



Рис. 2. Диаграмма рассеяния для двигателя и коробки передач.

Выводы

Изложена логика проведения корреляционного анализа с использованием программного пакета обработки статистических данных «Statistica 6».

Определена высокая положительная линейная зависимость между уровнями колебаний на коробке передач и двигателе, днище в районе ног водителя и заднего левого пассажира.

Опираясь на вычисленные корреляционные зависимости, исключаем из анализа и оптимизации показания с датчиков коробки передач и днища, в районе ног заднего левого пассажира, что позволит в дальнейшем исключить при проведении экспериментов установку датчиков на коробку передач и днища, в районе ног заднего левого пассажира.

Литература

1. Корнилов С.Н., Прасолов А.В., Прокопьев М.В. Формирование технических требований к трансмиссии автомобиля ВАЗ- 21214М: 232-233 / Международный симпозиум «Проектирование колесных машин», посвященный 175-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана. 21-22 марта 2005 г. Доклады. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005.
2. Днейпер Н., Симт Г. Прикладной регрессионный анализ: В2-х кн. Кн.1/ Пер. с англ. – 2-е изд., перераб и доп. – М.: Финансы и статистика, 1986.-366 с., ил. – (Математико-статистические методы за рубежом).

Опыт создания и испытаний автомобиля с гидрообъемной трансмиссией (ГОТ)

к.т.н. Прочко Е.И., Курмаев Р.Х., Анкинович Г.Г.

ГНЦ ФГУП НАМИ, МГТУ «МАМИ», ОАО «НАМИ-Сервис»

Современные полноприводные автомобили не могут быть признаны в достаточной мере совершенными из-за наличия ступенчатых коробок передач, раздаточных коробок и жесткой кинематической связи между колесами. Причины, по которым нельзя обойтись без коробок передач, очевидны: диапазон изменения сопротивления движению во много раз больше диапазона изменения крутящего момента двигателя. Переключение передач приводит к раз-

рыву потока мощности и опасности срыва грунта колесами в момент включения передачи при движении по поверхностям с низкой несущей способностью.

Эффективность двигателя, как агрегата превращения скрытой химической энергии топлива в механическую работу, высока только на некоторых определенных режимах его работы, например, в режиме создания максимального крутящего момента и резко падает при отходе от них.

Ступенчатая трансмиссия, осуществляя жесткую связь двигателя с колесами, нагружает двигатель моментом, пропорциональным моменту дорожных сопротивлений, которые, в свою очередь, изменяются в широком диапазоне произвольно и независимо от водителя. В результате двигатель используется недостаточно эффективно, и эксплуатационный расход топлива весьма велик. Все эти обстоятельства приводят к выводу о крайней желательности применения на полноприводных автомобилях бесступенчатых трансмиссий, особенно на многоколесных АТС, то есть там, где механические трансмиссии уже не способны эффективно и рационально решать задачи передачи и трансформации энергии от двигателя до движителей или рабочих органов.

К настоящему времени отработаны бесступенчатые трансмиссии для полноприводных автомобилей с необходимым для практики диапазоном регулирования передаточных чисел двух типов: электрические и гидрообъемные, в то время как механические фрикционные вариаторы (на легковых автомобилях) и гидромеханические трансмиссии не обеспечивают нужный диапазон бесступенчатого регулирования и дистанционную передачу мощности. Опыт применения на автомобилях электрических трансмиссий достаточно широко известен, а гидрообъемным трансмиссиям применительно к автомобилям до настоящего времени уделяется незаслуженно мало внимания.

В мировой практике гидрообъемные передачи, как технически более сложные, наукоемкие, более трудоемкие в производстве и, соответственно, имеющие большую себестоимость по сравнению с механическими передачами, нашли применение, в первую очередь, на тех машинах и транспортных средствах, где механические передачи уже не способны эффективно и рационально решать задачи подвода и трансформации по заданным законам мощности от двигателя к рабочим органам или движителям транспортных средств. К таким объектам относятся транспортно-технологические, лесотехнические и практически все строительно-дорожные машины – краны, экскаваторы, грейдеры, трубоукладчики, универсальные погрузчики и т.п. - с их разветвленной и дистанционной раздачей потоков мощности по различным рабочим органам, в том числе и вспомогательных, с плавной, в большинстве случаев бесступенчатой регулировкой скорости и усилий перемещения с быстрым (в пределах 0,2...0,5 с) и бесступенчатым (переходящим через «ноль») реверсированием, с реализацией сверхмалых («ползучих») скоростей с надежной и стабильной защитой от перегрузок, ударов и толчков, с хорошим позиционированием (жесткостью привода). В подавляющем большинстве случаев гидрообъемные передачи применяются на этих объектах и для самопередвижения. Кроме того, гидрообъемные трансмиссии применяются на сельскохозяйственных машинах: зерноуборочных и кормоуборочных комбайнах, сельскохозяйственных и промышленных колесных и гусеничных тракторах. При работе на полях за счет плавного, без разрывов потока мощности, приложения крутящего момента к колесам достигается лучшее сохранение почвы.

Гидрообъемные трансмиссии подразделяются на полнопоточные, когда вся мощность двигателя передается гидравлическим путем, и двухпоточные гидрообъемно-механические трансмиссии (ГОМТ) с дифференциалами на входе и выходе, где меньшая часть потока мощности (20...50%) передается гидравлическим путем, а остальная часть (обычно большая) – механическим путем.

Одним из главных преимуществ полнопоточной гидрообъемной трансмиссии является возможность подведения раздельно-регулируемого (по любому закону) потока мощности индивидуально к каждому колесу или элементу движителя, независимо от его расстояния от питающей установки и положения в пространстве, с реализацией жесткой моментной харак-

теристикой.

В настоящее время расширилось применение гидрообъемных трансмиссий (ГОТ) для привода движителей различных автотранспортных средств (АТС), в основном полноприводных высокой проходимости и специальных – там, где преимущества ГОТ дают наибольший эффект.

Основные преимущества использования ГОТ: дистанционность передачи мощности; бесступенчатая передача мощности; быстрая и симметричная реверсивность; большой силовой диапазон регулирования; жёсткая моментная характеристика; лёгкость управления.

ГОТ получили применение в таких областях, где механическая трансмиссия и даже ГМП не дают требуемого результата: самоходные многоколёсные тяжеловозы (грузоподъёмностью – 150...200 т.); тяжёлые самосвалы (свыше 50 т.); сочленённые колёсные и гусеничные машины; самоходные универсальные погрузчики; строительно-дорожные машины; механизмы поворота гусеничных машин; многоколёсные малотоннажные плавающие автомобили высокой проходимости (АВП) (типа «Джиггер»); аэродромные тягачи; АВП с активными полуприцепами.

Основными побудительными мотивами создания ГОТ для АВП послужили: появление регулируемых и обратимых объёмных гидромашин нового поколения в транспортном исполнении, с требуемой мощностью, развивающими давления до 45 МПа, с приемлемыми массово-габаритными характеристиками, с электропропорциональными системами управления через бортовые ЭВМ; возможность осуществления «гибкой» трансмиссии – т.е. передачи требуемого крутящего момента на каждое колесо, зависящего от сцепления колеса с опорной поверхностью; возможность автоматического управления по любому заданному закону (увеличение средних скоростей движения по бездорожью, снижение расхода топлива, лучшее использование мощности двигателя и др.); гибкость компоновки на шасси; возможность иметь блокированный, полублокированный и дифференциальный привод; возможность иметь регулируемый дифференциал; хорошая пылевлагозащита; быстрый реверс («раскачка»); малая «ползучая» скорость; плавное приложение крутящих моментов к колёсам; хорошие защитные свойства от перегрузки и главное – бесступенчатое регулирование.

Было принято решение сразу создавать полноценный образец на готовом шасси, а не макет 4×4. Имелась возможность использовать шасси АВП 6×6 ЗИЛ-49061 (рама, независимая подвеска, колёсные и бортовые редукторы, рулевое управление, тормоза и др.). В ГОТ заложили следующие параметры:

$$\begin{aligned} D_{max} &= 0,85; \\ D_{min} &= 0,042; \\ V_{max} &= 100 \text{ км/ч}; \\ V_{min} &\cong 1 \text{ км/ч}; \\ G_a &= 12000 \text{ кг}. \end{aligned}$$

Были разработаны методики подбора агрегатов и расчёта систем ГОТ для АВП: расчёт максимального динамического фактора, расчёт требуемой мощности; расчёт текущего значения общего КПД; расчёт системы охлаждения, системы подпитки и др.

Максимальный динамический фактор АТС с ГОТ определяется по формуле (1):

$$D_{max} = \frac{\Sigma M}{G_a \cdot r_k^c} = \frac{i_{pm} \cdot \eta_{pm} \cdot [(P_n^{max} - P_n - \Delta P_w) \cdot q_m^{max} \cdot \bar{\eta}_{mm}]}{2\pi \cdot 10^2 \cdot G_a \cdot r_k^c} \cdot Z_m \quad (1)$$

где: i_{pm} - передаточное число механического привода между гидромотором и колесом (колесами);

P_n – давление подпитки, МПа;

P_n^{max} - максимальное давление, развиваемое насосом, МПа;

ΔP_w – перепад магистрального давления, МПа;

G_a – вес автомобиля;

Z_m – количество гидромоторов.

r_k^c - радиус качения колеса в свободном режиме, м;

q_m^{max} - максимальный рабочий объем, см³;

η_{pm} - КПД механического привода между гидромотором и колесом (колесами)

η_{mm} - текущее значение механического КПД гидромотора при работе на максимальном давлении.

Обычно для транспортного средства высокой проходимости (многоколёсные шасси, гусеничная машина, колёсный или гусеничный тягач) $D_{max} = 0,75 \dots 0,85$. На АТС с ГОТ этот показатель лучше: $D_{max} = 0,90 \dots 0,95$.

Требуемая мощность двигателя, исходя из параметров проектирования и условий движения автомобиля, определяется по формуле (2)

$$N_e^{своб} = \frac{2\pi}{6111} \left[\frac{K_{возд} \cdot S \cdot V_{max}^2}{12,96} + G_a (\sin \alpha + f_k^{max} \cdot \cos \alpha) \right] \times \frac{r_k^c \cdot q_n^{max} \cdot Z_n \cdot n_n^{max}}{Z_m \cdot q_n^{min} \cdot \eta_{mm} \cdot i_{pm} \cdot \eta_{pm} \cdot \eta_{VH}^{Pmin} \cdot \eta_{mn} \cdot \eta_{pn} \cdot \eta_{kn}}, \quad (2)$$

где: $K_{возд}$ – коэффициент сопротивления воздуха;

S – лобовая площадь автомобиля (м²);

α – заданный уклон дороги при движении с V_{max} (град);

f_k^{max} – сопротивление качению при V_{max} ;

Z_n – количество однотипных насосов в насосной станции;

η_{mm} – механический КПД гидромотора при его максимальной частоте вращения;

η_{VH}^{Pmin} – объёмный КПД насоса при давлении 9...10,5 МПа;

η_{kn} – КПД соединительной карданной передачи.

Текущее значение общего КПД ГОТ определяется по формуле (3):

$$\eta_{ГОТ} = \frac{\eta_{pm} \cdot i_{pm} \cdot 2\pi \cdot \eta_{pn} \cdot \eta_{kn} \cdot i_{pn} \left[(\bar{P}_{m1} - P_{подн}) \cdot \bar{q}_{m1} \cdot \bar{\eta}_{mm1} + \dots + (\bar{P}_{m1} - P_{подн}) \cdot \bar{q}_{mi} \cdot \bar{\eta}_{mmi} \right] \cdot \bar{\omega}_{кол}}{\left\{ \left[\frac{(\bar{P}_{n1} - P_{подн}) \bar{q}_{n1}}{\bar{\eta}_{mm1}} + \dots + \frac{(\bar{P}_{ni} - P_{подн}) \bar{q}_{ni}}{\bar{\eta}_{mmi}} \right] + \frac{P_{подн} \cdot q_{подн} \cdot Z_{подн}}{\bar{\eta}_{mn}} \right\} \cdot \bar{\omega}_{дв}}, \quad (3)$$

где: \bar{P}_{ni} - текущее давление в нагнетательной магистрали i -го насоса;

\bar{q}_{ni} - текущее значение рабочего объема i -го насоса;

$\bar{\eta}_{mmi}$ - текущее значение механического КПД i -го насоса;

$Z_{подн}$ - число насосов подпитки (все они считаются одинаковыми);

i_{pn} - передаточное число редуктора насосной станции;

\bar{P}_{m1} - текущее давление в нагнетательной магистрали i -го гидромотора;

\bar{q}_{m1} - текущее значение рабочего объема i -го гидромотора;

$\bar{\eta}_{mm1}$ - текущее значение механического КПД i -го гидромотора;

η_{pm} - суммарный механический КПД редукторной части привода колес;

i_{pm} - суммарное передаточное число редукторной части привода колес.

$\bar{\omega}_{кол}$ - текущая частота вращения колес;

$\bar{\omega}_{дв}$ - текущая частота вращения двигателя.

При проектировании «Гидрохода»-49061 были заложены современные идеи создания гидрообъемных трансмиссий, впервые соединённые вместе на одной машине. Были заложены: возможность движения накатом, нейтрали, торможения двигателем, стопорения на подъ-

ёме, «ползучей» скорости, буксировки, «раскачки», длительного упора в препятствие, преодоления рвов с вывешиванием колёс, движения по твёрдой дороге в дифференциальном режиме.

Была принята рациональная для АВП 6×6 модульная гидрокинематическая схема – «насос – 2 гидромотора одной условной оси» – один контур.

Основные гидромашины – передовые, созданные по мобильной программе «Bosh Rexroth», с высокими энергетическими параметрами, регулируемые, реверсивные, обратимые, с полным комплексом входящих в них вспомогательных систем, с электропропорциональной системой управления и переходными устройствами для связи с бортовой ЭВМ. Насосы $q_n = \pm 125 \text{ см}^3$; гидромоторы $q_m = 33 \dots 160 \text{ см}^3$; $n_m^{\max} = 4900 \text{ мин}^{-1}$; $p_{w\max} = 43 \text{ МПа}$.

В схему заложена автоматическая система управления по определённым алгоритмам. За счёт комбинированного регулирования насосов и гидромоторов возможна оптимизация (повышение) КПД ГОТ. Система эта в стадии доработки, поэтому временно применяется ручное управление (джойстиком). В систему заложены все необходимые вспомогательные агрегаты (подпитки, охлаждения, компенсации, предохранительные, гидроавтоматики и др.) без каких-либо упрощений.

Применены меры защиты ГОТ от поломок, задиров, перегревов и др.

При постройке АВП 6×6 с ГОТ, названного «Гидроход»-49061, грубых ошибок допущено не было и машина сразу поехала (20.01.2003г.) (рис. 1).



Рис. 1.

Испытания данного опытного образца «Гидроход»-49061 проходили на центральном автополигоне «НИЦИАМТ» в г. Дмитрове в 2004-2006 годах.

Для проведения испытаний на опытном образце использовались следующие средства измерений:

В штатный набор датчиков входили:

- 6 датчиков давлений во всех магистралях высокого давления REXROTH DSR500/20;
- 6 датчиков угловой скорости вращения валов гидромоторов REXROTH HDB18/12-L319;
- датчик угловой скорости вращения вала насосной станции REXROTH IDR18/20-L400;
- микроамперметры на микросхеме контроллера системы управления ГОТ для определения величин силы тока управления гидромашин;
- датчик крутящего момента двигателя ИКМ-1;
- датчик положения педали управления REXROTH WSA902-10;
- датчик угла поворота рулевого колеса REXROTH WSA902-10.

В дополнение к перечисленным датчикам при испытаниях применялись следующие измерительные приборы не входящие в штатную комплектацию автомобиля:

- динамометр для измерения крюковой нагрузки с диапазоном измерений до 100 кН;
- оптический датчик скорости CORRSYS-DATRON модели LCE 34622;

- датчик скорости «путь-время-скорость» или «пятое колесо»

На автомобиле также имелась возможность управлять вручную рабочими объёмами гидромоторов и гидронасосов при помощи индивидуального пульта управления гидромашинами.

Запись данных штатного набора датчиков производилась на портативный компьютер, подключаемый к контроллеру СУ ГОТ. А для записи информации с дополнительных датчиков использовался 14-канальный прецизионный магнитограф ТЕАС.

При испытаниях на грунте измерялись глубина и ширина колеи, а также фиксировались параметры грунта при помощи пенетрометра грунтового ПГ-1.

Был проведен целый комплекс испытаний, который включал следующие виды испытаний:

- испытания на профильную и опорную проходимость (рис. 2 и 3);
- испытания на управляемость;
- испытания по изучению работы ГОТ;
- испытания по изучению экологического ущерба автомобиля на окружающую среду.



Рис. 2.



Рис. 3.

Анализ проведённых испытаний макетного образца подтвердил правильность выбора конструктивных, компоновочных технических решений.

Проведённые испытания показали, что автомобиль «Гидроход»-49061 по сравнению со своим аналогом ЗИЛ – 4972 с механической трансмиссией способен (рис. 4):

- увеличить проходимость до 30% на тяжёлых грунтах;
- повысить среднюю скорость движения на 10-12%;
- снизить расход топлива на 8-10%;
- повысить надёжность за счёт снижения динамических нагрузок в трансмиссии;
- осуществлять устойчивое движение передним и задним ходом на скоростях от 0,7 («пол-

- зучей») до 80 км/час (максимальной);
- снизить экологический ущерб до 20%;
- осуществить дистанционный отбор мощности для привода энергоёмких вспомогательных агрегатов.



Рис. 4.

В перспективе возможны различные конструктивные варианты применения ГОТ на автомобилях, таких как сочленённые 12×12 и многоколёсные 16×16.

Литература

1. Шухман С.Б., Анкинович Г.Г., Соловьёв В.И., Прочко Е.И. Полноприводный автомобиль с гидрообъёмной трансмиссией. Журнал ААИ. № 6, 2003.
2. Шухман С.Б., Соловьёв В.И., Прочко Е.И. Повышение КПД полнопоточной трансмиссии за счёт комбинированного способа регулирования гидромашин. «Вестник машиностроения», М., 2006, № 2.

Об алгоритме расчета на персональной ЭВМ сложных систем объемного гидропривода на неустановившемся режиме

к.т.н., доц. Суздальцев В.Е., к.т.н., доц. Фатеев И.В.
МГТУ «МАМИ»

Увеличение мощности и расширение направлений применения гидропривода на самоходных транспортных машинах, в том числе применение гидравлических усилителей в рулевом управлении с целью повышения их маневренности, делает актуальной работу по разработке универсальной программы расчета сложных разветвленных гидросистем. В таких гидросистемах потребители энергии жидкости имеют различный характер нагрузки, а привода – различные способы регулирования. Поэтому в таких системах целесообразна установка насосов с регуляторами подачи, а в некоторых случаях насосных установок, состоящих из нескольких насосов с различными способами регулирования.

Гидросистемы таких объемных приводов представляют собой разветвленную сеть гидравлических линий высокого и низкого давления, связывающих потребителей с источниками энергии.

Структурно система объемного гидропривода представляет собой ряд узлов, связывающих элементы гидросистемы двух типов. Элементы, расположенные между узлами, как правило, “проточные”, через такие элементы при работе системы протекает рабочая жидкость. Элементы, связанные с одним узлом, как правило, тупиковые, которые подключены только к одному узлу.

Между областью высокого и областью низкого давления, которые четко разграничены, расположены элементы гидросистемы, посредством которых происходит преобразование механической энергии двигателя в энергию потока рабочей жидкости - насосы, и обратное преобразование энергии потока рабочей жидкости в механическую энергию – гидродвигате-