

Наука, 1962.

4. Пугачев В.С. Теория случайных функций. – М. Физматгиз, 1962.
5. Савочкин В.А., Дмитриев А.А. Статистическая динамика транспортных и тяговых машин. – М.: Машиностроение, 1993.
6. Тихонов В.И. Статистическая радиотехника. М., «Советское радио», 1966.
7. Левин Б.Р. Теоретические основы статистической радиотехники. М., «Советское радио», 1969
8. Савочкин В.А., Парфенов Е.И. Теоретические основы приближенного расчета нелинейных систем поддресоривания танков. М.. Издательство министерства обороны СССР, 1983.

Влияние межосевого рассогласования в системе управления бесступенчатой трансмиссией трехосного полноприводного автомобиля на эффективность его работы

проф., к.т.н. Лепешкин А.В., Курмаев Р.Х.
МГТУ «МАМИ»

В статье приведены результаты математического моделирования, посвященные исследованию движения полноприводного трехосного автомобиля «Гидроход-49061» с бесступенчатой гидрообъемной трансмиссией, работающей в режиме заблокированной межосевой связи. При этом анализируется влияние наличия межосевого рассогласования в системе управления трансмиссией на параметры, как характеризующие ее работу, так и на эффективность машины в целом.

Исследования проведены с целью формулирования требований, предъявляемых к системе управления бесступенчатой интеллектуальной трансмиссией многоосного полноприводного автомобиля в условиях его прямолинейного движения по ровному недеформируемому основанию.

В данной работе объектом исследований является полноприводный трехосный автомобиль «Гидроход-49061» (рис. 1) с колесной формулой 6×6 полной массой 12 тонн, разработанный ОАО «НАМИ-Сервис» совместно с АМО ЗИЛ. Привод ведущих колес его осуществляется при помощи бесступенчатой гидрообъемной трансмиссии (ГОТ) с электронной системой управления. Эта ГОТ состоит из трех одинаковых гидросистем, каждая из которых обеспечивает привод колес соответствующей оси автомобиля.



Рис. 1. Общий вид автомобиля «Гидроход-49061».

На рисунке 2 приведена принятая для исследования расчетная схема одной из этих гидросистем. Она содержит один регулируемый насос с приводом через согласующий редуктор i_n от ДВС автомобиля и два регулируемых гидромотора, каждый из которых через свой редуктор i_k связан с соответствующим колесом данной оси автомобиля. Для повышения точности оценки потребляемой ГОТ мощности при анализе также учитывалась работа систем

подпитки гидросистем, привод насоса которых от того же вала, что и основные насосы гидросистем.

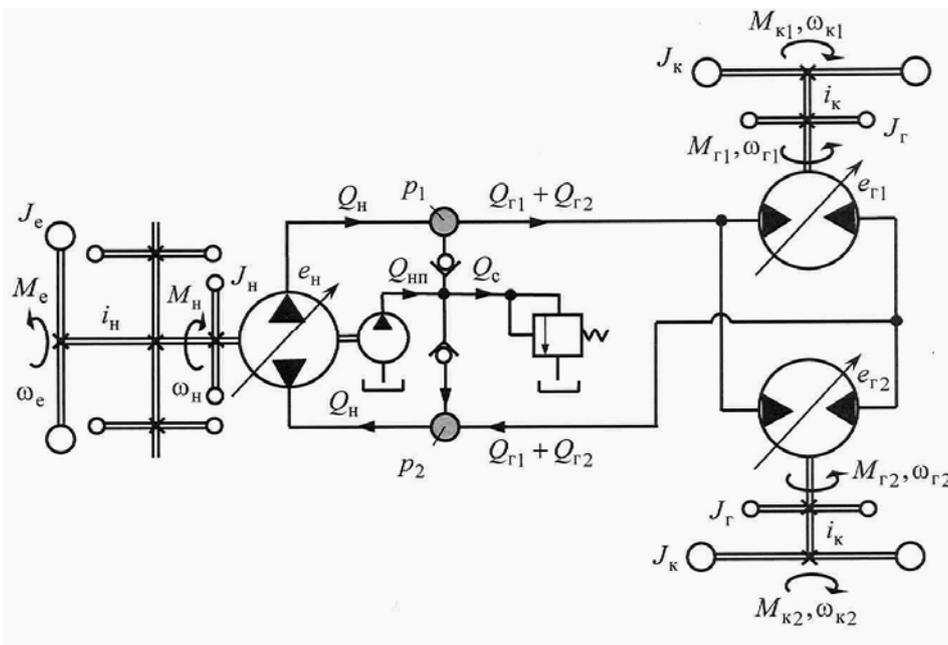


Рис. 2. Расчетная схема объемного гидропривода ведущих колес одной оси рассматриваемого автомобиля.

В данном исследовании рассматривается выше названный автомобиль с ГОТ, работающей в режиме блокированной межосевой связи, то есть три гидросистемы соответствующих осей автомобиля, входящие в состав ГОТ, не имеют между собой гидравлической взаимосвязи.

В данном случае рассматривается движение указанного автомобиля в продольно-вертикальной плоскости (так называемая велосипедная схема). Поэтому при анализе предполагается, что ведущие колеса одной оси автомобиля и элементы их привода имеют одинаковые параметры и работают в одних и тех же условиях.

Исследования проводились на разработанной математической модели движения рассматриваемого автомобиля, описание которой приведено в работе [1].

При моделировании предполагалось, что в системе управления передней оси рассматриваемого автомобиля с блокированной ГОТ возникла ошибка в величине одного из управляющих сигналов, которое выражается в следующих вариантах рассогласований:

- при неизменном параметре регулирования рабочего объема насоса ($e_{н1} = 0,9$) параметр регулирования рабочего объема гидромотора $e_{г1}$ выбирается из диапазона 0,998; 0,996; 0,994; 0,99; 0,98 и 0,97;
- при неизменном параметре регулирования рабочего объема гидромотора ($e_{г1} = 1,0$) параметр регулирования рабочего объема насоса $e_{н1}$ выбирается из диапазона 0,87; 0,88; 0,89; 0,91; 0,92 и 0,93.

В системах же управления гидросистем ГОТ всех других осей этого автомобиля при этом величины параметров регулирования рабочими объемами насосов и гидромоторов соответственно равны: $e_{н} = 0,9$ и $e_{г} = 1,0$.

На рисунке 3 в качестве примера приведены графики изменения величин сил тяги [кН] ведущих колес передней (RT1), средней (RT2) и задней (RT3) осей автомобиля и соответствующие им изменения реализуемых на этих колесах моментов (МК1, МК2, МК3) [кН*м], получившиеся в результате проведенного расчета, в котором $e_{н1} = 0,9$, а $e_{г1}$ получало следующие значения в соответствующих временных диапазонах (по горизонтальной оси графика откладывался отсчет времени моделируемого процесса движения):

- от нуля до 1 сек – $e_{r1} = 1,0$ (ошибка в системе управления ГОТ отсутствует);
- от 1 сек до 4 сек – $e_{r1} = 0,998$ (отклонение e_{r1} от номинального значения составляет 0,2%);
- от 4 сек до 7 сек – $e_{r1} = 0,996$ (отклонение e_{r1} от номинального значения составляет 0,4%);
- от 7 сек до 10 сек – $e_{r1} = 0,994$ (отклонение e_{r1} от номинального значения составляет 0,6%).

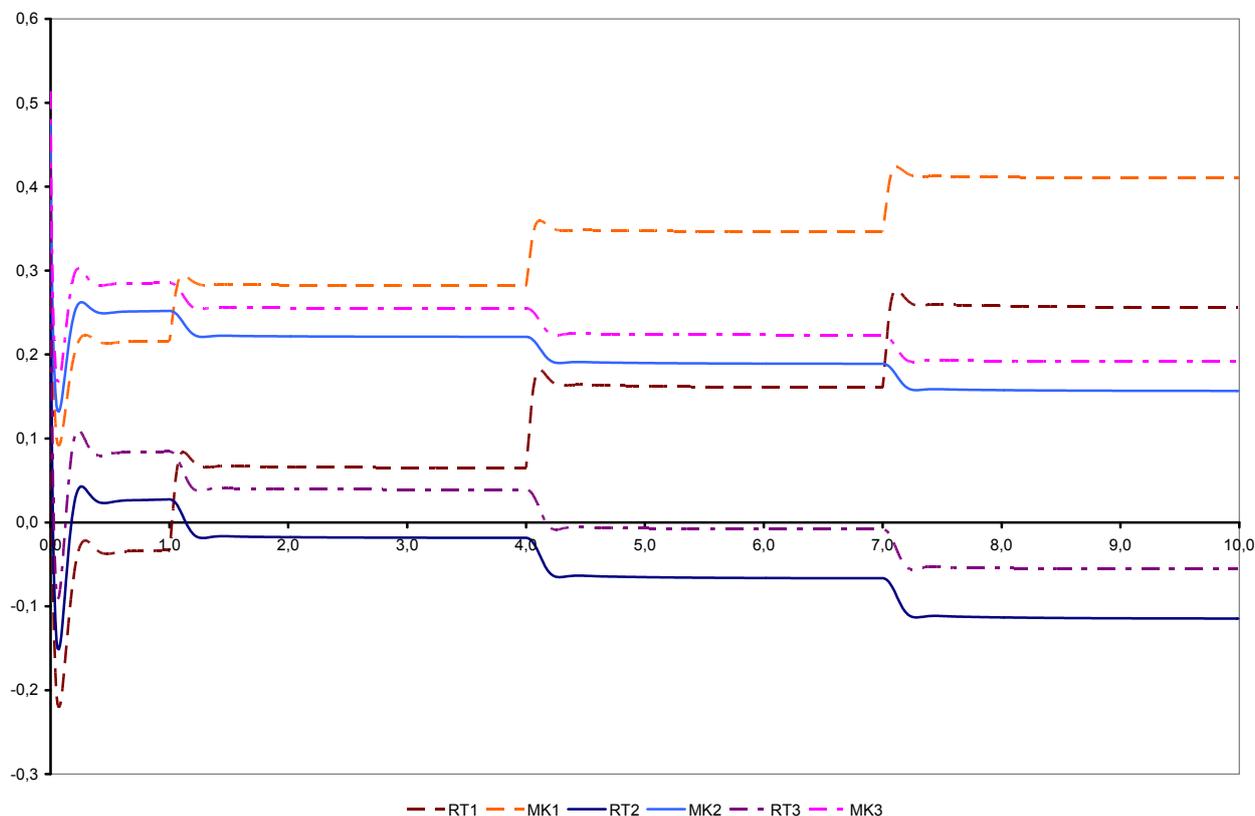


Рис. 3.

Из графика видно, что при отсутствии ошибки в системе управления ГОТ сила тяги на ведущих колесах передней оси RT1 имеет отрицательное значение при положительных RT2 и RT3. Это указывает на то, что в рассматриваемых условиях движения распределение вертикальных нагрузок между осями автомобиля таково, что ведущие колеса передней оси при заблокированной ГОТ работают в тормозном режиме (сказываются различные по величине радиальные деформации эластичных колес разных осей автомобиля).

При ошибке в системе управления передней оси 0,2% картина меняется: ведущие колеса средней оси оказываются в тормозном режиме, а передней и задней – в тяговом. И, наконец, при ошибке в системе управления передней оси 0,4% и более уже колеса средней и задней оси работают в тормозном режиме, а необходимую для движения тягу обеспечивают ведущие колеса передней оси.

Этот факт указывает на высокую чувствительность автомобиля с заблокированной ГОТ не только к изменению условий работы его ведущих колес, но и к ошибкам, возникающим в системе управления ГОТ, при его движении по ровной горизонтальной недеформируемой опорной поверхности.

На рисунках 4 и 5 приведены графики, полученные в результате расчета тех же вариантов, что и те, на основании которых построен график на рисунке 3.

На рисунке 4 приведены графики изменений возникающих при этом соответствующих перепадов давления DPN1, DPN2 и DPN3 [МПа] на основных насосах ГОТ.

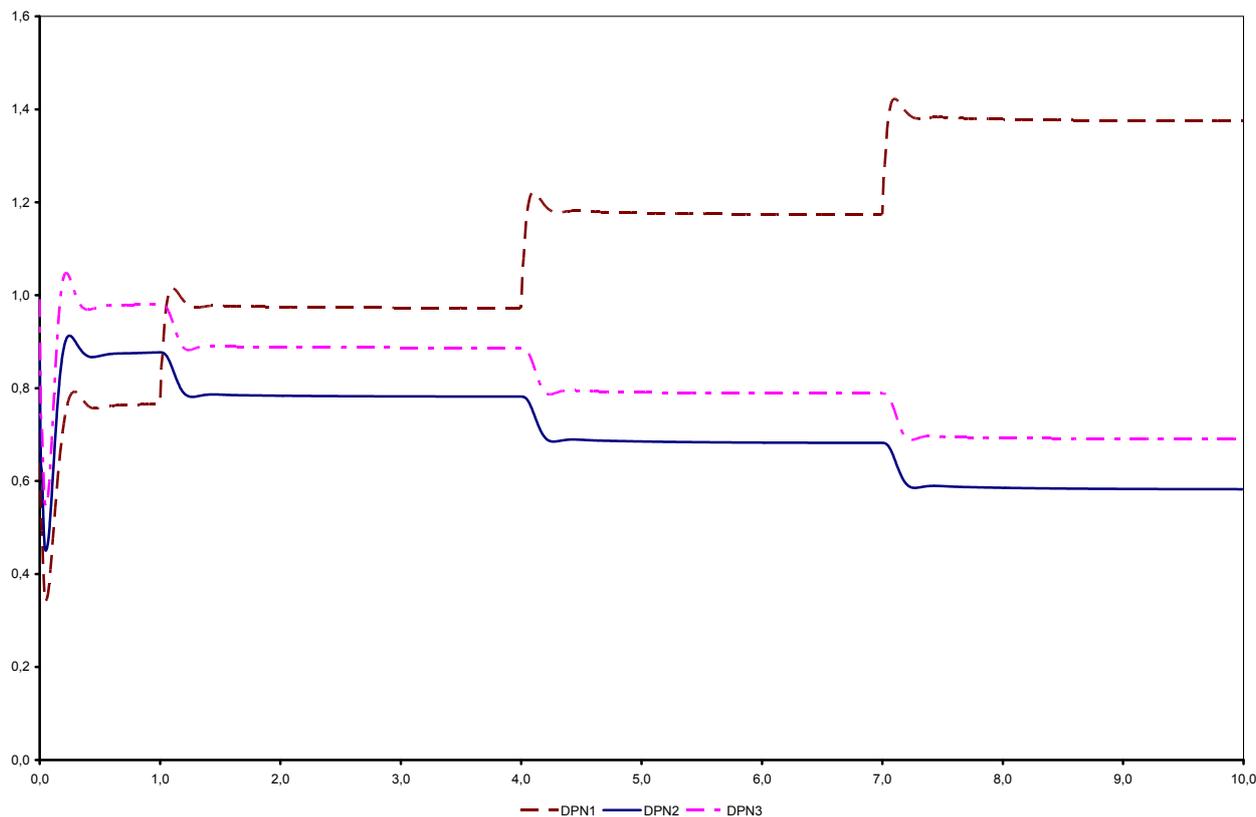


Рис. 4.

На рисунке 5 приведены графики соответствующих изменений угловых скоростей [рад/с] вращения валов гидромоторов привода колес передней (OMG11), средней (OMG21) и задней (OMG31) осей автомобиля.

Аналогичные графики были получены по результатам математического моделирования в других отмеченных выше вариантах сочетаний управляющих сигналов (e_n и e_r).

Для наглядности полученных результатов моделирования величину получившегося рассогласования для каждой из осей автомобиля в дальнейшем предлагается оценивать по отклонению от единицы значений средних относительных угловых скоростей колес соответствующих осей автомобиля, определяющихся по формуле:

$$\bar{\omega}_j = \frac{\omega_{kj}}{\omega_{\text{ксп}}} = \frac{3 \cdot \omega_{kj}}{\omega_{k1} + \omega_{k2} + \omega_{k3}}, \quad (1)$$

где: ω_{kj} – средняя частота вращения ведущих колес j-ой оси автомобиля,

$\omega_{\text{ксп}}$ – средняя частота вращения ведущих колес автомобиля.

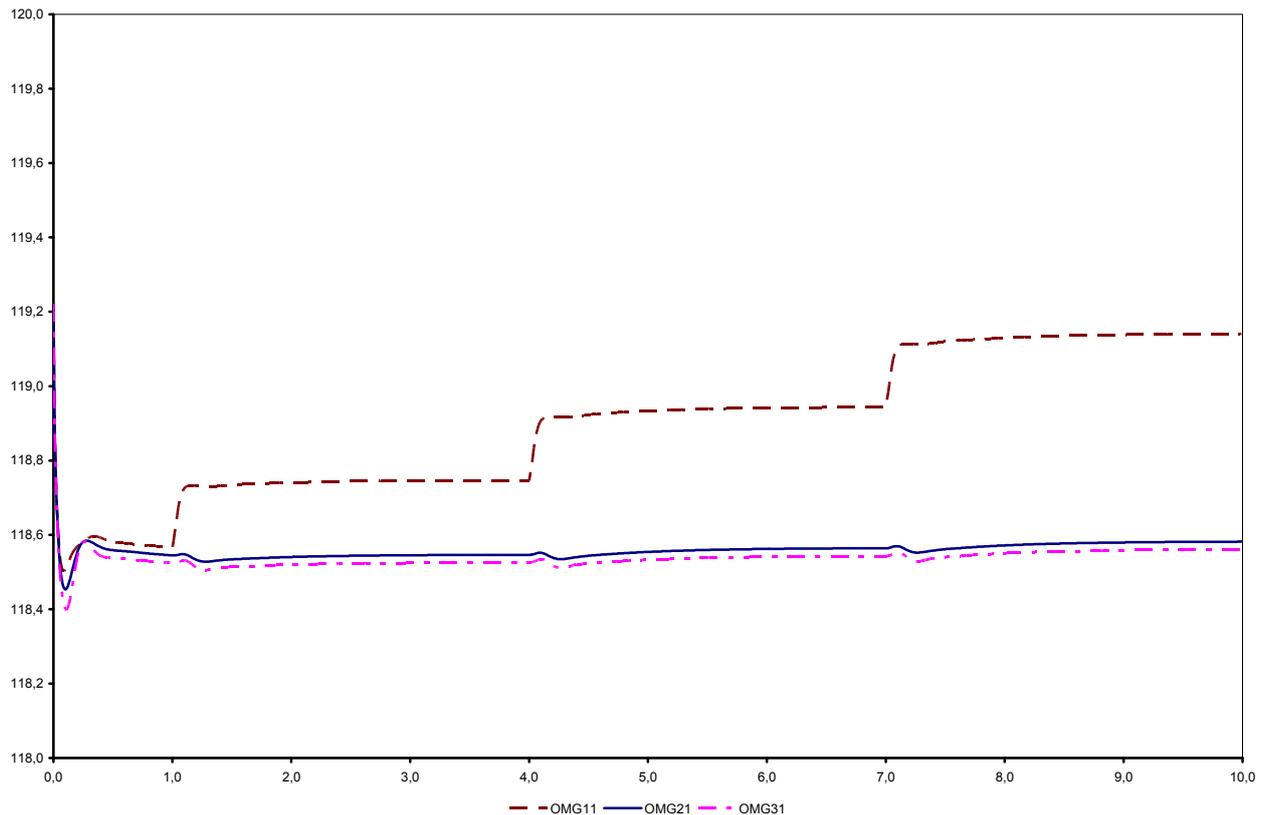


Рис. 5.

На рисунке 6 приведен график, построенный по результатам этих расчетов, характеризующий изменения величин относительных угловых скоростей колес передней $\bar{\omega}_1$ (на рисунке величина имеет обозначение I11), средней $\bar{\omega}_2$ (I21) и задней $\bar{\omega}_3$ (I31) осей автомобиля в функции условного передаточного отношения гидропривода колес передней оси автомобиля, равного $i_{01} = \frac{e_{н1}}{e_{г1}}$.

Из графика видно, что наличие ошибки, возникающей в системе управления одной из ведущих осей автомобиля (а именно – передней), приводит к изменению величин относительных угловых скоростей колес как передней $\bar{\omega}_1$, так средней $\bar{\omega}_2$ и задней $\bar{\omega}_3$ осей автомобиля. Причем величина этих изменений не зависит от того, какой из параметров регулирования рабочего объема (насоса $e_{н1}$ или гидромотора $e_{г1}$) получил приращение (графики I11(EG1) и I11(EN1), I21(EG1) и I21(EN1), I31(EG1) и I31(EN1) совпадают). Следовательно подобные зависимости будут получаться и для других вариантов интеллектуальных трансмиссий многоприводных колесных машин.

Данная зависимость (рис. 6) подтверждает известный вывод о том, что в заблокированном межосевом приводе полноприводной колесной машины имеет место существенное взаимовлияние приводов колес разных осей. Очевидно, что целью системы автоматического управления интеллектуальной трансмиссией колесной машины является регулировать это взаимовлияние так, чтобы уменьшать величину рассогласования в этих приводах. Однако, на практике, определив отклонение от единицы значений относительных угловых скоростей колес $\bar{\omega}_j$ для каждой из осей автомобиля, невозможно однозначно сказать в каком из приводов возникла ошибка, приведшая к возникновению этого рассогласования. Следует при этом также учитывать, что, как известно, причиной возникновения рассогласований в приводах колес разных осей автомобиля часто являются изменяющиеся в процессе его движения условия качения этих ведущих колес. Эти обстоятельства существенно затрудняют формулировку закона регулирования и его реализацию.

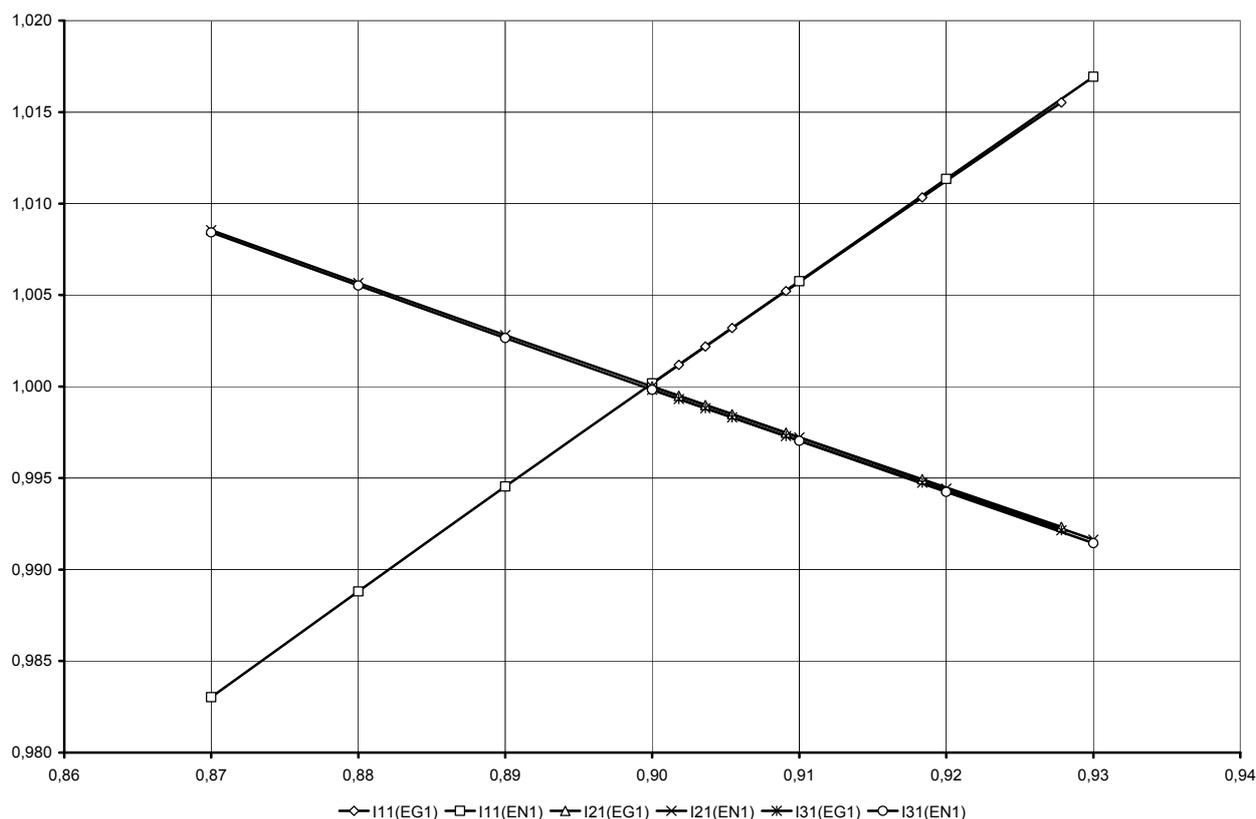


Рис. 6.

Таким образом, основным требованием к системе автоматического управления интеллектуальной трансмиссией полноприводной колесной машины является ее способность в каждый момент движения машины определять возможное рассогласование в приводах ведущих колес и находить возможность его минимизировать. Поиску этих возможностей применительно к ГОТ автомобиля «Гидроход-49061» посвящены дальнейшие исследования.

На рисунках 7 в функции изменения условного передаточного отношения гидропривода колес передней оси i_{01} приведены графики изменения перепадов давления $DPN1$, $DPN2$ и $DPN3$ [МПа] на основных насосах гидроприводов ведущих колес соответствующих осей автомобиля.

Сравнение графиков на рисунках 6 и 7 показывает, что наличие рассогласования в системе управления ГОТ вызывает в данных условиях движения машины пропорциональное изменение перепадов давления на основных насосах гидросистем. Следствием этого является то, что в системе управления ГОТ автомобиля «Гидроход-49061» для компенсации возможного рассогласования в приводах ведущих колес разных осей целесообразно в совокупности использовать как отклонение от единицы значений относительных угловых скоростей колес $\bar{\omega}_j$ для каждой из осей автомобиля, так и величины осредненных во времени перепадов давления на основных насосах ГОТ. При этом следует учитывать, что в реальных условиях движения машины изменение перепадов давления на основных насосах ГОТ происходит весьма динамично и в довольно широких пределах. Поэтому важным также при построении системы управления ГОТ является обоснованный выбор интервала осреднения величин этих перепадов давления.

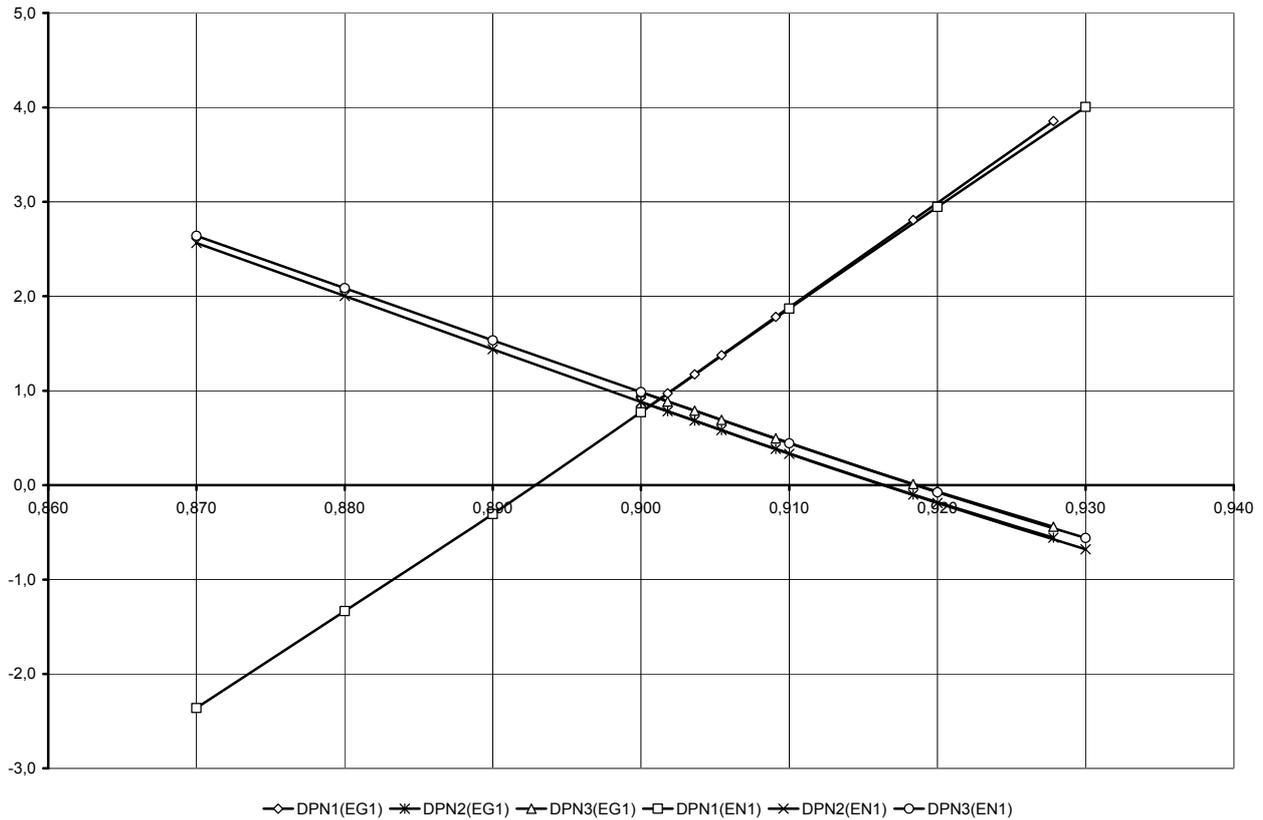


Рис. 7.

Дальнейшие исследования проводились с целью оценки потерь энергии, которые следует ожидать от возможного рассогласования в работе приводов ведущих колес разных осей рассматриваемого автомобиля. На рисунке 8 приведен характер изменения потребляемой ГОТ мощности от двигателя $P_{DV} = M_e \cdot \omega_e$ [кВт] в функции изменения условного передаточного отношения гидропривода колес передней оси i_{01} .

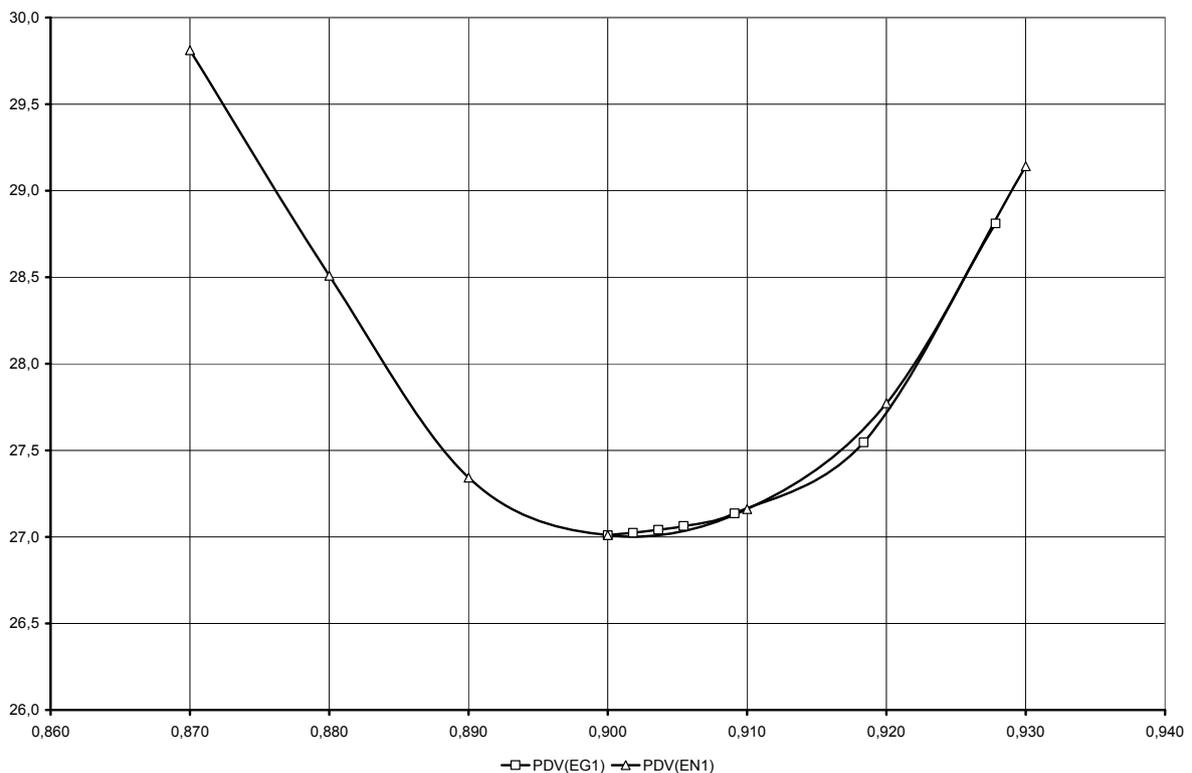


Рис. 8.

Из графика на рис. 8 видно, что 3% отклонение величины i_{01} от номинального значения (от 0,9) приводит к возрастанию потребляемой ГОТ мощности PDV приблизительно на 10%, а, значит, соответственно снижается эффективность работы автомобиля в данных условиях. Объясняется это возникающей при этом в ГОТ циркуляции мощности, что приводит как к возрастанию потерь в самих гидросистемах, так и к увеличению потерь на буксование ведущих колес автомобиля, часть которых начинают работать в тормозном режиме.

На рисунке 9 приведены соответствующие графики изменения суммарных полезных мощностей [кВт]:

POLT – мощность, переданная через гидросистемы, составляющие ГОТ, определяется как сумма полезных мощностей, реализуемых на валах всех гидромоторов;

POLS – мощность, реализуемая ведущими колесами автомобиля, с учетом возникающей в трансмиссии циркуляции мощности;

POL – мощность, необходимая для буксирования рассматриваемого автомобиля с колесами, работающими в ведомом режиме, в данных условиях с данной скоростью.

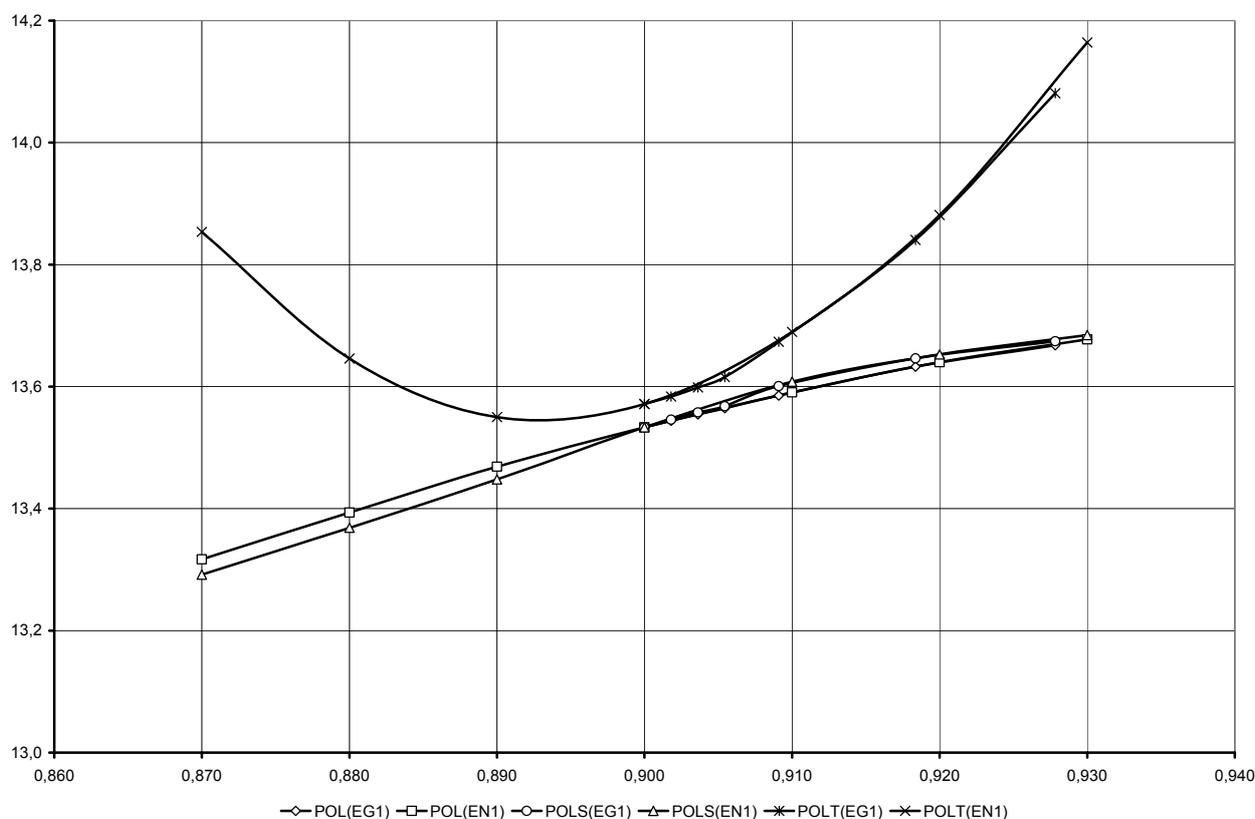


Рис. 9.

Из графиков видно, что характер зависимостей не зависит от того какой из параметров регулирования (насоса $e_{н1}$ или гидромотора $e_{г1}$) получил приращение. Некоторое возрастание значений POLS и POL с увеличением i_{01} объясняется тем, что при этом соответственно возрастает скорость движения автомобиля. Изменение же значений мощности POLT при наличии рассогласования в системе управления ГОТ (отклонении i_{01} от номинального значения) указывает на то, что на величину возрастания разности (POLT-POLS) увеличиваются потери на буксование (скольжение) колес рассматриваемого автомобиля.

Для оценки эффективности работы автомобиля и его ГОТ использовались следующие энергетические показатели:

KPDT – КПД ГОТ, определяется как отношение суммарной полезной мощности POLT, реализуемой на валах гидромоторов, к суммарной мощности PDV, потребляемой основными насосами и насосами подпитки от двигателя автомобиля;

КРД – показатель эффективности использования мощности, снимаемой с вала двигателя автомобиля, для обеспечения установившегося движения машины в данных условиях. Определяется по формуле:

$$KPD = \frac{F_{\Sigma} \cdot V_x}{M_e \cdot \omega_e}, \quad (2)$$

где F_{Σ} – суммарная сила сопротивления при установившемся движении рассматриваемого автомобиля в данный момент. Эта сила численно равна силе для буксирования автомобиля с колесами, работающими в ведомом режиме, в данных условиях с заданной скоростью V_x . F_{Σ} складывается из суммы сил сопротивления качению колес $R_{f_i} = R_{z_i} \cdot f_{0i}$ в ведомом режиме качения, силы сопротивления воздуха R_w и продольной составляющей веса автомобиля G_x при его движении по не горизонтальному участку дороги

$$F_{\Sigma} = \sum_{i=1}^6 (R_{z_i} \cdot f_{0i}) + R_w + G_x; \quad (3)$$

КРДС – обобщенный показатель эффективности использования мощности двигателя для движения автомобиля, определяется по формуле

$$KPDS = \frac{\left[\sum_{i=1}^6 R_{z_i} \cdot (f_{0i} + \varphi_{xi}) \right] \cdot V_x}{M_e \cdot \omega_e}. \quad (4)$$

Анализ формулы (4) показывает, что КРДС равен отношению POLS к PDV и позволяет оценить эффективность работы колесной машины и в условиях ее неустановившегося движения с учетом необходимости преодоления инерционных нагрузок. При установившемся движении его значение равно показателю КРД, рассчитанному по формулам (2) и (3).

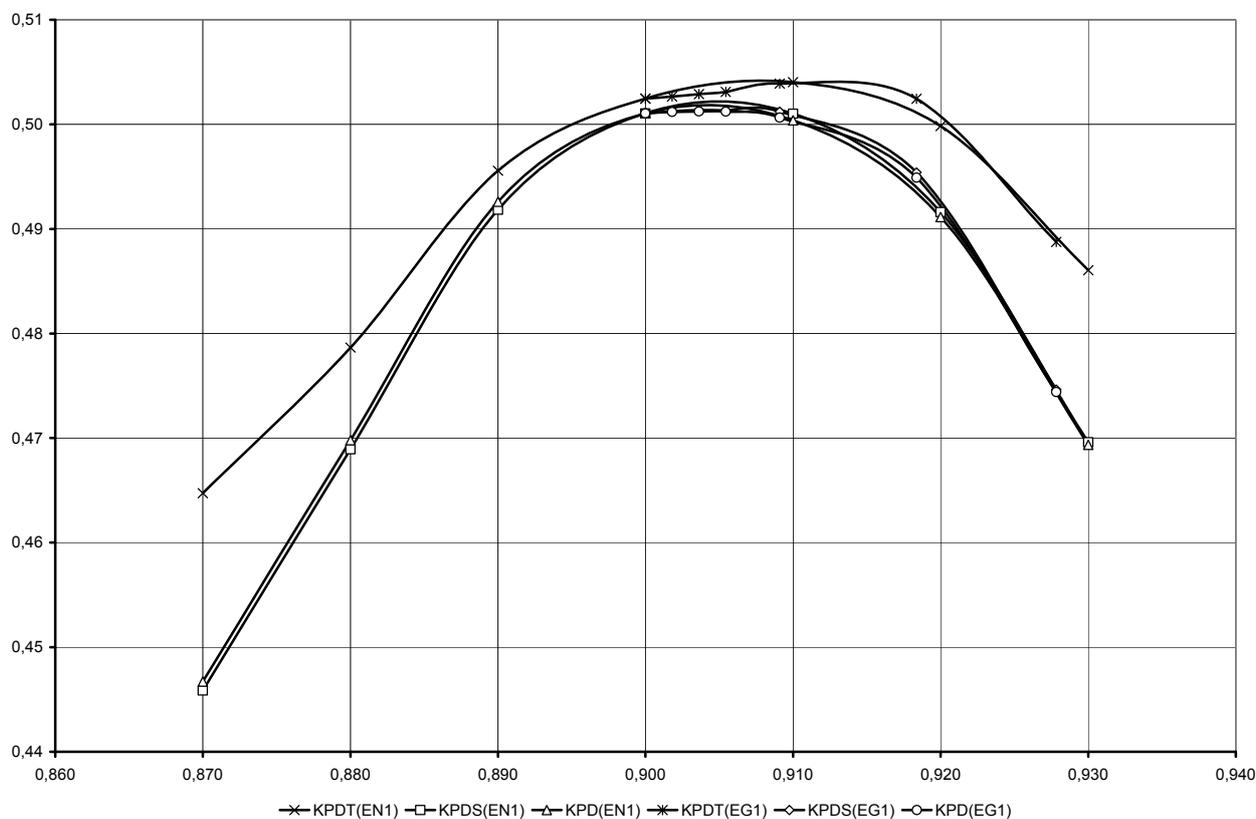


Рис. 10.

На рисунке 10 показан характер изменения кпд ГОТ (КРДТ) и показателей эффектив-

ности (КРД и КРДС), рассчитанные на основании данных, полученных в результате упомянутых выше исследований, по формулам (2) и (4), в функции значения условного передаточного отношения гидропривода ведущих колес передней оси автомобиля i_{01} .

Анализ этих зависимостей показывает, что при движении автомобиля по горизонтальной недеформируемой дороге с заблокированной ГОТ отклонение условного передаточного отношения i_{01} передней оси от номинального значения на 3% приводит к снижению показателей эффективности (КРД и КРДС) преобразования мощности, потребляемой у двигателя автомобиля, в работу по его передвижению, на 6%.

Эти обстоятельства указывают на то, что для получения эффекта от использования системы управления ГОТ автомобиля, компенсирующей возможное рассогласование в ее работе, необходимо обеспечить в ней высокую точность в обработке управляющего сигнала, что на практике достаточно трудно. С другой стороны причиной рассогласований в работе ведущих колес многоприводной машины могут быть не только ошибки в обработке управляющих сигналов ГОТ, а и изменяющиеся условия их качения, что заранее невозможно предвидеть. Таким образом, система автоматического управления бесступенчатой интеллектуальной трансмиссией многоприводной колесной машины должна включать корректирующую систему, назначение которой состоит в компенсации возникающих в данный момент движения автомобиля рассогласований в работе его ведущих колес.

Для выявления закономерностей, которые следует положить в основу этой корректирующей системы управления ГОТ, необходимо проведение дополнительных исследований с использованием разработанной математической модели движения автомобиля.

Выводы

Таким образом, приведенные результаты математического моделирования движения трехосного полноприводного автомобиля с ГОТ ведущих колес показали, что разработанная математическая модель достаточно хорошо отражает процессы, сопровождающие движение рассматриваемого автомобиля по недеформируемому основанию. Поэтому эта разработанная модель может быть использована для проведения исследований, посвященных разработке элементов теории распределения мощности в гидрообъемной трансмиссии для системы управления полноприводным автомобилем «Гидроход-49061».

В результате математического моделирования установлено, что возникающее рассогласование в системе управления ГОТ для ведущих колес различных осей автомобиля приводит к заметному снижению энергетических показателей движения автомобиля из-за циркуляции в ней мощности. Это указывает на необходимость включения в состав системы управления ГОТ систем корректировки управляющего сигнала, компенсирующие эти рассогласования.

Литература

1. Лепешкин А.В. «Математическая модель многоприводной колесной машины в общем случае ее движения». Сборник избранных докладов 49-ой Международной научно-технической конференции Ассоциации автомобильных инженеров (ААИ) России «Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров» 4-го Международного научного симпозиума, посвященного 140-летию Московского государственного технического университета «МАМИ». Книга 3, М., МГТУ «МАМИ», 2005г., с. 138-158. ISBN 5-94099-036-3.

Методология оценки безопасности автотранспортных средств по техническому уровню и сроку эксплуатации

к.т.н. Комаров В.В.
ОАО НИИАТ

В статье представлены результаты исследований в области обеспечения, оценки и контроля безопасности автотранспортных средств (АТС). Проанализированы различные подходы к определению безопасности АТС. Безопасность рассматривается как сложное свойство качества АТС. Вводится понятие стабильности