сжатие пакета фрикционных дисков осуществляется с различной силой. Это реализуется созданием поршней ступенчатой формы; каждая ступень имеет свой бустер для подвода управляющего давления. В зависимости от требуемой силы давление может подаваться к отдельным ступеням поршня или одновременно на все [22].

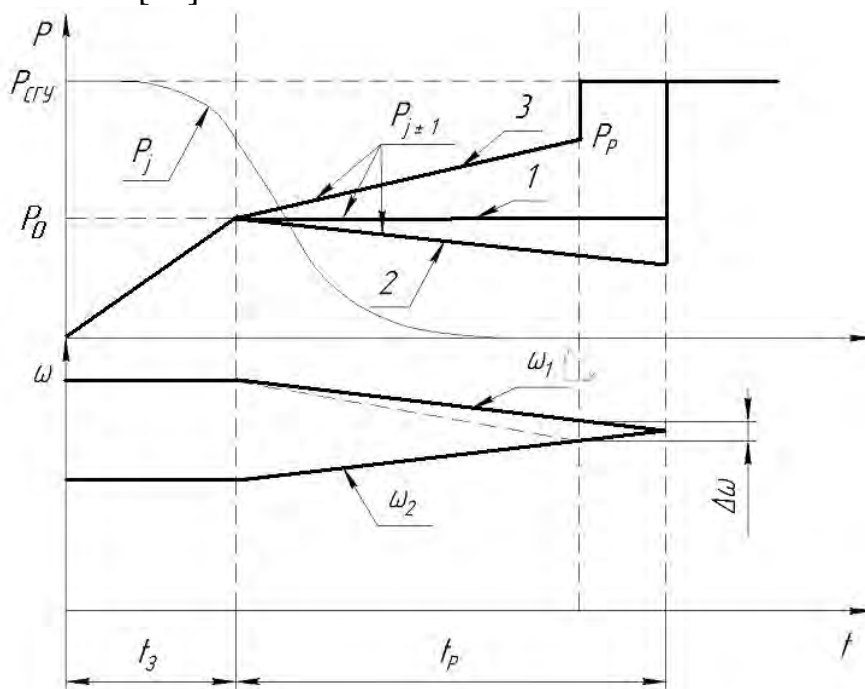


Рисунок 1.18 – Временная характеристика давления управления в бустерах сервомоторов фрикционных элементов и изменения частоты вращения

В большинство современных трансмиссий с тремя степенями свободы переключение смежных передач осуществляется заменой во включенное состояние только одного механизма управления. В связи с этим отдельные фрикционы используются для включения нескольких передач (таблица 3). Например, Ф1 для третьей, пятой и заднего хода, Т1 для второй и шестой. При переключении передач снизу вверх, особенно с разрывом потока мощности, т.е. без перекрытия во времени, двигатель разгружается. Для исключения его разгона и снижения динамических нагрузок в трансмиссии необходимо уменьшить α_{nm} . При переключении сверху вниз увеличение частоты вращения вала двигателя способствует снижению динамических нагрузок. В этом случае для синхронизации фрикционных элементов необходимо увеличить $\alpha_{нт}$.

При связанном управлении двигателем и фрикционами выключаемых и включаемых передач возможно плавное, по существу бесступенчатое переключение при $\min Lb$ фрикционных элементов, ограничении их нагрева и

износа. При запаздывании включения фрикциона следующей передачи (недостаточное перекрытие) переключение сопровождается ростом динамической нагруженности. Раннее начало включения фрикционов следующей передачи приводит к циркуляции мощности. В отдельных случаях возможен существенный рост работы буксования выключаемого фрикциона, на которую тратится вся мощность двигателя, а выходной вал трансмиссии тормозится. В этих условиях увеличивается L_6 , происходит дополнительный нагрев и износ дисков. В определенных условиях это может привести к недопустимой перегрузке.

Таблица 3 – Начальные значения частот вращения фрикционных элементов при переключении передач

Номер передачи	Включенный фрикционный элемент					Частота вращения, $\frac{об}{мин}$	
	Φ_1	Φ_2	T_1	T_2	T_3	бустера включаемой передачи	дисков относительная
1				×	×	0	Кинематически не определена
2			×		×	0	1167,2
3	×				×	2400	1301
4		×			×	2400	785,3
5	×	×				4073,7	1673,7
6		×	×			0	2400
3X	×				×		Кинематически не определена

Предлагаемые подходы в синтезе управления для статически наиболее вероятного, самого продолжительного режима, не дают удовлетворительных результатов при интенсивном изменении условий движения.

Сокращение длительности переключения, особенно на низших передачах, работы буксования фрикционов за счет исключения циркуляции мощности достигается при включении в конструкцию механизма свободного хода (МСХ). Кроме того, это позволяет снизить потери мощности на трение в выключенных фрикционах и упрощается управление переходными процессами.

Для переключения на смежную передачу достаточно включить один фрикцион. В то же время, введение в схему трансмиссии МСХ затрудняет осуществление торможения двигателем. Эффективное торможение достигается введением дополнительных управляемых фрикционных элементов, выполняющих функцию шунтирования и защиту МСХ от перегрузок. Такое решение используется во многих конструкциях фирм Zahnradfabrik, General Motors, Крайслер, Ford, Toyota, Mitsubishi, Nissan, Volvo и другие.

В конструкциях с установленным на выходе ГМТ гидрозамедлителем влияние рассмотренных ограничений уменьшается.

Динамическая нагруженность трансмиссии может быть сокращена при компенсации задержки исполнения командных сигналов, минимизации отклонения фактических режимов от расчетных, возникающих вследствие изменения условий движения, температуры и быстродействия системы. Для этого необходимо обеспечить быстрое, за 0.2..0.3с, наполнение бустеров до давления 0,05..0,30 МПа, обеспечивающее силу на поршне, равную предварительному поджатию пружин в выключенном состоянии, при ограничении температуры дисков для фрикционов с высокой относительной скоростью в выключенном состоянии. Для быстрого заполнения необходим резерв производительности гидронасоса или введение в систему гидроаккумулятора.

Длительность заполнения бустеров, в течении которого нарастание давления запаздывает, зависит от производительности гидронасоса, объема бустеров, сопротивления магистрали, от параметров технического состояния и функционирования. Из анализа технического состояния металлокерамических дисков фрикционных элементов с нарушенной работоспособностью следует, что в процессе эксплуатации толщина пакета дисков может отклоняться от номинального значения вследствие износа или коробления дисков и соответствующего изменения объема бустеров, длительности их заполнения и буксования фрикционных элементов. Коробление (конусообразность формы) дисков возникает при неравномерном перегреве и направленности градиента температур от центра к периферийной части. Коробление МКД приводит к неполному включению передачи, увеличению работы буксования и приращению температуры деталей фрикционного элемента. При обратном направлении градиента температур деформация дисков приводит к увеличению силы сопротивления осевому перемещению дисков, в пределе нарушая их подвижность. Кроме того, длительность заполнения бустеров отличается из-за различной длины и сопротивления масляных каналов магистрали, утечек рабочей жидкости. Утечки не стабильны в процессе заполнения, зависят от вязкости масла и увеличиваются в процессе эксплуатации (по ТУ от одного до шести литров в минуту) из-за износа уплотнений. Начальное давление в бустерах, вращающихся с различной на каждой передаче скоростью, также отличается.

Для выполненных конструкций длительность заполнения бустеров составляет 0,30...0,38 с в четырехступенчатой ГМТ и 0,5...1,2с в шестиступенчатой.

После заполнения бустеров, которое целесообразно произвести с упреждением, осуществляется регулирование давления, создающего необходимый момент трения фрикциона:

$$M_{TP} = \left(\frac{\omega_1 - \omega_2}{t_B} + M_C J_M^{-1} + M_T J_T^{-1} \right) J_{np} ,$$

где J_{np} - приведенный момент инерции $J_{np} = \frac{J_M J_T}{(J_M + J_T)}$; M_C - момент сопротивления движению с учетом инерционной составляющей

$$M_c = (f_c + \frac{\dot{V}}{g} \delta_j) mg \cdot r_{\text{вк}} U_{\text{трj}}^{-1}.$$

Первое слагаемое в скобках определяет величину, необходимую для синхронизации элементов, а второе и третье – для преодоления инерционных составляющих турбины J_T и машины J_M . Следует отметить, что вследствие свойств гидротрансформатора момент на турбине может быть существенно уменьшен при ее синхронизации с насосным колесом и, более того, стать отрицательным при обгоне турбиной насосного колеса.

Момент трения фрикциона является функцией давления P и параметров конструкции (числа пар трения Z , среднего радиуса дисков R_{cp} , площади контакта F и реализуемого значения коэффициента трения $f_{\text{ск}}$). При номинальном значении параметров $M_{\text{тp0}} = P \cdot z \cdot R_{\text{cp}} F \cdot f_{\text{ск}}$. В реальных условиях параметры конструкции, входящие в уравнение, отличаются от номинальных значений. Так, коэффициент трения зависит от относительной скорости скольжения ведущих и ведомых дисков $\Delta\omega \cdot R_{\text{cp}}$, удельного давления P/F , температуры T и износа дисков. В связи с этим уравнение момента трения дополняется и приводится к виду:

$$M_{\text{тp}} = M_{\text{тp0}} + \sum_u \left(\frac{\partial M_{\text{тp}}}{\partial q_i} \right)_0 \Delta q_i,$$

в котором частная производная при номинальном значении (0) параметров $q_i (i=1..u)$ является коэффициентом значимости – степени влияния отклонения каждого параметра. Необходимое давление P_p в конце регулирования определяется из уравнения $P_p = \frac{M_{\text{тp}}}{z R_{\text{cp}} F f_{\text{ск}}}$.

Интенсивность нарастания давления от P_0 до P_p , до окончания буксования фрикционов, является искомой функцией и зависит от принятых критериев и ограничений. Например, для обеспечения минимума L_6 и коэффициента динамической нагрузки не свыше 1,1 в совокупности с уменьшением α_{nm} давление в процессе буксования фрикциона должно быть постоянным (график 1, рисунок 1.18) или несколько уменьшаться (график 2, рисунок 1.18) в зависимости от реализуемой зависимости коэффициента трения скольжения от скорости. Переход к рабочему давлению осуществляется по окончании буксования.

При этом для бустера с параметрами системы гидроуправления для машины «Скорпион» с двигателем ЯМЗ-534 и шестиступенчатой ГМТ работа буксования составляет 0,8 кДж, длительность процесса 1,3...1,5 сек., а приращение температуры МКД 20°C, т.е. параметры находятся в допустимых пределах. Такая характеристика возможна при переключении на высшие передачи и незначительном сопротивлении движению ($f_c < 0,05$). В то же время, при движении на низших передачах и с большим сопротивлением ($f_c > 0,20$) такое управление приводит к цикличности переключения и снижению

динамических качеств машины. В этом случае, вследствие ограниченного быстродействия, снижается возможность синхронизации процесса изменения скоростного режима работы двигателя. В таких условиях необходимо увеличение давления в бустере до 0,7 МПа (график 3). Это приводит к увеличению работы буксования в 1,3 раз, увеличению коэффициента динамичности до 1,6, но сокращается длительность переключения с 1.3...1.5с до 0.6...0.8с, т.е. в 1,8...2,1 раза, исключается цикличность переключения и повышается подвижность машины. Работа буксования за одно переключение возрастает, а удельная на км пути из-за сокращения числа нерациональных переключений уменьшается. Таким образом, в зависимости от условий движения ограничение целевой функции изменяется и необходимо адаптировать программу управления переключением передач [15].

К фатальным явлениям следует отнести недовключение передач (фрикциона) и неполное выключение. В этом случае происходит интенсивный износ дисков, их перегрев и нарушение работоспособности трансмиссии. Возникновению отказа всегда предшествуют события, определяемые по косвенным параметрам, – уменьшение подачи насоса, увеличение биения его шестерен, вибрации, уменьшение и флуктуация давления рабочей жидкости, увеличение работы буксования.

Из приведенного следует, что адаптивное управление должно базироваться на мониторинге и диагностике технического состояния.

При изменении состояния или режимов функционирования фрикционных устройств необходима коррекция управляющих воздействий, направленная на снижение влияния этих изменений на качественные показатели работы трансмиссии. В противном случае процесс переключения передач будет сопровождаться толчками и ударами, увеличением работы буксования и износом дисков трения фрикционных элементов. Решение данной задачи необходимо реализовать на основе адаптивного управления, осуществляющего по результатам идентификации состояния фрикционных элементов и режимов работы двигателя и трансмиссии автоматическую настройку параметров системы управления и формирование управляющих команд на переключение передач с учетом указанных изменений.

Учет такого количества параметров повышает контролируемость и диагностируемость объекта и возможность повышения качества процессов управления. Однако это приводит к увеличению количества датчиков, повышению требований к системе сбора и обработки информации, усложнению алгоритмов функционирования системы управления. В связи с этим систему информационного обеспечения необходимо разделить. При диагностике и контроле технического состояния использовать максимум информации, а для управления переходными процессами обходиться минимумом, т.е. управление должно осуществляться в условиях недостаточности информации об объекте управления, его техническом состоянии и условиях функционирования.

В технологически отработанных и надежных золотниковых коробках регулирование основано на изменении площади проходного сечения и использовании клапанов плавности. Адаптация характеристики управления

фрикционным элементом затруднительна. Во-первых, невозможно организовать предварительное заполнение бустеров. Во-вторых, вследствие инерционности золотника затруднено управление широтно-импульсной модуляцией (ШИМ) управляющего сигнала. Менее надежными, требующими высокого уровня сервиса, чистоты, стабильности и вязкостно-температурных свойств масла, но позволяющими адаптировать характеристику, являются конструкции клапанов картриджного исполнения золотникового типа с пропорциональными электромагнитами (соленоидами).

Особое значение при управлении гидромеханической трансмиссией имеет учет теплового режима в системах силового блока, давления, уровня и утечки рабочей жидкости. Процесс регулирования теплового режима силового блока характеризуется количеством тепла, отдаваемого теплоносителю, рассеиваемого системой охлаждения в единицу времени, и является функцией целого ряда параметров.

Линеаризованное дифференциальное уравнение изменения температуры теплоносителя $\Delta\theta$, в соответствии с которым синтезируется управление, обычно представляют в виде:

$$T \frac{d\Delta\theta}{dt} + \Delta\theta = K_{\varphi} \Delta\varphi + f(t),$$

где T - постоянная времени системы охлаждения; K_{φ} - коэффициент усиления регулирующего органа при подаче дополнительного воздуха; $f(t)$ - функция, характеризующая возмущающие воздействия, вызванные изменением внешних условий и режимов работы двигателя и трансмиссии.

Поскольку коэффициенты T и K_{φ} изменяются в широких пределах при изменении условий движения и режимов работы силовой установки и трансмиссии, то и характер переходных процессов в системе охлаждения также существенно зависит от этих факторов. Вследствие этого качественное управление температурным режимом силовой установки и трансмиссии требует получения исходной информации об основных факторах, влияющих на процесс регулирования, что в связи с большим числом параметров и сложностью (а иногда невозможностью) их измерения представляет определенные трудности. Решение данной задачи, направленное на обеспечение эффективного функционирования системы управления тепловым режимом работы двигателя и трансмиссии при изменении внешних условий, режимов работы и параметров объекта, может быть реализовано на основе адаптивных алгоритмов управления.

Управление тепловым режимом работы двигателя и трансмиссии направлено на поддержание рекомендуемой температуры в системах двигателя и ГМТ при различных режимах работы и условиях функционирования машины и обеспечивает повышение эксплуатационных свойств.

В случае выхода значений температуры, давления или уровня жидкости за пределы диапазонов, на которые разделена область эксплуатационных значений (рекомендуемый, допустимый, предельный и аварийный), режим движения (V_M, ω_D), за счет изменения подачи топлива, переключения передач

выбирают из условия защиты силового блока от критических режимов работы. Выходные параметры силового блока выступают в виде ограничений, пример которых приводится ниже. В условиях, когда:

1) температура охлаждающей жидкости $120\text{ }^{\circ}\text{C} < t_{ож} < 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ в течение 5 секунд;

2) температура масла в системе смазки двигателя $110\text{ }^{\circ}\text{C} < t_{ссл} < 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ в течение 3 секунд

управление осуществляется в зависимости от значения параметров. Если оно приближается к зоне высших предельных значений (например, $t_{ож} \rightarrow 120\text{ }^{\circ}\text{C}$, то информация передается водителю и вводится в базу данных, открываются жалюзи, увеличивается частота вращения вентилятора. Если через 5 секунд $\frac{d\theta}{dt} \geq 0$, то происходит переключение $n_l \rightarrow n_{j-1}$, увеличивается частота вращения вала двигателя, а нагрузка на двигатель уменьшается. Если позволяет температура масла в ГМТ, то можно разблокировать гидротрансформатор. Если значение температуры ниже предельной, то предусматривается запрет на включение передач кроме I, II и ЗХ, закрываются жалюзи, выключается вентилятор, разблокируется ГТ, а при температуре воздуха ниже $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, то включается подогреватель.

Обеспечение долговечности фрикционных элементов управления переключением передач трансмиссий транспортных машин во многом определяется цикличностью их включения. Существующие методы прогнозирования цикличности базируются на экспериментальных данных для ранее спроектированных машин и не позволяют учесть потенциальные свойства проектируемых машин, условия эксплуатации и др. Анализ экспериментальных данных показывает, что действительное число переключений гораздо выше расчетного значения, оно зависит от интенсивности изменения сопротивления движению, имеющего случайный характер, квалификации водителя и до пяти раз возрастает при автоматизации управления поступательной скоростью машины.

Предлагаемый метод прогнозирования цикличности переключения с позиции основан на рассмотрении движения машины как непрерывного марковского процесса. Такой подход позволяет по виду математической модели движения эффективно определить плотность вероятностей с использованием дифференциального уравнения Фокера-Планка-Колмогорова (ФПК).

В теории марковских процессов и статистической динамики транспортных машин [12, 21] показано, что процессы в динамической системе являются марковскими, если соблюдаются следующие три условия:

1. Поведение системы в будущем не зависит от прошлого, т. е. скорость движения является случайной функцией без последствия.

2. Движение по координате X описывается дифференциальным уравнением первого порядка в виде $\dot{x} + Q(x) = y(t)$, где $Q(x)$ – в общем случае нелинейная функция координаты X .

3. Входное возмущение $y(t)$ является центрированной стационарной δ -корреляционной функцией случайного процесса, т.е. корреляционная функция входного возмущения имеет вид $K(\tau) = 0,5N_0\delta(\tau)$, где $0,5N_0$ – интенсивность δ -функции в точке $\tau = 0$.

Первые два условия для математической модели управляемого поступательного движения машины выполняются, так как уравнение может быть представлено в форме:

$$\dot{v} - g\delta_i^{-1}f_d(v, \alpha_{пт}) = g\delta_i^{-1}f_c(t), \quad (1.32)$$

где v, \dot{v} – скорость и ускорение машины; δ_i – коэффициент учета вращающихся масс на i -й передаче; f_d, f_c – удельная сила тяги и коэффициент сопротивления движению соответственно; $\alpha_{пт}$ – положение педали подачи топлива.

Однако третье условие не выполняется, так как δ -корреляционная функция случайного процесса соответствует постоянной спектральной плотности – «белому шуму» во всем интервале частот $S(\omega) = 0,5N_0$, а дисперсия «белого шума» стремится к бесконечности, что противоречит физическому представлению реальных процессов.

Внешнее возмущение, как правило, описывается гауссовскими процессами в узкополосном спектре, а кривая спектральной плотности аппроксимируется дробно-рациональной функцией $S_y(\omega) = 4\sigma^2 \alpha \frac{\alpha^2 + \omega^2}{[\omega^2 - (\alpha^2 + \beta^2)] + 4\alpha^2\omega^2}$, которой соответствует дважды дифференцируемая корреляционная функция $K_k(\tau) = \sigma_k^2 \exp(-\alpha|\tau|)(\cos \beta\tau + \frac{\alpha}{\beta} \sin \beta \cdot |\tau|)$, где α и β – параметры функций.

В связи с этим для использования аппарата марковских процессов исследуемая система расширяется последовательным присоединением динамического звена с квадратом модуля передаточной функции $|W(\omega)|^2 = \frac{S_y(\omega)}{0,5N_0}$.

В работе [12] показано, что вышеприведенная функция с присоединенным динамическим звеном описывается дифференциальным уравнением второго порядка $\frac{d^2y}{dt^2} + 2\alpha \frac{dy}{dt} + (\alpha^2 + \beta^2)y = n(t)$.

Соответственно порядок исходного дифференциального уравнения (1.30) повышается на два. При введении фазовых координат $\dot{x}_1 = x_2$, $\dot{x}_2 = x_3$, $\dot{x}_3 = f(v)$ уравнение приводится к трем уравнениям первого порядка в нормальной форме Коши, т.е. происходит преобразование исходного уравнения в многомерный вектор. Для использования аппарата марковских процессов необходимо, чтобы по крайней мере одна из компонент вектора многомерной системы была марковской. По виду полученного уравнения

представляется возможным составить уравнения ФПК относительно неизвестной совместной плотности вероятностей случайных функций.

Задача прогноза цикличности сводится к расчету числа пересечений скорости как случайной функции $v(s)$ пути s некоторого заданного уровня v_i ($i=1, \dots, n$) – максимального значения скорости на i -й передаче. Число переключений передач на единицу пути определяется как число положительных выбросов случайной стационарной функции $v(s)$ за уровень v_i , которое определяется по уравнению [15]:

$$N_s(v_i) = \int_0^{\infty} \dot{v}_s \cdot \varphi_s(v_i, \dot{v}_i) dv,$$

где $\varphi_s(v_i, \dot{v}_i)$ – плотность вероятности функции $v(s)$ и ее производной $\dot{v}_i(s)$.

При движении гусеничной машины в характерных условиях скорость ограничивается тяговыми свойствами, плавностью хода и управляемостью, а реализация удельной силы тяги осуществляется по внешним, регуляторным и тормозным характеристикам, которые нелинейны. В.А. Савочкин предложил линейризацию этих функций относительно переменной удельной кинетической энергии T ($T = 0,5v^2$). С учетом этого число переключений передач при действии тяговых ограничений скорости составляет

$$N_i(T_i) = \frac{\lambda_{Ti} \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot \sigma_{Ti}} \cdot \exp\left(-\frac{(T_i - m_{Ti})^2}{2 \cdot \sigma_{Ti}^2}\right),$$

где m_{Ti}, σ_{Ti} – числовые характеристики функции распределения удельной кинетической энергии T движения машины на i -й передаче; λ_{Ti} – параметр функции распределения производной \dot{T}_i .

Ниже приводится пример прогнозирования числа переключений передач с линейризованной зависимостью $f_d(T) = a_i - b_i T$, показанной на рисунке 1.19, в таблице 4 приведены основные параметры линейризованной характеристики, в таблице 5 – результаты прогнозирования в условиях, когда корреляционная функция коэффициента сопротивления движению определяется уравнением $K_{fc}(\tau_s) = \sigma_{fs}^2 \exp(-\alpha(\tau_s))$ при следующих значениях параметров: $m_{fc} = 0,15$, $\sigma_{fc}^2 = -0,0016$, $\alpha = 0,005 \text{ м}^{-1}$.

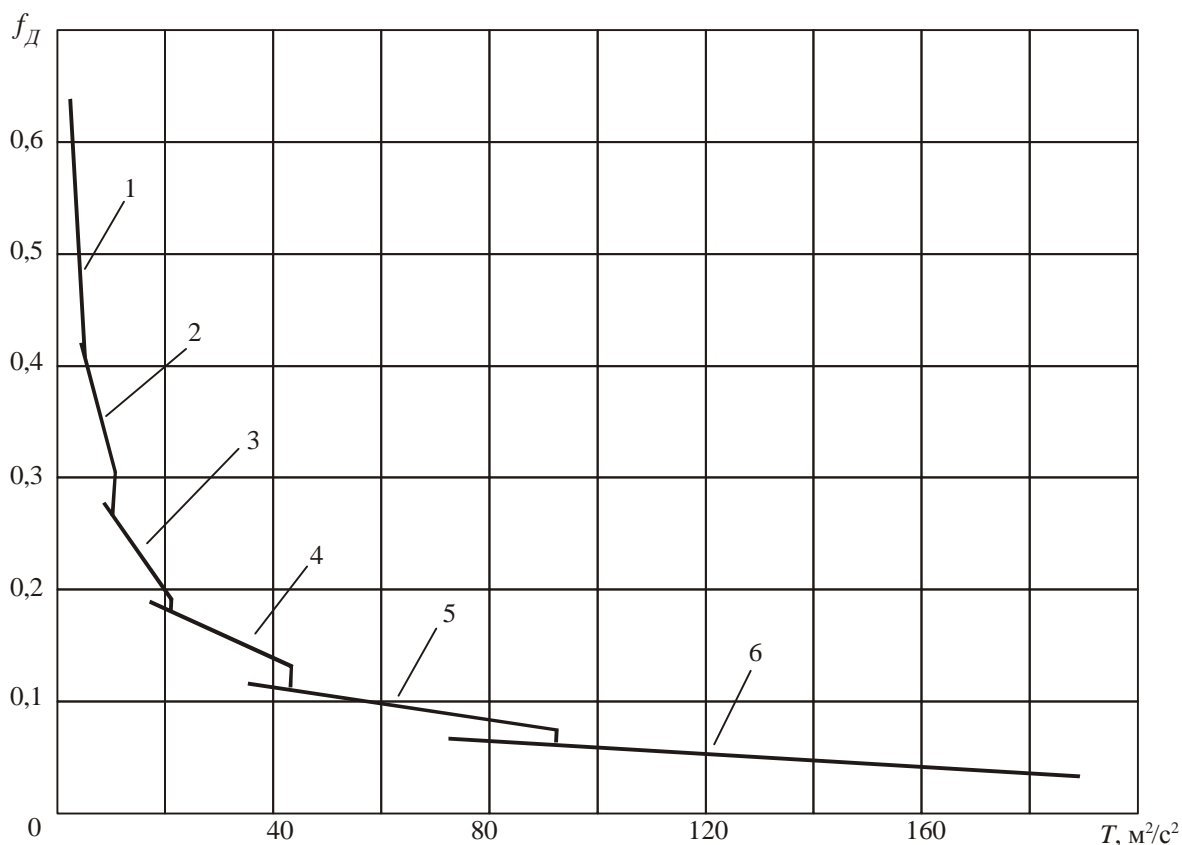


Рисунок 1.19 – Линеаризованная зависимость удельной силы тяги гусеничной машины от удельной кинетической энергии (1, ..., 6 – номера передач)

Таблица 4 – Основные параметры линеаризованной характеристики

Номер передачи		1	2	3	4	5	6
Коэффициенты линеаризации	a	0,741	0,493	0,331	0,227	0,144	0,089
	b, $\text{с}^2/\text{м}^2$	0,062	0,020	0,007	0,002	0,0008	0,0003
Коэффициент учета вращающихся масс δ_i		3,580	2,365	1,800	1,551	1,424	1,366

Таблица 5 – Результаты прогнозирования среднего числа переключения передач для быстроходной гусеничной машины

Параметры	№ передачи (направление переключения)				
	1→2	2→3	3→4	4→5	5→6
$m_{Ti}, \text{ м}^2/\text{с}^2$	9,596	17,271	25,747	34,222	-7,895
$\sigma_{Ti}, \text{ м}^2/\text{с}^2$	0,64	1,956	5,351	15,292	37,636
$\lambda_{Ti}, \text{ м}^2/\text{с}^2$	0,019	0,04	0,074	0,129	0,193
$N_i(T_i), \text{ км}^{-1}$	0,025	1,568	1,221	1,169	0,253

Из результатов расчета следует, что число переключений достаточно велико. Данная оценка относится к числу переключения с низшей передачи на

высшую. При учете ограничений по плавности хода и управляемости эта величина существенно увеличивается. В связи с этим рассматривается возможность сокращения их числа.

Законы автоматического переключения построены по статическим характеристикам так, чтобы при равенстве удельных силы тяги и сопротивления $f_d = f_c$ происходило переключение. Однако при движении с допустимым кратковременным замедлением \dot{v}_3 временные перегрузки могут быть преодолены кинетической энергией гусеничной машины. Из основного уравнения движения машины (1.32) нетрудно установить, что условием движения является $f_d + \frac{\dot{v}_3 \delta}{g} \geq f_c$. Однако продолжительность использования кинетической энергии ограничена. Наибольшая длительность t_{\max} , в течение которой можно преодолеть повышенное сопротивление движению, определяется по уравнению

$$\int_0^t dt = \frac{\delta_i}{g \cdot f_c} \cdot \int_{\Delta v} dv,$$

где Δv – допускаемое снижение скорости в процессе переключения.

Из этих уравнений следует, что длительность t_{\max} может быть увеличена двумя путями:

- увеличением диапазона угловой скорости двигателя, определяющего пределы интегрирования, т. е. применением высокооборотных двигателей с низкой устойчивой частотой вращения;
- разъединением двигателя с трансмиссией при замедленном движении в процессе преодоления перегрузок.

В первом случае в определенной степени снижаются скоростные качества. Во втором случае двигатель не глохнет, но длительность ограничивается предельно допустимой скоростью движения. Для количественной оценки возможности уменьшения числа переключений необходимо определить случайную протяженность отрезка пути между последовательными моментами изменения сопротивления движению и величину этого изменения (колебательные свойства случайной величины $f_c(s)$).

Другим путем сокращения числа нерациональных переключений является создание полуавтоматического режима переключения передач, при котором реализуются такие свойства водителя как предвидение и прогнозирование ситуации. Электронная система управления на основе сигналов датчиков определяет номер передачи, обеспечивающий наилучший режим работы моторно-трансмиссионной установки в данных условиях движения. Номер этой передачи как рекомендуемой высвечивается на дисплее водителя в мигающем режиме. Номер включенной передачи находится в режиме постоянного свечения. Водитель, анализируя дорожную обстановку и прогнозируя

дальнейшее ее развитие, принимает решение переключиться на рекомендуемую передачу или двигаться на ранее включенной передаче. Если водитель считает нецелесообразным переход на рекомендуемую передачу (например, при движении на спуске, за которым начинается подъем), то переключения не происходит. При таком управлении исключается цикличность и снижается число переключений.

1.6 УПРАВЛЕНИЕ ТОРМОЖЕНИЕМ ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ. СИСТЕМА ПОДДЕРЖАНИЯ ДИСТАНЦИИ МЕЖДУ МАШИНАМИ ПРИ ДВИЖЕНИИ В ТРАНСПОРТНОМ ПОТОКЕ

При экстренном торможении быстро движущейся гусеничной машины не всегда удастся реализовать требуемое замедление и устойчивость. Это связано с уменьшением коэффициента сцепления при юзе гусениц в процессе торможения и с соответствующим снижением тормозной силы и увеличением тормозного пути. Для предотвращения аварии водитель вынужден двигаться со скоростью ниже тяговых возможностей, т.е. не реализуются скоростные потенциальные качества машины. При движении машин в колонне это обстоятельство требует увеличения дистанции между машинами, что затрудняет управление колонной, уменьшает пропускную способность дороги.

Для обеспечения эффективного торможения необходимо создать такой режим юза τ , при котором реализуется максимальное значение коэффициента сцепления φ_{\max} . Это возможно при высокой квалификации водителя или при создании автоматизированной системы управления тормозами. Второй путь является более приемлемым, так как экстренное торможение обычно производится в экстремальной обстановке, и эффективность торможения нецелесообразно ставить в зависимость от психофизиологических особенностей водителя, которые нестабильны во времени. Эффективность экстренного торможения предлагается обеспечить на основе автоматизированной системы управления торможением. Управление осуществляется по знаку второй производной скорости $\text{sign}\ddot{V}$, определяющей экстремум замедления \dot{V} .

Для гусеничных машин, оснащенных бортовым компьютером, система может быть представлена рисунке 1.20. Система включает педаль управления 1, которая через тягу соединена с гидроусилителем 2, гидравлически соединенным через управляемый электромагнитом модулятор давления 3 с цилиндрами 4 исполнительных механизмов 5 остановочных тормозов. Под педалью управления 1 расположен концевой выключатель 6, который через АЦП 7 соединен с бортовым компьютером 8.

Вход бортового компьютера соединен с датчиками замедления 9, частоты вращения вала двигателя 10 и скорости движения машины 11. Выход бортового компьютера соединен с электромагнитом 12 управления модулятором давления 3,

а также с механизмом управления подачей топлива 13, золотниковой коробкой 14 и дисплеем 15 водителя.

Работает система в соответствии с блок-схемой алгоритма, приведенной на рисунке 1.21. В памяти бортового компьютера записываются параметры аппроксимации тормозной характеристики гусеничной машины a_j, b_j, c_j , а также максимальные $n_{\partial \max}$ и минимальные $n_{\partial \min}$ значения частоты вращения вала двигателя.

Конечный выключатель 6 устанавливается таким образом, что он включается, когда педаль управления 1 нажата на величину большую, чем 60% ее полного хода. При служебном (не экстренном) торможении машины водитель перемещает педаль на определенную величину. При перемещении педали 1 через тягу, гидроусилитель 2 открывается клапан в модуляторе давления 3. Рабочая жидкость под давлением поступает в рабочие полости исполнительных цилиндров, перемещает их выходные штоки, включая тормоза обоих бортов, через механизмы управления 5. При этом происходит торможение машины, интенсивность которого регулируется водителем.

При экстренном торможении ($\alpha_m \geq 0,6$) сигнал с концевого выключателя поступает через АЦП 7 в бортовой компьютер 8 и начинается работа циклической программы (блок 2, рисунок 1.21) во времени t с шагом Δt . В процессе работы происходит опрос датчиков и измерение величин $\alpha_m, \dot{V}, V, n_{\partial}(n_j)$. По величине этих параметров осуществляется диагноз системы.

В том случае, когда параметры системы не соответствуют ТУ, водителю выдается информация о переходе в режим ручного управления и система выключается (блоки 17, 18). При соответствии параметров системы ТУ управление передается в блок 6. При движении машины со скоростью свыше 40 км/ч определяется значение второй производной скорости $\ddot{V} = d\dot{V} / dt$ и ее знак $\text{sign } \ddot{V}$, а также возможное замедление при торможении двигателем $\dot{V}_{\%o} = g\delta_j^{-1}(a_{Tj}V^2 + v_{Tj}V + c_{Tj})$ для механических трансмиссий или гидрозамедлителем для гидромеханических трансмиссий (блок 7). Если в режиме экстренного торможения ($\alpha_T \geq 0,6$) уменьшается тормозная сила ($\ddot{V} > 0$) вследствие юза гусениц, то к электромагниту модулятора передается сигнал для его перевода в режим модуляции давления с глубиной (амплитудой) $\Delta p = 40\%$ и частотой $f = 10 \dots 20$ Гц (блоки 8, 9). Следует отметить, что при экстренном торможении выходной вал трансмиссии может остановиться, т.е. сигнал датчика 11 не пропорционален скорости движения машины. В этом случае сигнал конечного выключателя 6 поступает на ключ управления запоминающегося устройства, включает его, и скорость движения машины в течение 2...3 секунд определяется по величине сигнала запоминающегося устройства.

При движении на дорогах с низким значением коэффициента сцепления, при включении тормозов замедление машины незначительно. При превышении возможного замедления по сравнению с реализуемой системой осуществляется торможение двигателем путем уменьшения подачи топлива и выключения остановочных тормозов. При этом модулятор отсекает подачу масла в цилиндры исполнительных механизмов, а рабочую полость включает на слив (блоки 10, 11). В режиме торможения происходит непрерывный контроль частоты вращения вала двигателя. При превышении максимальной частоты вращения $n_D > n_{Dmax}$ осуществляется предохранение от «заброса», например, как это выполнено в системах предохранения двигателя от раскрутки. Снижение частоты вращения допускается до минимально устойчивой n_{Dmin} . При частоте вращения $n_D = n_{Dmin}$ формируется и передается сигнал в золотниковую коробку для выключения фрикциона j передачи. В дальнейшем цикл работы повторяется.

При достаточной дальности видимости потенциально опасного препятствия предлагаемая система позволяет обеспечивать служебное торможение с регулируемым замедлением, адаптивный поиск экстремума замедления при экстренном торможении, в т.ч. на грунтах с низким значением коэффициента сцепления, и в случаях, когда с изменением юза коэффициент сцепления не имеет максимального значения. В последнем случае торможение осуществляется двигателем. Использование предлагаемой системы позволит повысить эффективность торможения на затяжных спусках и на дорогах с низким значением коэффициента сцепления, повысить уровень безопасности и скорость движения.

Для обеспечения безопасности движения в условиях ограниченной видимости (при снегопаде, дожде, тумане, запыленности или задымленности воздуха) водитель вынужден значительно снизить скорость машины. При внезапном появлении потенциально опасных препятствий водитель не успевает затормозить. Для обеспечения экстренного торможения машин, оснащенных радиолокатором, возможно создание дополнительного контура, т.е. создание подсистемы «технического зрения», обеспечивающей большую, чем водитель, дальность обнаружения потенциально опасных объектов и более быстрое срабатывание системы торможения, когда нет ограничений по демаскируемости. При создании такого контура система дополняется измерителем И, блоком счетно-решающего устройства СРУ, а модулятор давления оснащается дополнительным электромагнитом 16 для включения остановочных тормозов. Схема алгоритма работы системы с «техническим зрением» приведена на рисунке 1.22.

В память бортового компьютера дополнительно вводится длительность срабатывания системы торможения t_c и реакции водителя t_B . При включении рассматриваемого дополнительного контура ($UK > 0$) система работает во времени t по циклической программе с шагом Δt . Измеритель обнаруживает

потенциально опасное препятствие, измеряет дальность D от него, относительную ΔV и собственную V скорости, а также с определенной точностью коэффициент сцепления ϕ . В блоке 4 определяется расстояние безопасности $S_{\phi}(V)$ и требуемое замедление \dot{V}_T . По этим параметрам осуществляется диагноз системы. Если параметры системы не соответствуют ТУ, то водителю выдается информация о переходе в режим ручного управления и система выключается (блоки 18, 17).

При соответствии параметров ТУ в блоке 7 определяется разность $S_{\phi}(V) - D$. Если разность отрицательна, то необходимости в торможении нет. При положительной разности для исключения ложных включений тормозов алгоритмом управления предусмотрено распознавание потенциально опасных препятствий с использованием элементов искусственного интеллекта. При необходимости торможения производится сигнализация водителю. Если водителем не предприняты действия для предотвращения наезда, то к дополнительному электромагниту 16 модулятора давления передается сигнал для включения остановочных тормозов и происходит автоматическое торможение, как это предусмотрено блоками 7-18 (рисунок 1.21). Если водитель предпринял управляющие действия, то на дисплее появляется информация «Управление передано водителю» и торможение осуществляется водителем в соответствии с блоками 2-18 алгоритма, приведенного на рисунке 1.21. Если в процессе торможения разность $S_{\phi}(V) - D$ становится отрицательной, то система отключается, кроме режима экстренного торможения.

Вероятность ложного срабатывания определяется уравнением:

$$F = 1 - \prod_{i=1}^4 (1 - F_i),$$

где F_i – вероятность выработки ложного сигнала водителем ($i = 1$), измерительной системой при превышении порога уровня шумового выброса ($i = 2$) от объектов, расположенных вне зоны опасности ($i = 3$) и от неопасных объектов ($i = 4$).

Первые два события определяются психофизическими свойствами водителя и настройкой системы. Вероятность F_3 снижается выбором конструкции антенны, регулированием зоны опасности в зависимости от скорости и при поворотах машины. Возможность уменьшения F_3 и F_4 заключается в реализации метода распознавания образов. Для этого необходимо в память бортовой ЭВМ внести функции распределения признаков потенциально опасных объектов. Основными признаками могут быть амплитудные и фазовые спектры или корреляционные функции отраженных сигналов, поляризационные характеристики, эффективная отражательная поверхность объектов и их конфигурация.

Процедура вероятностного распознавания включает:

– определение величины плотности вероятности P_{in} признаков по функциям распределения (n – число классов объектов, i – номер признака);

– вычисление произведения плотностей вероятностей $m_n = \prod_{i=1}^4 P_{in}$, характеризующее вероятность отнесения объекта к определенному классу;

– отнесение объекта к определенному классу по сравнению признака с пороговым значением, реализуя процедуру последовательного наблюдателя.

При движении машин в колоннах эффективность торможения может существенно повысить по условиям безопасности скорость движения и сократить дистанцию между машинами.

Наибольшая пропускная способность дорог может быть обеспечена при возможной минимальной дистанции между машинами, равной

$$S_{\delta} = (V_2^2 - V_1^2) / 2g\varphi + \sum t_i V_2 + C(V_2).$$

Первая составляющая определяет разницу тормозного пути управляемой (2) и лидирующей (1) машин. Второе слагаемое определяет путь, пройденный машиной за время $\sum t_i$ реакции системы. Последнее слагаемое определяет запас дистанции безопасности, необходимый для компенсации погрешности определения водителем дистанции, а также флуктуации тормозного пути как случайной величины. Параметры, входящие в уравнение, определяются в системе управления торможением с контуром «технического зрения». Поэтому в такой системе можно реализовать автоматическое или полуавтоматическое поддержание дистанции между машинами. Параметром управления является отклонение дистанции

$$\Delta D = D_u - S_{\delta} = D_u - (S_{T1} - S_{T2}) - V_2 \sum t_i,$$

где D_u - измеряемое значение дистанции; S_{T2}, S_{T1} - прогнозируемое значение тормозного пути управляемой машины (2) и лидирующей (1), определяется по результатам измерения параметров:

$$S_{T2} = \begin{cases} V_2^2 / 2g(\varphi + f_c), & \text{– при движении без торможения;} \\ V_2 t + \int_0^t \dot{V}_2 dt, & \text{– в процессе торможения.} \end{cases}$$

$$S_{T1} = \begin{cases} (\Delta V + V_2)^2 / (2g(\varphi + f_c)), & \text{– при движении без торможения;} \\ (\Delta V + V_2) t + \int_0^t (\Delta \dot{V} + \dot{V}_2) dt & \text{– в процессе торможения.} \end{cases}$$

В зависимости от величины отклонения ΔD , скорости движения V_2 и дистанции D_u определяется необходимость регулирования скорости движения

– разгоном машины или одним из способов торможения. Величина запаса дистанции является случайной величиной вследствие флуктуации параметров

$q_i(D_u, \dot{V}_2, V_2, \Delta V, \Delta \dot{V}, \sum t_i, (\varphi + f_c), i = 1, 7)$ как случайных величин, ошибок измерений, из-за ускорений и нестационарности процесса. Вероятностный характер измеренной дистанции определяется наличием шумов, на фоне которых принимается отраженный сигнал. Скорость движения и ускорение являются реакцией машины на случайно изменяющиеся внешние условия. В связи с этим невозможно предсказать значение кинематических параметров \dot{V}, V во времени, если они известны в данный момент. В будущем можно прогнозировать вероятность реакции машины на внешние условия. Функцию плотности распределения вероятностей и числовые характеристики параметров \dot{V}, V можно определить на основе дифференциального уравнения Фоккера – Планка – Колмогорова, рассматривая движение как непрерывный марковский процесс.

При любых функциях распределения плотности вероятностей параметров q_i случайную величину ΔD можно определить на основе численного моделирования процесса методом Монте-Карло. В экстремальном случае, когда все параметры q_i имеют нормальный закон распределения, случайная величина ΔD также является гауссовской:

$$\varphi(\Delta D) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} \cdot \sigma_{\Delta D}} \exp(-(\Delta D - m_{\Delta})^2 / 2\sigma_{\Delta}^2),$$

$$m_{\Delta} = \left(\sum_{i=1}^7 \frac{\partial \Delta D}{\partial q_i} \right)_o m_{q_i}, \sigma_{\Delta} = \left(\sum_{i=1}^7 \frac{\partial \Delta D}{\partial q_i} \right)_o \sigma_{q_i}.$$

Управление дистанцией по предельному значению отклонения ΔD приводит к растягиванию колонны машин, а по минимальному – к частому изменению скоростного режима и вероятности столкновения. В связи с этим необходимо установить пороговое значение отклонения дистанции, не превышающее определенную вероятность столкновений.

Эффективность автоматизации управления торможением заключается в повышении допустимой по условиям безопасности скорости движения. Зависимость предельно допустимой скорости от дальности видимости приведена на рисунке 1.23.

Дальность обнаружения потенциально опасного препятствия радиолокаторным датчиком D выше, чем дальность видимости водителя. При работе антиблокировочной системы реализуемый коэффициент сцепления φ выше, чем при обычном торможении. В связи с этим повышение безопасной скорости движения, без учета ограничений по управляемости, составляет 46...50%. Данная оценка не учитывает экстремальные ситуации, при которых только автоматическое управление торможением исключает наезд на препятствие или уменьшает скорость при столкновении.

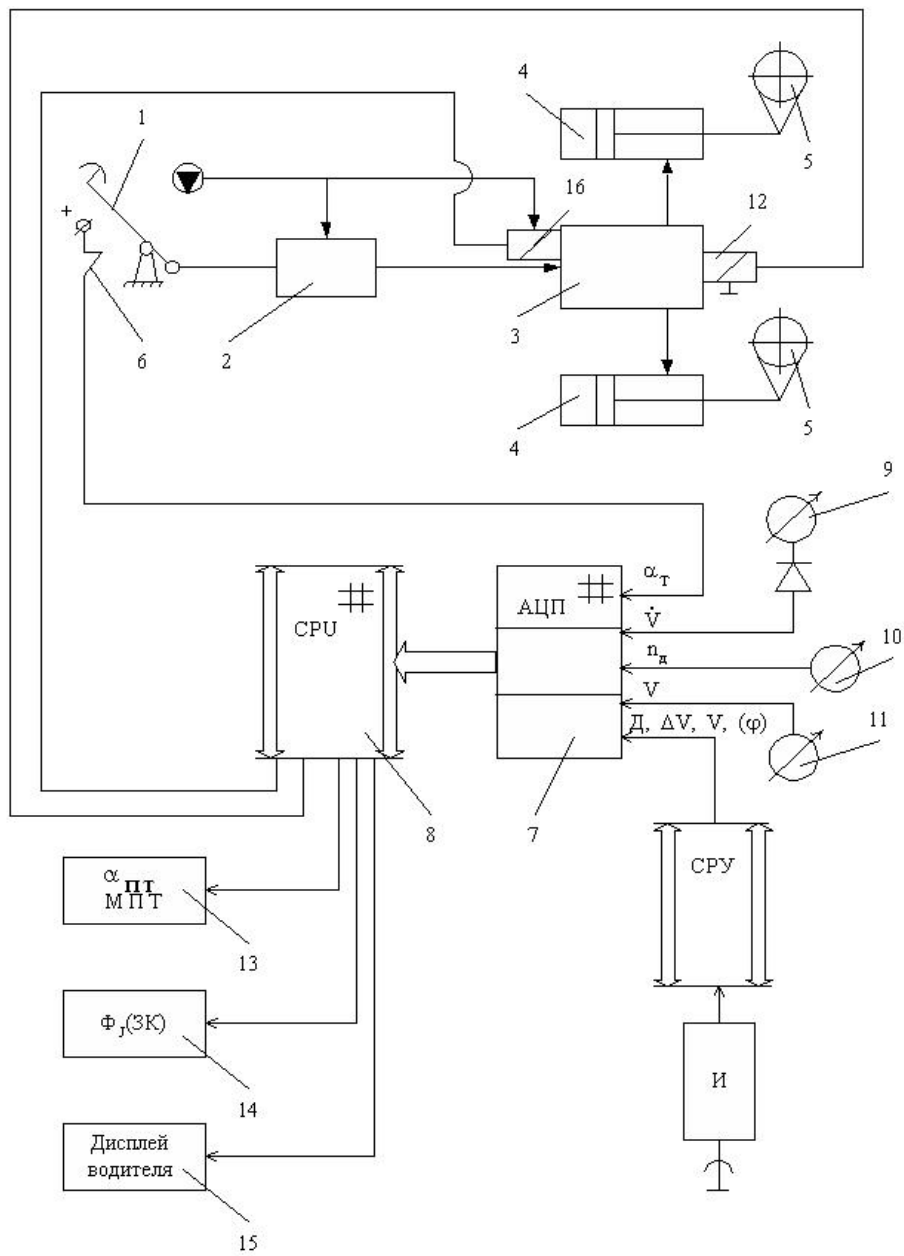


Рисунок 1.20 – Функциональная схема

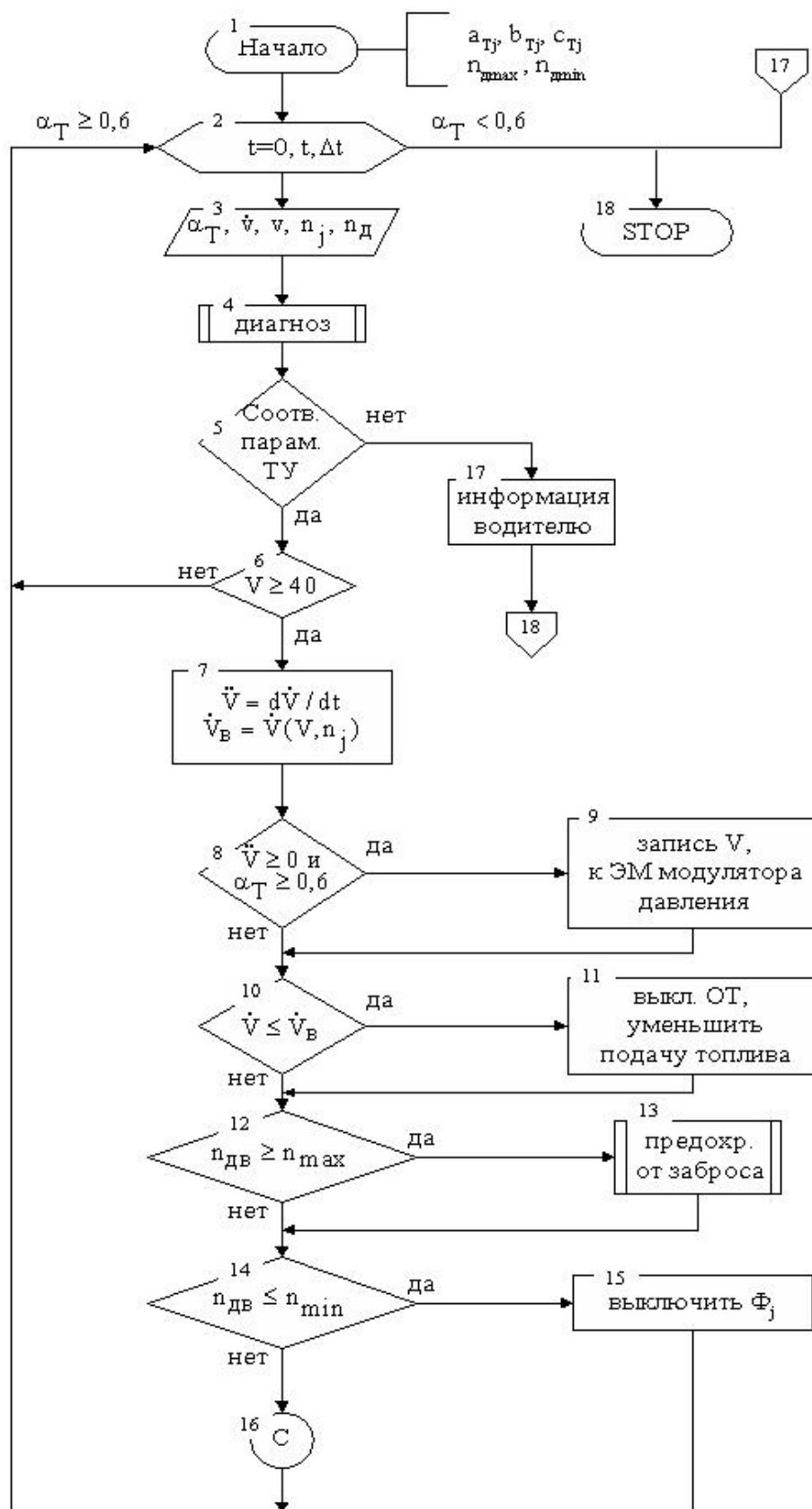


Рисунок 1.21 – Блок-схема алгоритма работы системы

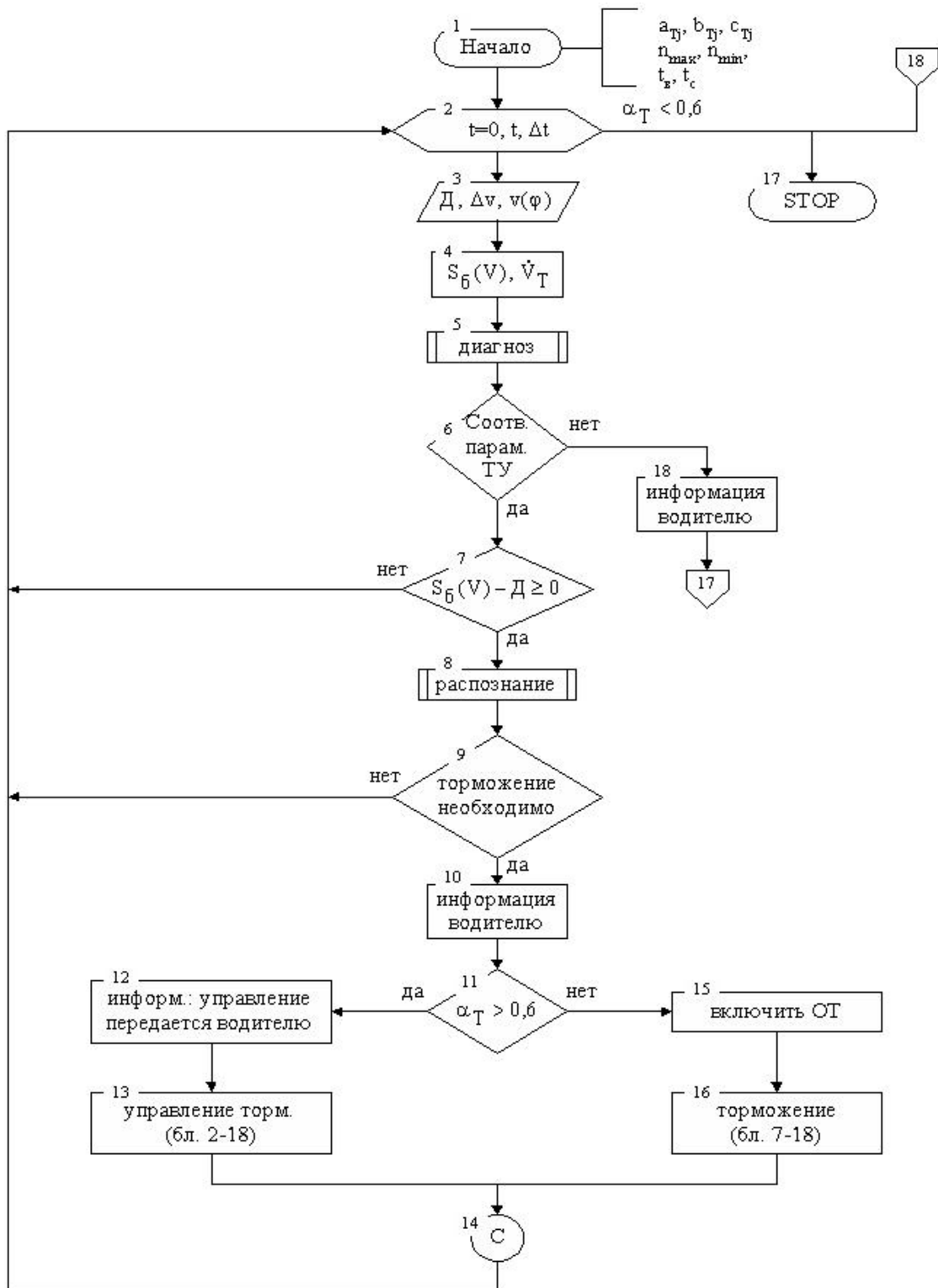


Рисунок 1.22 – Блок-схема алгоритма работы системы с «техническим зрением»

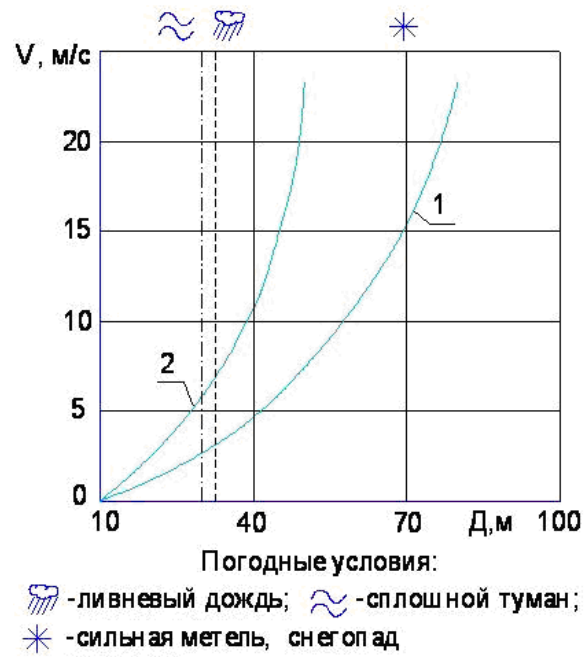


Рисунок 1.23 – Зависимость безопасной скорости движения от дальности видимости: 1 – при управлении водителем; 2 – при автоматическом управлении

Глава 2

ДИНАМИКА СИСТЕМЫ ПРИ РЕГУЛИРОВАНИИ НАПРАВЛЕНИЕМ ДВИЖЕНИЯ

В транспортном режиме, т.е. без учета ограничений, связанных с решением тактико-технических задач, более 60% времени быстроходная гусеничная машина движется на переходных процессах регулирования кривизны траектории. При недостаточной удельной мощности машины и системы управления поворотом снижаются динамические свойства криволинейного движения, соответственно и подвижность машин на дорогах с деформируемым основанием. При движении по относительно ровным дорогам ограниченной ширины коридора с малодеформируемым основанием, но интенсивным изменением направления движения, когда нет ограничений тяговых и по плавности хода, подвижность во многом определяется управляемостью и устойчивостью. Интегральный критерий оценки управляемости – средняя скорость движения на дорогах с интенсивным изменением направления траектории зависит от динамических и кинематических свойств, параметров конструкции машин и систем управления поворотом, внешней среды и ограниченности психофизиологических свойств водителя [1]. Процесс регулирования траектории быстродвижущейся машины сопровождается дивергенцией параметров. При высоких скоростях интенсивность потока информации об изменении параметров движения и внешней среды достигает предела психофизиологических возможностей водителя, что не позволяет ему адекватно реагировать на эту информацию и вынуждает ограничивать скорость движения. Возможность реализации потенциальных скоростных качеств базируется на анализе динамики управляемого движения и дифференцированного сокращения отдельных ограничений при автоматизации управления движением.

2.1 ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ УПРАВЛЯЕМОГО ДВИЖЕНИЯ БЫСТРОХОДНЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

Зависимость интегрального критерия от удельной мощности машины с дискретными и непрерывными свойствами системы управления поворотом при движении на деформируемых и малодеформируемых грунтах установлена экспериментальным исследованием динамики управляемого движения быстроходных гусеничных машин.

Результаты исследования приведены на рисунке 2.1. График 1 характеризует зависимость средней скорости движения гусеничной машины с дискретными свойствами механизма поворота (МП) при движении по деформируемому грунту. Из графика следует, что при увеличении удельной мощности с 13,6 до 19,0 кВт/т средняя скорость прохождения тестовой «змейки» возрастает с 35 до 46 км/ч (на 30 %). В этих же условиях для

гусеничных машин с непрерывными свойствами гидрообъемного механизма поворота (ГОМП, график 3) повышение удельной мощности от 14,8 до 22,7 кВт/т (в 1,53 раза) средняя скорость прохождения змейки возрастает на 40 % (с 35 до 48 км/ч).

Следует отметить, что при удельной мощности до 20 кВт/т в характерных условиях (деформируемый грунт) средняя скорость движения машины с МП с дискретными свойствами не ниже, чем у машин с непрерывными свойствами (с ГОМП) - графики 1, 3. Это связано с тем, что часть мощности двигателя тратится на привод гидрообъемной передачи ($f_{гоп}$) механизма поворота.

Эти результаты получены при движении на деформируемых грунтах. При движении на малодеформируемых грунтах с ограниченными сцепными свойствами и интенсивным изменением направления движения скоростные качества гусеничной машины с МП с дискретными свойствами весьма ограничены и не превышают 35...38 км/ч из-за невозможности плавного регулирования кривизны, углового ускорения (график 2), компенсации отклонения траектории. Анализ спектральной плотности случайного процесса отклонения угловой скорости от заданной показывает, что с ростом скорости движения частота процессов превышает предельные возможности водителя [$f_с$] < 0.8..1.0 Гц [1]. При движении по дороге с покрытием число «подруливаний» составляет $n_α = 96$ на километр пути. В связи с этим компенсирующее управление эффективно при скорости движения $V < 36$ км/ч. В таких условиях движения преимущества гидрообъемных механизмов (с непрерывными свойствами) существенны (график 4 на рисунке 2.1).

Приведенные данные подтверждаются практикой модернизации МТ-ЛБ. Сравнительные испытания двух модернизированных машин с увеличенной на 25 % удельной мощностью (до 17,0 кВт/т) показали, что в характерных условиях движения подвижность машин со ступенчатым механизмом поворота (СМП) лишь на 8...15 % ниже, чем с МП с непрерывными свойствами (ГОМП) при установочной мощности 250 кВт. Однако на дорогах с интенсивным изменением направления движения и ограниченными сцепными свойствами – на тестовых трассах «змейка», «переставка» и затяжных поворотах, динамические и скоростные качества гусеничных машин, оснащенных СМП, существенно ниже, чем с ГОМП, увеличивается интенсивность управляющей деятельности водителя, число включений механизма поворота на километр пути возрастает в 6...9 раз.

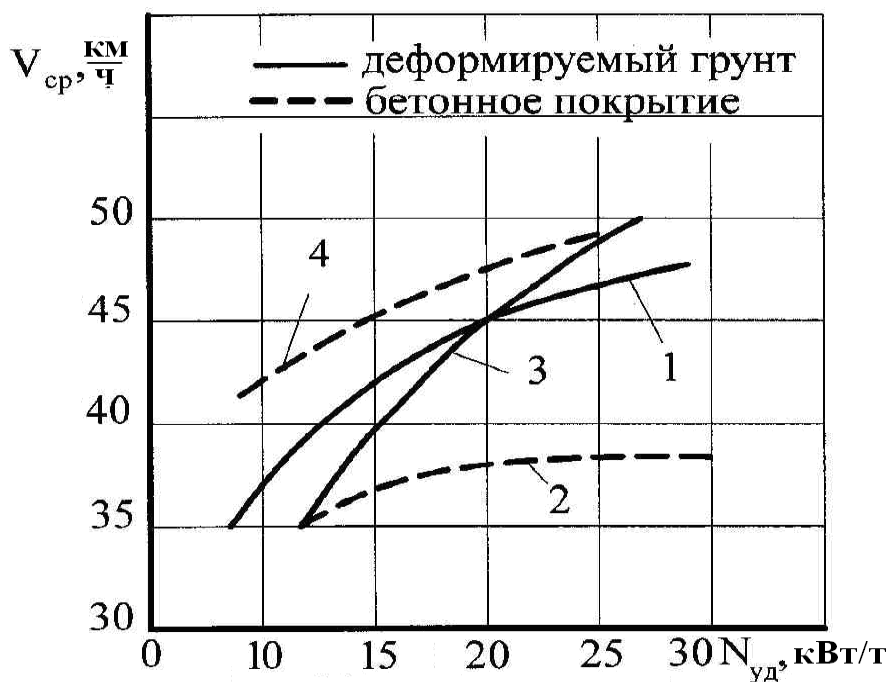


Рисунок 2.1 – Зависимость средней скорости движения от удельной мощности машины:

- 1, 2 – механизм поворота с дискретными свойствами;
 3, 4 – механизм поворота с непрерывными свойствами

Приведенные результаты вполне обоснованы и следуют из дифференциальных уравнений движения машины, полученных из уравнения Лагранжа с учетом взаимосвязи кинетической энергии поступательного и вращательного движения [1]:

$$\begin{aligned} \dot{v} \delta_v / g &= f_d(v, \alpha_{nm}) - f_{ГОП}(\alpha_{um}) - (f_c + f_n + f_{uv} + f_{u\omega} + f_{ГД}); \\ \dot{\omega} &= (M_{\Pi} - M_C) / \delta_{\omega} J_z. \end{aligned} \quad (2.1)$$

где $f_d(v, \alpha_{nm})$ – удельная сила тяги (определяется по тяговой характеристике машины); f_c – коэффициент суммарного сопротивления прямолинейному движению; $f_{ГОП}$ – удельное сопротивление ГОМП; f_n – удельная сила сопротивления, формируемая сопротивлением повороту; f_{uv} – инерционная составляющая сопротивления при поступательном движении; $f_{u\omega}$ – инерционная составляющая сопротивления при вращательном движении; $f_{ГД}$ – удельная сила потерь в гусеничном движителе; M_{Π} – поворачивающий момент; M_C – момент сопротивления; J_z – момент инерции машины вокруг вертикальной оси z; δ_v – коэффициент приращения масс при поступательном движении; δ_{ω} – коэффициент приращения масс при вращательном движении.

С повышением удельной силы тяги $f_o(V)$, определяемой удельной мощностью при определенной скорости, возрастает возможность преодоления сил сопротивления движению машины.

Поворачивающий момент создается в зависимости от типа механизма поворота. Для машин со ступенчатым механизмом поворота поворачивающий момент может создаваться силами тяги на отстающей f_{1T} и забегающей f_2 гусеницах $M_n = 0,5 \cdot mg \cdot (f_2 - f_{1T}) \cdot B$. Сила тяги на отстающей гусенице f_{1T} создается тормозом поворота. Удельная сила тяги на забегающей гусенице создается двигателем f_{o2} и инерционной составляющей $f_2 = f_{o2} + \frac{\dot{V}}{g} \delta_j$, (поворот происходит с замедлением поступательной скорости в силу свойств механизма поворота второго типа и возрастания сопротивления движению). Особенно существенно замедление для машин, оснащенных гидромеханическими трансмиссиями.

Для гусеничных машин со ступенчатыми механизмами поворота, обеспечивающими дискретное регулирование направления движения, угловая скорость ω претерпевает разрыв второго рода [27], а её производная является дельта-функцией $\delta(t)$, т. е. по абсолютному значению она может изменяться в неограниченном интервале. Однако из экспериментальных данных следует, что в упруго-инерционной механической системе «двигатель-трансмиссия», включающей сдвигающиеся фрикционные элементы (ФЭ) и взаимодействующей с грунтом с буксованием, значение производной $\dot{\omega}$ изменяется непрерывно в конечных, хотя и значительных пределах. Даже при ограниченном отклонении угловой скорости до 5 град/с с частотой 2,5 Гц (вследствие увода и колебательных процессов в силовом блоке) угловые ускорения достигают 32 град/с² (рисунок 2.2), а при циклическом включении механизма на затяжных поворотах – до 74 град/с². Дискретность характеристики с существенными нелинейностями системы управления ступенчатых механизмов поворота приводит к высокой цикличности включения механизма поворота из-за несовпадения траекторной кривизны с дорожной, ограничения скорости по условиям вписываемости, особенно на затяжных поворотах ограниченной кривизны. Поворот с переменной кривизной при буксующих ФЭ механизма поворота, ввиду нестабильности процесса трения, применяется главным образом для компенсации увода машины от заданного направления. При движении с большой скоростью по малодеформируемым грунтам на горизонтальных участках, когда актуально исследование управляемости и устойчивости, эффективность таких управляющих воздействий незначительна. Движение на подъемах, спусках, на тормозной характеристике и при буксировке однотипных изделий, выключение блокировочных ФЭ недопустимо из-за полной неуправляемости.

Величина угловых ускорений при повороте гусеничной машины с дискретными свойствами значительно выше, чем с дифференциальным гидробъемным механизмом поворота, поворачивающий момент которого создается гидромотором. Поэтому при движении на деформируемых грунтах

скоростные качества машин с дискретными свойствами системы управления поворотом могут быть выше, чем с ГОМП. При этом реализация высоких значений боковых ускорений (до 10...11 м/с²) не сопровождается заносом, т.к. после нескольких заездов образуется колея глубиной до 60...80 мм. Однако при движении на малодеформируемых грунтах эти возможности не удастся реализовать из-за ограничения сцепных свойств.

Динамические качества машины с МП с дискретными свойствами могут быть повышены при соответствующем управлении поступательной скоростью. При снижении скорости поступательного движения в процессе поворота кинетическая энергия вращательного движения возрастает за счет снижения энергии поступательного движения.

Возникающая при этом продольная сила инерции $\delta_v \cdot m \cdot \frac{dV}{dt}$ создает дополнительный поворачивающий момент $0,5B \cdot \delta_v \cdot m \cdot \frac{dV}{dt}$. Угловое ускорение от этого момента составляет эту же величину, уменьшенную в $\delta_\omega J_z$ раз. При замедлении поступательного движения до 3 м/с² угловое ускорение гусеничной машины массой 16 т превышает 0,5 рад/с².

Следует отметить, что возможности создания дополнительного поворачивающего момента и повышения скоростных свойств инерционной силой при замедлении машины ограничиваются быстроедействием системы управления переключением передач. Так, в конструкции гусеничной машины ТМ-130 со ступенчатыми механизмами поворота и гидромеханической трансмиссией длительность переключения не превышает 0,8...1,2 с, что позволяет двигаться в начале выполнения маневра «змейка» на 5-й передаче, а с ростом сопротивления – переключаться до 3-й передачи. Средняя скорость V_{cp} и замедление \dot{V}_{cp} определяются выражениями $V_{cp} = 0,5(q_m^2 + 1)V_3$ и $\dot{V}_{cp} = V_3^2 (q_m^2 - 1)/(q_m^2 + 1)\Delta S$ соответственно (здесь q_m – отношение передаточных чисел на смежных передачах, а ΔS – длина полуволны «змейки»).

Длительность переключения передач в механической трансмиссии этой же машины (ТМ-120У) гораздо выше и составляет 2,5...3,7 с. Из-за ограниченного быстроедействия системы в трудных условиях движения переключение на ходу с высших на низшие передачи не представляется возможным. В связи с этим движение по тестовой «змейке» происходит на заранее выбранной третьей передаче. Ограниченность быстроедействия системы переключения передач снижает не только разгонные качества машины, но и среднюю скорость прохождения «змейки» в $0,5(q_m^2 + 1) \approx 1,6$ раз.

Таким образом, скоростные качества гусеничных машин с дискретными свойствами системы управления поворотом ограничиваются удельной мощностью машины, динамическими явлениями при циклическом включении механизма поворота, отклонением (дивергенцией) параметров траектории движения от заданной вследствие несовпадения траекторной кривизны с дорожной, психофизиологическими возможностями выполнения водителем

функции обратной связи, а также быстродействием системы управления переключением передач.



Рисунок 2.2 – Изменение параметров при движении гусеничной машины со ступенчатым механизмом поворота

Подвижность, соответственно и управляемость гусеничных машин с непрерывными свойствами системы управления во многом определяется динамическими и кинематическими свойствами. Динамические свойства определяют качество переходных процессов, при которых угловое ускорение $\dot{\omega}$ определяется отношением разности моментов поворачивающего M_p и сопротивления M_c к моменту инерции $\delta_{\omega} I_z$ машины (второе уравнение системы (2.1)). Для машин с дифференциальным гидрообъемным механизмом поворота поворачивающий момент создается гидромотором $M_n = M_{ГМ} \cdot B(1+k)U_{бр}U_{мс} / 2r_{BK}$ автоматически в силу свойств гидропередачи. Момент гидромотора является сложной нелинейной функцией, которая описывается следующей системой дифференциальных уравнений (2.2), приведенной в работе [27]:

$$\begin{aligned}
 M_{ГМ} &= \Delta P \cdot q_{zon}; \\
 \frac{\Delta P}{dt} &= (Q_{ГН} - \Delta Q) \cdot E(\Delta P, b, n); \\
 Q_{ГН} &= q_n(\alpha_{um}) \cdot \omega_d(\alpha_{nm}) \cdot U_{дн},
 \end{aligned}
 \tag{2.2}$$

где ΔP – избыточное давление в силовых магистралях; q_{con} – объемная постоянная; Q – расход жидкости; ΔQ – утечки жидкости, в том числе 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. При этом повышается коэффициент газосодержания, снижается модуль упругости жидкости, и, соответственно, механическая жесткость ГОП, увеличивается фазовое отставание реакции на управляющее воздействие и ограничивается работоспособность передачи.

Скоростные качества определяются кинематическими и силовыми условиями, создаваемыми системой управления поворотом. Кинематические условия регулирования направления движения машины, в том числе на затяжных поворотах ограниченной кривизны, во многом определяются зависимостью (характеристикой) $\omega_n = \omega_{n0}(\alpha_{um}, \alpha_{nm})$ и чувствительности

$\sum \frac{\partial \omega_n}{\partial \alpha_i}$ к управлению $\omega_n = \omega_{n0}(\alpha_{um}, \alpha_{nm}) + \sum \frac{\partial \omega_n}{\partial \alpha_i} \Delta \alpha_i$, а также максимальным

значением угловой скорости поворота ω_{nmax} . По этому параметру дифференциальные гидрообъемные механизмы поворота превосходят другие.

При отсутствии динамических ограничений положительность производных

$\frac{\partial \omega_n}{\partial \alpha_{um}} > 0$, $\frac{\partial \omega_n}{\partial \alpha_{nm}} \text{sign} \dot{\alpha}_{nm} > 0$ соответствует управляемости. При росте ω_n

(последнее условие) увеличение подачи топлива выполняет роль форсирующей функции.

Для машин, оснащенных системой управления поворотом с непрерывными свойствами – дифференциальным гидрообъемным механизмом поворота, угловая скорость поворота является функцией двух управлений α_{um} и α_{nm} :

$$\omega_3 = 2r_{вк} U_{ГОП}(\alpha_{um}) \cdot \omega_0(\alpha_{nm}) / (1+k) B \cdot U_{бр} U_{ДН} U_{МС} K_R$$

и не зависит от номера включенной передачи.

Передаточные числа $U_{ДН}$, $U_{МС}$ определяются из условия движения без бокового заноса на грунтах с высокими сцепными свойствами на максимальном скоростном режиме ($\omega_0 = \omega_N$). При этом расчетная угловая скорость поворота принимается равной 1 рад/с. Это обеспечивает высокие скоростные качества машины на дорогах с интенсивным изменением кривизны. Однако при движении машины со скоростью ниже максимальной $V < V_{imax}$ на режиме вращения вала $\omega_0 = \omega_M$ угловая скорость поворота снижается в $\frac{\omega_N}{\omega_M}$ раз и может быть недостаточной. Например, при движении по окружности с радиусом 20 м ($k = 0,05 \text{ м}^{-1}$) по сухой бетонной дороге ($\mu = 0,8$) с предельной

скоростью $V \leq \sqrt{\mu \cdot g / k}$, равной 12,6 м/с, угловая скорость должна составлять $\omega = V \cdot k = 0,63$ рад/с. Если двигатель работает на режиме максимального момента, то расчетная угловая скорость составляет $\omega_p = \omega_{\max} \cdot \frac{\omega_N}{\omega_N} \approx 0,5$ рад/с.

При юзе и буксовании гусениц фактическая угловая скорость поворота еще меньше и не превышает 0,33...0,38 рад/с (принято, что на установившемся режиме коэффициент буксования определяется отношением длины опорной поверхности к ширине колеи $K_R = L/B = 1,3...1,5$). Следовательно, передаточное число привода ГОП $U_{дн}$ должно быть регулируемым для обеспечения необходимой угловой скорости поворота машины при работе двигателя не на максимальной угловой скорости $\omega_o \ll \omega_N$. В противном случае следует уменьшить номер включенной передачи.

На рисунке 2.3 приведены экспериментальные зависимости изменения кинематических и силовых параметров при переходных процессах управления поворотом гусеничной машины с ГОМП (без учета высокочастотных составляющих, обусловленных динамикой гусеничного движителя и упругостью элементов силового блока). При входе в поворот и выходе из него момент сопротивления определяется не только сопротивлением грунта, но и инерционной составляющей $I_z \dot{\omega}$ (заштрихованная область на рисунке 2.3).

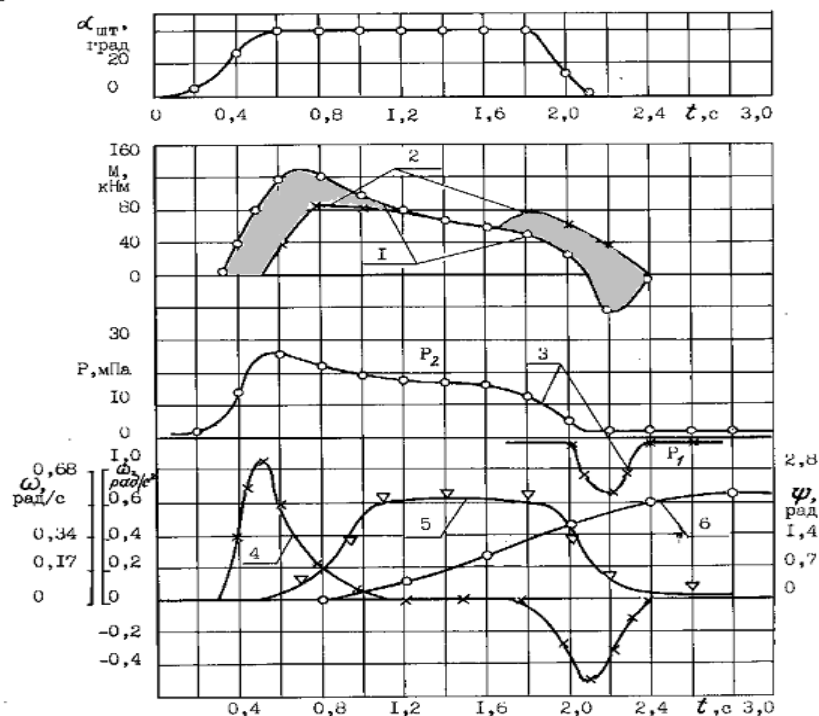


Рисунок 2.3 – Изменение кинематических и силовых параметров в процессе поворота

Для обеспечения высоких динамических качеств поворачивающий момент должен быть достаточен для преодоления сопротивления грунта и инерционных сил. Численная оценка показывает, что для машин массой 20 т необходима установочная мощность ГОП не менее 240 кВт – 50...60 %

мощности двигателя. Применение гидрообъемных передач такой мощности при достигнутом значении рабочего давления 45 МПа ограничивается условиями компоновки и габаритно-массовыми параметрами.

Запаздывание реакции гусеничной машины на управляющее воздействие приводит к необходимости создания соответствующего упреждения управления. При появлении на трассе полигона внезапных «закрытых» поворотов управление не является упреждающим. В этом случае резкий поворот штурвала не приводит к соответствующему повороту гусеничной машины, движение является неуправляемым, машина проезжает поворот на 5...10 м. Движение в таких случаях приводит к съезду с дороги и к другим нежелательным последствиям. Особенно ярко это проявляется при движении на высшей передаче с неполной подачей топлива, так как при этом проявляется нелинейность гидрообъемной передачи, связанная с ограничением расхода рабочей жидкости при недостаточной частоте вращения вала гидронасоса. Снижение скорости движения путем торможения перед поворотом приводит к дополнительному снижению частоты вращения вала гидронасоса и его производительности. 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 исследования устойчивости замкнутой системы движение машины описывается в векторно-матричной форме [1]:

$$\dot{x} = Ax + By \text{ – уравнение динамики управляемого объекта,}$$

$\dot{y} = F(\sigma), \sigma = C^T - ry \text{ – уравнения нелинейного исполнительного устройства (привода) и обратной связи.}$

Здесь y, σ – скалярные координаты, r – коэффициент обратной связи, C^T – транспонированная матрица-столбец (C_1, C_2, \dots, C_n) , то есть матрица-строка, в соответствии с которой $C^T = C_1X_1 + C_2X_2 + C_3X_3 + \dots + C_nX_n$.

Нелинейная функция $F(\sigma)$ может иметь произвольную форму, удовлетворяющую условиям $F(0) = 0, F(\sigma) > 0$ при $\sigma \neq 0$.

Для невырожденной матрицы системы $\det \begin{vmatrix} A & B \\ C^T & -r \end{vmatrix} \neq 0$, то есть $r + C^T A^{-1} B \neq 0$, может быть составлена функция Ляпунова. На основе исследования знакопостоянства функции Ляпунова и ее производной по критерию Сильвестра установлено, что условие асимптотической устойчивости выполняется при определенных значениях коэффициента связи r :

$$\left| \begin{array}{ccc} G & \bullet & -\left(RB - \frac{1}{2}C\right) \\ \bullet & \bullet & \bullet \\ -\left(RB - \frac{1}{2}C\right)^T & \bullet & r \end{array} \right| > 0 \quad \text{или} \quad (2.3)$$

$$r > \left(RB - \frac{1}{2}C\right)^T G^{-1} \left(BR + \frac{1}{2}C\right)$$

где R – некоторая положительно определенная матрица, квадратичная форма n координат, $Z = \dot{X}$; G – симметричная матрица $G = -(A^T R + RA)$.

В условия устойчивости не входят параметры нелинейной функции обратной связи. Однако коэффициент обратной связи r и функция $F(\sigma)$ определяются характеристикой гидрообъемной передачи. В связи с этим, при появлении существенной нелинейности, связанной с ограничением давления или расхода рабочей жидкости, условия вышеприведенного неравенства (3) и $F(\sigma) > 0$ нарушаются. Следовательно, движение замкнутой нелинейной динамической системы не только не устойчиво, но и не управляемо.

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 (таблица 6). Анализ конструктивных решений, обеспечивающих высокие динамические качества при ограниченной установочной мощности ГОП, показывает наличие существенных функциональных ограничений.

Например, конструкция системы управления останочными тормозами гусеничной машины на низших передачах позволяет увеличить поворачивающий момент за счет раздельного торможения гусеницы отстающего борта (строка 2 таблицы 6). Однако при торможении одной из гусениц при раздельном управлении тормозами, а также при заклинивании одной из гусениц в процессе аварийного сброса гидромотор переходит в режим гидронасоса. Такой режим работы сопровождается раскруткой вала гидронасоса с угловой скоростью, в несколько раз превышающей номинальную. Предохранительные клапаны силовых магистралей выполнены таким образом, что выдерживают давление в этом режиме выше, чем при номинальном. Поэтому происходит перегрузка ГОП и разрушение ее деталей. В связи с этим в автоматизированную систему управления движением необходимо ввести устройство, предохраняющее ГОП от перегрузок.

Для машин с дифференциальным ГОП снижение скорости поступательного движения уменьшением подачи топлива (частоты вращения вала двигателя), как показано выше, недопустимо, так как это приводит к снижению угловой скорости гидромотора и поворота машины и еще в большей степени снижает динамические качества.

Таблица 6 – Характеристика конструктивных решений, обеспечивающих высокие динамические качества при ограниченной мощности гидрообъемной передачи

Машина, трансмиссия	Устройство, включаемое в дополнительный поток	Основные ограничения
1	2	3
Marder, HSWL-194	Разгрузочные гидромуфты с регулируемым наполнением	Недостаточное быстродействие, особенно при опорожнении, большая длительность переходных процессов, особенно при выходе из поворота, приводящая к режиму эволюционного движения
Гусеничная машина массой 19т	Раздельное управление торможением гусеницы отстающего борта на низших передачах	Необходимость управления тормозным моментом с обратной связью по угловой скорости из условия $\omega_{\Phi} \leq \omega(\alpha_{ШТ}, \alpha_{ПТ})$
Гусеничная машина средней категории по массе	Подключение механической ветви через управляемый фрикцион, двойной дифференциал	Необходимость управления моментом фрикциона с обратной связью по угловой скорости из условия $\omega_{\Phi} \leq \omega(\alpha_{ШТ}, \alpha_{ПТ})$
Перспективная машина, Breadyly	Две бортовые гидрообъемные передачи	Синхронность функционирования, сложная программа управления

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. Для повышения динамических качеств и управляемости гусеничной машины с ограниченной мощностью ГОП путем использования кинетической энергии поступательного движения (инерционных сил при замедлении) конструкция механизма поворота 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. Это может быть реализовано при двух бортовых гидрообъемных передачах (последнее решение в табл. 6). 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. Такое решение позволяет не только снизить нагруженность гидрообъемной передачи, но и при

одновременном управлении расширить кинематический диапазон трансмиссии, осуществлять синхронизацию включаемых элементов в процессе переключения передач. В такой схеме управления возникает проблема асинхронности работы гидрообъемных передач из-за нелинейности характеристик, разности моментов на ведущих колесах, необходимости стабилизации прямолинейного движения, а также сложности программы управления, так как при такой системе управления угловая скорость поворота является неоднозначной функцией трех управляющих воздействий: $\alpha_{шт}, \gamma_1$ и γ_2 .

Схема такого механизма сложнее дифференциального из-за необходимости установки двух гидромашин. Усложняется также система и программа управления поворотом.

2.2 ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ПОДВИЖНОСТИ БЫСТРОХОДНЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН ПРИ КРИВОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ

При разработке и модернизации конструкции транспортных машин одной из важных задач является прогнозирование их быстроходности, оцениваемой средней скоростью движения. Без учета ограничений, связанных с решением тактико-технических задач, т.е. при движении в транспортном режиме по характерным дорогам используются методы прогнозирования, основанные на изучении установившихся процессов и средняя скорость определяется как случайная величина на основе функции распределения скорости по пути [26]:

$$F_S(V) = \prod_{i=1}^3 F_{Si}(V),$$

где $F_{Si}(V)$ – функция распределения скорости движения с учетом ограничений по тяговым качествам ($i = 1$), по предотвращению заноса на криволинейных участках ($i = 2$), по параметрам плавности хода на неровных участках дороги ($i = 3$).

Расчет скорости движения производится на основе тягово-скоростной характеристики машины, скоростной характеристики системы поддрессоривания и функций распределения коэффициентов сопротивления движению $F_S(f)$, повороту $F_S(\mu)$, кривизны $F_S(k)$ и микропрофиля $F_S(h, a)$, или интенсивности микропрофиля $F_S(J_n)$.

При движении по ровным дорогам скорость ограничивается тягово-динамическими качествами машины и условиями движения в повороте – условиями бокового заноса $V \leq \sqrt{\frac{\mu \cdot g}{k}}$. Для характерных дорог функции распределения кривизны k и коэффициента сопротивления повороту $F_S(\mu)$ известны.

Эти методы разработаны и дают достаточно точные результаты для сравнительно тихоходных машин и при движении по местности на деформируемых грунтах. Для скоростных машин подвижность во многом ограничивается управляемостью. Это свойство характеризует все аспекты

динамики системы «человек – машина – внешняя среда» и оценивается динамическими, кинематическими и силовыми характеристиками. Динамические характеристики определяются по качеству переходных процессов входа в поворот и выхода из него, т.е по реакции машины как управляемого объекта.

В работах В.И. Красненькова показано, что управляемость быстроходных машин адекватно можно оценить по фазово-частотным характеристикам. Им определены соответствующие зависимости для линейных систем, а аргументом принята частота процесса, определяемая параметрами кривизны тестовой «змейки» без учета выполнения водителем функции обратной связи. При движении по трассе со случайным изменением направления движения частоту процесса можно определить по цикличности включения механизма поворота. На основе исследования движения машины как непрерывного марковского процесса В.А. Савочкин определил цикличность как число положительных выбросов кривизны нулевого уровня. Для повышения точности метода необходимо дополнительно учесть результаты исследования динамики управляемого движения, выполнение водителем функции звена обратной связи по компенсации отклонений.

Интенсификация рабочих процессов при росте скоростных качеств, применение принципиально новых конструктивных решений, получение дополнительных экспериментальных данных позволяют углубить понимание физических процессов, уточнить принимаемые ранее ограничения и допущения, дополнить математические модели движения с учетом реальных динамических свойств, интенсивности изменения и особенности формирования параметров управления, динамику системы управления движением, водителя как звена обратной связи системы и др. Учитывая тенденцию дальнейшего повышения скоростных качеств, совершенствование методов прогнозирования подвижности представляется актуальной задачей.

Переходные процессы при управлении поворотом машины, управляемость принято определять на тестовых испытаниях, таких как вход в поворот, «переставка» и движение по синусоидальной траектории – «змейке».

Динамические свойства гусеничной машины наиболее полно проявляются при движении по тестовой «змейке». На рисунке 2.4 приведен фрагмент осциллограмм, характеризующих изменение кинематических параметров угловой скорости ω и курсового угла φ .

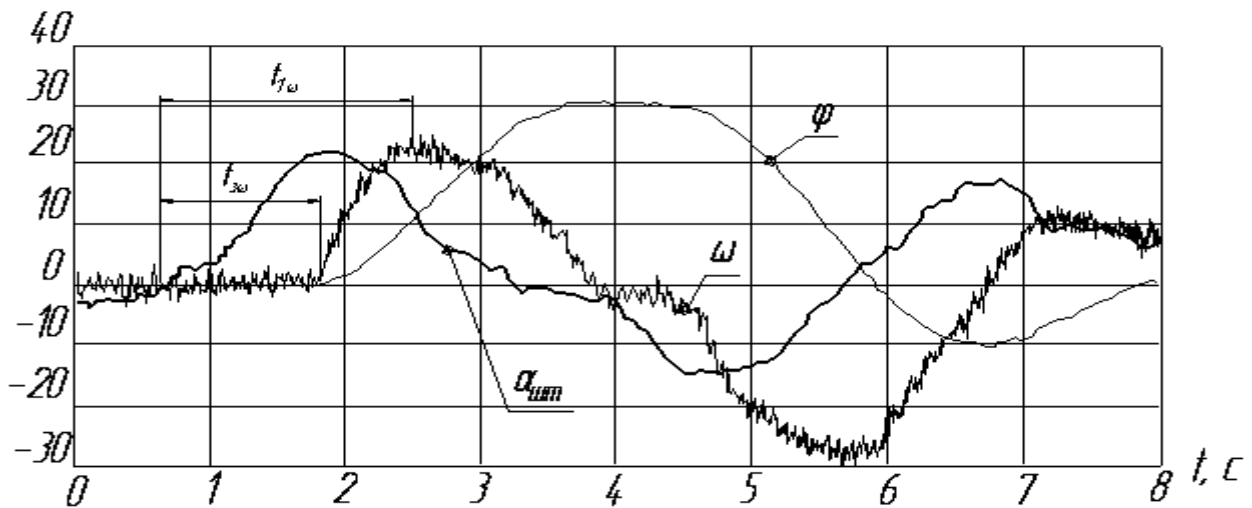


Рисунок 2.4 – Фрагмент осциллограммы с записью изменения кинематических параметров при движении по змейке (грунт, длина полуволны $\Delta S = 30$ м, IV передача, α - угол поворота штурвала; ω - угловая скорость; φ - курсовой угол)

Эти данные иллюстрирует существенное запаздывание реакции машины на управляющее воздействие $\alpha_{шт}$ по угловой скорости ω и курсовому углу φ . Динамические характеристики определяются по качеству переходных процессов входа в поворот, выхода из него и оцениваются следующими параметрами:

- время запаздывания реакции по угловой скорости $t_{3\omega}$ и по курсовому углу $t_{3\varphi}$ как длительность времени от начала перемещения штурвала до начала изменения угловой скорости ω и курсового угла φ , соответственно;
- быстродействие системы $t_{1\omega}$, определяется по длительности от начала перемещения штурвала до момента, когда угловая скорость достигнет установившегося значения.

Обычно при оценке напряженности управляющей деятельности водителя в качестве основного показателя рассматривается время упреждения, при котором обеспечивается точность траектории движения. Применительно к рассматриваемому процессу, время, соответствующее требуемому опережению задающего воздействия по отношению к изменению курсового угла, с увеличением скорости уменьшается. Это подтверждается исследованием механики управляемого движения гусеничной машины. Результаты обработки экспериментальных данных приведены на рисунке 2.5 в виде зависимости длительности $t_{3\omega}, t_{1\omega}$ от скорости движения. Как следует из рисунка, с увеличением скорости движения время запаздывания остается неизменным, а быстродействие системы управления поворотом снижается.

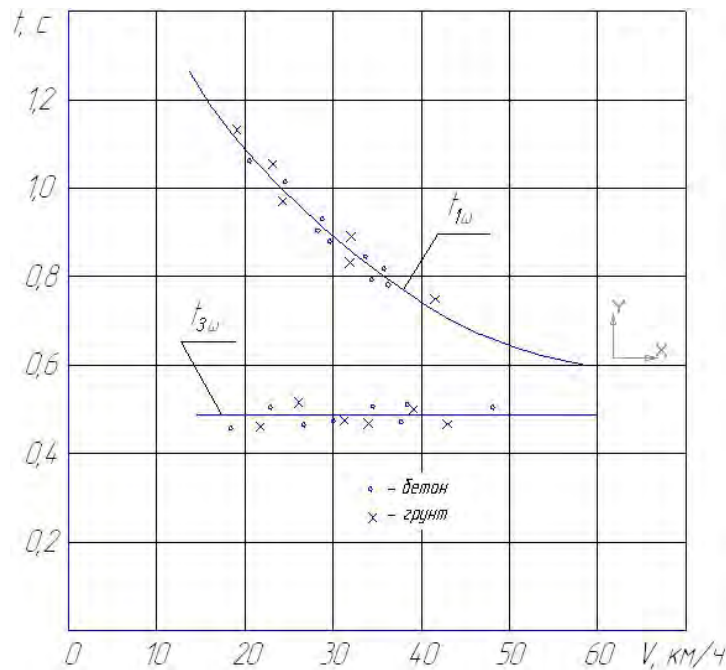


Рисунок 2.5 – Зависимость длительности процессов от скорости движения

Если быстродействие рассматривать как показатель сложности регулирования направления движения, то следовало бы признать, что управлять движением машины по заданной «змейке» с неизменной длиной волны тем проще, чем выше скорость. Такое заключение противоречит опыту, так как с ростом скорости уменьшается время прохождения машиной одного цикла.

Исследования показывают, что человек как звено замкнутого контура управления может сравнительно легко изменить значение динамического коэффициента усиления в соответствии со сложившейся ситуацией, но ему трудно компенсировать отставание выходного сигнала по фазе ψ_φ . В приводе управления поворотом машины нет форсирующих звеньев, которые могли бы способствовать изменению курсового угла (направления движения) с требуемым опережением; эта функция возлагается на водителя. Поэтому, чем больше фазовый сдвиг, тем жестче требования, предъявляемые динамической системой «машина – внешняя среда» к водителю и исполнительным механизмам системы управления поворотом. При больших значениях фазового отставания водитель вообще не сможет вписаться в заданную кривую пути. В связи с этим, критерием сложности управления принимается коэффициент фазовой напряженности регулирования направлением движения $k_\varphi(V) = \frac{\psi_\varphi}{\pi}$.

Экспериментальная зависимость коэффициента фазовой напряженности от скорости движения при фиксированных значениях длины волны ΔS приведена на рисунке 2.6 а. Предельная скорость движения соответствует значению $k_\varphi=0,75$, при котором водитель в принципе может управлять направлением движения. По этим данным построена зависимость предельной скорости движения от длины волны ΔS тестовой «змейки» (график 1, рисунок 2.6 б). На этом же рисунке приведены экспериментальные зависимости средней

скорости движения от ΔS по бетону (график 2) и по грунту (график 3). Из сравнения данных следует, что ограничение подвижности машины достаточно точно прогнозируется по коэффициенту фазовой напряженности.

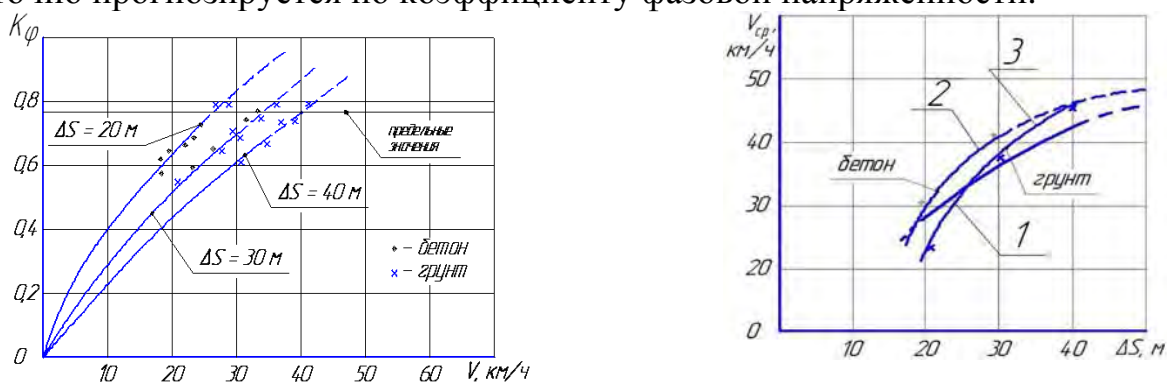


Рисунок 2.6: а - зависимость коэффициента фазовой напряженности от скорости движения; б - зависимость скорости движения от длины волны тестовой змейки

Некоторое превышение ограничений можно объяснить обучаемостью водителя по созданию упреждающего управления при движении по тестовой трассе. При движении по дорогам со случайным изменением направления движения совпадение графиков 1 и 2, 3 может быть более близким.

Для прогнозирования подвижности в качестве аргумента целесообразно принять частоту процесса ω . При движении по тестовой змейке $\omega = \pi V / \Delta S$. Если рассматривать дорожную кривизну как случайную функцию, то предельную скорость движения также можно определить по коэффициенту фазовой напряженности. Частотная характеристика траектории определяется функцией частной производной курсового угла $\partial\varphi$ по пути ∂s ($k = \partial\varphi / \partial s$). В статистической динамике транспортных машин показано, что курсовой угол φ , его производная $\partial\varphi / \partial s$, следовательно, и кривизна, являются стационарными случайными функциями, обладающими свойствами эргодичности. Если управляющее воздействие водителя соответствует производной курсового угла направления траектории движения $\alpha_{ум} \approx d\varphi(s)$, то оно является стохастической функцией. В силу стационарности случайной функции $k(s)$ ее центрируют относительно математического ожидания $m_k = 0$. Реакцией гусеничной машины как линеаризованной системы является случайная функция, спектральная плотность которой $S(\omega) = |W(\omega)|^2 \Phi(\omega)$. Фазово-частотная характеристика и в этом случае является детерминированной функцией. Предельную скорость движения также можно определить по зависимости коэффициента фазовой напряженности от частоты. Частота процесса определяется функцией числа включений механизма поворота как число положительных выбросов случайной стационарной функции кривизны траектории «нулевого уровня»

$$\omega = 2\pi \cdot N^* \cdot V,$$

где N^* - среднее число включений механизма поворота на единицу пути. Как следует из экспериментальных данных, предельная частота включений механизма поворота даже высококвалифицированным водителем не превышает $[f] \leq 0.8 \dots 1.0 \text{ Гц}$, т.е. $[\omega] < 5 \dots 6 \text{ рад/с}$.

Корреляционная функция кривизны траектории k аппроксимируется экспоненциально-косинусоидальной зависимостью $R_k(\tau) = \sigma_k^2 \exp(-\alpha \cdot |\tau|) \cos \beta \tau$ или дважды дифференцируемой функцией

$$R_k(\tau) = \sigma_k^2 \exp(-\alpha|\tau|) \left(\cos \beta \tau + \frac{\alpha}{\beta} \sin \beta \cdot |\tau| \right).$$

Последнее позволяет привлечь аппарат марковских процессов для исследования динамики системы. В соответствии с прямым преобразованием Фурье можно определить спектральную плотность $\Phi(\omega)$, имеющую вид дробной рациональной функции частоты. Для машин с гидрообъемными механизмами поворота среднее число включений составляет [12]:

$$N^* = (2\alpha_k^2 + \beta_k^2)^{0.5} / 4\pi\Phi_0(k_\phi / \sigma_k).$$

Для ступенчатых механизмов поворота с расчетной кривизной k_ϕ число поворотов машины и кривизна траектории существенно отличаются от дорожных. Если кривизна дороги $k_\delta(s)$ представляет собой стационарную случайную функцию пути s , то удельное число включений механизма поворота будет также представлять собой стационарную случайную функцию. Поэтому среднее число поворотов гусеничной машины со ступенчатым механизмом поворота, имеющим одну фиксированную кривизну поворота $k = k_\phi$, можно определить как математическое ожидание случайной функции удельного числа поворотов $N_{y\delta}(k_\delta)$:

$$N_{y\delta}(k_\phi) = m_s [N_{y\delta}(k_\delta)] = \int_0^{k_\phi} \frac{k_\delta}{\beta(k_\delta)} \varphi_s(k_\delta) dk_\delta,$$

где $\varphi_s(k_\delta)$ – плотность вероятностей модуля дорожной кривизны $k_\delta = |k_\delta|$ ($0 \leq k_\delta \leq k_\phi$), определяемая по спектральной плотности или корреляционной функции дорожной кривизны $k_\delta = |k_\delta|$; $\beta(k_\delta)$ - угол поворота машины, его определение приводится ниже.

Результаты экспериментального исследования показывают, что действительное число включений механизма поворота на единицу пути гораздо выше расчетного. Например, при движении гусеничной машины с удельной мощностью 17,0 кВт/т с дискретными свойствами системы управления поворотом ($k_\phi = 0,10 \text{ м}^{-1}$) по обледенелой грунтовой трассе со случайным изменением направления движения (параметры корреляционной функции составляют ($\alpha_k = 0,05 \text{ м}^{-1}$, $\beta_k = 0,07 \text{ м}^{-1}$, $\sigma_k = 0,04 \text{ м}^{-1}$) расчетные значения N^* с учетом вероятности движения на передачах с ростом скорости от 1,4 до 12,0 м/с увеличивается от 0,56 до 4,10 включений на километр (график 1, рисунок 2.7), а суммарное число включений составляет 14,1 на км. Действительное число

включений механизма поворота (график 2) гораздо выше расчетного, достигая 96 на километр пути при скорости 10 м/с, и ограничивается психофизиологическими свойствами водителя как звена обратной связи. В этих же условиях движения для этой же машины с непрерывными свойствами системы управления поворотом действительное число включений механизма также превышает расчетное (графики 3-4).

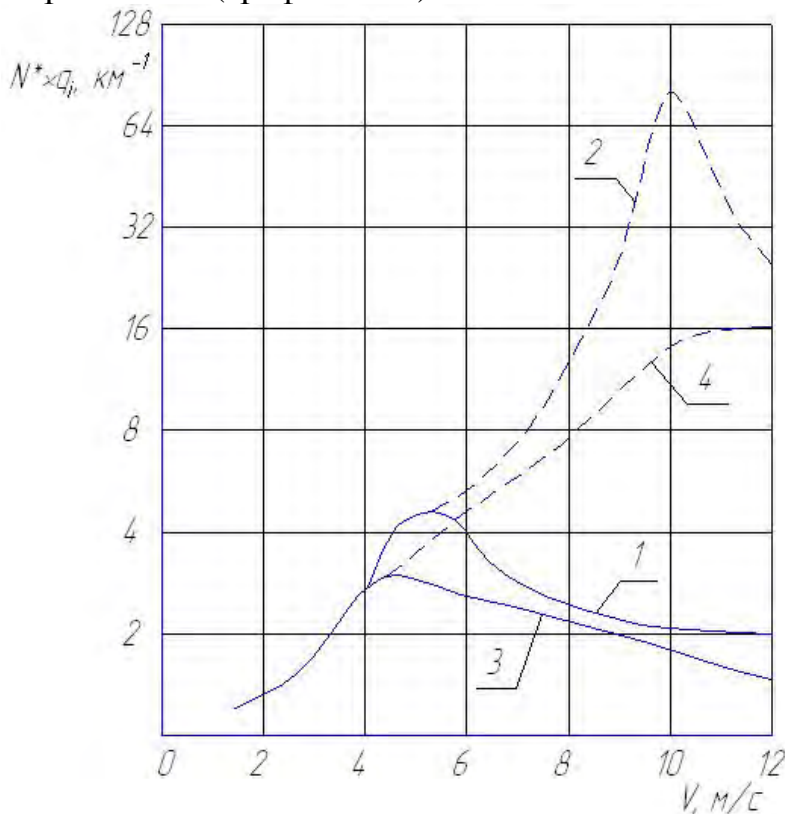


Рисунок 2.7 – Зависимость цикличности включения механизмов поворота от скорости движения при случайном изменении направления траектории (с учетом вероятности движения q_i по передачам):

- 1,2 – система управления поворотом с дискретными свойствами, соответственно расчетные и экспериментальные значения;
- 3,4 – система управления поворотом с непрерывными свойствами, соответственно расчетные и экспериментальные значения

Во многом это связано с принимаемыми допущениями:

- соответствие кривизны траектории дорожной, при этом число включений механизма поворота определяется интенсивностью изменения направления движения;
- движение является полностью управляемым, т.е. продольная ось машины совпадает с касательной к требуемой траектории;
- водитель задает упреждающее управление, не учитывается выполнение им функций звена обратной связи по компенсации отклонения траектории.

Параметры действительного процесса управления отличаются от расчетных. Цикличность включения механизма поворота зависит не только от вероятностных свойств дорожной кривизны, но и от требуемой точности

траектории, поэтому число управляющих воздействий, их частота существенно отличается от числа поворотов дороги. При движении на затяжных поворотах ограниченной кривизны $k_d \ll k_\phi$ кривизна траектории движения гусеничной машины не соответствует дорожной, число включений механизма поворота существенно превышает число поворотов дороги. На рисунке 2.8 представлены результаты экспериментального исследования изменения параметров при движении машины с дискретными свойствами механизма поворота с большой скоростью на затяжном повороте (для наглядности угловая скорость условно изображена отрицательной).

Из рисунка видно, что квалифицированный водитель обеспечивает требуемую точность траектории периодическим, дискретным включением механизма поворота, т.е. один поворот дороги с кривизной $0,01 \text{ м}^{-1}$ машина проходит за десять включений механизма поворота. При движении по тестовой «змейке» поворот машины также осуществляется за несколько включений механизма поворота.

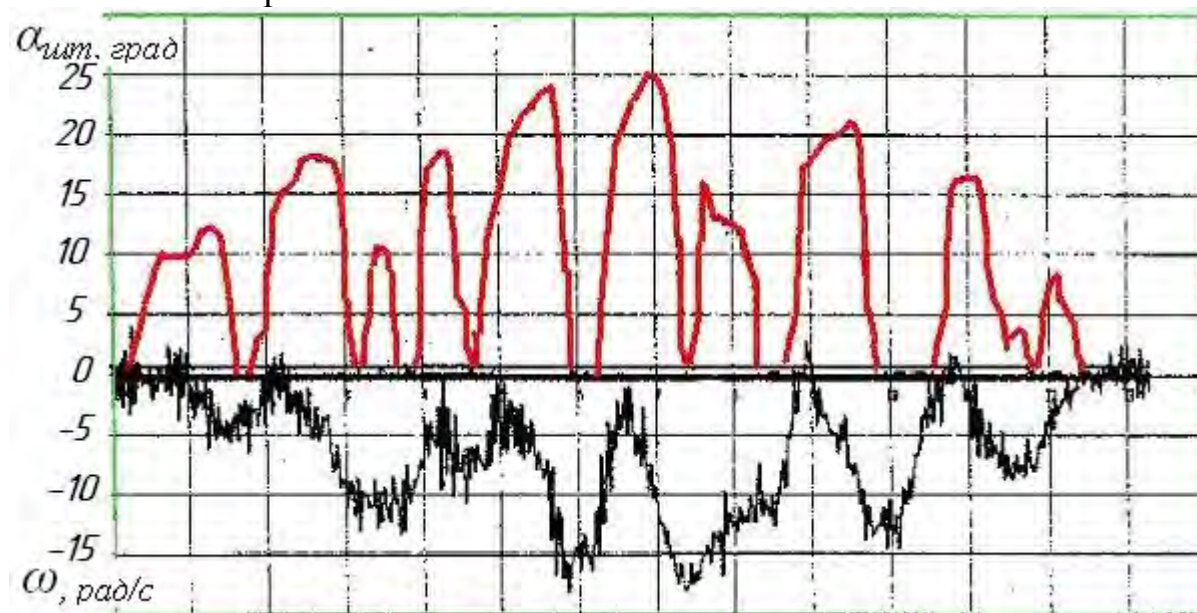


Рисунок 2.8 – Изменение кинематических параметров при движении на затяжных поворотах ограниченной кривизны

Кроме того, из-за особенностей механики управляемого движения, отклонение траектории от заданной водитель выполняет не только упреждающее регулирование направлением движения, но и функцию обратной связи по компенсации отклонений, обеспечивая вписываемость в ограниченный коридор. Возникающие в процессе движения машин отклонения траектории от заданной, вследствие недостаточной управляемости, приводят к необходимости ограничения скорости движения по условиям вписываемости. Частота процесса и предельно допустимая скорость движения определяются на основе исследования динамики системы «гусеничная машина – водитель – внешняя среда» в процессе регулирования направления движения. При анализе регулирования направления движения учитывается, что водитель, основываясь на опыте вождения машины, определенным образом оптимизирует процесс

криволинейного движения. Критерием оптимизации является требование поддержания максимально возможной скорости движения при ограничении числа включений механизма поворота. Этим требованиям удовлетворяют следующие условия движения машины: прямолинейное движение в пределах ширины резерва проезжей части дороги на максимально возможном по длине участке и поворот на некоторый угол β с постоянной кривизной k_ϕ . Теоретические и экспериментальные исследования показывают, что нелинейность характеристик СУ приводит к существенному запаздыванию реакции машины на управляющее воздействие и не позволяет плавно регулировать направление движения. Траекторию движения машины с СУП с дискретными свойствами можно рассматривать как комбинацию хорд, дуг окружности фиксированной кривизны при повороте на некоторый угол β и переходных линий.

Для поворота гусеничной машины в процессе движения по дороге с шириной резерва проезжей части $b_0 = H - B - b$ водитель задает управляющее воздействие с необходимым упреждением в соответствии с интенсивностью изменения угла между касательной к желаемой траектории и вектором абсолютной скорости, т.е. угловую скорость поворота ω и кривизну траектории k_0 . Через определенное время гусеничная машина должна

повернуться на расчетный угол $\beta(k_0, \alpha_{um})$, пройдя путь $S = \int_0^t \dot{V} dt$, а координаты центра масс в проекциях по осям плоской декартовой системы координат составляют x, y, ψ .

$$\beta(k_0, \alpha_{um}) = 2 \arccos(k_\phi - a_1 k_0) / (k_\phi + a_2 k_0), \quad a_1, a_2 = 0,5 b_0 k_\phi \pm 1, \quad b_0 = H - B - b_2,$$

где H - ширина дороги, B, b_2 - ширина колеи и гусеницы, b_0 - резерв ширины дороги.

Для обеспечения вписываемости цикличность с сокращением b_0 должна возрастать. При отсутствии резерва криволинейное движение машин со ступенчатыми механизмами в принципе невозможно. При испытаниях на «змейке» b_0 принимается равным 1,5 м, это значение и принято при численном моделировании.

Действительное положение центра масс отличается в силу дивергенции компонентов вектора траектории движения:

$$\Delta x = \int_0^t V \cos \Delta \psi dt + \int_0^t \int_0^t \dot{V}_x dt dt;$$

$$\Delta y = \int_0^t V \sin \Delta \psi dt + \int_0^t \int_0^t \dot{V}_y dt dt;$$

$$\Delta \psi = \int_0^t \Delta \dot{\psi} dt.$$

Проведенный анализ показывает, что дивергенция траектории движения с большой точностью определяется отклонением курсового угла $\Delta\psi$, который носит случайный характер, и боковым смещением Δu .

При движении с большой скоростью поворот гусеничной машины сопровождается боковым движением, к которому водитель адаптируется и в процессе управления компенсирует отклонение не курсового угла, а бокового (направляющего) и его производных. При стохастической оценке максимально возможную скорость движения по условию вписываемости в зависимости от отклонения бокового угла можно определить следующим образом.

Боковое смещение формируется центробежными силами при движении с большой скоростью и во многом определяется детерминированной и случайной составляющей бокового – направляющего угла θ – угла между направлением абсолютной скорости центра масс и касательной к требуемой траектории. Величина детерминированной составляющей бокового угла θ может быть определена по второму уравнению системы, описывающей движение машины:

$$mV \frac{d\theta}{dt} + \sum_{i=1}^n c_{yi} \theta_c + \left(mV + \frac{1}{V} \sum_{i=1}^n c_{yi} l_i \right) \omega_\phi = 0.$$

Подставляя значения $\frac{d\theta}{dt} = \frac{dV_Y}{dt \cdot V}$, получим

$$\theta_c = \omega_\phi \left(\frac{mV - V^{-1} \sum_{l,n} C_{yi} l_i}{\sum_{l,n} C_{yi}} \right) + \frac{m}{\sum_{l,n} C_{yi}} \frac{dV_Y}{dt}.$$

Первое слагаемое бокового угла, определяется угловой скоростью ω_ϕ и коэффициентом $K_{\theta c} = \left(\frac{mV - V^{-1} \sum_{l,n} C_{yi} l_i}{\sum_{l,n} C_{yi}} \right)$, зависящим от скорости. Для гусеничной

машины массой 19 т этот коэффициент с ростом скорости от 10 до 20 м/с экспоненциально возрастет от 0.01 до 0.25. Величина бокового угла ($\theta_c(K_{\theta c})$) пропорциональна угловой скорости поворота и возрастает тем быстрее, чем больше значение линейной скорости. Вторая составляющая, формирующая

боковой угол $\frac{m}{\sum_{l,n} C_{yi}} \frac{dV_Y}{dt}$, для гусеничной машины пропорциональна боковому

ускорению $\frac{dV_Y}{dt}$. Предельное по боковому заносу боковое ускорение $\frac{dV_Y}{dt} = \mu g$ и

для сухого бетона ($\mu = 0.8$) вторая составляющая приводит к отклонению бокового угла на $8.34 \cdot 10^{-2} \text{ рад}$ (4.5 град), т.е. находится в пределах среднеквадратического отклонения курсового угла машины, движущейся с большой скоростью, и существенно влияет на точность траектории.

Случайная составляющая $\Delta\theta$ определяет необходимый запас, который учитывает динамические свойства гусеничной машины как объекта регулирования, необходимость компенсации случайных отклонений, формируемых взаимодействием гусеничного движителя с внешней средой и его динамикой, психофизиологических свойств водителя как звена обратной связи

и их ограниченность. На рисунке 2.9 показаны фрагмент осциллограмм и спектральные плотности процесса отклонения угловой скорости ω при движении по дороге с малодеформируемыми свойствами для быстроходной гусеничной машины, курсового угла φ и компенсирующего управления $\alpha_{ум}$ для сочлененной гусеничной машины.

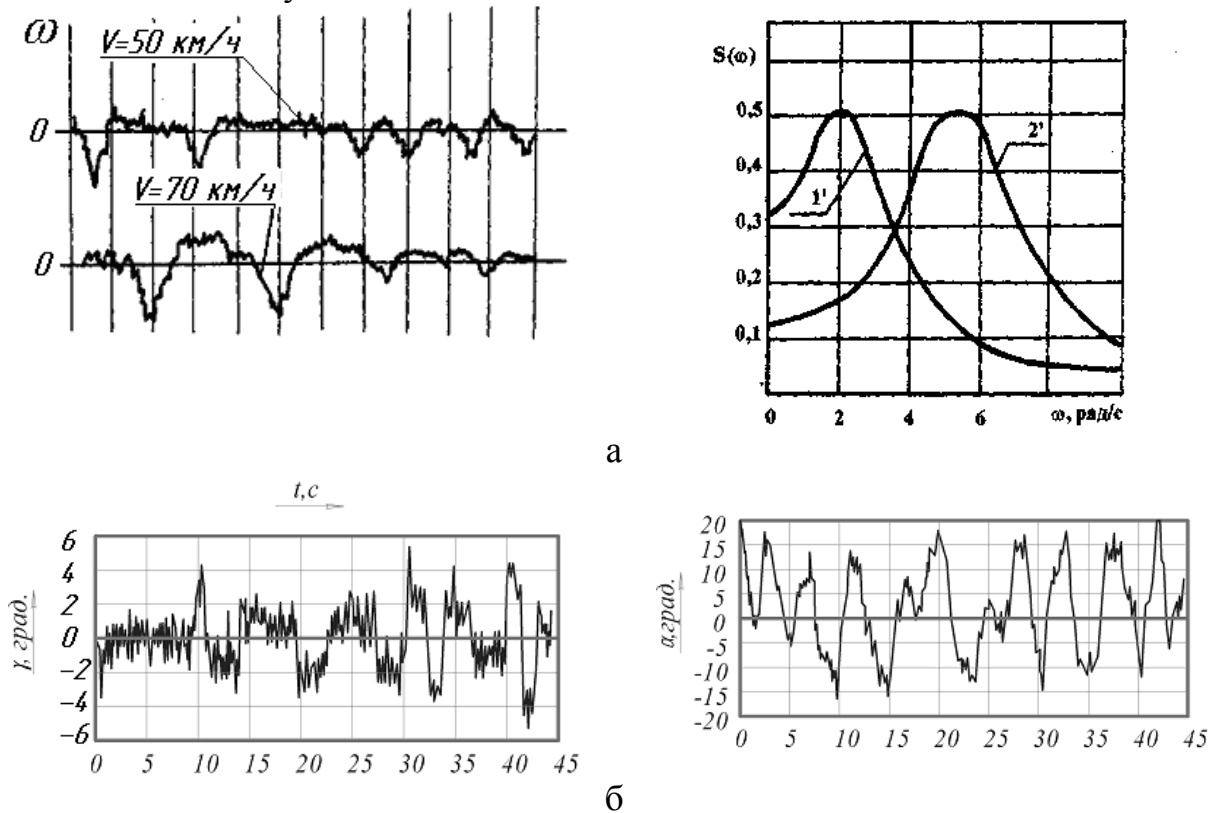


Рисунок 2.9 – Отклонение кинематических параметров при прямолинейном движении гусеничных машин:

а - фрагменты реализаций и спектральная плотность процесса отклонения угловой скорости быстроходной гусеничной машины

б - фрагменты реализации отклонения курсового угла сочлененной гусеничной машины и компенсирующего управления водителя

Из рисунка 2.9 видно, что с ростом скорости движения частота процесса превышает предельные возможности водителя. При движении по дороге с покрытием число «подруливаний» $n_\alpha = 96$, в связи этим компенсирующее управление эффективно при скорости движения $V \leq 36 \text{ км/ч}$.

При большей скорости движения управляющие действия водителя являются ошибочными и приводят к росту отклонения бокового угла и соответствующему снижению скорости движения по условиям вписываемости в ограниченный коридор. Числовые характеристики величины отклонения определяются по экспериментальным данным случайной функции отклонения угловой скорости, по спектральной плотности:

$$\sigma^2_{\Delta\omega} = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S_{\omega} d\omega, \text{ а } \Delta\theta = \pm 3 \cdot K_{\theta C} \sigma_{\Delta\omega}.$$

При сходимости спектра координаты и ее производной реднеквадратическое отклонение курсового угла определяется по формуле

$$\sigma^2_{\Delta\varphi} = \frac{1}{\pi\omega^2} \int_0^{\infty} S_{\omega} d\omega.$$

Из-за бокового смещения машины $\Delta Y = \int_0^t V \cdot \theta(V, t) dt$, определяемого этим углом,

действительная траектория не совпадает с расчетной. Это несовпадение тем больше, чем выше скорости и продолжительнее поворот. На рисунке 2.10 слева показано изменение кинематических параметров в процессе поворота при движении со скоростью 10 м/с (графики 1) и 15 м/с (графики 2), а справа - вид траектории движения. Даже при постоянном буксовании движителя одному и тому же управляющему воздействию соответствуют различные траектории движения центра масс, зависящие от скорости и свойств грунта. В наибольшей степени это явление сказывается на условия вписываемости при движении на затяжных поворотах. Предельное геометрическое положение гусеничной машины по условию вписываемости в ограниченный коридор определяется тем, чтобы точка, максимально удаленная от центра масс (ее угловая координата относительно продольной оси составляет θ_r), не выходила за пределы ширины проезжей части $\theta \leq [\theta]$:

$$[\theta(v, \mu, H)] = \arccos(k(t) \cdot \left(\frac{B}{2 \sin(\theta_r)} - H\right)) \pm \theta_r, \theta_r = \arctg(B + b_r) / (L_1 \pm \chi),$$

где L_1 – габаритная длина машины; χ – продольное смещение полюса поворота. При увеличении бокового угла условие $\theta(v, t) \rightarrow [\theta(v, \mu, H)]$ является ограничением по заносу.

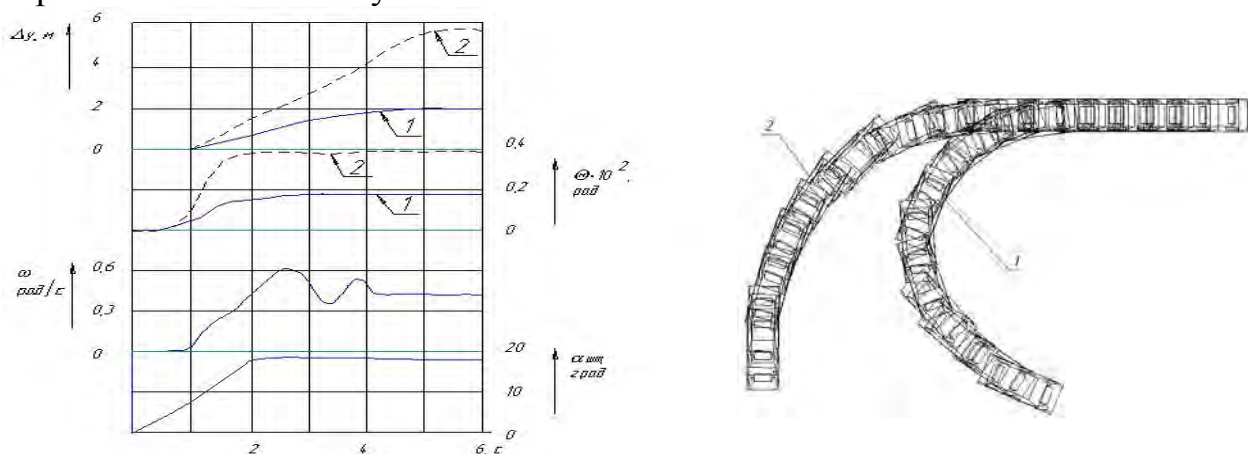


Рисунок 2.10 – Изменение кинематических параметров и траектория движения машины на затяжных поворотах ограниченной кривизны

(1 – $v = 10 \text{ м/с}$; 2 – $v = 15 \text{ м/с}$)

Когда отклонение не превышает предельно допустимую величину, условие вписываемости выполняется. Ограничение скорости движения по

условиям вписываемости в заданный коридор иллюстрируется графиками на рисунке 2.11. Отклонение бокового угла машины при управлении водителем (график 1) с увеличением скорости от 5 до 20 м/с возрастает с 1.0 до 9.5 градусов при коэффициенте сопротивления повороту $\mu=0.8$, а при $\mu=0.4$ (график 2) – величина отклонения значительно выше и достигает 10 градусов при скорости 12 м/с. Предельная скорость движения по условиям вписываемости машины определяется ординатами точек пересечений графиков 3 и 4 с линиями 1 и 2. Графики 3 и 4 характеризуют зависимость допустимого геометрического отклонения бокового угла $[\theta]$ от скорости движения для двух значений ширины проезжей части дороги.

При расчете принято значение ширины проезжей части $H_1 = 3,75$ м (график 3), что соответствует первой категории дорог по СНиП 2.05.02-85. При уменьшении ширины проезжей части дороги (график 4, $H_2 = 3,0$ м, четвертая категория дорог) допустимая скорость движения по условиям вписываемости существенно снижается.

Из-за бокового смещения действительный резерв ширины проезжей части необходимо уменьшить на величину ΔY , а величину угла $\beta(k_0, \alpha_{um})$ – на угол θ . Кроме того, вследствие юза и буксования гусениц фактическая кривизна отличается от расчетной: $k_\phi = k_p \cdot B / L$.

Для обеспечения своевременной компенсации отклонения направления движения необходимо также ограничить путь, пройденный машиной до выхода на обочину дороги

$$S = \int \int \dot{V}(t - \sum t_i) dt,$$

где $\sum t_i$ включает время, необходимое водителю для оценки отклонения движения (прогнозирование) и принятия решения; время двигательной реакции человека; время запаздывания в СУП; время продолжительности переходного процесса изменения направления движения.

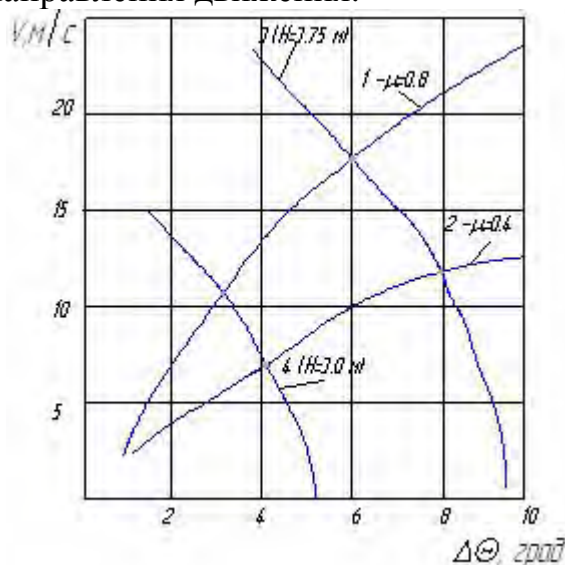


Рисунок 2.11 – Зависимость предельной скорости движения машины от отклонения направляющего угла

Соответствующая величина, на которую уменьшается угол поворота машины, составляет $\Delta\beta_3 = k_\phi \iint_t \dot{V} \cdot dt$.

С учетом дивергенции отклонения вектора траектории движения, ограниченного быстродействием системы, действительный угол поворота машины гораздо меньше расчетного $\beta(k_\phi, \alpha_{um})$ и составляет:

$$\beta_\phi = \beta(k_\phi, \alpha_{um}) - \theta - \Delta\beta_3 - \Delta\theta.$$

Аналитическую зависимость коэффициента фазовой напряженности k_ϕ от частоты можно определить по передаточной функции управляемого объекта с учетом динамики системы управления поворотом. Последнее определяется следующим образом. Как следует из экспериментальных данных, при движении с большой скоростью регулирование направления движения осуществляется включением тормоза поворота. Полное торможение гусеницы (включение остановочного тормоза отстающего борта) осуществляется лишь при сравнительно низких скоростях движения. Поворот с переменной кривизной при буксующих фрикционных элементах механизма поворота, ввиду нестабильности процесса трения, применяется, главным образом, для компенсации увода машины от заданного направления. При движении с большой скоростью, когда актуально исследование управляемости и устойчивости по малодеформируемым грунтам, эффективность таких управляющих воздействий незначительна.

Нелинейная характеристика системы управления поворотом определена в виде функции заданной кривизны k_ϕ траектории при установившемся движении от угла поворота штурвала. Для машины, оснащенной системой управления с дискретными свойствами (например, ПМП), характеристика является существенно нелинейной, петлеобразной с зоной нечувствительности и ограничением координаты (насыщением). Она приведена на рисунке 2.12. Параметры нелинейности составляют: зона нечувствительности $m = 5^\circ$; ширина петли $b = 22^\circ$; ограничение координаты $c = k_\phi$, при учете буксования движителя $k_{z\phi} = 0,10$, а без учета - $k_{zm} = 0,15 м^{-1}$ независимо от номера включенной передачи и соответствует релейной общего вида с опережающими петлями. Угловая скорость поворота с увеличением номера передачи и подачи топлива (частоты вращения вала двигателя) возрастает.

Экспериментальные исследования показывают, что при положении $\alpha_{шт}$ в зоне нечувствительности характеристики СУП $\alpha_{um} < 5^\circ$, когда выключается блокировочный фрикцион МП, а тормоз поворота еще не включен, траектория зависит от условий движения. При незначительном сопротивлении дороги с покрытием траектория является прямолинейной. В других условиях наблюдается самопроизвольное отклонение траектории движения машины от прямолинейного, в том числе, возможно, и в сторону, противоположную повороту штурвала при действии продольных сил, формируемых макропрофилем дороги или ускорением \dot{V} . При движении с большой

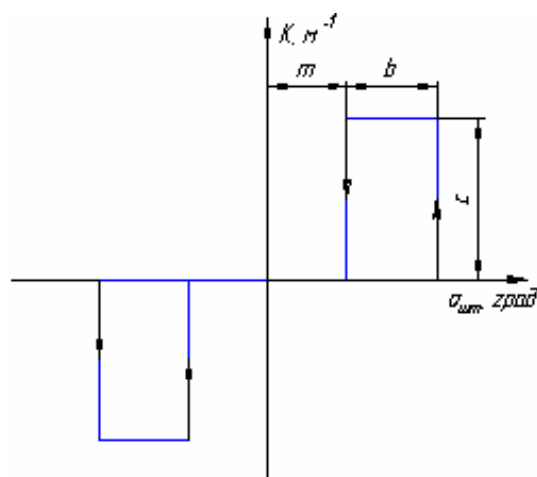
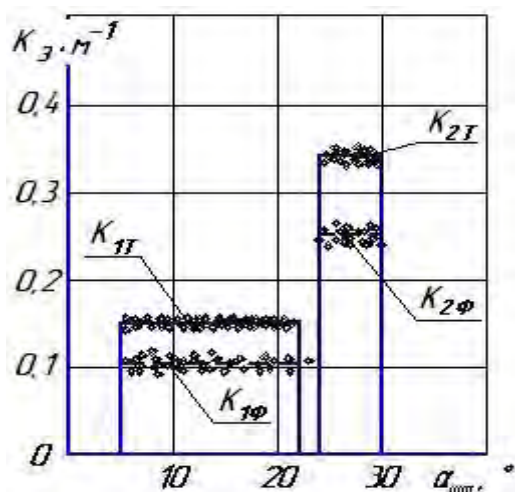
скоростью режим, при котором происходит поворот со второй расчетной кривизной $k_2 (k_2 = B^{-1})$, не используется по условию предотвращения бокового заноса. При симметричном гармоническом управляющем воздействии $\alpha_{ум} = A \cdot \sin(\omega \cdot t)$, реакцией системы управления $k_3(\alpha_{ум})$ является дискретная периодическая импульсная функция. Если рассматривать дорожную кривизну как случайную величину, то управляющая функция является случайной импульсной функцией со случайной протяженностью импульсов и случайными интервалами между ними по пути s .

Рассматривая дорожную кривизну $k_0(s)$ как вход системы управления, даже без учета динамических свойств водителя, можно сказать, что она осуществляет нелинейное преобразование дорожной кривизны в управляющую функцию k_3 , принимающую два дискретных значения: 0 или k_1 , т.е.

$$k_3 = \phi(k_0(s)) = \begin{cases} 0, \\ |k_1|. \end{cases}$$

Для исследования динамических свойств гусеничной машины с учетом дискретных свойств системы управления поворотом необходимо формальное описание релейной характеристики. В зависимости от способа решения характеристика системы задается в кусочно-линейной форме:

$$K_3(\alpha_{ум}) = \begin{cases} 0, & \text{при } 0 \leq \phi \leq \phi_1; \\ k_1, & \text{при } \phi_1 < \phi \leq \phi_2; \\ 0, & \text{при } \phi_2 < \phi \leq \pi + \phi_1; \\ -k_1, & \text{при } \pi + \phi_1 < \phi \leq 2\pi - \phi_2; \\ 0, & \text{при } 2\pi - \phi_2 < \phi \leq 2\pi. \end{cases}$$



* – фактические значения

Рисунок 2.12 – Зависимость заданной кривизны поворота гусеничной машины от угла положения штурвала и схематизация нелинейной характеристики

При приближенном решении (при гармонической линеаризации нелинейной характеристики) управляющая функция определяется по уравнению:

$$k_3(\alpha_{um}) = e^{-\tau \cdot s} (q + q') \cdot \alpha_{um},$$

где q и q' – коэффициенты гармонической линеаризации [7]:

$$q(A) = \frac{2 \cdot c}{\pi \cdot A} \cdot \left(\sqrt{1 - \frac{b^2}{A^2}} + \sqrt{1 - \frac{m^2 \cdot b^2}{A^2}} \right).$$

$$q'(A) = \frac{2 \cdot c \cdot b}{\pi \cdot A^2} \cdot (1 - m), \text{ при } A > b$$

На статической характеристике нет координаты времени, а петлеобразность характеристики отражает нелинейность координатного запаздывания реакции. Для учета запаздывания во времени вводится трансцендентное звено чистого запаздывания $e^{-\tau s}$.

Для машин, оснащенных системой управления поворотом с непрерывными свойствами – дифференциальным гидрообъемным механизмом поворота, угловая скорость поворота является функцией двух управлений α_{um} и α_{nm} и не зависит от номера включенной передачи.

Теоретическая кривизна на различных передачах пропорциональна углу поворота штурвала, чувствительность кривизны $\frac{\partial k}{\partial \alpha_{um}}$ с увеличением номера передачи снижается.

Максимальные значения кривизны на j передаче соответствуют условию движения без бокового заноса. Характеристика системы, т.е. зависимость заданной угловой скорости от угла поворота штурвала, также является существенно нелинейной и содержит зону нечувствительности, насыщения по расходу и давлению; является петлеобразной типа вязкого трения. Коэффициенты гармонической линеаризации этой характеристики отличаются от рассмотренной ранее [11].

Вторая составляющая фазового угла управляемого объекта определяется по дифференциальному уравнению вращательного движения. Для машин с гармонически линеаризованной характеристикой гидрообъемной передачи системы управления поворотом, а также нелинейной упругостью соединительных валов трансмиссии и рабочих ветвей гусениц она определяется отношением разности моментов поворачивающего и сопротивления к моменту инерции, скоростью движения, геометрической схемой расстановки опорных катков, а также податливостью элементов силового блока. Движение вокруг вертикальной оси описывается дифференциальным уравнением четвертого порядка. Фаза реакции машины определяется в соответствии с уравнением (1.17):

$$\varphi_M(\omega) = \begin{cases} -\arctg \frac{A_1\omega - A_3\omega^3 + K_{OB}q'(a)}{\omega^4 - A_2\omega^2 + A_0 + K_{OB}q(a)}, & \text{при } \omega^2 \leq \frac{E_M}{a_1} \\ -\pi - \arctg \frac{A_1\omega - A_3\omega^3 + K_{OB}q'(a)}{\omega^4 - A_2\omega^2 + A_0 + K_{OB}q(a)}, & \text{при } \omega^2 > \frac{E_M}{a_1} \end{cases},$$

где A_0, \dots, A_4 – коэффициенты дифференциального уравнения, определяемые параметрами конструкции машины и системы управления поворотом; E_M, a_1 – соответственно приведенная жесткость системы и момент инерции относительно вертикальной оси.

Дифференциальное уравнение вращательного движения машины с дискретной системой управления поворотом определяется из общего при жесткой механической характеристике гидрообъемной передачи, т.е. без учета ее динамических свойств, а коэффициент усиления K_{OB} – определяется по кинематической схеме трансмиссии. По сравнению с исходным порядок уравнения снижается до второго. Фаза определяется по уравнению:

$$\varphi_M(\omega) = \begin{cases} -\arctg \frac{a_2\omega}{E_M - a_1\omega^2} - \frac{K_{OB}q'(a)}{A_0 + K_{OB}q(a)} - \frac{\Delta l}{B}, & \text{при } \omega^2 \leq \frac{E_M}{a_1}; \\ -\pi - \arctg \frac{a_2\omega}{E_M - a_1\omega^2} - \frac{K_{OB}q'(a)}{A_0 + K_{OB}q(a)} - \frac{\Delta l}{B}, & \text{при } \omega^2 > \frac{E_M}{a_1}. \end{cases}$$

Зависимость коэффициента фазовой напряженности от частоты для машин с различной удельной мощностью и системой управления поворотом приведена на рисунке 2.13.

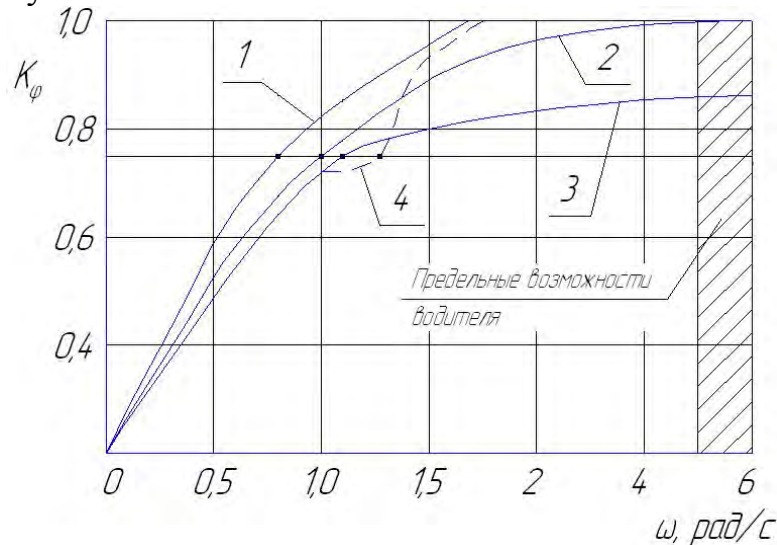


Рисунок 2.13 – Зависимость коэффициента фазовой напряженности реакции машины от частоты управляющего воздействия:

1 – удельная мощность 12,8 кВт/т, дискретная система управления поворотом; 2 – удельная мощность 17,0 кВт/т, дискретная система управления поворотом; 3 – удельная мощность 17,0 кВт/т, непрерывная система управления поворотом; 4 – то же, что и 3 при проявлении нелинейности системы управления поворотом «насыщения по давлению»

Для машины с низкой удельной мощностью (12,8 кВт/т – график 1) и дискретной системой управления поворотом подвижность ограничивается

значением функции $k_{\varphi}(\omega)$ в точке с координатами $\omega_{np} = 0,8$ рад/с, $k_{\varphi}(\omega) = 0,75$. При движении по тестовой змейке прогнозируемая скорость определяется по формуле $V = \frac{\omega_{np} \cdot \Delta s}{\pi}$ км/ч. Результаты расчета для четырех значений длины полуволны Δs (20, 30, 40 и 50 м) приведены в таблице 7. Аналогично прогнозируется скорость для других машин. С повышением удельной мощности машины на 25% (до 17,0 кВт/т, график 2) возрастает предельная частота процесса $\omega_{np} = 1,0$ рад/с, при которой $k_{\varphi}(\omega) = 0,75$, соответственно и прогнозируемая скорость движения на тестовой змейке. Эти данные согласуются с результатами экспериментальных исследований. Для машин с непрерывными свойствами СУП (график 3) $\omega_{np} = 1,1$, а расчетное значение скорости гораздо (на 8...12 %) выше, чем для машин с дискретными свойствами СУП и существенно превышает экспериментальные значения (в таблице отмечены знаком *). Следовательно, при прогнозировании подвижности машин, оснащенных гидрообъемными механизмами поворота, необходимо учитывать ограничение скорости по тяговым возможностям.

Подвижность машин с различными СУП существенно отличается при движении по дороге с сухим малодеформируемым основанием и со случайной функцией изменения кривизны траектории. Для машин с дискретными свойствами СУП цикличность включения механизма поворота достигает 96 на километр пути, $\omega_{np} = 5$ рад/с, а средняя скорость не превышает 35,8 км/ч, ограничивается предельными возможностями водителя по компенсации быстрых отклонений.

На высших передачах установившегося криволинейного движения не наблюдается, каждый поворот машина проходит за несколько периодических включений расчетной кривизны. Это обеспечивает движение по траектории, близкой к требуемой. Для движения по дороге с допустимым отклонением от заданной траектории водитель должен создавать не только упреждающее управление, но и компенсировать отклонения, которые реализуются с запаздыванием. Чтобы обеспечить движение машины по требуемой траектории, водитель вынужден осуществлять управление по сложному закону периодическим включением и выключением механизма поворота. Для вывода машины из неустановившегося криволинейного движения необходимо не только «сбросить» управляющее воздействие, но и приложить поворачивающий момент противоположного знака. В результате машина из поворота выходит, но это состояние не фиксируется, а начинается поворот в противоположную сторону с непрерывно возрастающей скоростью, пока не изменится знак управления. Такое движение машины представляется как совокупность периодических бросков из одной стороны в другую от требуемой траектории. Движение машины в таком режиме оценивается водителем как трудноуправляемое. Вписывание в ограниченный коридор достигается снижением скорости движения. Кроме того, при движении по малодеформируемому грунту с ограниченными сцепными свойствами боковые

ускорения при дискретном управлении приводят к существенным по модулю и быстрым, некомпенсируемым водителем отклонениям траектории. Необходимая точность траектории достигается снижением скорости движения. Для машин с непрерывными свойствами СУП цикличность включения МП также связана с необходимостью компенсации отклонения траектории, частота включения механизма поворота сокращается в шесть раз и составляет 16 на километр пути, а средняя скорость движения машины увеличивается лишь в 1,3 раза и составляет 46 км/ч. Это связано с проявлением существенной нелинейности характеристики СУП – насыщением по давлению (ограничение координаты). При высокой цикличности включения МП возрастает требуемый поворачивающий момент для преодоления инерционной составляющей момента сопротивления. Это приводит к перегрузке ГОП, срабатыванию предохранительных клапанов, переходу рабочей жидкости в двухфазное состояние (из-за аэрации, вспенивания или кипения), соответственно, снижению механической жесткости характеристики и предельной частоты $\omega_{np} = 1,3$ рад/с при $k_{\phi}(\omega) = 0,75$ (график 4).

На основе проведенных исследований предлагается следующая последовательность прогнозирования подвижности гусеничной машины при криволинейном движении. Исходными данными являются: геометрические и упруго-инерционные параметры машины, определяющие фазово-частотную характеристику, удельная мощность, характеристики тяговая и системы управления поворотом; спектральная плотность дорожно-грунтовых условий движения, кривизна дороги $S_k(\omega)$ и ее ширина $S_H(\omega)$, а так же коэффициента сопротивления повороту $S_{\mu}(\omega)$. На основе обратного преобразования Фурье определяются функции пути параметров дорожно-грунтовых условий $k(s), H(s), \mu(s)$.

Таблица 7 – Результаты прогнозирования подвижности

Удельная мощность кВт/т	Система управления поворотом	Предельная цикличность включения ω_{np} (рад/с) при $k_{\phi}(\omega) = 0,75$	Средняя скорость движения (км/ч)						
			по тестовой «змейке» на деформируемом грунте при длине полуволны Δs , м.				по дороге с малодеформируемым грунтом и случайным изменением направления		
			20	30	40	50	N*	V _{ср} , км/ч	ω_{np} (рад/с)
12,8	дискретная	0,8	25	28	30	37	нет данных		
17,0	дискретная	1,0	26	35	45	47	96	35,8	6,0
17,0	непрерывная	1,1	24*	34,8*	46*	48*	16	46,0	1,3
			25,2	37,8	50,4	63			

N* – цикличность включения на километр пути

В дальнейшем производится определение параметров нелинейности системы управления, динамических свойств ($t_{3\omega}, t_{1\omega}$) гусеничной машины и водителя, коэффициент фазовой напряженности $k_{\phi}(\omega)$, составляющие угла

поворота машины $\beta(k_d, \alpha_{шт})$, цикличность включения механизма поворота и частота процесса регулирования направления движения. Кроме того, вводятся ограничения: условия вписываемости, психологические свойства водителя выполнения функции звена обратной связи, перегрузки ГОП, буксование гусеницы забегающего борта, по тяговым возможностям и боковому заносу. На основе этих данных и имитационного моделирования движения машины производится расчет скорости движения как наименьшей по вышеприведенным ограничениям. Полученные результаты статистически обрабатываются, определяется спектральная плотность скорости движения и числовые характеристики функции распределения по пути.

Реализация такого подхода позволяет не только прогнозировать быстроходность машины по ее динамическим свойствам, но и решать обратную задачу повышения скоростных свойств дифференцированным сокращением отдельных ограничений при автоматизации управления движением. Сформулированы требования к автоматизированной системе, в частности по созданию форсирующего управления, компенсации быстрых отклонений, сокращения цикличности включения механизма поворота водителем. Получены условия движения без снижения скорости по приближенной траектории – окружности предельной кривизны $k = V^2 / \mu \cdot g$, установлены зависимости для расчета эволюты – координат полюса поворота, предотвращающие боковой занос.

2.3 АНАЛИЗ УПРАВЛЯЕМОСТИ БЫСТРОХОДНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ С НЕЛИНЕЙНОЙ СИСТЕМОЙ УПРАВЛЕНИЯ ПОВОРОТОМ

Основные эксплуатационные свойства быстроходной гусеничной машины (БГМ), такие как управляемость и устойчивость, прогнозируются по линеаризованной математической модели движения (1.17). 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.

Анализ управляемости БГМ при существенно нелинейных характеристиках СУП и решение обратной задачи приводится ниже.

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

регулируемым. Последнее позволяет 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, «нейтрале» в трансмиссии, торможении ведущих колес и представлены на рисунке 2.14 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 ($\omega_n=1\text{ рад/с}$).

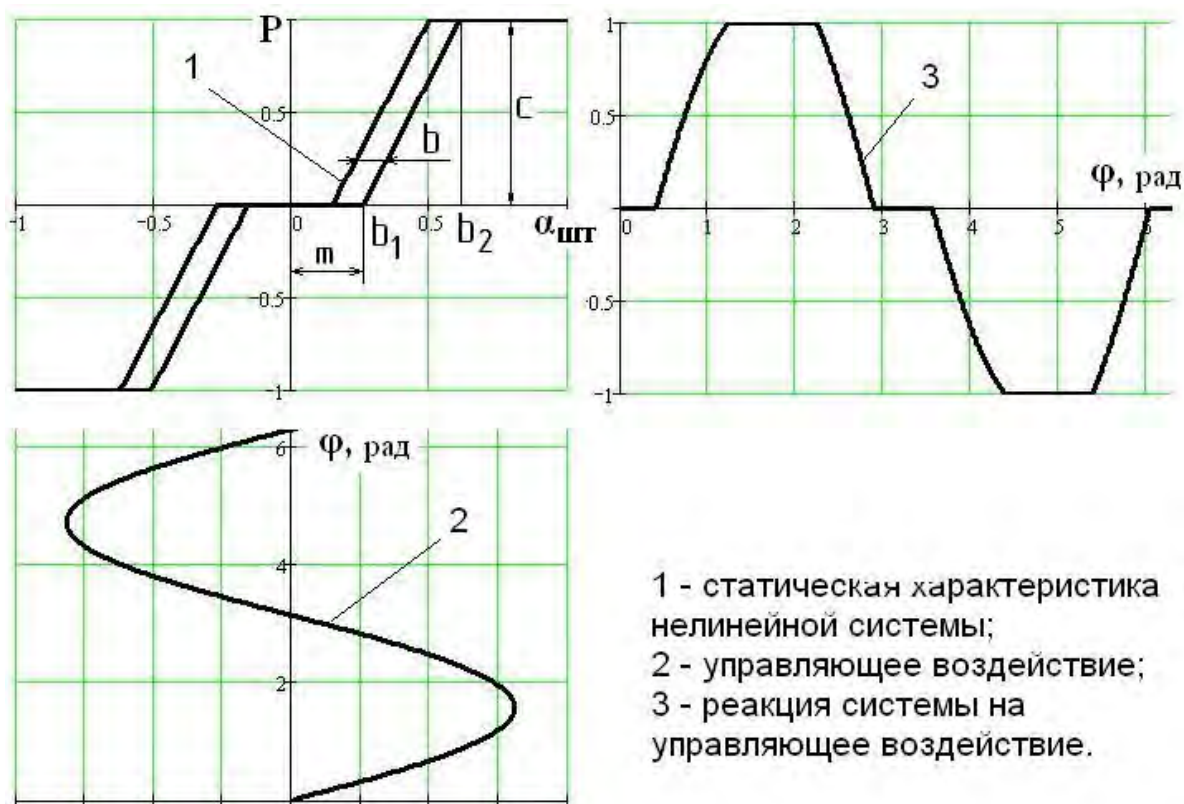


Рисунок 2.14 – Параметры характеристики системы управления поворотом

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:

$$k_3(\alpha_{шт}) = e^{-\tau \cdot s} (q + q') \cdot \alpha_{шт},$$

где q и q' – коэффициенты гармонической линеаризации [11]. 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 рисунке 2.14.

Динамика высокочастотного процесса в ГОП не зависит от длиннопериодического движения, формирующегося упруго-инерционными свойствами гусеничного движителя и корпуса машины. Это позволяет при исследовании процессов в ГОП принять допущения 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:

$$\omega_\varphi = \frac{2r_{BK} K_\omega \frac{1}{I} \alpha_{шт} \left(1 + 0,78 \frac{\omega_N}{\omega_{q0}} \right) \delta \int_0^\tau \dot{\alpha}_{шт} dt \cdot \text{Sign}(\alpha_{шт})}{K_R B(1+K)U_{BF}U_{MC}(1+T_q S) \left(T_{MEX} T_\Gamma S^2 + \left(T_{MEX} + \frac{a_1 \nabla}{C_{MEX}} \right) S + 1 + \frac{a_2 \nabla_M}{C_{MEX}} \right)},$$

в котором T_Γ , T_{MEX} – постоянные времени, учитывающие влияние на переходной процесс инерционных свойств и скольжения системы управления поворотом, а также запаздывания в гидроприводе из-за утечек и сжимаемости рабочей жидкости. Обозначения остальных параметров приведены в главе 1.

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

Корректность математической модели, а также параметры ГОП T_{MEX} и T_Γ 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 рисунке 2.15. Поворот штурвала на угол $2/3 \alpha_{max}$ (30°) осуществляется за 0,17...0,18 с. Давление достигает максимального значения через 0,25с от начала поворота штурвала. Как видно из рисунка 2.15, переходный процесс характеризуется значительным «забросом» реакции относительно установившегося значения ($P_{max}/P_{уст} = 35/20 = 1,75$). После

достижения максимального значения давление в силовой магистрали носит колебательный 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).

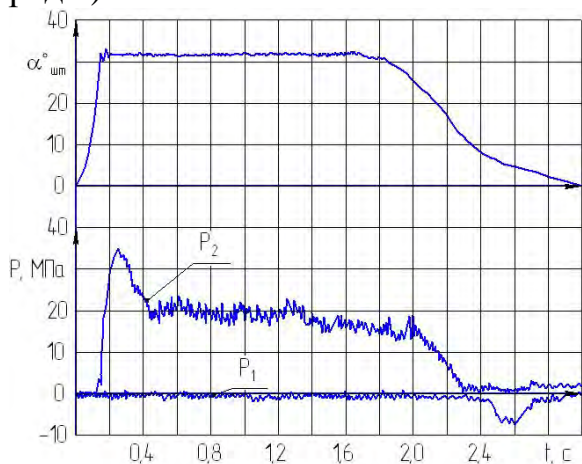


Рисунок 2.15 – Фрагмент осциллограммы – изменение параметров при определении реакции на рывок штурвала

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 $\alpha_{шт} > m$ 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.

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 $T_{мех}=t_{уст}/3$ и составляет 0,20...0,23 с. При известной частоте колебаний $\omega=\beta_1$ с учетом ее

значения можно определить постоянную времени $T_{\Gamma} = \frac{1}{T_{мех}\beta_1^2} \left(1 + \frac{V \cdot a_2}{C_{мех}} \right)$. Для

исследуемого объекта $T_{\Gamma} = (7,79 \pm 0,55) \cdot 10^{-3}$ с. Эту же величину можно определить по известной длительности затухания переходного процесса и по величине реальной части комплексных корней α_1 . Учитывая, что $t_n=3/\alpha_1$, из

формулы, определяющей α_1 , $T_{\Gamma} = t_n \left(T_{мех} + \frac{V \cdot a_1}{C_{мех}} \right)$.

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

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

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

$$\begin{aligned} \operatorname{Re}(a, \omega) = 0; & \quad -A_2 \omega^2 + A_0 - K_{\text{об}} q(a) = 0, \\ \operatorname{Im}(a, \omega) = 0; & \quad A_1 \omega - K_{\text{об}} q'(a) = 0. \end{aligned}$$

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 $q'(a)$:

$$q'(a) = \frac{A_1 \sqrt{(A_0 - K_{\text{об}} q(a))/A_2}}{K_{\text{об}}},$$

и в соответствии с функцией $q'(a)$ определяется

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

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

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 основной 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 рисунке 2.16.

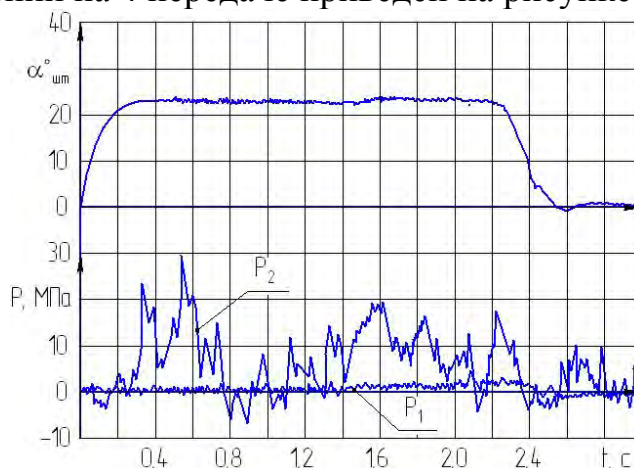


Рисунок 2.16 – Фрагмент осциллограммы – изменение параметров при повороте на IV передаче

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 кинематических параметрах 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 рисунке 2.17 приведены фрагменты осциллограммы изменения параметров при понижении нагрузки.

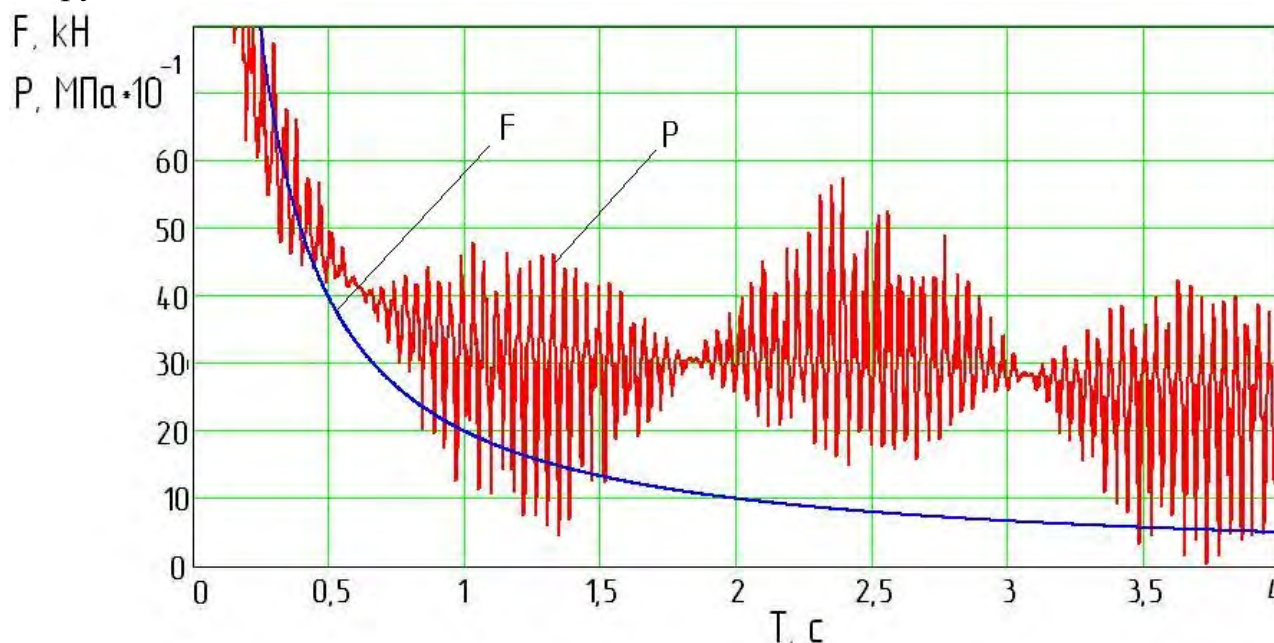


Рисунок 2.17– Фрагмент осциллограммы – изменение параметров при снижении нагрузки на тросе лебедки:

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

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 вибронегативности самой передачи, соединительных шлангов, остановочных тормозов и снижению долговечности элементов. При вибрации тормозов происходит ослабление шпилек крепления к бортовым редукторам, а также снижение реализуемого коэффициента трения во фрикционных элементах. В последнем случае возможно самопроизвольное поступательное движение машины при выполнении технологических операций, что снижает безопасность их выполнения.

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. Момент гидромотора является сложной нелинейной функцией, которая описывается системой дифференциальных уравнений (2.2).

Требуемый рост давления и расход жидкости при переходных режимах ограничиваются 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 неприменим. 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. находиться в соответствии с неравенством

$$M_C + J_Z \delta_\varphi \dot{\omega}_\varphi \leq M_\Pi$$

При знаке равенства и $M_C = k_M \dot{\omega}_\phi$ решением дифференциального уравнения является $\omega_\phi = \frac{1}{k_M} \left(M_{II} - C \cdot \exp\left(-\frac{k_M}{\delta_\phi J_Z} \cdot t\right) \right)$,

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

Из этого уравнения следует, что при постоянном и достаточном для выполнения вышеприведенного неравенства значении поворачивающего момента переходный процесс является аperiodическим (график 1, рисунок 2.18). Если за время реакции гусеничной машины на управляющее воздействие принять время, в течение 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 $\delta_\phi \cdot J_Z$, обратно пропорционально коэффициенту увода C_y или коэффициенту сопротивления повороту.

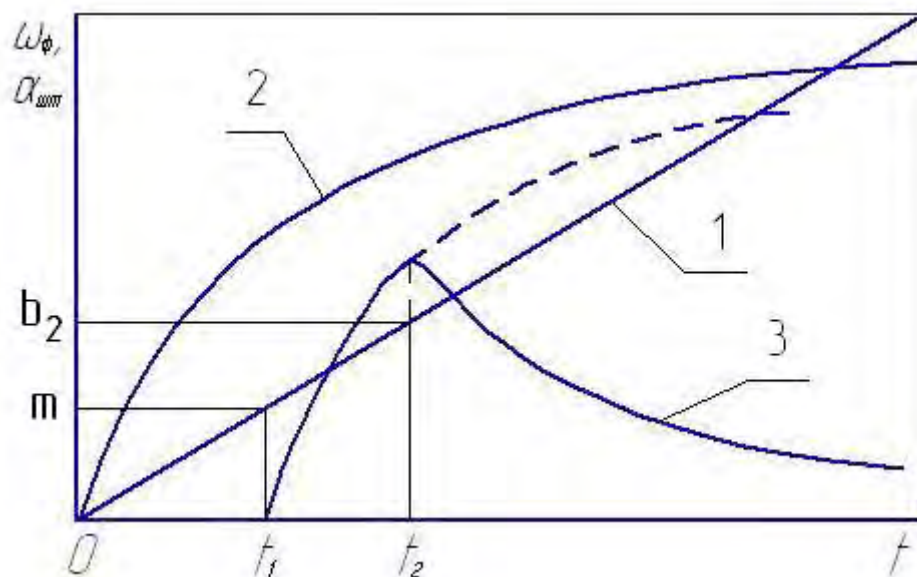


Рисунок 2.18 – Изменение угловой скорости поворота машины с линейной и с нелинейной характеристиками гидрообъемной передачи:

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, рисунок 2.18) 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 угловая

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 рисунке 2.18) 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 значением 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 нечувствительность 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 отклонения 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, ее колебательный режим определяется увеличением значения гидравлической постоянной времени $T_{г}$, 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 (таблица 6). 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) недопустимо, 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 соответствующем увеличении подачи топлива, т.е. переводе 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 поворота 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.

2.4 СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ ПОВОРОТОМ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

Анализ особенностей гусеничной машины как объекта управления с постоянно действующими возмущениями показывает необходимость создания адаптивной автоматизированной системы управления движением с бортовой

микроЭВМ в контуре обратной связи, реализующей алгоритмы адаптивного управления. Созданию такой системы и посвящена данная глава.

Синтез автоматизированной системы возможен для управляемых, наблюдаемых или стабилизируемых систем. Эти свойства определяются по математической модели движения машины как управляемого объекта, включающего тяговый двигатель, двухпоточную бесступенчатую трансмиссию, собственно машину, взаимодействующую через гусеничный движитель с внешней средой, и водителя как звена обратной связи замкнутой системы.

Из результатов экспериментального исследования динамики управляемого движения машины с увеличенными удельной мощностью на 33% и поворачивающим моментом гидропривода, обеспечивающим рост угловых ускорений при повороте на малодеформируемом грунте от 0,7 до 1,1 рад/с², то есть в 1,4 раза, следует, что средняя скорость движения на тестовой змейке с интенсивным изменением кривизны траектории (длина полуволны направляющей синусоиды $\Delta S = 20 \dots 30$ м) гораздо ниже расчетной по силовым условиям поворота при движении по влажному бетону и дернистому грунту. Реализация потенциальных скоростных качеств ограничивается следующими динамическими явлениями:

- условием вписываемости в ограниченный коридор из-за отклонения траектории движения от заданной, вызванного фазовым отставанием реакции на управляющее воздействие при интенсивном изменении кривизны и ее знака, особенно на участках с ограниченной дальностью видимости поворотов дороги;
- скоростью криво– и прямолинейного движения ограничивается случайными «быстрыми», не компенсируемыми водителем, отклонениями направляющего угла;
- снижением управляемости в процессе движения с разблокированным гидротрансформатором при перегрузке двигателя;
- повышенным буксованием движителя при износе грунтозацепов траков.

Анализ перечисленных динамических явлений, путей уменьшения их действия приводится ниже.

При движении по дорогам с интенсивным изменением кривизны точность траектории во многом определяется фазовым отставанием реакции на управляющее воздействие (см. главу 1). Из-за фазового отставания машина не успевает развернуться на требуемый угол относительно касательной заданной траектории движения центра масс и она не вписывается в ограниченную ширину дороги. Возможность сокращения фазового отставания на первом этапе определяется на основе качественного анализа упрощенной модели управляемого движения БГМ не только как сплошного твердого тела, но и с учетом упруго-демпфирующих свойств движителя. В частности, учитывается нелинейная податливость гусениц с резино-металлическим шарниром (РМШ), которыми оснащаются большинство современных БГМ. Такие конструкции обеспечивают требуемый ресурс при ограниченной погонной массе. В то же время, процесс криво– и прямолинейного движения сопровождается

существенными колебаниями корпуса машины относительно вертикальной оси. На деформируемом грунте колебания корпуса происходят относительно гусениц без перемещения траков в боковом направлении. При движении по дорогам с малодеформируемым основанием и низкими сцепными свойствами связи гусениц с грунтом являются неудерживающими. В этих условиях наблюдаются угловые перемещения траков с существенной амплитудой случайного характера, что приводит к отклонению направляющего угла. Росту амплитуд способствует также снижение сцепных свойств, высокий уровень вибронагруженности движителя в спектре частот до 140 Гц. Можно указать множество факторов, от которых зависит формирование указанных колебаний, в том числе такие, как присущие системе нелинейности, случайные возмущения со стороны дороги и другие. Наиболее вероятной причиной может быть асинхронность зацепления ведущих колес с эластичными гусеницами, повышенная асимметричность периодически изменяемой линейной, изгибной и винтовой податливости гусениц с РМШ отдельных бортов.

Из анализа математической модели управляемого движения машины (1.17) следует, что интенсивность входа в поворот зависит от поворачивающего момента, а фазовая частотная характеристика инвариантна, что объясняет экспериментальные данные, приведенные выше. Величина поворачивающего момента гидропривода СУП является необходимым, но не достаточным условием повышения скоростных качеств машин. При достаточном его значении представляется возможным сократить фазовое отставание реакции введением в СУП форсирующего элемента, например, последовательным включением дифференцирующего звена с передаточной функцией $(T_K s + 1)$. При включении форсирующего элемента после устройства сравнения СУП реакция на гармоническое возмущение с частотой ω на выходе дифференцирующего устройства также будет гармонической, но с опережающей фазой ψ_K :

$$\psi_K(t) = \psi_K \sin(\omega t + \phi_K),$$

где ψ_K – амплитуда реакции, $\psi_K = k_{Kz} \omega / \cos(\phi_K)$, z – амплитуда гармонического возмущения, ϕ_K – фаза, $\phi_K = \arctg(T_K \omega)$.

Выбором постоянной T_K можно обеспечить необходимое упреждение сигнала поворачивающего момента, действующего на входе электронного блока второго канала управления гидропривода, например фирмы Sauer (S&SMB), который выполняется с двумя каналами управления — механическим и электронным с пропорциональным регулированием. Последнее позволяет осуществлять регулирование гидропривода по сигналу обратной связи АСУ, дублирующего и дистанционного управления.

Скорость прямолинейного движения по дороге с ограниченными шириной и сцепными свойствами (влажный бетон, обледенелая дорога) ограничивается вписываемостью при «быстрых» отклонениях угловой скорости. Установившаяся ошибка регулирования в полосе частот 0...6 Гц не компенсируется водителем (допустимая $\omega_B < 1$ Гц).

Эти отклонения траектории можно минимизировать введением корректирующего устройства – интегрирующего звена. В пределе установившаяся ошибка регулирования в такой системе имеет конечную величину $\Delta\omega = \Delta\omega_{ВХ}/(1+K_P)$ и уменьшается при увеличении $K_P(M_{II})$ разомкнутой системы.

Однако введение интегрирующего звена в закон управления уменьшает устойчивость системы автоматического регулирования и увеличивает запаздывание в действии результирующего сигнала (поворачивающего момента). Для сокращения запаздывания в закон регулирования вводится одновременно и производная рассогласования, то есть синтезируется пропорциональноинтегриродифференцирующий контур. В такой системе сигнал на выходе содержит составляющие, пропорциональные рассогласованию и интегралу от рассогласования:

$$\omega_K = k_K \left[\Delta\omega_{ВХ}(t) + \frac{I}{T_K} \int_0^t \Delta\omega_{ВХ}(t) dt \right].$$

На основе результатов анализа упрощенной модели движения машины при детерминированном характере возмущений установлена принципиальная возможность уменьшения действия ограничений и реализации потенциальных скоростных качеств при совершенствовании динамических свойств гидропривода СУП.

Синтез оптимального управления реальной многомерной системой при действии стохастических возмущений осуществляется на основе теории аналитического конструирования оптимальных регуляторов при не полностью известных возмущениях. В процессе управляемого движения машина рассматривается как динамическая система с двумя коррелированными входами – возмущениями управления и внешней среды. Взаимная корреляция определяется тем, что возмущения внешней среды через опорные катки воздействуют на корпус и зависят от кривизны траектории k , угловой скорости ω , а следовательно, и от управляющего воздействия $\alpha_{шт}$. Этим вызвано совпадение диапазона частот (0...1,0 Гц) локальных экстремумов спектральных плотностей процессов отклонения S_ω угловой скорости и компенсирующего управления S_α при прямолинейном движении (рисунок 2.19).

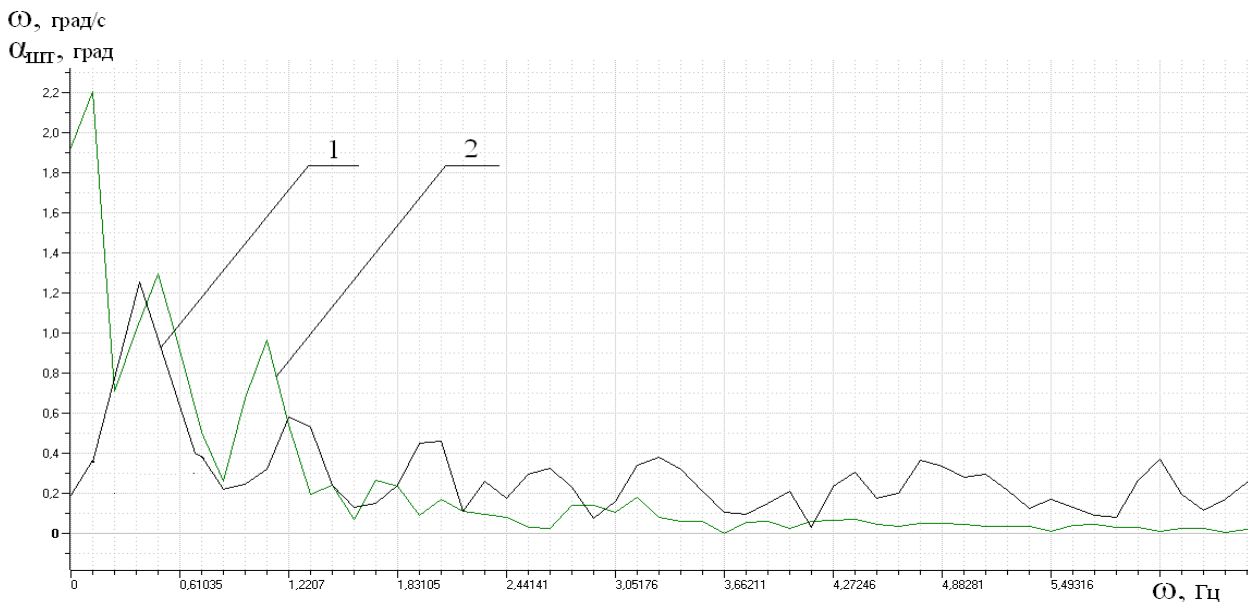


Рисунок 2.19 – Спектральная плотность процессов: 1 – отклонения угловой скорости, 2 – отклонения угла поворота штурвала при прямолинейном движении

Значимость взаимной корреляции определяется составляющей боковой силы, действующей на i -ю пару опорных катков:

$$y_i = Q_{oi} k \sum_{i=1}^n (l_i - \chi) \sin(\theta_i),$$

где Q_{oi} , l_i – вертикальная нагрузка i -й пары опорных катков и продольная координата i -й пары опорных катков относительно поперечной оси симметрии, проходящей через центр масс машины, соответственно, k – кривизна траектории, χ – продольное смещение полюса поворота, θ_i – угол между направлением абсолютной скорости и касательной к заданной траектории. По экспериментальным данным, с ростом скорости до 20 м/с и при кривизне траектории $0,01 \text{ м}^{-1}$ $\theta_i = 0 \dots 10^\circ$.

Для исключения когерентности спектров управляющего воздействия $S_\alpha(\omega)$ и возмущений внешней среды $S_\chi(\omega)$ предусматривается в процессе слежения (управления поворотом) учет управляющих воздействий. В режиме стабилизации прямолинейного движения – компенсация угловой скорости поворота реакции машины на действия возмущений внешней среды при нулевом управляющем воздействии.

Решение задачи оптимального управления заключается в определении экстремали уравнения упрощенного регулятора, то есть представлением плоскопараллельного движения как вращательного, $u(t) = W_P \cdot x(t)$, обеспечивающего минимум функционала, определяющего точность траектории $\Delta \omega_{II}(t)$, и затрат мощности на компенсацию отклонений, пропорциональных управлению $u(t)$:

$$J = \frac{I}{T} \int_0^T (\lambda \Delta \omega^2(t) + u^2(t)) dt \rightarrow \min,$$

где λ – множитель Лагранжа, подлежащий определению.

При устойчивости полинома $A(\omega)$, входящего в дифференциальное уравнение вращательного движения машины, средний квадрат общего решения равен среднему квадрату его частного решения:

$$I_{\text{абсцми}} = \int_0^{\infty} \frac{S(\omega) d\omega}{|A(\omega)|^2 + \lambda^2}.$$

Спектральная плотность возмущений $S(\omega)$ может изменяться в широких пределах. Для наиболее неблагоприятных, «худших» возмущений критерий качества не должен превосходить некоторого предельного гарантированного уровня. Наиболее опасной является спектральная плотность, сосредоточенная на частоте ω_M , на которой достигает максимума сомножитель $\frac{\lambda^2}{|A(\omega)|^2 + \lambda^2}$. В

этом случае спектральная плотность является импульсной δ -функцией Дирака $S(\omega) = N_\alpha \delta(\omega - \omega_M)$, что соответствует гармоническому возмущению. Уравнение оптимального регулятора для наиболее неблагоприятного воздействия определяется непосредственно из вариационного уравнения Эйлера – Пуассона:

$$u = -\frac{k}{1-k} A(\omega)x = \frac{\lambda^2 A(\omega)x}{|A(\omega)|^2 + \lambda^2}. \quad (2.4)$$

Когда условия устойчивости разомкнутой системы не выполняются, то полученное управление не обеспечивает требуемого качества. Хотя при неустойчивом движении затраты мощности на компенсацию отклонений значительно меньше, чем при устойчивом, однако из-за ограниченного быстродействия существующих гидроприводов систем управления поворотом гусеничных машин реализация такого управления является неприемлемой. Дополнительному требованию устойчивости удовлетворяет ограниченное подсемейство уравнений Эйлера-Пуассона, в которые не входят экспоненциально возрастающие члены. Это же относится к режиму стабилизации прямолинейного движения. В режиме слежения необходимо обеспечить качество переходных процессов, а также сокращение фазового отставания реакции на управляющее воздействие, как при стохастическом характере возмущения управления, так и при детерминированном – на тестовых трассах «змейка», «переставка», «вход в поворот» и другие. Таким образом, уравнение оптимального управления может быть представлено в виде:

$$u = \frac{\lambda^2 A(\omega)S(\omega)}{|A(\omega)|^2 + \lambda^2}; S(\omega) = \begin{cases} S_{\Delta\omega}(\omega), 0 \leq \alpha_{\text{шт}} \leq \alpha_{\text{штнч}}, \\ S_{\alpha}(\omega), \alpha_{\text{шт}} > \alpha_{\text{штнч}}, \dot{\alpha}_{\text{шт}} \neq 0. \end{cases}$$

Требуемый режим определяется управляющим воздействием $\alpha_{шт}$: $0 \leq \alpha_{шт} \leq \alpha_{штнч}$ – соответствует режиму стабилизации (индекс «НЧ» означает зону нечувствительности), $\alpha_{шт} > \alpha_{штнч}$ и $\alpha'_{шт} \neq 0$ – соответствует режиму слежения.

При движении на высших передачах, особенно на затяжных поворотах, снижается управляемость из-за падения частоты вращения вала двигателя при его перегрузке, что приводит к разблокировке гидротрансформатора и снижению производительности насоса гидропривода. В этом режиме движения кривизна траектории увеличивается до значения $2/V \text{ м}^{-1}$, ее значение не пропорционально углу поворота штурвала. При несвоевременном переключении передач вниз скорость поступательного движения и угловая в этих условиях снижается до минимума, а движение центра масс происходит по спиралевидной траектории.

Движение по траектории со стабильной кривизной обеспечивается алгоритмом управления – переключением передачи на номер ниже. Такое решение повышает управляемость предотвращением разблокировки ГТ при перегрузке двигателя. Для повышения динамических и скоростных качеств БГМ в процессе поворота в сложных дорожных условиях с непрерывным изменением направления движения целесообразно обеспечить работу двигателя на повышенных оборотах. Снижать скорость движения за счет уменьшения подачи топлива для вписывания в поворот нецелесообразно, т.к. это приводит к уменьшению производительности насоса гидропривода.

В процессе экспериментальных исследований установлено, что после наработки ресурса гусениц 8000 км, в том числе по бетонной трассе – 3000 км высота грунтозацепов уменьшилась на 10,5мм. Это приводит к ограничению скорости движения в процессе поворота по деформируемому грунту вследствие повышенного буксования движителя (скорость прохождения «змейки» снижается на 20...25%).

Автоматизированная система управления движением (АСУД, рисунок 3.20), реализующая адаптивное оптимальное управление, содержит измерители управляющих воздействий (угол поворота штурвала $\alpha_{шт}$, перемещений педалей подачи топлива $\alpha_{пт}$), а также угловой скорости вала двигателя ω_d , скорости движения V , которые электрически соединены через аналого-цифровой преобразователь (АЦП) с бортовой микроЭВМ, формирующей заданную угловую скорость поворота $\dot{\psi}_3$. Этот сигнал с выхода бортовой микроЭВМ подается на электромагнит гироскопического датчика «угловая скорость – ускорение». Выходы гироскопического датчика,

измеряющие отклонение угловой скорости $x = \dot{\psi}_\phi - \dot{\psi}_3$, продольное \dot{V}_x и боковое \dot{V}_y ускорения, соединены через АЦП с бортовой микроЭВМ, а выходы, измеряющие заданную угловую скорость $\dot{\psi}_3$ (управляющее воздействие) и отклонения угловой скорости от заданной (x), соединены с двухканальным анализатором спектра, который на основе быстрого преобразования Фурье

определяет спектральные плотности управляющего воздействия $S_y(\omega)$ и отклонения угловой скорости $S_x(\omega)$, которые вводятся в бортовую микроЭВМ через АЦП.

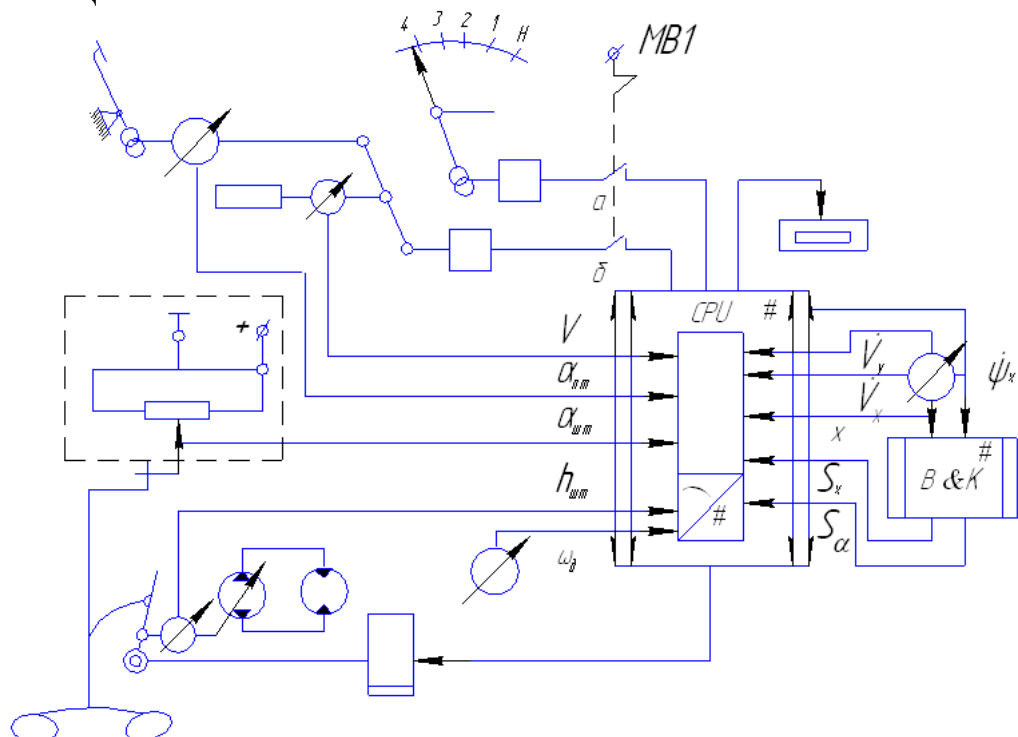


Рисунок 2.20 – Функциональная схема автоматизированной системы управления движением

При движении без бокового заноса в режиме слежения ($\alpha_{шт} > 0$) бортовая микроЭВМ формирует оптимальное управление $u = W_{R1}x$, а в режиме стабилизации прямолинейного движения ($\alpha_{шт} = 0$) $u = W_{R2}x$, и передает сигнал к электрогидравлическому усилителю, который через дифференциальный рычаг перемещает орган управления ГОП и компенсирует отклонение. При возникновении бокового заноса и допустимости движения по приближенной траектории ($\Delta h > 0$) на основе решения обратной задачи динамики бортовая микроЭВМ формирует параметры (курсовой угол и угловую скорость), обеспечивающие движение без заноса $\psi = \psi_3 + \arctg\left(\frac{L\mu \cdot \dot{\psi}^2}{2v}\right)$. Величина этого сигнала передается к блоку управления электрогидравлического усилителя. При недопустимости движения по приближенной траектории ($\Delta h = 0$) сигнал с бортовой микроЭВМ передается к серводвигателю для автоматического снижения скорости.

Для обеспечения возможности движения машины с боковым смещением без отклонения водителем штурвала на дополнительный угол необходимо, чтобы на криволинейных участках отслеживалось отклонение не курсового угла, а угла между направлением абсолютной скорости центра масс и

касательной к желаемой траектории. Значение этого угла может быть определено по следующему уравнению:

$$\Theta_c = \omega_\phi \left(\frac{mv - v^{-1} \sum_{I,n} c_{yi} l_i}{\sum_{I,n} c_{yi}} \right) + \frac{m}{\sum_{I,n} c_{yi}} \cdot \frac{dv_y}{dt}, \quad (2.5)$$

где m – масса машины; c_{yi} , l_i – коэффициент бокового увода и продольная координата i -го опорного катка.

Датчики разработанной системы управления движением позволяют измерять параметры ω_ϕ , v , \dot{v}_y , характеризующие боковой угол. Управление, обеспечивающее минимум отклонения угловой скорости, минимизирует и первую составляющую бокового угла, определяемого по (2.5) с точностью до

коэффициента усиления $K_{\text{oc}} = \frac{mv - v^{-1} \sum_{I,n} c_{yi} l_i}{\sum_{I,n} c_{yi}}$, зависящего от скорости. Для

гусеничной машины массой 18,7 т этот коэффициент с ростом скорости от 10 до 20 м/с экспоненциально возрастает от 0,01 до 0,25. Первое слагаемое бокового угла $\Theta_c(K_{\text{oc}})$ пропорционально угловой скорости поворота и возрастает тем быстрее, чем больше значение линейной скорости.

Предельное по заносу боковое ускорение $\frac{dv_y}{dt} = \mu \cdot g$. При $\mu = 0,8$ второе слагаемое приводит к отклонению бокового угла на $8,344 \cdot 10^{-2}$ рад ($4,5^\circ$) и существенно влияет на точность траектории.

В процессе управления поворотом работа двигателя на характеристике минимального расхода топлива не обеспечивает требуемого качества переходных процессов и точности траектории движения. В связи с этим целесообразен дифференцированный подход к оптимальному управлению движением. В сложных дорожных условиях с непрерывным изменением направления движения для компенсации быстрых отклонений машины целесообразно обеспечить работу двигателя на повышенных оборотах. При движении на прямолинейных участках пути, на марше или в колонне, при стабилизации скорости движения целесообразно обеспечить режим минимального расхода топлива.

Уточнение структуры АСУД и алгоритма ее работы связано также с необходимостью фильтрации ошибок водителя в процессе управления и высокочастотной составляющей отклонения угловой скорости ограниченной амплитуды. Кроме того, введены дополнительные устройства, обеспечивающие кратковременное форсирование гидрообъемной передачи на время переходного процесса и предохранения передачи от перегрузки.

Эффективность АСУД в режиме управления поворотом заключается в повышении средней скорости движения на криволинейных участках трассы. Расчет средней скорости движения по совокупности грунтовых дорог с числовыми характеристиками распределения случайных величин коэффициента сопротивления повороту и кривизны траектории, принятыми в

статистической динамике транспортных машин, показывает, что автоматизация управления позволяет повысить среднюю скорость движения на 19,5 %. При движении по дорогам с твердым покрытием, по грязным или по заснеженным, с большой интенсивностью изменения кривизны траектории, результаты исследования имеют еще большее значение. Во всех условиях движения эффективность АСУД заключается в уменьшении вероятности выхода за ограниченный динамический коридор движения, которая определяется функцией Лапласа.

2.5 ПОВЫШЕНИЕ УПРАВЛЯЕМОСТИ БЫСТРОХОДНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ С ДИСКРЕТНЫМИ СВОЙСТВАМИ МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА

При модернизации многоцелевых гусеничных машин обычно решается задача повышения подвижности за счет увеличения удельной мощности, совершенства ходовой части, трансмиссий, в том числе механизмов и систем управления поворотом.

При движении по малодеформируемым дорогам скорость движения ограничивается в наибольшей степени управляемостью и устойчивостью. Повышение этих свойств достигается при создании гидрообъемных механизмов поворота. Как показано выше, необходимые динамические качества можно обеспечить при высокой установочной мощности этих машин, а также созданием управляемых многопоточных конструкций. Анализ конструктивных решений, обеспечивающих высокие динамические качества при ограниченной установочной мощности ГОП, показывает наличие существенных функциональных ограничений.

Суровые условия эксплуатации машин, ограниченная возможность организации сервисного обслуживания, недостаточная надежность электронных устройств и гидрообъемных передач, а также ограничение стоимости системы управления поворотом приводят к различным предложениям создания гораздо более простых механизмов поворота и систем управления. Эти системы имеют преимущества не только по вышеприведенным свойствам, но и по весовым и объемным показателям, простоте, стоимости, степени конструктивной и технологической отработанности элементов конструкции. К таким системам управления относятся механизмы поворота с дискретными свойствами – многорадиусный и планетарный, которыми оснащены модернизируемые машины. Сравнительные испытания модернизированных машин с увеличенной на 25% удельной мощностью показали, что в характерных условиях движения подвижность машин со ступенчатым механизмом поворота (СМП) лишь на 8-15% ниже, чем с ГОМП, но это достигается более высокой интенсивностью управляющей деятельности водителя. На дорогах с малодеформируемым основанием и интенсивным изменением направления движения – на тестовых трассах «змейка», «переставка» и затяжных поворотах ограниченной кривизны не удается обеспечить высокие динамические качества гусеничных машин,

оснащенных СМП. Поэтому средняя скорость движения в этих условиях в 1,3...1,5 раза ниже по сравнению с ГОМП, возрастает интенсивность управляющих воздействий, число включений МП водителем на километр пути увеличивается в 6...9 раз.

На основе результатов исследования динамики управляемого движения быстроходных гусеничных машин с дискретной системой управления поворотом сформулированы следующие функциональные требования к автоматизированной системе:

- сокращение запаздывания реакции на управляющее воздействие;
- исключение «быстрых» боковых ускорений, превышающих сцепные свойства грунта и не компенсируемых водителем из-за ограничений его психофизиологических возможностей как звена обратной связи за счет плавного регулирования кривизны траектории. При этом чувствительность к управляющему воздействию с ростом скорости поступательного движения должна снижаться, а увеличение подачи топлива должно выполнять функцию форсирующего управления.

Для снижения интенсивности управляющей деятельности водителя необходимо предусмотреть создание обратной связи по управляемой координате – угловой скорости.

Критерием эффективности автоматизированного управления является возможность поддержания максимально возможной скорости V_d , обеспечивающей минимальную разность $|V_m - V_o| \rightarrow \min$, при обеспечении точности траектории и ограничении числа включений механизма поворота водителем. Следует отметить, что в настоящее время опыт автоматизации управления фрикционами механизмов поворота крайне ограничен. Например, при разработке роботизированных комплексов на базе быстроходных гусеничных машин при автоматизации управления направлением движения рассогласование между текущим курсовым углом и необходимым углом направления движения компенсируется включением фиксированного расчетного радиуса. В работах А.М. Кауфмана точность траектории движения достигается импульсным управлением тормозом поворота. Представляется, что эффективность достигается периодическим включением расчетного радиуса, как это и делается квалифицированными водителями.

В этом случае криволинейная траектория будет представлять сочетание прямолинейных и криволинейных участков с расчетной кривизной. При таком дискретном управлении производная курсового угла – угловая скорость и кривизна являются периодическими функциями. В связи с этим создавать по ним обратные связи неэффективно. Управляемой координатой целесообразно принять интегральную величину – курсовой (направляющий) угол. Хотя фактическая кривизна траектории движения k_ϕ отличается от требуемой k_T , но, решая задачу определения зависимости функции заданного курсового угла φ_3 от угла поворота штурвала α_{um} , формы импульсов t_1 , t_2 и скорости движения V $\varphi_3(\alpha_{um}, V)$, можно обеспечить допустимое отклонение курсового (направляющего) угла от касательной требуемой траектории

$\Delta\varphi = (\varphi_0 - \varphi_3) \leq [\Delta\varphi]_{v, \varphi_3(f)}$. В этом случае форма импульсов есть функция $t_1, t_2 = F(\alpha_{um}, v, \Delta\varphi)$. Знак $\Delta\varphi$ означает, что в зависимости от величины и знака отклонения направляющего угла от заданного форма импульсов корректируется.

При определенной скорости движения v заданную угловую скорость ω_3 можно рассматривать как решетчатую функцию $\omega_3 = \omega_3^*(t_1, t_2)$, то есть последовательность прямоугольных импульсов протяженностью t_1 и отстоящих друг от друга на величину t_2 – период квантования.

Компьютерное моделирование выполнено с адаптацией программного пакета «Model Vision Studium». Для этого создана вычислительная процедура, позволяющая решать систему уравнений движения транспортной машины с учетом нелинейности (дискретных свойств) системы управления. Процедура состоит из трех блоков. В первом блоке задается управляющее воздействие, например, в виде гармонической функции. Во втором моделируются дискретные свойства и запаздывание системы управления. В третьем – динамика и реакция машины на управляющее воздействие.

При импульсном управлении, формируемом обратной связью, фактическая кривизна траектории движения отличается от дорожной. Решая задачу определения формы импульсов $t_1, t_2 = F(\alpha_{um}, v, \Delta\varphi)$, можно снизить отклонения угловой скорости, курсового угла, соответственно и обеспечить условия вписываемости машины без снижения скорости движения.

Когда заданная угловая скорость является функцией скорости v или номера включенной передачи, чувствительность к управляющему воздействию с ростом скорости снижается, как в дифференциальном гидрообъемном механизме поворота. Если учет скорости движения возлагается на водителя, управление становится подобно рулевому управлению автомобилем. В таком варианте для обеспечения дозирования управляющего воздействия необходимо существенно повысить предельный угол поворота штурвала.

Для сокращения времени запаздывания реакции на изменение управления вводится форсирующее силовое воздействие. Оно представляет собой импульс поворачивающего момента, достаточного для преодоления инерционной составляющей сопротивления повороту, действующей в течение некоторого времени. Импульс момента формируется системой управления и направлен в сторону изменения направления действия поворачивающего момента. При движении по гармонической трассе форсирующий импульс начинает действовать в момент времени, когда $\dot{\alpha}_{um} \neq 0$. Длительность действия импульса определяется по фазочастотной характеристике.

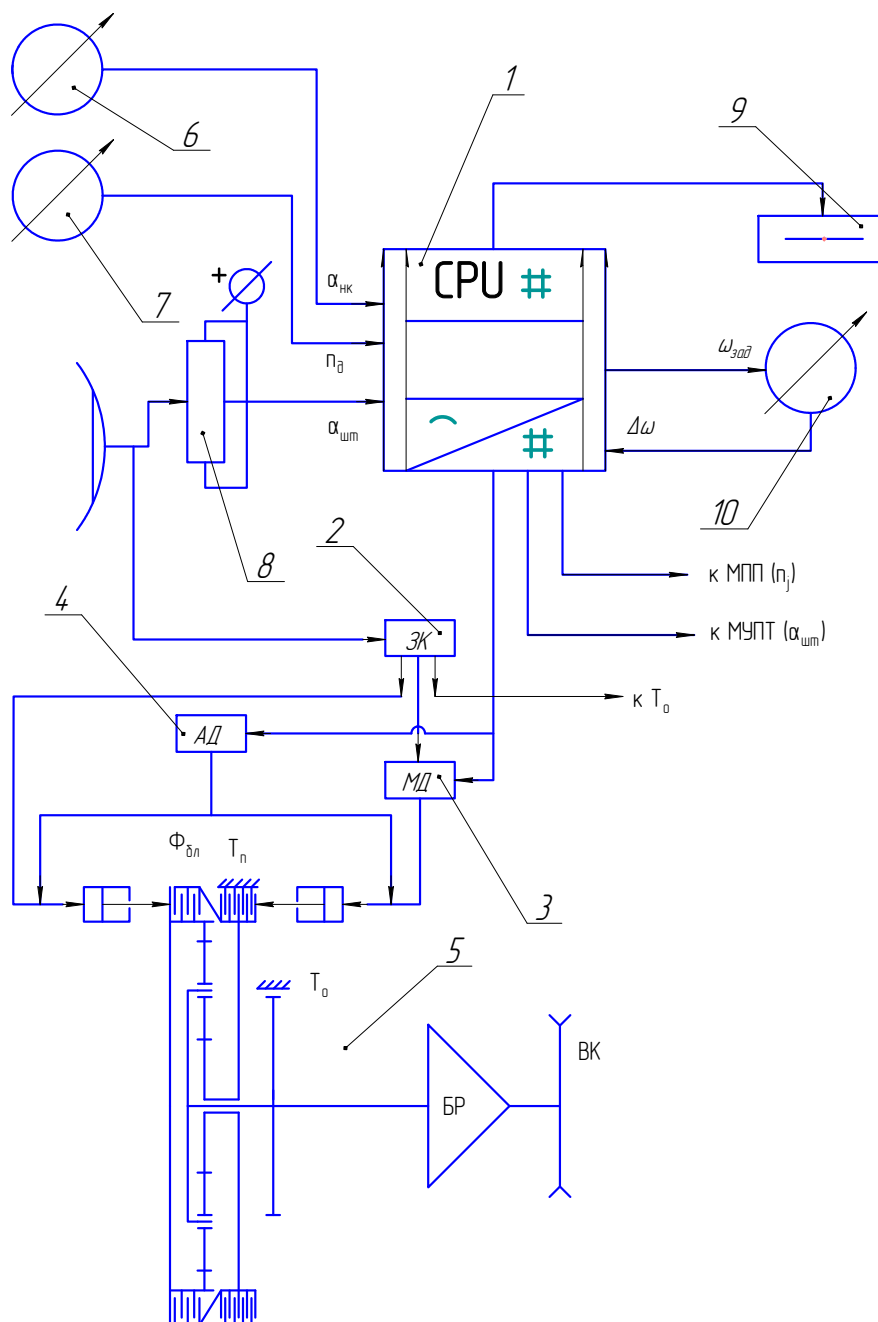


Рисунок 2.21 – Функциональная схема системы управления поворотом

При отклонении угловой скорости от заданной сигнал обратной связи поступает на орган управления модулятора давления. Управление можно обеспечить путем модуляции (глубины и частоты) давления рабочей жидкости в бустере управления тормозом поворота.

Функциональная схема, показанная на рисунке 2.21 (для одного борта), и синтезированная программа управления поворотом обеспечивают:

- создание форсирующего управления при входе в поворот, обеспечивающего повышение качества переходных процессов, в том числе сокращение запаздывания реакции и коэффициента фазовой напряженности;
- при отклонении угловой скорости, направляющего угла от касательной к заданной траектории обратная связь управляет формой импульсов широтно-импульсной модуляции, обеспечивая компенсацию отклонения;

– исключение условий возникновения устойчивых автоколебательных процессов и резонансных режимов в системе управления.

Реализация такой системы импульсного управления позволит повысить динамические качества гусеничной машины с дискретными свойствами системы управления, соответственно, управляемость и подвижность на дорогах с интенсивным изменением направления движения, точность траектории движения на затяжных поворотах при снижении требований к квалификации водителя и интенсивности его деятельности (снижении числа включений механизма поворота водителем).

Однако результаты этого исследования получены без достаточного учета динамических процессов в гидросистеме, предельных возможностей модуляции давления, неустойчивости процессов трения при импульсном управлении и др.

Глава 3

УСТОЙЧИВОСТЬ И УПРАВЛЯЕМОСТЬ ДВИЖЕНИЯ БЫСТРОХОДНОЙ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

Исследование устойчивости движения проводится на основе математической теории устойчивости Ляпунова. Для линейной системы используется первый метод, в соответствии с которым применяется критерий Рауса-Гурвица. Для нелинейных систем строится функция Ляпунова и устойчивость анализируется по прямому (основному) методу Ляпунова.

3.1 ДИНАМИЧЕСКАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ

Вращательное движение гусеничной машины описывается дифференциальным уравнением (1.17) и динамическая устойчивость анализируется на основе первой теоремы Ляпунова [3]. В соответствии с этой теоремой движение является устойчивым, если все вещественные корни и все вещественные части комплексных корней характеристического уравнения, получаемого из дифференциального, являются отрицательными.

Исследование знаков корней характеристического уравнения $S^4 + A_3 S^3 + A_2 S^2 + A_1 S + A_0 = 0$ производится по критерию Рауса-Гурвица. Необходимым условием динамической устойчивости является положительность всех коэффициентов, миноров и определителя матрицы Гурвица, составленной из коэффициентов дифференциального уравнения системы, т.е. $A_3 > 0, A_2 > 0, A_1 > 0, A_0 > 0$:

$$\Delta_2 = \begin{vmatrix} A_3 & A_1 \\ 1 & A_2 \end{vmatrix} > 0 \quad \det = \begin{vmatrix} A_3 & A_1 & 0 \\ 1 & A_2 & A_0 \\ 0 & A_3 & A_1 \end{vmatrix} > 0$$

Учитывая значения параметров конструкции, входящих в коэффициенты $A_0 \dots A_3$, их значения всегда положительны ($A_2 > 0$ при

$T_{МЭХ} < \frac{a_1}{a_2 + E_M T_G}$). Положительность Δ_2 и \det обеспечивается при

$$A_1(A_3 A_2 - A_1) - A_3^2 A_0 > 0.$$

Проведенный анализ показывает, что из последнего неравенства установить определенные соотношения, обеспечивающие устойчивость движения, в конечном виде не удастся. В связи с этим корни характеристического уравнения определяются последовательным исключением отдельных параметров, как это сделано в работе В.И.Красенькова [10]. При этом представляется возможным исследовать зависимость устойчивости движения и характера процесса от параметров конструкции машины. Так, влияние свойств гидрообъемной передачи устанавливается при абсолютно жестких валах трансмиссии и гусеницах

$C_M \rightarrow \infty$. Без учета упругости последний член в уравнении (1.12) равен нулю. Выполнив действия, приведенные в разделе 1.1, уравнение угловой скорости поворота машины, приводят к виду

$$\omega_\phi(S) = L^{-1} \frac{2r_{BK} K_\omega E_M \frac{I_1}{I} \alpha_{um} (1 + 0.78 \frac{\omega_N}{\omega_{q0}}) \delta L \int_0^1 \alpha_{IT} dt \text{Sign} \alpha_{IT}}{K_R B(1+k) U_{BP} U_{MC} (1 + T_q S) (T_{MEX} T_\Gamma S^2 + (T_{MEX} + \frac{a_1 \nabla}{C_{MEX}}) S + 1 + \frac{a_2 \nabla_M}{C_{MEX}})}, \quad (3.1)$$

т.е. по сравнению с (1.17) снижается на два порядка. Устойчивость и качество переходного процесса определяется по корням характеристического уравнения – полинома второй степени S :

$$S_{1,2} = -\frac{1}{2T_{MEX} T_\Gamma} \left(T_{MEX} + \frac{a_1 \nabla_M}{C_{MEX}} \right) \pm \sqrt{\frac{(T_{MEX} + a_1 \nabla_M)^2}{4(C_{MEX} T_{MEX} T_\Gamma)^2} - \frac{1 + a_2 \nabla_M}{C_{MEX} T_{MEX} T_\Gamma}}. \quad (3.2)$$

Первое слагаемое характеризует демпфирование в системе, содержит положительные члены. Учитывая знак минус, это слагаемое всегда является отрицательным. Следовательно, устойчивость движения и качество переходного процесса определяется модулем и знаком двучлена, стоящего под знаком радикала.

В соответствии с первой теоремой А.М.Ляпунова, движение является неустойчивым при положительной вещественной части корня. Применительно к (3.2) это возможно, когда двучлен под знаком радикала положителен и по модулю превосходит первое слагаемое. Последнее условие не может быть выполнено, так как коэффициент a_2 является неотрицательным. При нормальном функционировании скольжение ГОП под нагрузкой несущественно, т.к. характеристика ГОП является весьма жесткой: $C_{MEX} > 0$.

При отрицательном значении разности под знаком радикала оба корня характеристического уравнения являются комплексными

$$S_{1,2} = \text{Re}S + \text{Im}S = -\alpha_1 \pm j\beta_1,$$

где $\text{Re}S$, $\text{Im}S$ – вещественная и мнимая части корней:

$$\text{Re} S = -\alpha_1 = \frac{1}{2T_{MEX} T_\Gamma} \left(T_{MEX} + \frac{a_1 \nabla_M}{C_{MEX}} \right),$$

$$\text{Im} S = \beta_1 = \sqrt{\frac{C_{MEX} + a_2 \nabla_M}{C_{MEX} T_{MEX} T_\Gamma} - \frac{(T_{MEX} + a_1 \nabla_M)^2}{4C_{MEX}^2 T_{MEX}^2 T_\Gamma^2}}.$$

и расположены в левой полуплоскости (график 1 на рисунке 3.1). Комплексным корням соответствует колебательное движение с частотой β_1 , затухающее во времени t по экспоненциальному закону:

$$\omega_\phi(t) = \lambda e^{\text{Re}St} \sin(\text{Im}St + \beta_{01}) = \lambda e^{-\alpha t} \sin(\beta_1 t + \beta_{01}) \quad (3.3)$$

(график 2, сплошная линия на рисунке 3.1). Здесь λ , β_{01} – амплитуда и начальная фаза колебаний, определяются по начальным условиям и по динамическим свойствам системы.

Условие, при котором корни характеристического полинома являются комплексными, определяется по разности под знаком радикала (3.2):

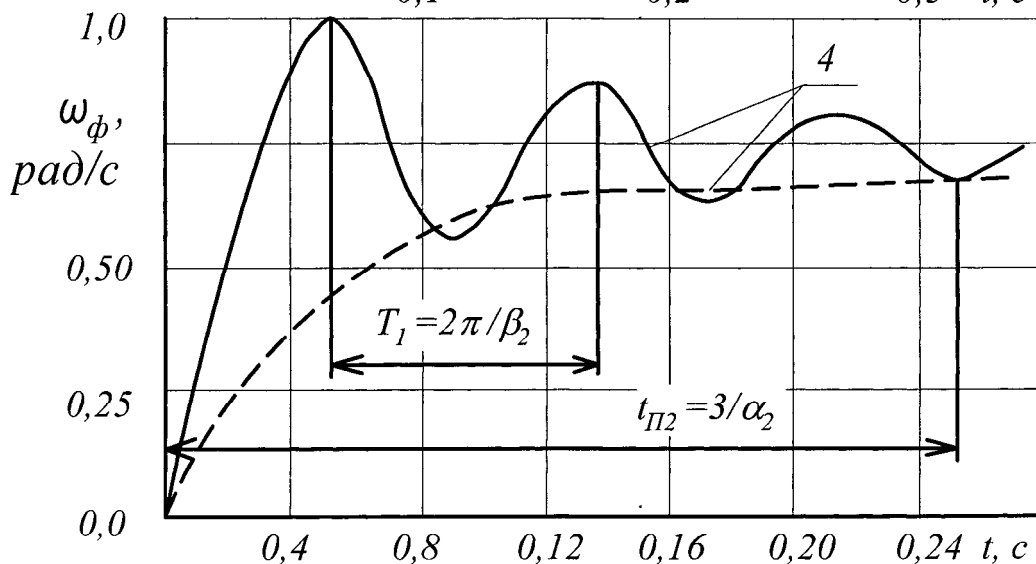
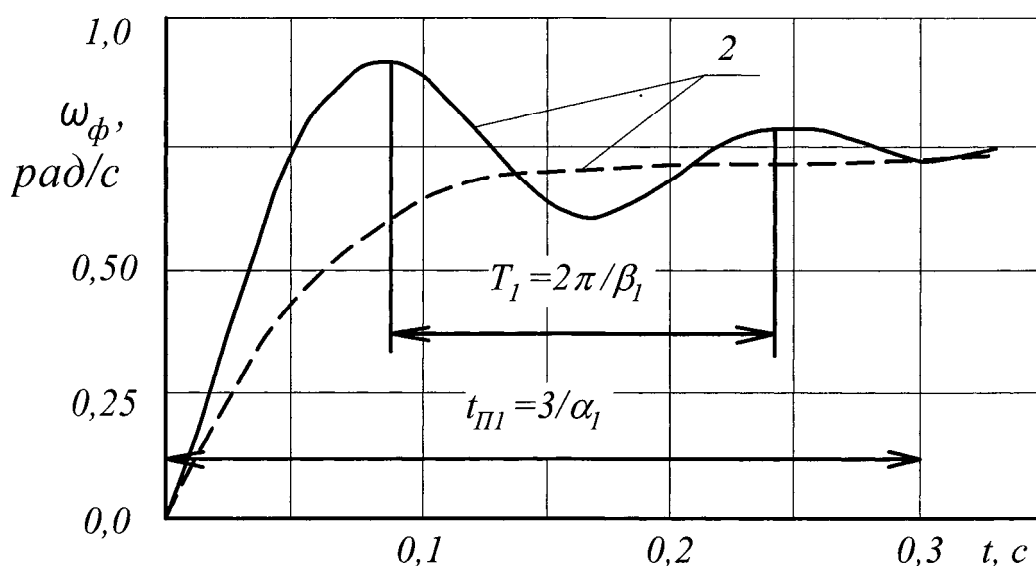
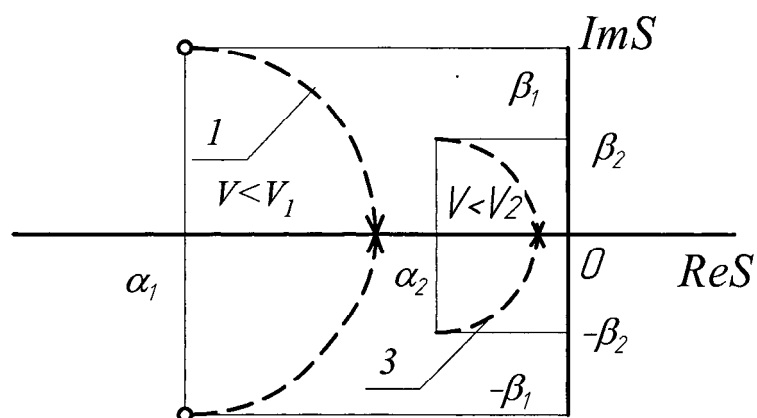


Рисунок 3.1 – Анализ качества переходных процессов по корням характеристического уравнения

$$\frac{(T_{MEX} + a_1 \nabla_M)}{4C_{MEX}^2 T_{MEX}^2 T_\Gamma} < C_{MEX} \nabla_{MEX} a_2.$$

С учетом значения a_2 корни S_1, S_2 являются комплексными, если

$$V \geq \frac{(1 + \eta_\Gamma^2) C_Y \sum_{i=1}^n l_i (l_i - \chi)}{2\eta \frac{C_{MEX}}{\nabla_M} \left[1 - \frac{1}{4T_{MEX} T_\Gamma} \left(T_{MEX} + \frac{a_1 \nabla_M}{C_{MEX}} \right)^2 \right]}. \quad (3.4)$$

Численный анализ неравенства (3.4) показывает, что оно выполняется всегда, кроме случаев, когда постоянные времени ГОП мало отличаются от нуля. Это возможно при жестких трубопроводах, т.е. при нераздельном исполнении гидромашин, незначительных утечках и несжимаемости рабочей жидкости. При выполнении (3.4) движение является высокочастотным колебанием с интенсивным затуханием, при невыполнении движение системы определяется двумя линейно независимыми аperiодическими функциями, возрастающими во времени с неодинаковой интенсивностью, кроме случаев, когда разность под знаком радикала равна нулю:

$$\omega_\phi(t) = C_1 e^{S_1 t} + C_2 e^{S_2 t}, \quad S_1 \neq S_2 \quad (3.5)$$

(штриховая линия графика 2 на рисунке 3.1), C_1, C_2 – постоянные интегрирования.

Влияние податливости валов трансмиссии и ветвей гусениц на качество переходных процессов определяется для случая, когда постоянными времени гидрообъемной передачи можно пренебречь. При этом их влияние на время переходного процесса сокращается, а жесткость механической характеристики ГОП $C_{MEX} \rightarrow \infty$. Выполнив действия в соответствии с алгоритмом, приведенным при получении (1.17), угловую скорость вала гидромотора в изображениях по Лапласу приводят к виду:

$$\omega_{GM} = \frac{K_\omega (a_1 S^2 + a_2 S + C_M)}{a_1 S^2 + \left(a_2 + \frac{\nabla_M a_1 C_M}{C_{MEX}} \right) S + C_M \left(1 + \frac{a_2 \nabla_M}{C_{MEX}} \right)}, \quad (3.6)$$

а угловая скорость поворота машины :

$$\omega_\phi = \frac{2r_B \omega_q K_\omega \alpha_{um} (S) C_M}{K_R B (1+k) U_{BP} U_{MC} (1+T_q S) (a_1 S^2 + a_2 S + C_M)}, \quad (3.7)$$

т.е. также по сравнению с (1.17) снижается на два порядка. Качество переходного процесса определяется по корням характеристического уравнения

$$a_1 S^2 + a_2 S + C_M = 0 \quad S_{3,4} = -\frac{a_2}{2a_1} \pm \sqrt{\frac{a_2^2}{4a_1^2} - \frac{C_M}{a_1}}.$$

По аналогии с исследованием корней (3.2) можно установить, что корни $S_{3,4}$ также могут быть комплексными или действительными, причем

действительная часть отрицательна (график 3 на рисунке 3.1). При комплексных корнях $S_{3,4} = -\alpha_2 \pm j\beta_2$ движение является колебательным с частотой β_2 , затухающим по экспоненциальному закону:

$$\omega_\phi(t) = \lambda_2 e^{-\alpha_2 t} \sin(\beta_2 t + \beta_{02})$$

(сплошная линия графика 4 на рисунке 3.1), а при вещественных неравных корнях $S_3 \neq S_4$ – аперриодическим $\omega_\phi(t) = C_1 e^{S_1 t} + C_2 e^{S_2 t}$ штриховая линия графика 4 на рисунке 3.1).

Условие, при котором корни $S_{3,4}$ являются комплексными, соответствует неравенству $C_M > \frac{a_2^2}{4a_1}$. С учетом значений a_1, a_2

$$C_M > \frac{\left(C_Y \sum_{i=1}^n l_i (l_i - \chi) \right)^2 (1 + \eta_r^2)}{V^2 4\delta_\psi J_Z 2\eta_r}, \quad V > \frac{C_Y \sum_{i=1}^n l_i (l_i - \chi)}{2\sqrt{\frac{C_M \delta_\psi J_Z 2\eta_r}{(1 + \eta_r^2)}}}. \quad (3.8)$$

т.е. характер движения зависит от параметров конструкции гусеничного движителя (C_Y, l_i, η_r), приведенной податливости C_M , инерционных свойств машины $\delta_\psi J_Z$ и скорости движения.

В соответствии с приведенным, сложное движение, определяемое уравнением (1.17), может быть представлено суммой двух движений, определяемых свойствами тягового двигателя, трансмиссии и гусеничного движителя. В этом случае полином 4-й степени можно представить в виде произведения $\prod_{i=1}^5 (S - S_i)$, т.е.

$$\omega_\phi(S) = L^{-1} \frac{2r_{BK} K_\omega C_M \frac{I_1}{I} \alpha_{um} (1 + 0.78 \frac{\omega_N}{\omega_{q0}}) \delta L \int_0^1 \dot{\alpha}_{ПТ} dt \text{Sign} \dot{\alpha}_{ПТ}}{K_R B(1+k) U_{BP} U_{MC} (S - S_1)(S - S_2)(S - S_3)(S - S_4)(S - S_5)}. \quad (3.9)$$

Первые два сомножителя характеризуют преобразование угловой скорости гидромотора в угловую скорость поворота машины с учетом свойств трансмиссии. Третий и четвертый учитывают податливость трансмиссионных валов и гусениц, а пятый – учитывает инерционные свойства тягового двигателя.

3.2 УСТОЙЧИВОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ЛИНЕАРИЗОВАННОЙ СИСТЕМЫ ПО КРИТЕРИЮ РАУСА-ГУРВИЦА

На основе формализации структурных составляющих, входящих в систему уравнений (1.2), математическая модель плоскопараллельного движения гусеничной машины по недеформируемому основанию приводится к виду:

$$\begin{aligned}
m\ddot{x} - m\dot{y}\dot{\psi} &= mg(f_\delta - f_c) \\
m\ddot{y} - m\dot{x}\dot{\psi} + \frac{\dot{\psi}}{V_x} \sum_{i=1}^n Cy_i l_i + \psi \sum_{i=1}^n Cy_i &= 0 \quad . \\
\delta J_z \ddot{\psi} + \frac{\dot{\psi}}{V_x} \sum_{i=1}^n Cy_i l_i^2 + \psi \sum_{i=1}^n Cy_i l_i &= M_\Pi
\end{aligned} \tag{3.10}$$

Из первого уравнения системы (3.10) следует, что ускорение машины в продольном направлении \ddot{X} зависит от избыточной удельной силы тяги по двигателю ($f_\delta - f_c$). Учитывая, что при движении с большой скоростью продольные ускорения незначительны, можно принять скорость движения постоянной, т.е. $\ddot{X} = 0$. В этом случае продольная скорость V_x в математической модели движения рассматривается как независимая переменная - т.е. кинематический параметр движения $\dot{x} = V_x$. Вводя оператор дифференцирования $S = d/dt$, систему приводят к виду:

$$\begin{aligned}
mS^2 + \left(\sum_{i=1}^n \frac{Cy_i l_i}{V_x} - mV_x \right) S + \sum_{i=1}^n Cy_i &= 0 \\
\delta J_z S^2 + \sum_{i=1}^n \frac{Cy_i l_i^2}{V_x} S + \sum_{i=1}^n Cy_i l_i &= M_\Pi
\end{aligned} \tag{3.11}$$

Устойчивость полученной системы определяется по критерию Рауса-Гурвица на основе левых частей уравнений (3.11), характеризующих качество переходных процессов. Исследование проводится по знакам корней характеристического уравнения системы, которое приводится к виду квадратной матрицы:

$$\begin{vmatrix}
mS^2 & \left(\sum_{i=1}^n \frac{Cy_i l_i}{V_x} - mV_x \right) S + \sum_{i=1}^n Cy_i \\
\delta J_z S^2 & \sum_{i=1}^n \frac{Cy_i l_i^2}{V_x} S + \sum_{i=1}^n Cy_i l_i
\end{vmatrix}$$

$$mS^3 \left(m \sum_{i=1}^n Cy_i l_i^2 \right) + mS^2 m \sum_{i=1}^n Cy_i l_i - S^3 \left(\frac{\delta J_z \sum_{i=1}^n Cy_i l_i}{V_x} - \delta J_z mV_x \right) - S^2 \delta J_z \sum_{i=1}^n Cy_i = 0 \tag{3.12}$$

или

$$S^3 \left(\frac{m \sum_{i=1}^n Cy_i l_i^2}{V_x} - \frac{\delta J_z \sum_{i=1}^n Cy_i l_i}{V_x} + \delta J_z mV_x \right) + S^2 \left(m \sum_{i=1}^n Cy_i l_i - \delta J_z \sum_{i=1}^n Cy_i \right) = 0.$$

Исключив S^2 из (3.12), уравнение приводят к виду:

$$S \left(\frac{m \sum_{i=1}^n Cy_i l_i^2}{V_x} - \frac{\delta J_z \sum_{i=1}^n Cy_i l_i}{V_x} + \delta J_z mV_x \right) + \left(m \sum_{i=1}^n Cy_i l_i - \delta J_z \sum_{i=1}^n Cy_i \right) = 0. \tag{3.13}$$

В соответствии с критерием Рауса-Гурвица, система устойчива при положительных членах характеристического уравнения:

$$\begin{aligned} m \sum_{i=1}^n Cy_i l_i - \delta J_z \sum_{i=1}^n Cy_i &\geq 0 \\ \frac{m \sum_{i=1}^n Cy_i l_i^2 - \delta J_z \sum_{i=1}^n Cy_i + \delta J_z m V_x^2}{V_x} &\geq 0 \end{aligned} \quad (3.14)$$

Из (3.14) следует, что устойчивость обеспечивается при

$$m \sum_{i=1}^n Cy_i l_i \geq \delta J_z \sum_{i=1}^n Cy_i.$$

При одинаковых значениях коэффициентов увода $\sum_{i=1}^n Cy_i = mCy$, $m \sum_{i=1}^n l_i^2 \geq n \delta J_z$.

Разрешая (3.14) относительно V_x , получаем, что устойчивость движения обеспечивается при :

$$V_x \leq \sqrt{\frac{Cy}{m} \left(\frac{n \sum_{i=1}^n l_i^2 - \delta J_z \sum_{i=1}^n Cy_i l_i}{\delta J_z m} \right)}. \quad (3.15)$$

Подставляя в выражение $\delta J_z = \frac{m \sum_{i=1}^n l_i^2}{n}$ уравнение (3.15) приводим к виду:

$$V_x \leq \sqrt{\frac{Cy}{m} \left(\frac{n \sum_{i=1}^n l_i^2 - \left(\sum_{i=1}^n l_i \right)^2}{\sum_{i=1}^n l_i} \right)}. \quad (3.16)$$

Уравнение (3.16) совпадает с формулой, полученной Д.А. Антоновым и Г.А. Смирновым для многоосных колесных машин.

Приведенные результаты получены при формировании момента сопротивления повороту силами бокового увода, связанными с деформацией опорных катков. Для машин с неэластичной ходовой частью боковой увод может формироваться скольжением траков по опорной поверхности, а при движении по деформируемым грунтам – боковым сдвигом его слоев. В этих условиях боковые силы и момент сопротивления повороту определяются следующим образом:

$$\begin{aligned} y_{ji} &= Q_{ji} \partial R y_{ji} / \partial \psi_i \\ M_c &= \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^n \frac{\partial R_{ji} / \partial \psi_i (l_i - \chi) \cdot l_i}{\sqrt{(l_i - \chi)^2 + y_j^2}}, \end{aligned}$$

где $\frac{\partial R_{y_{ji}}}{\partial \psi_i}$ – частная производная боковой силы под i – м опорным катком j – го

борта, $\frac{\partial R_{y_{ji}}}{\partial \psi_i} = \begin{cases} C_y \\ \mu \\ F(\tau) \end{cases}$, где C_y – коэффициент сопротивления при

формировании момента сопротивления силами бокового увода; μ – коэффициент сопротивления повороту при скольжении по опорной поверхности; $F(\tau)$ – коэффициент сдвига при боковом смещении грунта.

Соответствующим образом изменяются два последние члена уравнения системы (3.11). При равномерном движении вдоль оси X $V_x = Const$, $\dot{V}_x = 0$, первое уравнение этой системы становится тождеством. В этих условиях устойчивость определяется на основе анализа возмущенного движения, т.е. после действия ограниченных по амплитуде и во времени возмущений управления или внешней среды. Возмущения изменяют начальные условия, приводят к вариации обобщенных координат и скоростей, т.е. к "кинематическим" последствиям $\dot{\psi}^\varepsilon = \dot{\omega}^\varepsilon = \omega + \omega_\varepsilon$, $\dot{y}^\varepsilon = Vy + Vy_\varepsilon$.

Подставляя значение ω^ε и Vy_ε , уравнение возмущенного движения приводят к виду:

$$\begin{aligned} \frac{dVy_\varepsilon}{dt} - \left(V_x + \sum_{i=1}^n \frac{\partial R_{y_{ji}}}{\partial \psi_i} (l_i - \chi) \right) \dot{\omega}^\varepsilon + \sum \frac{\partial R_{y_{ji}}}{\partial \psi_i} Vy_\varepsilon &= 0 \\ \frac{dVy^\varepsilon}{dt} - C_i \dot{\omega}_i^\varepsilon + D_i Vy^\varepsilon &= 0 \\ \frac{d\omega^\varepsilon}{dt} + \frac{\sum_{i=1}^n \frac{\partial R_{H_{ji}}}{\partial \omega_i} (l_i - \chi)}{J_Z V_X} \omega^\varepsilon - \frac{\sum_{i=1}^n \frac{\partial R_{y_{ji}}}{\partial \psi_i} l_i}{J_Z V_X} Vy^\varepsilon &= 0; \\ \frac{d\omega^\varepsilon}{dt} + A_i \omega^\varepsilon - B_i Vy^\varepsilon &= 0, \end{aligned} \quad (3.17)$$

или к дифференциальному уравнению второй степени:

$$\frac{d^2 \omega^\varepsilon}{dt^2} + (A_i + D_i) \frac{d\omega^\varepsilon}{dt} + (A_i D_i - B_i C_i) \omega^\varepsilon = 0. \quad (3.18)$$

В соответствии с первой теоремой Ляпунова движение устойчиво, если все корни характеристического уравнения имеют отрицательную вещественную часть. Применительно к (3.18) для устойчивости движения необходимо выполнение условий:

$$A_i + D_i > 0 \quad \text{или} \quad \frac{m \sum_{i=1}^n \frac{\partial R_{yji}}{\partial \psi_i} l_i^2 + J_Z \sum_{i=1}^n l_i}{J_Z m V} > 0, \quad A_i D_i - B_i C_i > 0.$$

$$\frac{\sum_{i=1}^n \frac{\partial R_{yji}}{\partial \psi_i} l_i^2 \sum_{i=1}^n \frac{\partial R_{yji}}{\partial \psi_i} - \sum_{i=1}^n \frac{\partial R_{yji}}{\partial \psi_i} l_i}{m V^2} + \sum_{i=1}^n \frac{\partial R_{yji}}{\partial \psi_i} \frac{J_Z \sum_{i=1}^n \frac{\partial R_{yji}}{\partial \psi_i} l_i}{J_Z m V} > 0.$$

При равенстве вертикальной нагрузки на опорных катках частные производные $\frac{\partial R_{y_i}}{\partial \psi_i}$ одинаковы, и условие устойчивости движения определяется из системы неравенств в виде ограничения скорости:

$$V_X \leq \sqrt{\frac{\partial R_{y_i}}{\partial \psi_i / m} \left[\frac{m \sum_{i=1}^n l_i^2}{\sum_{i=1}^n l_i} - \sum_{i=1}^n l_i \right]}. \quad (3.19)$$

Вид этого неравенства совпадает с видом (3.16), однако оно является более общим, позволяет определить устойчивость при формировании момента сопротивления повороту различными силами.

В работе Д.А.Антонова [2], посвященной исследованию устойчивости многоосного автомобиля, установлена возможность «плавания» по коридору движения. Это объясняется неустойчивостью бокового движения на небольших скоростях, или неустойчивостью угловой скорости поворота. Для установления подобного явления при движении гусеничной машины система (3.17) представляется в виде уравнения относительно скорости бокового движения V_Y :

$$\frac{d^2 V_{y\varepsilon}}{dt^2} + (A_i + D_i) \frac{dV_{y\varepsilon}}{dt} + (A_i D_i - B_i C_i) V_{y\varepsilon} = 0.$$

Условия устойчивости движения обеспечиваются при положительности коэффициентов и при выполнении неравенств: $A_i + D_i > 0$, $A_i D_i - B_i C_i > 0$, т.е. совпадают с условием устойчивости по параметру ω . Таким образом, как следует из неравенств (3.17) и (3.19), при движении с постоянной скоростью ($V_x=0$) основным параметром конструкции, определяющим устойчивость,

является сумма $\sum_{i=1}^n l_i$.

Изменение координаты центра l_c , например, перемещение его вперед, мало влияет на изменение суммы $\sum_{i=1}^n l_i^2$, но существенно сказывается на величине $\sum_{i=1}^n l_i$ в знаменателе. Поэтому, в случае перемещения центра масс вперед, уменьшаются

положительные члены в $\sum_{i=1}^n l_i$ и увеличиваются отрицательные. Вследствие этого

существенно понижается сумма $\sum_{i=1}^n l_i$ (график 1 на рисунке 3.2) и, следовательно,

значительно вырастает подкоренное выражение и критическая скорость (график 2). Но по мере смещения центра масс вперед и увеличения расстояний до осей, лежащих позади центра масс, уменьшается нормальная нагрузка на опорных катках этих осей, что приводит к уменьшению сил бокового увода задних

опорных катков. Поэтому, несмотря на рост отрицательных членов в $\sum_{i=1}^n Cyl_i$,

сумма может начать увеличиваться, что сопровождается понижением критической скорости. Из приведенного следует, что при смещении центра масс вперед увеличивается критическая скорость лишь в тех пределах, которые могут быть определены из (3.19). Дальнейшее смещение центра масс ведет не к возрастанию, а к снижению критической скорости движения. Из полученных уравнений следует, что чем больше длина опорной поверхности машины L и чем больше

опорных катков, тем больше $\sum_{i=1}^n l_i^2$, тем выше критическая скорость.

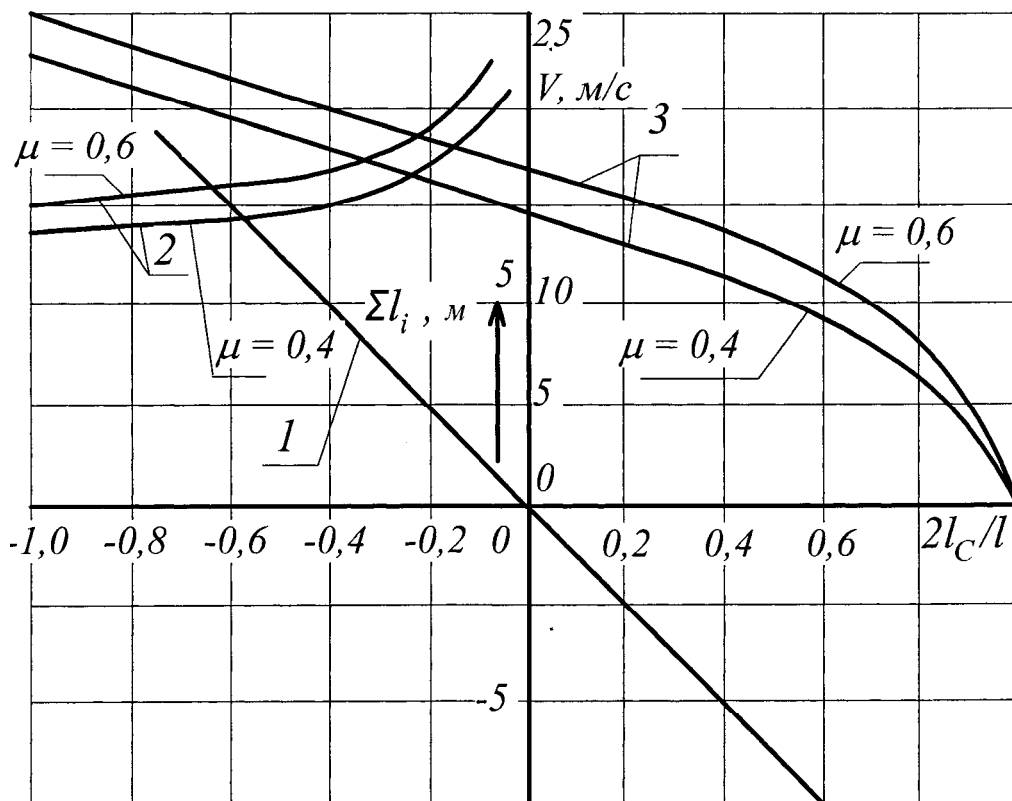


Рисунок 3.2 – Зависимость параметров, определяющих устойчивость движения, от продольной координаты центра масс машины

1 – сумма $\sum_{i=1}^n l_i$; 2, 3 – ограничение скорости по устойчивости и по заносу,

соответственно

При использовании двухрядных опорных катков повышается устойчивость движения. При расстановке опорных катков так, что сумма $\sum_{i=1}^n l_i$ является отрицательной, критическая скорость станет величиной мнимой. В связи с тем, что сумма $\sum_{i=1}^n l_i^2$, определяющая числитель формулы (3.19), состоит из положительных чисел, при изменении различных параметров она изменяется в ограниченных пределах (до нескольких десятков процентов). В то же время сумма $\sum_{i=1}^n l_i$, формирующая значение знаменателя и состоящая из положительных и отрицательных членов, при изменении параметров конструкции может изменяться в несколько десятков раз. Следовательно, для анализа качества влияния различных параметров на критическую скорость можно ограничиться исследованием члена $\sum_{i=1}^n l_i$.

Для большинства дорожных условий критическая скорость превышает максимально возможную по мощности двигателя. Однако в зависимости от знака и модуля суммы $\sum_{i=1}^n l_i$ чувствительность к управляющему воздействию и качество переходных процессов заметно отличаются при движении со скоростью меньше критической.

При разработке математической модели движения машины рассматривалась линейная часть характеристики коэффициента увода. При повороте машины центробежная сила приводит к смещению мгновенных центров вращения ветвей гусениц в направлении движения на величину χ , следовательно, у задних (по отношению к центру масс) условных опорных осей углы увода больше, а коэффициенты увода C_y по абсолютной величине меньше, чем у передних. В этом случае необходимо учитывать не только значение координаты l_i , а и разность $(l_i - \chi l_C)$, где l_C - смещение центра масс относительно середины опорной поверхности.

Учитывая, что $\chi = V^2 LK / 2\mu g$ (K – кривизна, μ – коэффициент сопротивления повороту, g – гравитационное ускорение), увеличение скорости движения и кривизны траектории машины получает нулевое или отрицательное

значение суммы $\sum_{i=1}^n l_i$, машина приобретает свойство избыточной поворачиваемости, что приводит к неустойчивому движению.

Из приведенного следует, что при смещении центра масс вперед скорость ограничивается боковым заносом тем больше, чем дальше смещен центр масс (график 3 на рисунке 3.2), т.е. критическая скорость возрастет лишь в определенных пределах.

Приведенные результаты получены из анализа одного из корней характеристического уравнения системы (3.10). Так как система имеет два нулевых решения $S^2=0$, то устойчивость в общем случае необходимо оценивать на основе прямого (второго) дифференциального метода Ляпунова.

3.3 ОЦЕНКА УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ НА ОСНОВЕ ВТОРОГО (ПРЯМОГО) МЕТОДА А.М. ЛЯПУНОВА

Приведенные в разделе 3.2 критерии устойчивости приемлемы при движении с постоянной скоростью. Задача об устойчивости движения с ускорением осталась нерешенной. Критерий устойчивости получен из предпосылки устойчивости по Ляпунову "в малом". В действительности необходимо оценить устойчивость "в большом". Критерий устойчивости получен из предпосылки, что в качестве начальных возмущений принимаются кинематические последствия возмущающих сил. Правомерность критерия при непрекращающемся воздействии возмущающих сил не установлена. Выбранная расчетная схема и система дифференциальных уравнений движения являются идеализированными математическими аналогами исследуемого движения. Устойчивость реального движения при отклонении параметров системы от исследуемого математического аналога при изменении скорости движения определяется на основе второго метода Ляпунова. Этот метод базируется на теореме Ляпунова об устойчивости движения – если для дифференциальных уравнений возмущенного движения можно найти знакоопределенную функцию V , производная \dot{V} в силу этих уравнений была бы знакопостоянной функцией противоположного знака с V или тождественно равна нулю, то невозмущенное движение устойчиво.

Применение прямого метода требует построения функции Ляпунова. Хотя общих методов построения таких функций нет [3], при решении определенных задач используется метод неопределенных коэффициентов. Применительно к рассматриваемой системе дифференциальных уравнений (3.10) функция Ляпунова определяется в виде квадратичной формы с постоянными коэффициентами:

$$V(t) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n a_{Kj} x_k x_j. \quad (3.20)$$

Коэффициенты a_{Kj} подчиняются критерию Сильвестра, что является достаточным условием определенной положительности квадратичной функции $V(t)$. Таким образом, для того, чтобы квадратичная форма с вещественными коэффициентами была определено-положительна, необходимо и достаточно, чтобы все главные диагональные миноры $\Delta_1, \Delta_2, \dots, \Delta_n$ матрицы ее коэффициентов были положительны.

Устойчивость движения иллюстрируется обычно зависимостью предельной скорости движения от кривизны. Для установления такой зависимости последнее уравнение системы (3.10) выражается через кривизну траектории движения k и ее производные:

$$k = \dot{\psi}/V_X \quad \dot{k} = \frac{dk}{dt} = \frac{\ddot{\psi}V_X - \dot{V}_X\dot{\psi}}{V_X^2} = \frac{\ddot{\psi}}{V_X} - \frac{\dot{V}_X}{V_X}k.$$

При исследовании устойчивости принимается также, что движение происходит без бокового заноса, т.е. $\ddot{Y} \leq \mu g$, что соответствует боковой скорости $V_Y \leq \frac{V_X^3 L k^3}{2\mu g}$.

С учетом приведенного система (3.10) приводится к форме Коши

$$\begin{aligned} \dot{V}_X &= g(f_\delta - f_C) - LV_X^4 k^3 / 2\mu g \\ \dot{k} &= \frac{k}{V_X} \left[-\frac{\sum_{i=1}^n C_Y l_i^2}{J_Z \delta} - \dot{V}_X \right]. \end{aligned} \quad (3.21)$$

Последнее слагаемое в первом уравнении $\frac{L}{2\mu g} V_X^4 k^3$ характеризует продольную составляющую центробежной силы, которая при движении с большой скоростью невелика, и так как по направлению уменьшает величину продольной силы инерции при разгоне, то ею можно пренебречь. Приняв обозначения $V_x = x_1$, $k = x_2$ для системы (3.21), функцию Ляпунова в форме (3.20) записываем в виде:

$$V = \frac{1}{2} (a_{11} x_1^2 + 2a_{12} x_1 x_2 + a_{22} x_2^2),$$

где коэффициенты a_{kj} пока не определены. Критерий Сильвестра для матрицы коэффициентов

$$\begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{12} & a_{22} \end{vmatrix}$$

при $a_{22} = I$ имеет вид $\Delta_1 = a_{11} > 0$, $\Delta_2 = a_{11} - a_{12}^2 > 0$.

Считая, что эти неравенства выполнены, производная функции Ляпунова имеет вид:

$$\dot{V}(t) = (a_{11}x_1 + a_{12}x_2)\dot{x}_1 + (a_{12}x_1 + x_2)\dot{x}_2$$

Вводя сюда значения x_1 и x_2 из уравнений (3.21) с учетом принятых допущений $\dot{V}(t) = (a_{11}x_1 + a_{12}x_2)A + (a_{12}x_1 + x_2)(C + A)x_2/x_1$ или, раскрывая скобки и группируя члены, $\dot{V}(t) = a_{11}x_1A - a_{12}x_2A - a_{12}x_2(C - A) - \frac{x_2}{x_1}(C + A)$.

При $a_1 \neq 0$ эта функция является знакопеременной. Поэтому, не нарушая условия критерия Сильвестра, принимается $a_{12} = 0$. При этом производная функция Ляпунова $\dot{V}(t)$ принимает вид квадратичной формы относительно x_1 и x_2 :

$$\dot{V}(t) = a_{11}n(f_{\delta} - f_C)x_1^2 + \left(-\frac{\sum_{i=1}^n C_Y l_i^2}{J_Z \delta} - g(f_{\delta} - f_C) \right) x_2^2. \quad (3.22)$$

Для того, чтобы результат вычисления по формуле (3.22) был определенно-отрицательным, необходимо и достаточно, чтобы коэффициенты, стоящие при x_1 и x_2 , были $A < 0$, $(C + A) > 0$.

В общем случае при действии центробежной силы величина $C + A$

$$\text{составляет} \quad C + A = \frac{C_Y \sum_{i=1}^n (l_i \pm l_C - \chi) l_i}{J_Z \delta} + g(f_{\delta} - f_C).$$

Разрешая (3.22) относительно χ , получаем:

$$\chi = \frac{-J_Z \delta g(f_{\delta} - f_C) + C_Y \sum_{i=1}^n l_i^2 \pm C_Y l_C \sum l_i}{C_Y \sum l_i}.$$

В то же время $\chi = V_x^2 L k / 2 \mu g$. Приравнявая значения χ и разрешая относительно скорости V_x :

$$V_x \leq \sqrt{\frac{\mu g}{k}} \sqrt{\frac{\left[-J_Z \delta g(f_{\delta} - f_C) + C_Y n \left(\sum_{i=1}^n l_i^2 \pm l_i \sum_{i=1}^n l_i \right) \right] \frac{2}{L}}{C_Y \sum l_i}}. \quad (3.23)$$

Полученное неравенство отличается от условий бокового заноса $V_x \leq \sqrt{\mu g / k}$ на величину коэффициента b , равного значению второго радикала в выражении (3.23).

На рисунке 3.3 приведена интерпретация полученных результатов. В том случае, когда значение под знаком второго радикала b равно единице, ограничение скорости из условия устойчивости по Ляпунову совпадает с условием бокового заноса (график 1 на рисунке 3.3). Когда значение второго сомножителя (3.23) больше единицы ($b > 1$), то ограничение скорости по Ляпунову является менее жестким по сравнению с условием бокового заноса (график 2). Ограничение по Ляпунову является более жестким, когда второй сомножитель (3.23) меньше единицы ($b < 1$) (график 3).

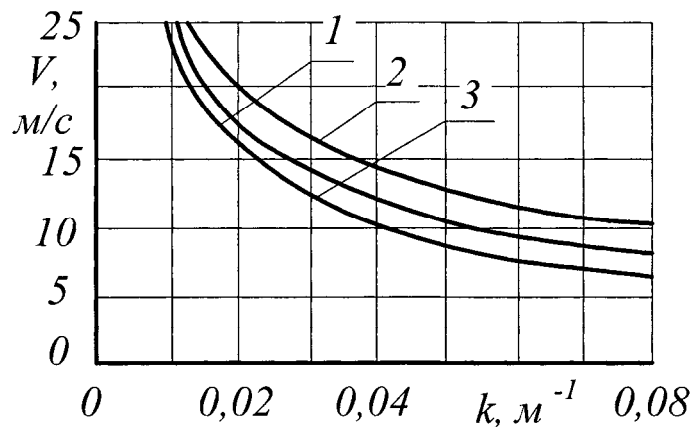


Рисунок 3.3 – Зависимость предельной по устойчивости скорости движения от кривизны

Зависимость предельной скорости по устойчивости движения от ускорения ($\mu = 0,4$ и $0,6$, $k = 0,02 \text{ м}^{-1}$) показана на рисунке 3.4. При движении с ускорением предельная скорость уменьшается, а при движении с замедлением – увеличивается (графики 1 и 2). Уравнение (3.23) получено при равномерном распределении вертикальной нагрузки по опорным каткам. При увеличении подачи топлива или при торможении дополнительная сила тяги в наклонной ветви гусеницы и продольная сила инерции воздействуют на корпус, приводят к динамическому перераспределению вертикальных сил на опорных катках. Центр давлений смещается относительно середины опорной поверхности, при положительном ускорении увеличивается нагрузка на задних опорных катках и уменьшается на передачах, т.к. возрастающая сила тяги приводит к дифференту корпуса машины на корму. Уменьшение вертикальной нагрузки на передних

опорных катках снижает сумму $\sum_{i=1}^n \frac{\partial R_Y}{\partial \psi_i} l_i$ и наоборот, при движении с замедлением увеличивается нагрузка на передних опорных катках, что снижает

величину отрицательных членов слагаемых суммы $\sum_{i=1}^n \frac{\partial R_i}{\partial \psi_i} l_i$. Следовательно,

эта сумма будет расти, а критическая скорость – снижаться. Зависимость критической скорости движения от ускорения с учетом перераспределения вертикальных сил иллюстрируется графиками 3 и 4 на рисунке 3.23. Из графиков следует, что при торможении с большим замедлением вероятно неустойчивое движение. Учитывая, что вследствие юза в процессе торможения уменьшается и коэффициент сцепления, можно ожидать еще большего снижения предельно возможной скорости движения.

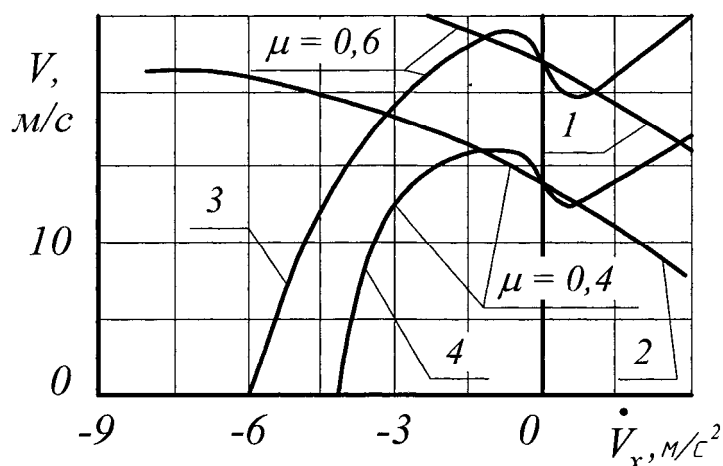


Рисунок 3.4 – Зависимость предельной по устойчивости скорости движения от ускорения:

1, 2 – при равномерном распределении вертикальной нагрузки на опорных катках; 3, 4 – с учетом динамического перераспределения вертикальной нагрузки

Таким образом, на основе неравенства (3.23) предоставляется возможным анализировать устойчивость неравномерного движения в зависимости от геометрических параметров конструкции машины l_j , l_C , величины продольного замедления и ускорения $g(f_\partial - f_C)$. Устойчивость движения необходимо рассматривать с учетом динамического перераспределения вертикальной нагрузки под опорными катками.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Подводя итог теоретическим и экспериментальным исследованиям, можно полагать, что реализация предложенных алгоритмов управления движением транспортных машин позволит существенно повысить их эффективность при снижении уровня требований к квалификации водителя. В то же время, не все научные вопросы решены. В процессе создания реальных конструкций систем будут возникать новые задачи, требующие более глубокого изучения динамических явлений. Некоторые из них, такие как прогнозирование динамической нагруженности, исключение резонансных режимов элементов систем управления, уже решены, но не нашли отражения на страницах монографии. Создание новых конструкций двигателей, например, постоянной мощности с электронными системами управления турбокомпрессором и термодинамическим процессом, новых типов трансмиссий, электронных компонент систем, и др., позволят создавать в дальнейшем более совершенные алгоритмы управления. Развитие теории информации и управления приведет к необходимости совершенствования созданных управляющих программ. Более широкое использование спутниковых систем навигации (ГЛОНАСС, GPS) будет способствовать созданию интеллектуальных транспортных средств.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Благодоров А.А., Держанский В.Б. Динамика управляемого движения гусеничной машины. – Курган: Изд-во КМИ, 1995. - 162с.
2. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей – М.: Машиностроение, 1978. – 216 с.
3. Анапольский Л.Ю. Способы построения функции Ляпунова // Итоги науки и техники. Сер. Общая механика. – М.: ВИНТИ, 1975.–Т.2.
4. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Прогнозирование динамической нагруженности гидромеханических трансмиссий транспортных машин // Приводная техника. – 2007. – № 6 (70). – С. 29–35.
5. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Повышение долговечности фрикционных элементов перспективных гидромеханических трансмиссий // Приводная техника. – 2008. – № 1 (71). – С. 16–22.
6. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Динамика нелинейной системы управления поворотом быстроходной гусеничной машины // Вестник Академии военных наук. – 2008. – № 3 (24). – С. 133-138.
7. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Механика и прогнозирование резонансных режимов металлокерамических дисков перспективных гидромеханических трансмиссий транспортных машин // Известия вузов. Машиностроение. – 2007. – № 11. – С. 15 – 23.
8. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Анализ управляемости быстроходной гусеничной машины с нелинейной системой управления поворотом // Известия вузов. Машиностроение. – 2008. – № 12. – С. 15 – 18.
9. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Прогнозирование динамической нагруженности дотрансформаторной зоны ГМП // Автомобильная промышленность. – 2008. – № 11. – С. 32 – 34.
10. Красеньков В.И. Основы теории управляемости гусеничных машин. – М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1977. – 82с.
11. Попов Е.П., Пальтов И.П. Приближенные методы исследования нелинейных автоматических систем.–М.: Гос. изд. физ. мат. лит., 1960.
12. Савочкин В.А., Дмитриев А.А. Статистическая динамика транспортных и тяговых машин. - М.: Машиностроение, 1993. – 320 с.
13. Савченко В.В., Свистун М.С., Сикорский В.В. Система поддержания работоспособности водителя: результаты испытаний и экспериментальных исследований // Автомобильная промышленность.– 2008.– № 1.– С.32 – 34.
14. Серебряный В.В., Котиев Г.О., Рубцов И.В., Гаврин Н.О., Большакова И.К. Исследование характеристик криволинейного движения мобильного робототехнического комплекса // Мехатроника, автоматизация, управление. –2002. – № 4.
15. Тарасик В.П., Рынкевич С.А. Интеллектуальные системы управления транспортными средствами. – Минск: УП «Технопринт», 2004. – 512 с.

16. Тараторкин И.А. Исследование динамики управляемого движения быстроходных гусеничных машин // Вестник ЮУрГУ.–Серия «Машиностроение».–Вып. 8.– 2006. №11 (66). – С. 114-121.
17. Тараторкин И.А. Зависимость быстроходности транспортных гусеничных машин от их динамических свойств // Транспорт Урала.– 2007. – №2(13). – С. 16–27.
18. Тараторкин И.А. Адаптивное управление переключением передач гидромеханической трансмиссии на основе мониторинга технического состояния и режимов функционирования // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение».–Вып. 7. – 2005. — № 14(54). – С. 75–84.
19. Тараторкин И.А. Адаптация программы управления переключением передач гидромеханической трансмиссии // Вестник Академии военных наук. – 2008. – № 3 (24). – С. 123–128.
20. Тараторкин И.А. Экспериментальное определение динамики системы «ДВС – гидротрансформатор» при вариации параметров // Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения: Труды Международной научно-технической конференции. – Челябинск, 2006. – С. 83 – 88.
21. Тихонов В.И. Марковские процессы. – М.: Сов. радио, 1977. – 488с.
22. Харитонов С.А. Автоматические коробки переключения передач. – М.: ООО «Изд-во Астрель», 2003. – 335с.
23. Шеридан Т.Б., Феррел У.Р. Система человек – машина. Модели обработки информации, управление и принятие решения человеком – оператором / Пер. с англ. под ред. К.Ф. Фролова. – М.: Машиностроение, 1980. – 400 с.
24. Ягубов В.Ф. Влияние автоматической системы контроля и управления на основные эксплуатационные показатели гусеничной машины //Теория и проектирование многоцелевых гусеничных и колесных машин: Сб. научных трудов МАДИ (ГТУ). – М., 2005. – С. 118 – 131.
25. Human engineering guide to equipment design / Пер. с англ.; Под редакцией Б.Ф. Ломова.– М.: Машиностроение, 1971. – 488 с.
26. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Прогнозирование подвижности быстроходных гусеничных машин при криволинейном движении // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. – 2008. – № 2(71) . – С. 76 – 96.
27. Держанский В.Б., Тараторкин И.А. Исследование динамики управляемого движения быстроходных гусеничных машин // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. – 2008. – № 3(72). – С. 86 – 99.

Научное издание

Держанский Виктор Борисович
Тараторкин Игорь Александрович

**АЛГОРИТМЫ УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ
ТРАНСПОРТНОЙ МАШИНЫ**

Монография

Редактор Н.А. Леготина

Подписано к печати	Формат 60×84 1/16	Бумага тип. № 1
Печать трафаретная	Усл. печ. л. 8,75	Уч. – изд. л. 8,75
Заказ	Тираж 200 экз.	Цена свободная

Редакционно-издательский центр КГУ.
640669, г. Курган, ул. Гоголя, 25.
Курганский государственный университет.