

где: q_j - предельно допустимые нормы концентрации ЗВ в зоне G_j .

Решение задачи позволяет дать верхнюю оценку интенсивности источников ЗВ.

Представленные выше модели реализованы в программном комплексе, основными компонентами которого являются:

- геоинформационная база данных г. Таганрога (рельефная карта города с шагом сетки 5 м., идентифицированными участками дорог и расположениями строений);
- параллельная программа моделирования поля скоростей ветровых течений в пределах городской застройки и распространения ЗВ;
- параллельная программа оценки количества выбросов от автотранспорта на основе решения сопряженной задачи;
- модуль отображения (визуализации) процесса моделирования.

Программный комплекс позволяет исследовать зависимость концентрации ЗВ, степень и размеры зоны поражения от интенсивности движения автотранспорта, состава транспортного потока, параметров автомагистрали, климатических и метеорологических факторов. При этом учитывается влияние рельефа местности и городской застройки. Результаты моделирования отражают динамическую картину степени загрязнения атмосферного воздуха в виде профилей концентрации ЗВ с привязкой к геоинформационной карте. Это позволяет просматривать процесс расчета в реальном времени на рельефной карте города.

В заключение следует отметить, что комплекс может также использоваться для установления норм выбросов от источников так, чтобы они могли удовлетворять допустимым нормам качества окружающего атмосферного воздуха в контролируемом районе.

Литература

1. Берлянд М. Е. Прогноз и регулирование загрязнений атмосферы Л.: Гидрометеоиздат, 1985. 271с.
2. Колдоба А. В., Повещенко Ю. А., Самарская Е. А., Тишкин В. Ф. . Методы математического моделирования окружающей среды М.: Наука, 2000. 254с.
3. Марчук Г. И. Математическое моделирование в проблеме окружающей среды М.: Наука, 1982. 319с.
4. Корнеев В. В. Параллельные вычислительные системы М.: Ноледж, 1999. 320с.
5. Луканин В. Н., Буслаев А. П., Яшина М. В. Автотранспортные потоки и окружающая среда – 2: Учеб. Пособие для вузов / Под ред. В. Н. Луканина. – М.: ИНФРА-М, 2001. 646с.
6. Методика расчетов выбросов в атмосферу загрязняющих веществ автотранспортом на городских магистралях. -М.: НИИАТ, 1997. 54 с.
7. Матвеев Л.Т. Физика атмосферы Санкт-Петербург: Гидрометеиздат, 2000. 779 с.

Метод определения тягово-скоростных и топливно-экономических качеств автомобиля с двухпоточной гидромеханической передачей фирмы "Voith"

к.т.н., проф. Селифонов В.В., Ву Туан Ань
МГТУ «МАМИ».

В настоящее время в России в большом объеме выпускаются городские автобусы с двухпоточными гидромеханическими передачами "VOITH". Однако известные в литературе методики расчета тягово-динамических и топливно-экономических качеств автомобиля для полнопоточной гидромеханической передачи оказываются некорректными для определения этих качеств в случае установки на автомобиль двухпоточной дифференциальной гидромеханической передачи с использованием в одном из звеньев дифференциала гидротрансформатора. В работе обоснована и изложена методика расчета перечисленных качеств автомобилей с двухпоточными гидромеханическими передачами.

На рис. 1 и 2 приведены конструкция гидромеханической передачи "VOITH" и ее кинематическая схема.

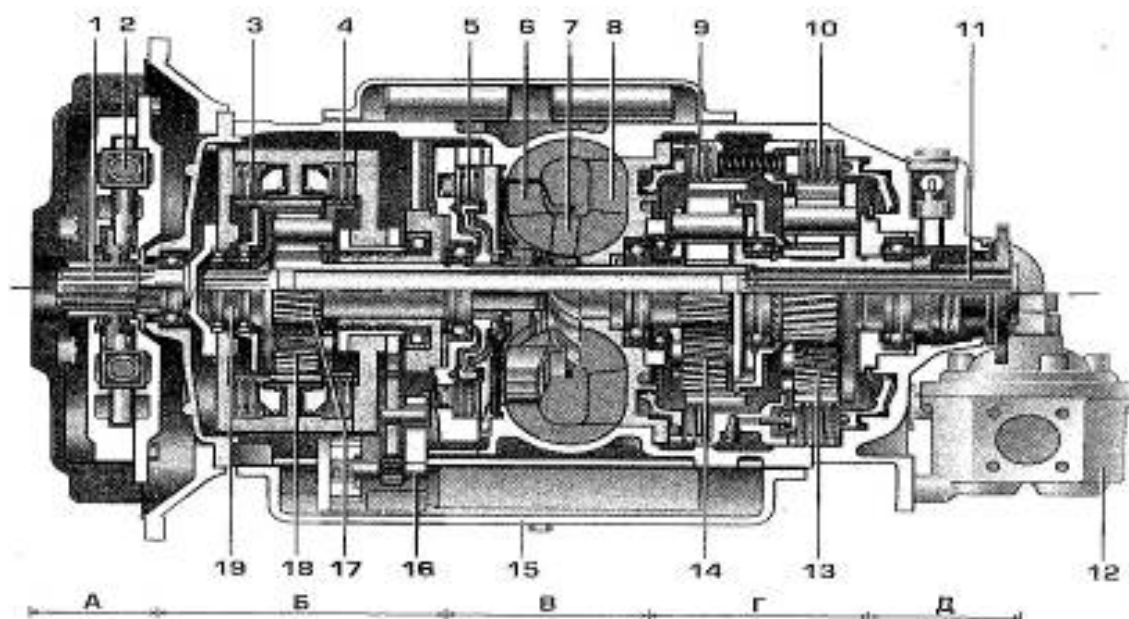


Рис. 1. Конструкция гидромеханической коробки передач "VOITH":

А – привод; Б – входной дифференциал; В – гидротрансформатор; Г – дополнительная передача; Д – выходная часть; 1 – входной вал; 2 – демпфер крутильных колебаний; 3 – входное сцепление; 4 – разделительное сцепление; 5 – тормоз насоса; 6 – насосное колесо; 7 – турбинное колесо; 8 – реактор; 9 – блокирующее сцепление; 10 – тормоз 3.х.; 11 – выходной вал; 12 – теплообменник; 13 – планетарный редуктор передачи 3.х. и дифференциала; 14 – механизм турбины; 15 – масляный поддон; 16 – насос; 17 – солнечная шестерня; 18 – сателлиты; 19 – водило.

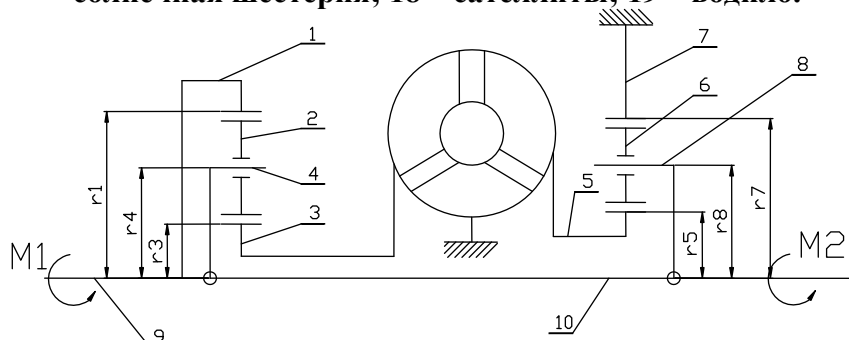


Рис. 2. Кинематическая схема дифференциальной передачи фирмы "VOITH":

r_1, r_3, r_4 – радиусы коронной 1, солнечной шестерней 3 и водила 4 переднего дифференциала; r_5, r_7, r_8 – радиусы коронной 5, солнечной шестерней 7 и водила 8 заднего дифференциала.

Передача состоит из двух дифференциалов – переднего и заднего, и гидротрансформатора, насос которого связан со звеном переднего дифференциала, турбина – со звеном заднего дифференциала, а реактор постоянно остановлен.

Из плана скоростей для стопового режима переднего и заднего дифференциалов (рис. 3), схемы сил и моментов, действующих в элементах переднего и заднего дифференциала (рис. 4), нетрудно получить выражения, определяющие крутящие моменты на насосном колесе M_n , на валу коронной шестерни M_1 , на валу водила M_4 переднего дифференциала, на валу коронной шестерни M_5 и на остановленной коронной шестерне M_7 заднего дифференциала:

$$M_H = \lambda_H \rho D_a^5 \omega_3^2 = \lambda_H \rho D_a^5 \omega_1 r_1^2 / r_3^2, \quad (1)$$

$$M_1 = M_H r_1 / r_3 = \lambda_H \rho D_a^5 \omega_1^2 r_1^3 / r_3^3, \quad (2)$$

$$M_4 = M_1 + M_H = \lambda_H \rho D_a^5 \omega_1^2 r_1^2 (r_1 + r_3) / r_3^2, \quad (3)$$

$$M_5 = M_3 K_0, \quad (4)$$

$$M_7 = P_{76} r_7 = M_3 K_0 r_7 / r_5, \quad (5)$$

где: D_a – активный диаметр гидротрансформатора,

λ_H – коэффициент крутящего момента насоса,

ρ – плотность жидкости,

ω_1 – частота вращения коронной шестерни,

K_0 – коэффициент трансформации в стопорном режиме.

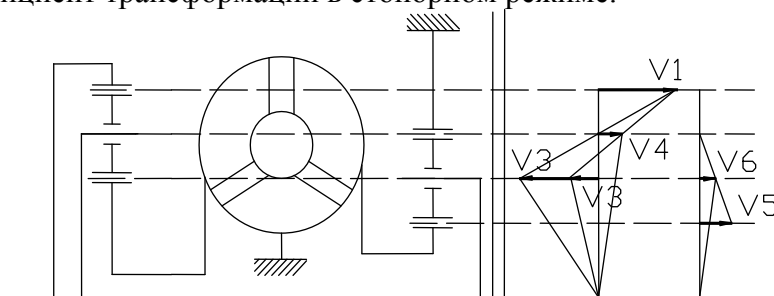


Рис. 3. План скоростей для стопового режима переднего и заднего дифференциала.

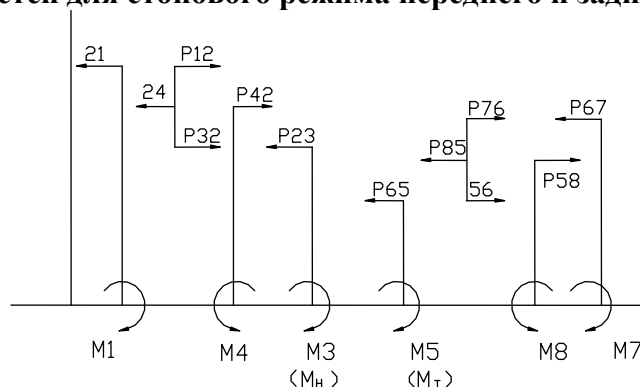


Рис. 4. Схема сил и моментов, действующих в элементах переднего и заднего дифференциала.

А крутящий момент на валу водила M_8 , передающийся от заднего дифференциала на выходной вал трансмиссии, будет равен:

$$M_8 = M_5 + M_7 = M_3 K_0 + M_3 K_0 r_7 / r_5 = M_3 K_0 (1 + r_7 / r_5). \quad (6)$$

На выходном валу передачи суммируются моменты с валов водил переднего и заднего дифференциалов:

$$M_{\text{вых}} = M_4 + M_8 = \lambda_H \rho D_a^5 \omega_1^2 (r_1^2 / r_3^2) [1 + r_1 / r_3 + K_0 (1 + r_7 / r_5)]. \quad (7)$$

Автомобиль остается неподвижным и соответственно в передаче сохраняется стоповый режим до тех пор, пока суммарный момент на выходном валу передачи не превысит значения приведенного к выходному валу передачи момента сопротивления движению:

$$M_f = G_a f r_k / i_{\text{МКП}} i_0 \eta_{\text{ТР}}, \quad (8)$$

здесь: G_a – вес автомобиля;

f – коэффициент дорожного сопротивления;

$\eta_{\text{ТР}}$ – коэффициент полезного действия трансмиссии от выходного вала передачи до вала привода ведущих колес;

$i_{\text{МКП}}$ – передаточное число механической коробки передач;

i_0 – передаточное число главной передачи;

r_k – радиус качения ведущих колес в ведомом режиме.

В этом случае происходит одновременный разгон вала двигателя под действием разницы момента двигателя и момента на валу коронной шестерни 1 и выходного вала передачи (а вместе с ним и разгон автомобиля) под действием разницы момента на выходном валу передачи и приведенного к этому валу момента сопротивления движению.

Угловое ускорение вала двигателя определится уравнением:

$$(d\omega_e / dt)_k = (M_e - M_1) / J_e, \quad (9)$$

здесь: M_e – момент двигателя при работе его по внешней характеристике;

J_e – момент инерции вращающихся деталей двигателя.

Угловое ускорение выходного вала передачи определится уравнением:

$$(d\omega_{\text{ВЫХ}} / dt)_k = M_{\text{ВЫХ}} - M_f / J_a, \quad (10)$$

здесь: $M_{\text{ВЫХ}}$ – текущее значение момента на выходном валу передачи;

M_f – момент сопротивления движению, приведенный к выходному валу передачи;

J_a – приведенный момент инерции, эквивалентный инерционным массам автомобиля.

Принимая в первом приближении неизменность ускорений и режима работы трансформатора на элементарном промежутке времени dt , получим:

$$(\omega_e)_{k+1} = (\omega_e)_k + (d\omega_e / dt)_k dt, \quad (11)$$

$$(\omega_{\text{ВЫХ}})_{k+1} = (\omega_{\text{ВЫХ}})_k + (d\omega_{\text{ВЫХ}} / dt)_k dt, \quad (12)$$

здесь: индекс "k" означает предыдущее значение частоты, индекс "k+1" – последующее значение частоты.

Новые значения частот вращения вала насоса и вала турбины определяют новое значение передаточного отношения гидротрансформатора.

$$(i_{\text{ГТ}})_{k+1} = (\omega_T)_{k+1} / (\omega_H)_{k+1}. \quad (13)$$

По безразмерной характеристике гидротрансформатора по известному значению передаточного отношения определим текущее значение коэффициента трансформации $(K_{\text{тр}})_{k+1}; (K_{\text{зм}}) = f(i)_{\text{зм}}$.

По новому значению частоты вращения вала насоса ($\omega_H = \omega_3$) определим новое значение момента на валу насоса:

$$(M_H)_{k+1} = \lambda_H \rho D_a^5 (\omega_H)_{k+1}^2. \quad (14)$$

По новому значению частоты вращения выходного вала ($(\omega_{\text{ВЫХ}})_{k+1}$) определим скорость движения автомобиля:

$$V_a = (\omega_{\text{ВЫХ}})_{k+1} r_k / i_{\text{МПК}} i_0. \quad (15)$$

Сумма элементарных отрезков времени δt определит время разгона автомобиля.

Для определения тяговых возможностей автомобиля на всех скоростных режимах необходимо определить передаточное отношение дифференциальной передачи:

$$i_{\text{ДП}} = \omega_{\text{ВЫХ}} / \omega_e. \quad (16)$$

Для получения выражения $i_{\text{ДП}}$ определим значение передаточного отношения гидротрансформатора через частоты вращения входного ($\omega_e = \omega_1$) и выходного ($\omega_{\text{ВЫХ}} = \omega_5$) валов.

$$i_{\text{ГТ}} = 2\omega_{\text{ВЫХ}} r_8 r_3 / (\omega_e r_1 r_5 - 2\omega_{\text{ВЫХ}} r_4 r_5) = 2i_{\text{ДП}} r_8 r_3 / (r_1 r_5 - 2i_{\text{ДП}} r_4 r_5). \quad (17)$$

Решив уравнение (17) относительно передаточного числа дифференциальной передачи $i_{\text{ДП}}$, получим:

$$i_{\text{ДП}} = i_{\text{ГТ}} r_1 r_5 / 2(r_8 r_3 + i_{\text{ГТ}} r_4 r_5). \quad (18)$$

Аналогично можно получить значение коэффициента трансформации дифференциаль-

ной передачи.

Действительно, поскольку соотношение моментов в дифференциале не зависит от соотношения частот вращения колес планетарного механизма, то в соответствии с уравнениями (1), (3), (4), (5), (6), (7), и, учитывая, что коэффициент трансформации гидротрансформатора в текущем режиме работы обозначен как K_{TP} , а также принимая во внимание, что в переднем и заднем дифференциалах имеют место соотношения:

$$r_4 = (r_1 + r_3) / 2, \quad (19)$$

$$r_8 = (r_5 + r_7) / 2, \quad (20)$$

можно записать:

$$M_8 = M_5 + M_7 = M_3 K_{TP} (1 + r_7 / r_5) = M_3 K_{TP} 2r_8 / r_5. \quad (21)$$

$$M_{ВЫХ} = M_4 + M_8 = 2M_3 (r_4 r_5 + K_{TP} r_3 r_8) / r_3 r_5. \quad (22)$$

Отсюда определяется коэффициент трансформации дифференциальной передачи:

$$K_{ДП} = M_{ВЫХ} / M_1 = 2(r_4 r_5 + K_{TP} r_3 r_8) / r_1 r_5. \quad (23)$$

Для любой трансформирующей передачи коэффициент полезного действия представляет собой произведение коэффициента трансформации и передаточного отношения. Для рассматриваемой дифференциальной передачи соответственно получим:

$$\eta_{ДП} = K_{ДП} i_{ДП} = i_{ГТ} (r_4 r_5 + K_{TP} r_3 r_8) / (r_3 r_8 + i_{ГТ} r_4 r_5). \quad (24)$$

Таким образом, для каждого произвольно выбранного режима работы гидротрансформатора можно определить коэффициент трансформации, передаточное отношение и коэффициент полезного действия дифференциальной передачи.

По известным выражениям выходная характеристика дифференциальной передачи перестраивается в тяговую характеристику автомобиля с дифференциальной гидропередачей.

При расчете топливной экономичности автомобиля с гидромеханической дифференциальной передачей следует разделить режимы движения: топливная экономичность при равномерном движении с заданной скоростью и топливная экономичность при разгоне автомобиля. Строго говоря, для городского автобуса с передачей "VOITH" актуальным является режим разгона, поскольку все варианты таких передач и трех и четырех ступенчатые, предусматривают блокировку гидротрансформатора на всех передачах, кроме первой, на которой осуществляется трогание с места и последующий разгон автобуса. Расчет топливной экономичности на всех передачах, кроме первой, ведется точно так же, как для автомобилей со ступенчатой механической трансмиссией.

При расчете топливной экономичности в режиме разгона также можно выделить два расчетных варианта: расчет топливной экономичности при разгоне с максимально возможной интенсивностью (с полной подачей топлива, т.е. при работе двигателя по внешней характеристике) и расчет топливной экономичности при разгоне с заданным ускорением, как это имеет место при движении в городском цикле. Вместе с тем необходимо учитывать, что современные большие и особо большие городские автобусы, как правило, выполняют требования городских циклов в фазе разгона только при полной подаче топлива, поэтому рассмотрим вариант расчета топливной экономичности автомобиля с дифференциальной гидромеханической передачей при движении в городском цикле в фазе разгона с полной подачей топлива.

Выводы

В качестве основы метода построения тягово-скоростных и топливно-экономических качеств автомобиля с двухпоточной гидромеханической передачей фирмы "VOITH" на установившихся режимах движения получена универсальная тяговая и топливно-экономическая характеристика автомобиля, показывающая связь между скоростью его движения, силой тяги на ведущих колесах и расходом топлива в единицу времени. Полученная универсальная характеристика автомобиля позволяет определять расход топлива на единицу пути при установившемся движении, величину преодолеваемых подъемов и т.д.

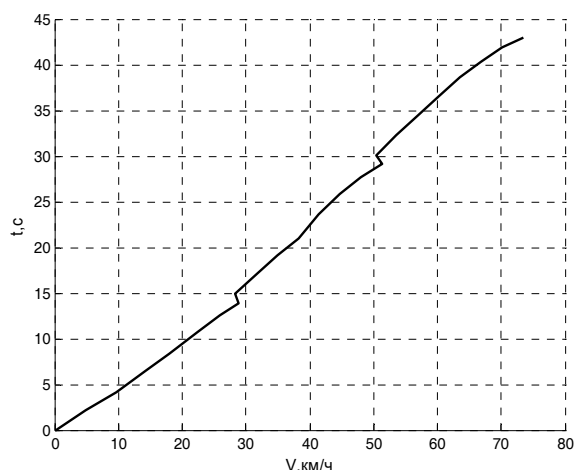


Рис. 7. Характеристика разгона автобуса с ГМП Voith D 851.3 по времени.

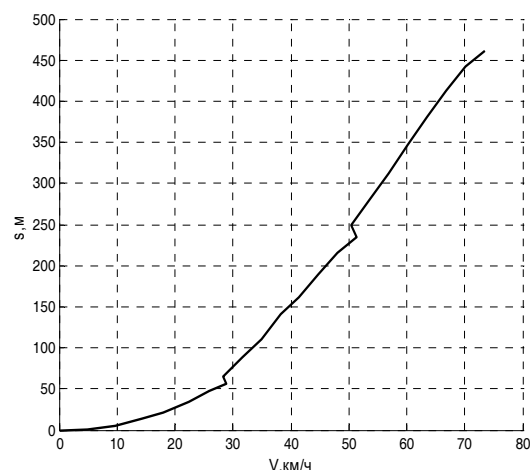


Рис. 8. Характеристика разгона автобуса с ГМП Voith D 851.3 по пути.

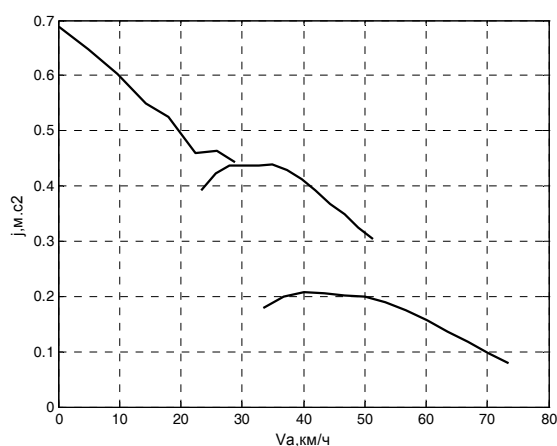


Рис. 9. Характеристика ускорений автобуса с ГМП Voith D 851.3.

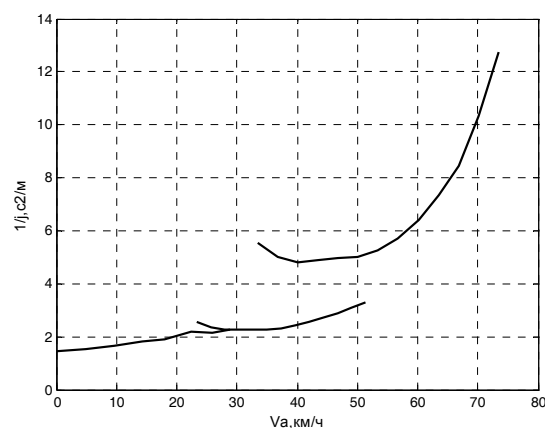


Рис. 10. График величин, обратных ускорениям автобуса с ГМП Voith D 851.3.

Литература

1. Лapidус В.И., Петров В.А. Гидромеханические передачи автомобилей. - М.: Машгиз, 961. С. 378-406.
2. Мазалов Н.Д., Тусов С.М. Гидромеханические коробки передач. М.: Изд-во Машиностроение», 1971. С. 205-234.
3. Селифонов В.В., Гируцкий О.И. Автоматические сцепления и гидродинамические передачи автомобилей. – М.: МГТУ «МАМИ», 1999. С. 73-90.

Установка для испытания ременных передач

Семин И.Н.
МГТУ «МАМИ»

Одним из основных научных направлений кафедры «Детали машин и ПТУ» на протяжении многих лет и в настоящее время является исследование передач трением гибкой связью и вариаторов. Для экспериментального изучения поведения передач под нагрузкой, проверки новых теоретических положений на кафедре создавались различные испытательные стенды и установки как замкнутого контура, так и открытого энергетического потока, оснащаемые не только выпускаемой промышленностью аппаратурой, но и оригинальными приборами и приспособлениями. Накопленный опыт позволял совершенствовать конструкции стендов, методики проведения экспериментов, а распространение компьютерной техники потребовало ее внедрения как для программного управления, так и регистрации получаемых результатов, их математической обработки.