



Руководство пользователя



# Моделирование трансмиссии

## Оглавление

<b>22. МОДУЛЬ UM ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ТРАНСМИССИЙ.....</b>	<b>1-3</b>
<b>22.1. ОБЩАЯ ИНФОРМАЦИЯ .....</b>	<b>1-3</b>
<b>22.2. ЭЛЕМЕНТЫ ТРАНСМИССИИ.....</b>	<b>1-4</b>
22.2.1. Математические модели элементов .....	1-4
22.2.1.1. Механическая передача вращения .....	1-4
22.2.1.2. Гидромуфта .....	1-4
22.2.1.3. Гидродинамический трансформатор (ГТ) .....	1-6
22.2.1.4. Гидрообъемная передача (ГОП) .....	1-7
22.2.1.5. Планетарные передачи .....	1-10
22.2.1.6. Конический дифференциал.....	1-12
22.2.1.6.1. Дифференциал V1 .....	1-12
22.2.1.6.2. Дифференциал V2 .....	1-13
22.2.2. Описание элементов трансмиссии в программе UM Input.....	1-14
22.2.2.1. Ввод параметров механической передачи вращения .....	1-15
22.2.2.2. Ввод параметров гидромуфты .....	1-16
22.2.2.3. Ввод параметров гидротрансформатора.....	1-17
22.2.2.4. Ввод параметров гидрообъемной передачи .....	1-20
22.2.2.5. Ввод параметров планетарной передачи .....	1-21
22.2.2.6. Ввод параметров дифференциала .....	1-23
22.2.3. Использование стандартных элементов UM Base для создания элементов трансмиссий .....	1-24
22.2.3.1. Зубчатые передачи.....	1-25
22.2.3.2. Цепная передача .....	1-25
22.2.3.3. Карданный вал .....	1-25
22.2.3.4. Фрикционное сцепление .....	1-25
<b>22.3. ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ (ДВС).....</b>	<b>1-26</b>
22.3.1. Математическая модель ДВС .....	1-26
22.3.1.1. Параметры ДВС .....	1-26
22.3.1.2. Внешняя скоростная характеристика.....	1-27
22.3.1.3. Тормозная характеристика.....	1-30
22.3.1.4. Частичные скоростные характеристики .....	1-31
22.3.1.4.1. Поточечное задание скоростных характеристик .....	1-33
22.3.1.4.2. Аналитическая модель скоростных характеристик для искрового двигателя.....	1-35
22.3.1.4.3. Аналитическая модель скоростных характеристик для дизеля.....	1-37
22.3.1.5. Регуляторы частоты вращения .....	1-38
22.3.1.5.1. Предельный регулятор искрового двигателя .....	1-38
22.3.1.5.2. Двухрежимный и всережимный регуляторы дизеля .....	1-39
22.3.1.5.3. Педаль акселератора и положение органа управления подачей топлива.....	1-40
22.3.1.6. Запуск и остановка двигателя.....	1-41
22.3.2. Добавление ДВС к модели в программе UM Input .....	1-42
22.3.3. Задание параметров ДВС в программе UM Simulation .....	1-44
<b>22.4. МОДЕЛИРОВАНИЕ ТРАНСМИССИЙ АВТОМОБИЛЕЙ И ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН .....</b>	<b>1-48</b>
22.4.1. Модель трансмиссии как включенная подсистема .....	1-48
22.4.2. Тормоза и фрикционы .....	1-49
22.4.3. Модель тормозов автомобиля .....	1-51
22.4.4. Передача момента от двигателя: сцепление и гидроаппарат .....	1-52
22.4.5. Коробка передач.....	1-54
22.4.5.1. Силовой элемент, моделирующий коробку передач .....	1-54
22.4.5.2. Идентификатор передачи трансмиссии .....	1-55
22.4.5.3. Задание параметров коробки передач в программе моделирования.....	1-56
22.4.5.4. Файл с кривыми переключения передач .....	1-57
22.4.6. ABS автомобиля.....	1-59
22.4.7. Управление трансмиссией.....	1-60
22.4.7.1. Управление трансмиссией с помощью пульта.....	1-60
22.4.7.2. Управление трансмиссией с помощью идентификаторов .....	1-62

# 1. Модуль UM для моделирования трансмиссий

## 1.1. Общая информация

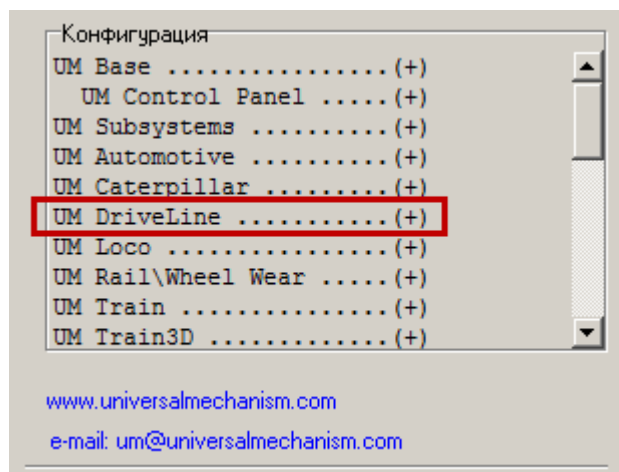


Рис. 1.1. Окно «О программе». Список модулей

Модуль **UM Driveline** содержит ряд элементов для моделирования трансмиссий, в частности, автомобиля, гусеничной машины и т.д. Для того чтобы проверить, включает ли текущая версия UM данный модуль, запустите программу создания моделей **UM Input**, выберите команду меню **Помощь | О программе...** и проверьте, что в появившемся окне после названия модуля UM Driveline стоит знак (+).

В текущей версии модуля доступны следующие элементы:

- Механическая передача вращения с постоянным передаточным числом;
- Упрощенная модель планетарной передачи;
- Гидромуфта;
- Гидротрансформатор;
- Гидрообъемная передача;
- Дифференциал;
- Двигатель внутреннего сгорания.

## 1.2. Элементы трансмиссии

В данном разделе мы рассмотрим специальные силовые элементы, включенные в модуль **UM Driveline**. Рассматриваемые силовые элементы связывают два либо три вала. Как правило, каждый вал должен иметь одну вращательную степень свободы относительно некоторого третьего тела.

### 1.2.1. Математические модели элементов

#### 1.2.1.1. Механическая передача вращения

Элемент используется для упрощенного моделирования механической передачи вращения с заданным передаточным числом  $i_{12}$ , в частности, зубчатых передач, содержащих несколько зубчатых колес. Например, элемент может быть использован для упрощенного моделирования коробки передач автомобиля.

Уравнения движения:

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 &= -c(\varphi_1 - \varphi_2 i_{12}) - d(\omega_1 - \omega_2 i_{12}) + M_1, \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 &= -c\eta i_{12}^2 (\varphi_2 - \varphi_1 i_{21}) - d\eta i_{12}^2 (\omega_2 - \omega_1 i_{21}) + M_2 = \\ &= -i_{12} \eta (-c(\varphi_1 - \varphi_2 i_{12}) - d(\omega_1 - \omega_2 i_{12})) + M_2, \\ \omega_1 &= \dot{\varphi}_1, \omega_2 = \dot{\varphi}_2, i_{12} = i_{21}^{-1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \end{aligned}$$

Здесь  $c$  (Нм/рад),  $d$  (Нмс/рад) – коэффициенты жесткости и диссипации передачи, приведенные к оси вращения первого вала;  $M_1, M_2$  – моменты внешних нагрузок;  $\eta$  – к.п.д. передачи, характеризующий потерю энергии в элементе.

Элемент применяется в том случае, когда пара тел связана с некоторым третьим телом шарнирами с одной вращательной степенью свободы. Например, первое тело является входным, а второе – выходным валом коробки передач автомобиля; оба вала связаны с кузовом автомобиля вращательными шарнирами. Вращение в шарнире первого тела может быть явной заданной функцией времени.

Модели:

[{Данные УМ}\Samples\Library\Driveline\MechConverter;](#)

[{Данные УМ}\Samples\Library\Driveline\MechConverter 1t.](#)

Во втором примере входной вал вращается в соответствии с заданной функцией времени.

Добавление элемента к модели: п. 1.2.2.1. "Ввод параметров механической передачи вращения", с. 1-15.

#### 1.2.1.2. Гидромуфта

Пусть  $n_1, n_2$  – число оборотов насосного и турбинного колес гидромуфты, передаточное отношение  $i = n_2/n_1$ . Величина момента, передаваемого гидродинамической муфтой, определяется выражением

$$M = \lambda_M \gamma n_1^2 D^5,$$

где

$D$  – активный диаметр муфты,

$\gamma$  – плотность жидкости,

$\lambda_M$  – коэффициент момента, зависящий от передаточного отношения  $i$ .

Модель гидромуфты определяется приведенной характеристикой – зависимостью коэффициента момента  $\lambda_M$  от передаточного отношения  $i$ , рис. 1.2. Обычно на приведенной характеристике также указывается зависимость для к.п.д.  $\eta(i)$ , однако в силу соотношения  $\eta = i$ , достаточно знания зависимости  $\lambda_M(i)$ .

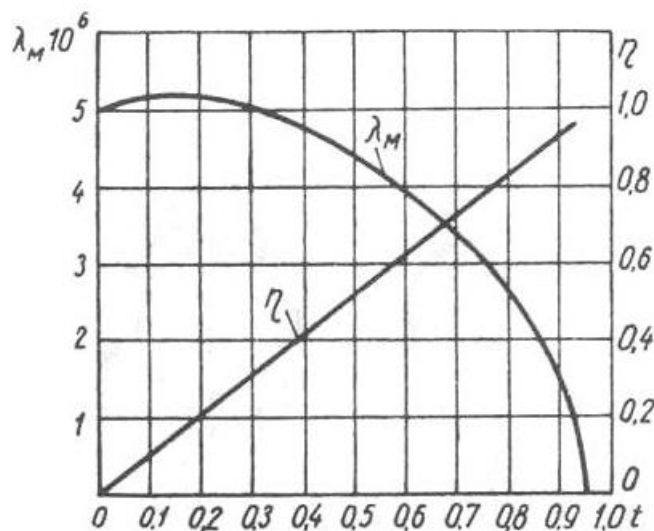


Рис. 1.2. Пример приведенной характеристика гидромуфты

В УМ используется модель момента в виде зависимости

$$M = k_M \lambda_M \omega_1^2,$$

где  $\omega_1$  – угловая скорость турбинного колеса, измеряемая в рад/с. Пользователь задает график  $\lambda_M$  и коэффициент пропорциональности  $k_M$ , таким образом, чтобы в результате применение данной зависимости давало значение момента в Нм.

Пример. Пусть в формуле для величины момента используются следующие размерности (техническая систем единиц):  $M$  (кГм),  $\gamma$ (кГ/м<sup>3</sup>),  $D$ (м),  $n$  (об/мин). Учитывая, что удельный вес рабочей жидкости кГ/м<sup>3</sup> численно равен плотности  $\rho$  (кг/ м<sup>3</sup>), а угловая скорость связана с числом оборотов в минуту соотношением  $n = 30\omega/\pi$ , получим для момента в Нм

$$M = 9.8 \left( \frac{30\omega_1}{\pi} \right)^2 \rho D^5 \lambda_M,$$

то есть

$$k_M = 9.8 \left( \frac{30}{\pi} \right)^2 \rho D^5 = 893.6 \rho D^5.$$

Модель: {Данные УМ}\Samples\Library\Driveline\Fluid Coupling.

Добавление элемента к модели: п. 1.2.2.2. "Ввод параметров гидромукты", с. 1-16.

Интернет ресурс: [en.wikipedia.org/wiki/Fluid\\_coupling](http://en.wikipedia.org/wiki/Fluid_coupling).

### 1.2.1.3. Гидродинамический трансформатор (ГТ)

Пусть  $n_1, n_2$  – число оборотов насосного и турбинного колес ГТ, передаточное отношение  $i = n_2/n_1$ . Величины моментов на насосном ( $M_1$ ) и турбинном ( $M_2$ ) колесах определяются выражениями

$$\begin{aligned}M_1 &= \lambda_{M1} \gamma n_1^2 D^5, \\M_2 &= \lambda_{M2} \gamma n_2^2 D^5\end{aligned}$$

где

$D$  – активный диаметр ГТ,

$\gamma$  – плотность жидкости,

$\lambda_{M1}, \lambda_{M2}$  – коэффициенты момента, зависящие от передаточного отношения  $i$ .

Дополнительно используются следующие показатели:

- коэффициент трансформации момента

$$K = \frac{M_2}{M_1}$$

- коэффициент полезного действия

$$\eta = \frac{M_2 n_2}{M_1 n_1} = K i$$

Таким образом, модель ГТ задается одним из перечисленных ниже эквивалентных вариантов зависимостей от передаточного отношения  $i$

- $\lambda_{M1}, \lambda_{M2}$
- $\lambda_{M1}, K$
- $\lambda_{M2}, K$
- $\lambda_{M1}, \eta$
- $\lambda_{M2}, \eta$

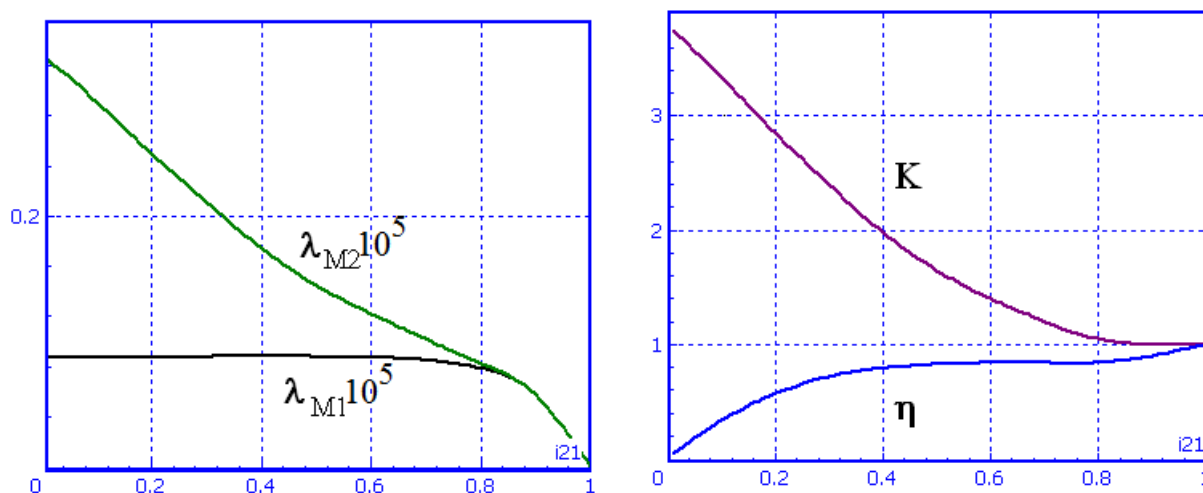


Рис. 1.3. Пример характеристик ГТ

В УМ используется модель моментов в виде зависимостей

$$M_1 = k_M \lambda_{M1} \omega_1^2$$

$$M_2 = k_M \lambda_{M2} \omega_2^2,$$

где  $\omega_1, \omega_2$  – угловые скорости турбинного и насосного колес, измеряемые в рад/с. Пользователь задает один из перечисленных выше вариантов пар параметров и коэффициент пропорциональности  $k_M$  таким образом, чтобы в результате значение момента измерялось в Нм.

Модель: [{Данные УМ}\Samples\Library\Driveline\Hydraulic Torque Converter](#).

Добавление элемента к модели: п. 1.2.2.3. "Ввод параметров гидротрансформатора", с. 1-17.

Интернет ресурс: [en.wikipedia.org/wiki/Torque\\_converter](http://en.wikipedia.org/wiki/Torque_converter).

#### 1.2.1.4. Гидрообъемная передача (ГОП)

Схема одного из вариантов ГОП представлена на рис. 1.4:

- 1 – регулируемый реверсивный насос
- 2 – реверсивный гидромотор
- 3 – предохранительные клапаны
- 4-7 – система подпитки
- 4: насос
- 6: обратные клапаны

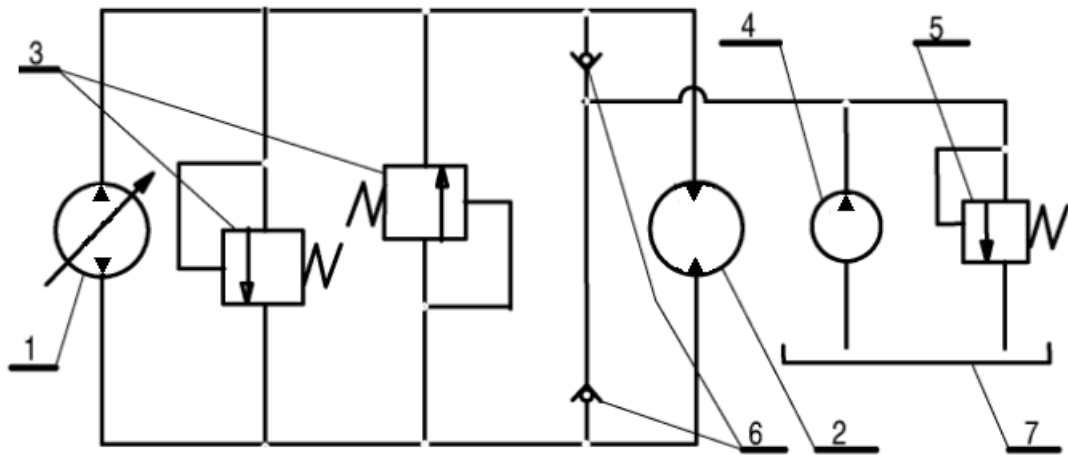


Рис. 1.4. Схема ГОП

Реализована следующая математическая модель ГОП:

$$\begin{cases} \frac{dp}{dt} = \frac{E}{V}(-rp + q_p e_p \omega_p - q_m e_m \omega_m), p < p_{u,max} - p_l \\ \frac{dp}{dt} = 0, p > p_{u,max} - p_l \\ M_p = -v_p \omega_p - q_p e_p p \\ M_m = -v_m \omega_m + q_m e_m p \\ p = p_u - p_l \end{cases}$$

Индексы  $p, m$  использованы для обозначения величин, относящихся к насосу (pump) и гидромотору (motor). Введены следующие обозначения:

$p$  – разность давлений в магистралях высокого  $p_u$  и низкого  $p_l$  давлений,  $p_{u,max}$  – максимальное давление в магистрали, при превышении которого открывается предохранительный клапан; предполагается, что  $p_l$  равно давлению подпитки;

$\omega_p, \omega_m$  – угловые скорости вращения насоса и мотора, рад/с;

$M_p, M_m$  – гидравлически моменты, действующие на валы насоса и мотора, Нм;

$E$  – объемный модуль упругости жидкости, Н/м<sup>2</sup>;

$V$  – объем магистрали (предполагается одинаковым для магистралей высокого и низкого давлений), м<sup>3</sup>;

$r$  – суммарный коэффициент утечек, м<sup>5</sup>/Н/с;

$q_p, q_m$  – характерные объемы насоса и мотора (удельные подачи жидкости при максимально открытых заслонках), м<sup>3</sup>;

$e_p, e_m \in [-1, 1]$  – параметры управления производительностью насоса и мотора, для нерегулируемого гидромотора полагаем  $e_m = 1$ ;

$v_p, v_m$  – коэффициенты демпфирования (коэффициенты гидромеханических потерь), Нмс.

Для того, чтобы оценить влияние параметров на динамические свойства ГОП, рассмотрим простую динамическую модель.

$$\begin{aligned} J_p \dot{\omega}_p &= M_1 - v_p \omega_p - q_p e_p p \\ J_m \dot{\omega}_m &= -M_2 - v_m \omega_m + q_m e_m p \\ \dot{p} &= \frac{E}{V} (-rp + q_p e_p \omega_p - q_m e_m \omega_m) \end{aligned} \quad (*)$$

Здесь  $J_p, J_m$  – моменты инерции валов насоса и мотора вместе с жестко связанными с ними элементами конструкции,  $M_1, M_2$  – внешние моменты на валах, в частности,  $M_2$  – значение момента нагрузки.

Полагая равными нулю внешние моменты и параметры  $r, v_p, v_m$  получим систему линейных дифференциальных уравнений

$$\begin{aligned} J_p \dot{\omega}_p &= -q_p e_p p \\ J_m \dot{\omega}_m &= q_m e_m p \\ \dot{p} &= \frac{E}{V} (q_p e_p \omega_p - q_m e_m \omega_m) \end{aligned}$$

Дифференцируя третье уравнений по времени и учитывая первые два уравнения, сформируем уравнение колебаний давления

$$\ddot{p} = -\frac{E}{V} \left( \frac{q_p^2 e_p^2}{J_p} + \frac{q_m^2 e_m^2}{J_m} \right) p.$$

Таким образом, благодаря сжимаемости жидкости, ГОП вносит в модель частоту

$$f_p = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{E}{V} \left( \frac{q_p^2 e_p^2}{J_p} + \frac{q_m^2 e_m^2}{J_m} \right)} \text{ Гц.}$$

Приведем численный пример.

Пусть  $V=200 \text{ см}^3$ ,  $q_p = q_m = 16 \text{ см}^3$ ,  $J_p = J_m = 1 \text{ кгм}^2$ ,  $e_p = e_m = 1$ ,  $E = 1.5 \cdot 10^9 \text{ Н/м}^2$ . При данных значениях параметра частота равна  $f = 9.86 \text{ Гц}$ .

Упростим уравнения (\*), предположив, что вал насоса вращается с постоянной угловой скоростью.

$$\begin{aligned} J_m \dot{\omega}_m &= -M_2 - v_m \omega_m + q_m e_m p \\ \dot{p} &= \frac{E}{V} (-rp + q_p e_p \omega_p - q_m e_m \omega_m) \end{aligned} \quad (**)$$

Рассмотрим стационарный режим уравнений (\*\*), при этом пренебрегая гидромеханическими потерями

$$\begin{aligned} 0 &= -M_2 + q_m e_m p \\ 0 &= -rp + q_p e_p \omega_p - q_m e_m \omega_m \end{aligned}$$

В результате получим следующие значения для давления и угловой скорости мотора:

$$p = \frac{M_2}{q_m e_m}$$

$$\omega_m = \frac{q_p e_p}{q_m e_m} \omega_p - \frac{r M_2}{(q_m e_m)^2}$$

Уменьшение угловой скорости мотора по сравнению с идеальным значением

$$\omega_m = \frac{q_p e_p}{q_m e_m} \omega_p$$

позволяет оценить величину утечек  $r$ .

Наконец, пренебрегая гидромеханическими потерями, из линейной части уравнений (\*\*\*) получим характеристическое уравнение для расчета собственных значений

$$\lambda^2 + \frac{rE}{V} \lambda + \frac{q_m^2 e_m^2 E}{V J_m} = 0.$$

Используя собственные значения, можно определить степень демпфирования модели и, сравнивая с экспериментом, уточнить значение величины утечек  $r$ .

Добавление элемента к модели: п. 1.2.2.4. "Ввод параметров гидрообъемной передачи", с. 1-20.

### 1.2.1.5. Планетарные передачи

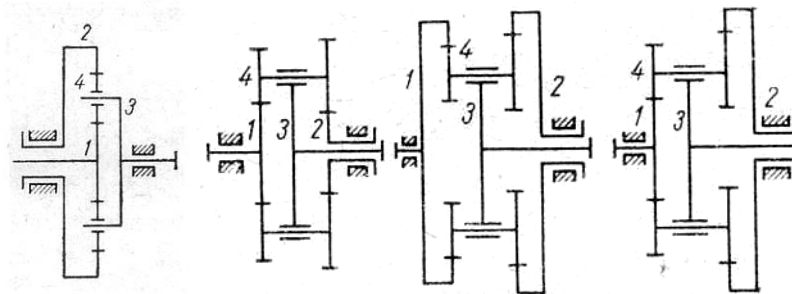


Рис. 1.5. Схемы планетарных передач: 1 – солнечное колесо, 2 – эпицикл, 3 – водило, 4 – сателлиты

Силовой элемент используется для упрощенного моделирования одно- и двухрядных планетарных передач, представленных на рис. 1.5. Упрощение состоит в том, что пренебрегается инерционными свойствами сателлитов, т.е. считается, что их вклад в кинетическую энергию передачи мал. Модель учитывает упругие свойства зубчатых зацеплений сателлитов с эпициклом и солнечным колесом и подшипников с помощью параметра «эквивалентная жесткость»  $c$  [1].

$$c = \frac{1}{\frac{1}{c_1} + \frac{i_4^2}{c_2} + \frac{(1 - i_4)^2}{c_3}}$$

$$i_4 = \frac{r_1 - r_3}{r_2 - r_3}$$

В этой формуле  $c_1, c_2, c_3$  (Н/м) – суммарные коэффициенты линейной жесткости в зацеплении сателлита с солнечным колесом и с эпициклом (приведенные к касательной к делительной окружности), а также в подшипнике сателлита,  $r_1, r_2, r_3$  – радиусы солнечного колеса, эпицикла и водила. Суммарный коэффициент жесткости равен произведению соответствующего коэффициента жесткости для одного сателлита на число сателлитов.

Рассмотрим теперь математическую модель силового элемента. Введем прогиб

$$\Delta = r_1 \Delta \varphi_1 - i_4 r_2 \Delta \varphi_2 - (1 - i_4) r_3 \Delta \varphi_3,$$

$$\Delta \varphi_i = \varphi_i(t) - \varphi_i(0), i = 1, 2, 3.$$

Можно показать, что моменты упругих сил, действующих со стороны сателлитов на остальные зубчатые колеса, определяются выражениями

$$M_1 = -c r_1 \Delta,$$

$$M_2 = c r_2 i_4 \Delta,$$

$$M_3 = c r_3 (1 - i_4) \Delta,$$

а единственная частота свободных упругих колебаний механизма равна

$$\omega = \sqrt{c \left( \frac{r_1^2}{J_1} + \frac{r_2^2 i_4^2}{J_2} + \frac{r_3^2 (1 - i_4)^2}{J_3} \right)}.$$

Здесь  $J_1, J_2, J_3$  – моменты инерции солнечного колеса, эпицикла и водила. Экспериментальной измерение этой частоты позволит оценить значение жесткости  $c$

$$c = \frac{\omega^2}{\left( \frac{r_1^2}{J_1} + \frac{r_2^2 i_4^2}{J_2} + \frac{r_3^2 (1 - i_4)^2}{J_3} \right)}.$$

Заметим, что при одном или двух заторможенных зубчатых колеса частота свободных колебаний получается из приведенной выше формулы вычеркиванием слагаемых, соответствующих фиксированному колесу. Например, если зафиксировано солнечное колесо, то частота определяется выражением

$$\omega_1 = \sqrt{c \left( \frac{r_2^2 i_4^2}{J_2} + \frac{r_3^2 (1 - i_4)^2}{J_3} \right)}.$$

Линейная диссипация  $\mu$  вводится таким образом, чтобы достичь заданного значения  $\beta$  доли демпфирования от критического.

$$M_1 = -c r_1 \Delta - \mu r_1 \dot{\Delta},$$

$$M_2 = c r_2 i_4 \Delta + \mu r_2 i_4 \dot{\Delta},$$

$$M_3 = c r_3 (1 - i_4) \Delta + \mu r_3 (1 - i_4) \dot{\Delta},$$

$$\mu = \frac{2\beta c}{\omega}.$$

Реалистичные значения параметра  $\beta$  лежат в интервале 0.01–0.1..

Приведенные соотношения для моментов с учетом демпфирования представляют собой окончательную математическую модель планетарной передачи.

**Замечание.** При расчете коэффициентов жесткости следует учитывать, что параметры  $c_1, c_2$  должны быть приведены к касательной к делительной окружности. Поэтому, если  $\alpha$  – угол зацепления, то жесткость зубчатого зацепления  $c_{ig}$  должна умножаться на  $\cos^2 \alpha$ , то есть  $c_i = nc_{ig} \cos^2 \alpha$ ,  $n$  – число сателлитов.

Пример: [{Данные УМ}\Samples\Library\Driveline\PlanetaryGearing.](#)

Добавление передачи к модели: п. 1.2.2.5. "Ввод параметров планетарной передачи", с. 1-21.

### 1.2.1.6. Конический дифференциал

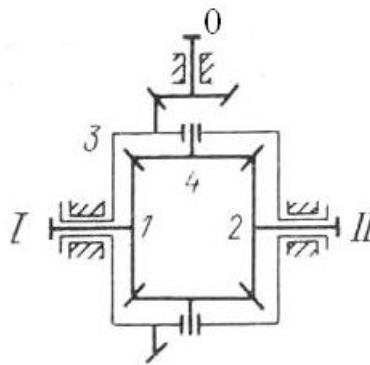


Рис. 1.6. Схема дифференциала: 0 – входной вал, 1,2 – выходные валы, 3 – ведомое колесо, 4 – сателлиты

Конический дифференциал моделируется как силовой элемент, связывающий входной и выходные валы, рис. 1.6. Предлагается использовать две модели. Первая из них, называемая Дифференциал V1, включает все элементы, изображенные на рис. 1.6. Вторая модель, Дифференциал V2, исключает входной вал и его зацепление с ведомым колесом 3, которое должно учитываться другим элементом, например механической передачей вращения.

Добавление элемента к модели: п. 1.2.2.6. "Ввод параметров дифференциала", с. 1-23.

#### 1.2.1.6.1. Дифференциал V1

Как и в случае планетарной передачи п. 1.2.1.5. "Планетарные передачи", с. 1-10, модель дифференциала упрощается путем пренебрежения инерционными свойствами сателлитов 4 и ведомого колеса 3, т.е. считается, что их вклад в кинетическую энергию передачи мал. Модель учитывает упругие свойства зубчатых зацеплений и подшипников с помощью параметра «эквивалентная жесткость»  $c$ . В отличие от планетарной передачи, выражение для эквивалентной жесткости является весьма сложным и зависит от конкретной конструктивной реализации механизма. Поэтому рекомендуется экспериментальное определение данного параметра либо аналитический расчет его значения исходя из особенностей конкретной конструкции.

Рассмотрим математическую модель силового элемента. Введем прогиб

$$\Delta = r_0 \Delta \varphi_0 - \frac{r_3}{2} \Delta \varphi_1 - \frac{r_3}{2} \Delta \varphi_2,$$

$$\Delta \varphi_i = \varphi_i(t) - \varphi_i(0), i = 0, 1, 2.$$

Можно показать, что моменты упругих сил, действующие на входной и выходные валы, определяются выражениями

$$M_0 = -c r_0 \Delta,$$

$$M_1 = c \frac{r_3}{2} \Delta,$$

$$M_2 = c \frac{r_3}{2} \Delta,$$

а единственная частота свободных упругих колебаний механизма равна

$$\omega = \sqrt{c \left( \frac{r_0^2}{J_0} + \frac{r_3^2}{4J_1} + \frac{r_3^2}{4J_2} \right)}.$$

Диссипация подбирается по методике, описанной для планетарных механизмов.

Значения частоты при одном или двух жестко фиксированных валах получаются из данного выражения вычеркиванием соответствующего слагаемого из подкоренного выражения. Значение эквивалентной жесткости можно оценить по экспериментально замеренному значению частоты или в результате статического эксперимента, при котором фиксируются два вала, а к оставшемуся валу прикладывается момент. Например, если зафиксировать выходные валы, а к входному валу приложить момент  $M$ , то значение жесткости определится из соотношения

$$c = \frac{M}{r_0^2 \Delta \varphi_0},$$

где  $\Delta \varphi_0$  – угол закрутки входного вала.

При невозможности поставить натуральный эксперимент, можно выполнить численный эксперимент, создав в УМ уточненную модель дифференциала, в которой все колеса моделируются телами, связанными упругими элементами, моделирующими податливость зацеплений и подшипников. Эквивалентная жесткость в такой модели может быть также получена в результате статического численного эксперимента.

### 1.2.1.6.2. Дифференциал V2

Эта модель проще, чем V1, поскольку входной вал 0 исключен из модели. Входным телом является ведомое колесо 3. Инерционными свойствами сателлитов 4 пренебрегается. Модель учитывает податливость зацепления шестерен входного и выходного валов (1,2) с сателлитами 4, а также подшипников сателлитов введением эквивалентной жесткости  $c$

$$c = \frac{1}{\frac{1}{2c_b} + \frac{1}{4c_t}},$$

Здесь  $c_b$  – жесткость подшипников сателлитов, приведенная к плоскости зацепления,  $c_t$  – жесткость зацепления сателлита.

Рассмотрим математическую модель элемента. Пусть теперь индекс  $o$  соответствует ведомому колесу 3. Введем прогиб

$$\Delta = r_s \left( \Delta\varphi_3 - \frac{1}{2}\Delta\varphi_1 - \frac{1}{2}\Delta\varphi_2 \right),$$

$$\Delta\varphi_i = \varphi_i(t) - \varphi_i(0), i = 0, 2, 3,$$

$$r_1 = r_2 = r_s$$

где  $r_s$  – радиус шестерни выходного вала.

Можно показать, что моменты, действующие на ведомое колесо и выходные валы, определяются выражениями

$$M_0 = -cr_s\Delta,$$

$$M_1 = c\frac{r_s}{2}\Delta,$$

$$M_2 = c\frac{r_s}{2}\Delta,$$

и собственная частота свободных колебаний механизма равна

$$\omega = \sqrt{cr_s^2 \left( \frac{1}{J_0} + \frac{1}{4J_1} + \frac{1}{4J_2} \right)}.$$

Диссипация подбирается по методике, описанной для планетарных механизмов.

### 1.2.2. Описание элементов трансмиссии в программе UM Input

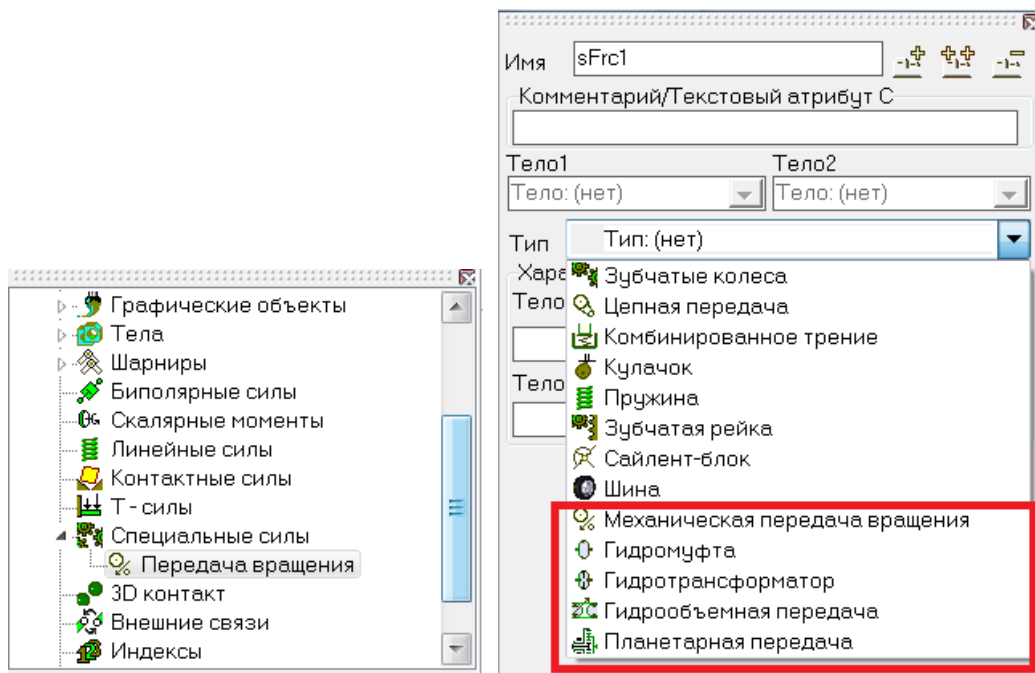


Рис. 1.7. Элементы трансмиссии в списке специальных сил

Элементы трансмиссии, описанные в предыдущем разделе, доступны в программе ввода в разделе специальных сил, рис. 1.7.

### 1.2.2.1. Ввод параметров механической передачи вращения

Рис. 1.8. Параметры механической передачи вращения

Математическую модель элемента см. в п. 1.2.1.1. "Механическая передача вращения", с. 1-4.

Описание элемента включает следующие данные, рис. 1.8.

- Назначение двух тел: входной вал Body1 и выходной вал Body2. Каждое из тел должно быть связано с третьим телом вращательным шарниром. Шарнир для входного вала может задавать вращение как заданную функцию времени. Программа определяет соответствующие шарниры и указывает их имена в окне параметров элементов, Шарнир 1 and Шарнир 2 на рис. 1.8.
- Задание параметров передачи (численные значения или постоянные символьные выражения):
  - передаточное число:  $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ . Если необходимо изменить направление вращения выходного вала, меняется знак передаточного числа;
  - коэффициент жесткости, приведенный к входному валу, Нм;
  - коэффициент диссипации, приведенный к входному валу, Нмс/рад;
  - коэффициент полезного действия (задает потерю энергии в элементе),  $0 < \eta \leq 1$ .

Модели:

[{Данные УМ}\Samples\Library\Driveline\MechConverter](#)

[{Данные УМ }\Samples\Library\Driveline\MechConverter 1t.](#)

### 1.2.2.2. Ввод параметров гидромуфты

Математическую модель элемента см. в п. 1.2.1.2. "Гидромуфта", с. 1-4. Описание элемента включает следующие данные, рис. 1.9.

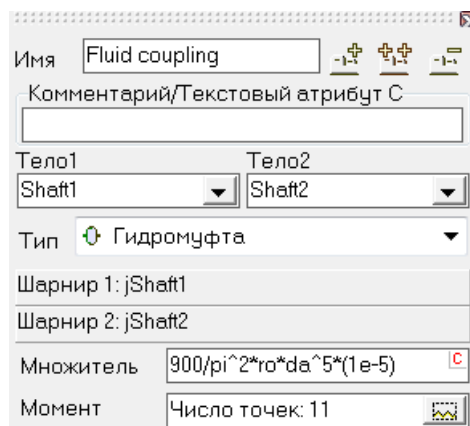



Рис. 1.9. Параметры гидромуфты

- Назначение двух тел: входной вал (вал насоса) *Body1* и выходной вал (ва турбины) *Body2*. Каждое из тел должно быть связано с третьим телом вращательным шарниром. Программа определяет соответствующие шарниры и указывает их имена в окне параметров элементов, *Шарнир 1* and *Шарнир 2* на рис. 1.9.
- Множитель  $k_M$ .
- Задание зависимости коэффициента момента от передаточного отношения  $i = \frac{n_2}{n_1}$  в редакторе кривых, рис. 1.10, доступном после щелчка на кнопке .

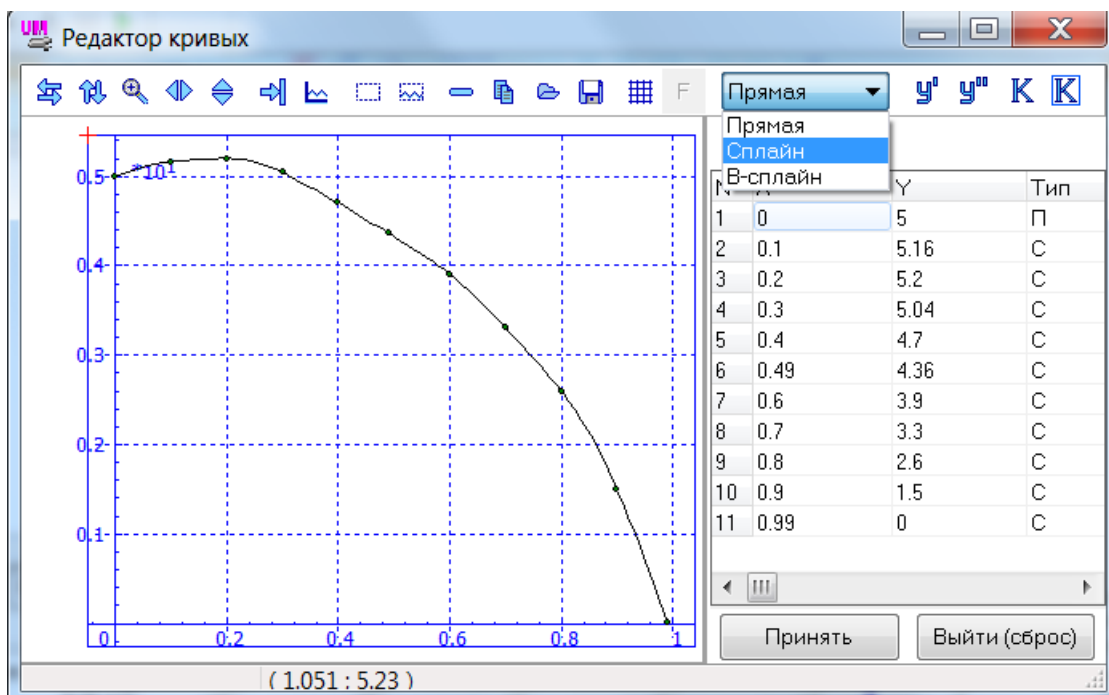


Рис. 1.10. Характеристика гидромуфты: коэффициент момента в зависимости от передаточного отношения

Модель: {Данные УМ}\Samples\Library\Driveline\Fluid Coupling.

### 1.2.2.3. Ввод параметров гидротрансформатора

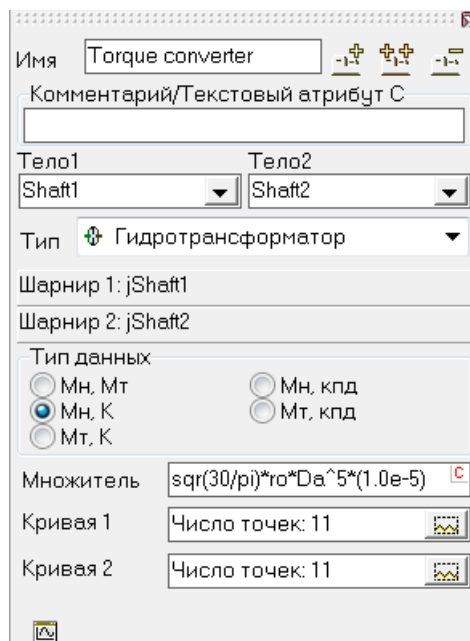


Рис. 1.11. Параметры гидротрансформатора

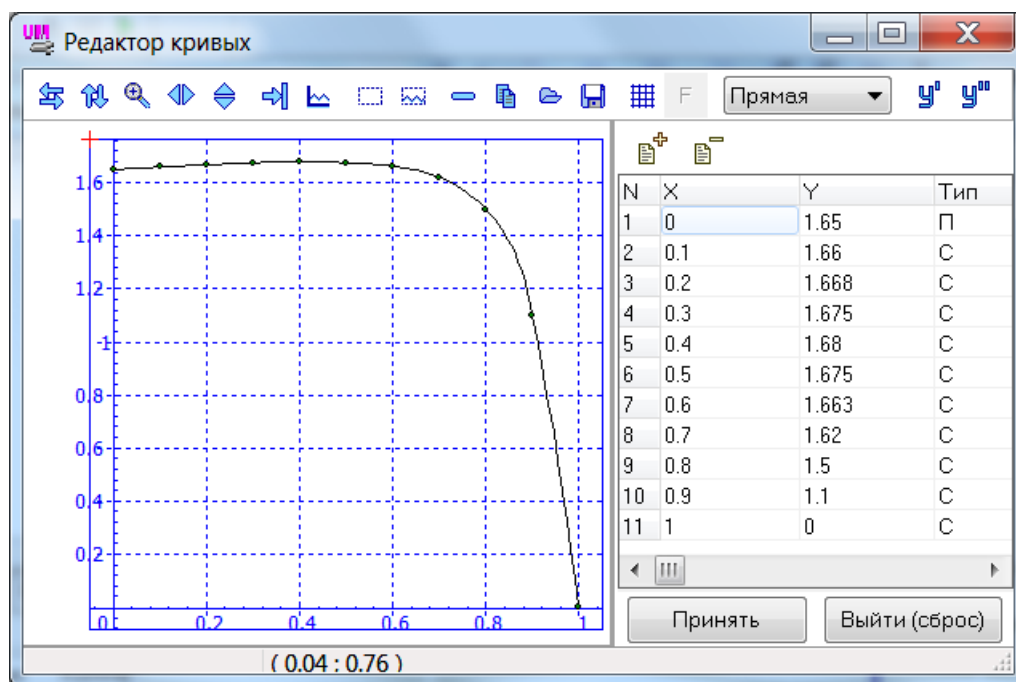


Рис. 1.12. Пример графика коэффициента момента для турбинного колеса в зависимости от передаточного отношения

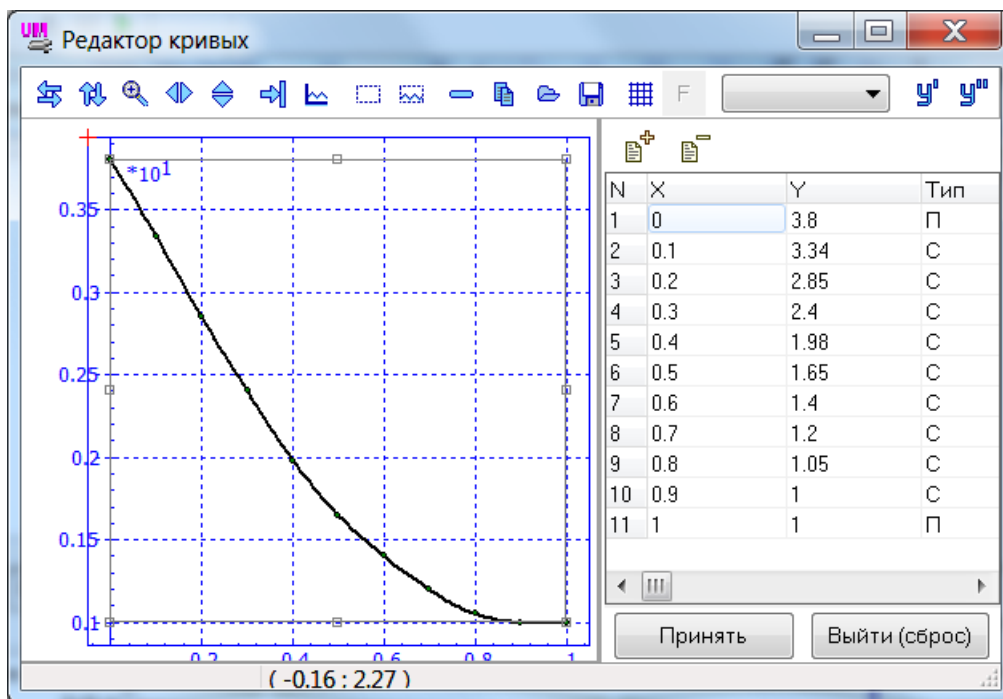




Рис. 1.13. Пример графика коэффициента трансформации момента в зависимости от передаточного отношения

Математическую модель элемента см. в п. 1.2.1.3. "Гидродинамический трансформатор (ГТ)", с. 1-6.

Описание элемента включает следующие данные, рис. 1.11.

- Назначение двух тел: входной вал (вал насоса) *Body1* и выходной вал (вал турбины) *Body2*. Каждое из тел должно быть связано с третьим телом вращательным шарниром. Программа определяет соответствующие шарниры и указывает их имена в окне параметров элементов, *Шарнир 1* and *Шарнир 2* на рис. 1.11.
- **Тип данных:** выбор варианта описания характеристик ГТ, где  $M_i$ ,  $M_t$  – коэффициенты момента насосного и турбинного колеса,  $K$  коэффициент трансформации момента.
- **Множитель  $k_M$ .**
- Выбранные в группе Тип данных поточечные характеристики ГТ в зависимости от передаточного отношения  $i = n_2/n_1$ . Редактор кривых вызывается по кнопке . Например, коэффициент момента для турбинного колеса представлен на рис. 1.12б а коэффициент трансформации момента – на рис. 1.13.

Кнопка  используется для построения графиков всех характеристик ГТ, рис. 1.14.

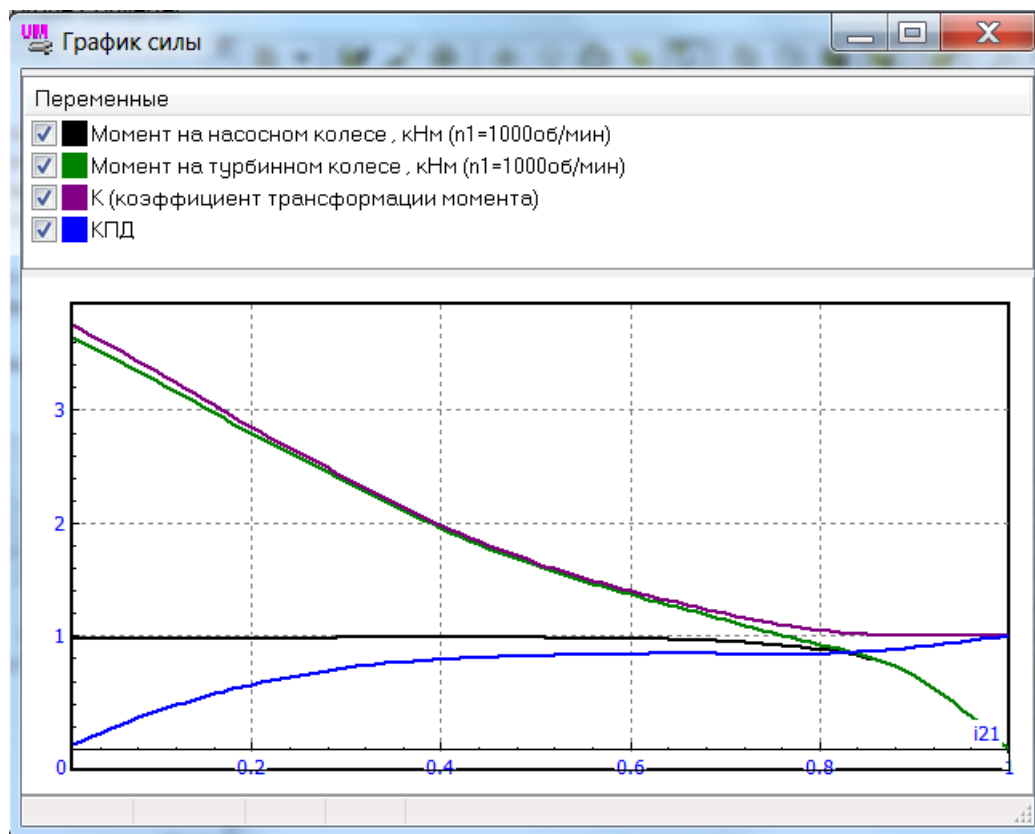


Рис. 1.14. Пример характеристик ГТ

Модель: [{Данные УМ}\Samples\Library\Driveline\Hydraulic Torque Converter.](#)

## 1.2.2.4. Ввод параметров гидрообъемной передачи

Параметр	Значение
Объем магистрали (см <sup>3</sup> )	200
Характ. объем насоса (см <sup>3</sup> )	16
Характ. объем мотора (см <sup>3</sup> )	16
Параметр управл. насоса	pump_control
Параметр управл. мотора	1
Макс. давление (МПа)	50
Давление подпитки (МПа)	0.6
Демпф. насоса (Нмс/рад)	d_pupm
Демпф. двиг. (Нмс/рад)	d_motor
Модуль объем. упруг. (Н/м <sup>2</sup> )	1.5e9
Козфф. утечек (м <sup>5</sup> /Н/с)	leakage
Масштабный множ. давления	1e-6

Рис. 1.15. Параметры ГОП

Математическую модель элемента см. в п. 1.2.1.4. "Гидрообъемная передача (ГОП)", с. 1-7.

Описание элемента включает следующие данные, рис. 1.15.

- Назначение двух тел: входной вал (вал насоса) *Body1* и выходной вал (вал двигателя) *Body2*. Каждое из тел должно быть связано с третьим телом вращательным шарниром. Программа определяет соответствующие шарниры и указывает их имена в окне параметров элементов, *Шарнир 1* and *Шарнир 2* на рис. 1.15. Вращение входного вала может быть задано явной функцией времени.
- Задание параметров ГОП (численные значения или постоянные символьные выражения):
  - Объем магистрали  $V$  (см<sup>3</sup>);
  - Характерный объем насоса  $q_p$  (см<sup>3</sup>);
  - Характерный объем мотора  $q_m$  (см<sup>3</sup>);
  - Параметр управления насоса  $e_p \in [-1,1]$ ; для регулируемого насоса рекомендуется использовать идентификатор для параметризации этой величины;
  - Параметр управления мотора  $e_m \in [-1,1]$ ; для регулируемого гидромотора рекомендуется использовать идентификатор для параметризации этой величины;
  - Максимальное давление (МПа);
  - Давление подпитки (МПа);
  - Демпфирование насоса  $v_p$  (Нм с/рад);

- Демпфирование мотора  $v_m$  (Нм с/рад);
- Модуль объемной упругости  $E$  (Н/м<sup>2</sup>);
- Коэффициент утечек  $r$  (м<sup>5</sup>/Н/с);
- Масштабный множитель давления в уравнениях ГОП при численном интегрировании; рекомендуемое значение 10-6.

Модель: [{Данные УМ}\Samples\Library\Driveline\Hydrostatic drive.](#)

### 1.2.2.5. Ввод параметров планетарной передачи

Остановлено	f Гц	Beta
(-)	2453.44	0.0500
(1)	2258.94	0.0460
(2)	2439.41	0.0497
(3)	992.56	0.0202
(1,2)	2243.70	0.0457
(1,3)	261.99	0.0053
(2,3)	957.36	0.0195

Рис. 1.16. Параметры планетарной передачи

Математическая модель передачи описана в п. 1.2.1.5. "Планетарные передачи", с. 1-10.

Описание элемента включает следующие данные, рис. 1.16.

- Назначение трех тел:
  - Body1: солнечное колесо
  - Body2: эпицикл
  - Водило

Каждое из тел должно быть связано с третьим телом вращательным шарниром. Программа определяет соответствующие шарниры и указывает их имена в окне параметров элементов, Шарнир 1, Шарнир 2 and Шарнир 3 на рис. 1.16.

- Задание параметров передачи (численные значения или постоянные символьные выражения):
  - Радиусы колес, м;
  - Эквивалентная жесткость, Н/м;

- Доля демпфирования от критического.

После ввода данных программа рассчитывает собственную частоту механизма и долю демпфирования для семи возможных случаев (рис. 1.16): все валы свободны (-), один или два вала остановлены, например (2) – блокирован эпицикл, (1,2) – блокированы солнечное колесо и эпицикл.

Модель: [{Данные УМ } \Samples \Library \Driveline \Planetary Gearing.](#)

### 1.2.2.6. Ввод параметров дифференциала

Имя Differential

Комментарий/Текстовый атрибут C  
clutch\_coupling

Тело1 Pinion shaft Тело2 Wheel FL

Тип Планетарная передача

Второй выходной вал Wheel FR

Шарнир 1: jCar body fix\_Pinion shaft

Шарнир 2: jWheel FL

Шарнир 3: jWheel FR

Тип механизма

Планетарная передача

Дифференциал V1

Дифференциал V2

Параметр	Значение
Радиус шестерни r0 (м)	r0
Игнорировать	
Радиус коронной шестерни r3 (м)	r3
Эквивалентная жесткость (Н/м)	1.0e8
Доля демпфирования от критического	beta_differential

---

Имя Differential

Комментарий/Текстовый атрибут C

Тело1 Pinion shaft Тело2 Wheel FL

Тип Планетарная передача

Второй выходной вал Wheel FR

Шарнир 1: jCar body fix\_Pinion shaft

Шарнир 2: jWheel FL

Шарнир 3: jWheel FR

Тип механизма

Планетарная передача

Дифференциал V1

Дифференциал V2

Параметр	Значение
Радиус шестерни выходного вала rs	r
Игнорировать	
Игнорировать	
Эквивалентная жесткость (Н/м)	1.0e8
Доля демпфирования от критического	beta_differential

Остановлено	fГц	Beta
(-)	211.14	0.1000
(1)	63.66	0.0302
(2)	206.29	0.0977
(3)	206.29	0.0977
(1,2)	45.02	0.0213
(1,3)	45.02	0.0213
(2,3)	201.32	0.0953

Рис. 1.17. Параметры дифференциала

Математическая модель дифференциала описана в п. 1.2.1.6. "Конический дифференциал", с. 1-12.

В программе дифференциал реализован как частный случай планетарной передачи. В параметрах планетарной передачи следует выбрать одну из двух возможных моделей дифференциала, рис. 1.17.

Описание элемента включает следующие данные.

- Назначение трех тел:
  - *Body1*: входной вал (V1) или ведомое колесо с корпусом (V2);
  - *Body2*: первый выходной вал;
  - второй выходной вал.

Каждое из тел должно быть связано с третьим телом вращательным шарниром. Программа определяет соответствующие шарниры и указывает их имена в окне параметров элементов, *Шарнир 1*, *Шарнир 2* и *Шарнир 3* на рис. 1.17.

- Задание параметров передачи (численные значения или постоянные символьные выражения):
  - радиус шестерни входного вала, м (V1);
  - радиус входного колеса, м (V1);
  - радиус шестерни выходного вала, м (V2);
  - эквивалентная жесткость, Н/м;
  - доля демпфирования от критического.

После ввода данных программа рассчитывает собственную частоту механизма и долю демпфирования для семи возможных случаев (рис. 1.17): все валы свободны (-), один или два вала остановлены, например (2) – блокирован первый выходной вал, (2,3) – блокированы оба выходных вала.

### 1.2.3. Использование стандартных элементов UM Base для создания элементов трансмиссий

Многие компоненты трансмиссий могут быть смоделированы с помощью стандартных элементов, входящих в UM Base.

### 1.2.3.1. Зубчатые передачи

Специальный силовой элемент типа *Зубчатое зацепление*, *Зубчатая рейка* позволяют моделировать как простые зацепления, так и многоступенчатые зубчатые редукторы, планетарные передачи, дифференциалы, см. [Глава 2](#), п. *Специальные силы | Зубчатое зацепление*.

Моделирование однорядной планетарной передачи с помощью моделирования каждой пары зубчатых зацеплений с учетом податливости подшипников сателлитов рассмотрено в модели [{Данные УМ }\Samples\Library\Driveline\PlanetaryGearing MBS](#).

Аналогичная модель дифференциала: [{Данные УМ }\Samples\Mechanisms\final\\_drive](#).

Обычно подобные модели имеют много больше степеней свободы, чем упрощенные элементы Механическая передача вращения, Планетарные передачи и Конический дифференциал, описанные в данной главе.

### 1.2.3.2. Цепная передача

Специальный силовой элемент типа *Цепная передача* позволяет моделировать соответствующий элемент трансмиссий, см. [Глава 2](#), п. *Специальные силы | Цепная передача*.

Модель: [{Данные УМ }\Samples\Library\ChainGear](#).

### 1.2.3.3. Карданный вал

Карданный вал можно моделировать абсолютно твердым телом с двумя универсальными шарнирами по концам, см. [Глава 2](#), п. *Описание шарниров различных типов | шарнир с шестью степенями свободы, Обобщенный шарнир*.

Модель: [{Данные УМ }\Samples\Mechanisms\universal\\_joint](#).

### 1.2.3.4. Фрикционное сцепление

Фрикционное сцепление моделируется с помощью фрикционного скалярного силового момента, см. [Глава 2](#), п. *Шарнирные силы, Скалярный момент, Типы скалярных сил | Фрикционная модель силы*.

Модель: [{Данные УМ }\Samples\Mechanisms\clutch](#).

## 1.3. Двигатель внутреннего сгорания (ДВС)

### 1.3.1. Математическая модель ДВС

#### 1.3.1.1. Параметры ДВС

В УМ двигатель внутреннего сгорания моделируется моментом  $M_e$  на выходе коленчатого вала двигателя, то есть разницей между крутящим моментом, приложенным к валу и моментом внутреннего сопротивления. Величина момента зависит от частоты вращения  $n_e \in [n_{min}, n_{max}]$  и положения органа управления подачей топлива (дроссельной заслонки у искровых двигателей или рейки топливного насоса у дизельных)  $\beta \in [0, 100\%]$

$$M_e = M_e(n_e, \beta)$$

В дальнейшем используются следующие обозначения:

$N$  – номинальная мощность;

$n_N$  – частота вращения вала при номинальной мощности, об/мин;

$M_N = \frac{N}{n_N \pi / 30}$  – момент на валу при номинальной мощности, Нм;

$M_{max}$  – максимальный момент, Нм;

$n_M$  – частота вращения вала при максимальном моменте, об/мин;

$n_{min}$  – минимальная частота, об./мин;

$n_0$  – частота холостого хода при отсутствии внешней нагрузки (искровой двигатель), об/мин;

$m_{cyl}$  – число цилиндров;

$m_{str}$  – число тактов;

$V_h$  – объем (л);

$l_{str}$  – ход поршня (м);

$p_{fmer}$  – среднее давление механических потерь  $f_{mer}$ , МПа;

$k_M = \frac{M_N}{M_{max}}$  – коэффициент приспособляемости по моменту;

$k_n = \frac{n_M}{n_N}$  – коэффициент приспособляемости по частоте.

1.3.1.2. Внешняя скоростная характеристика

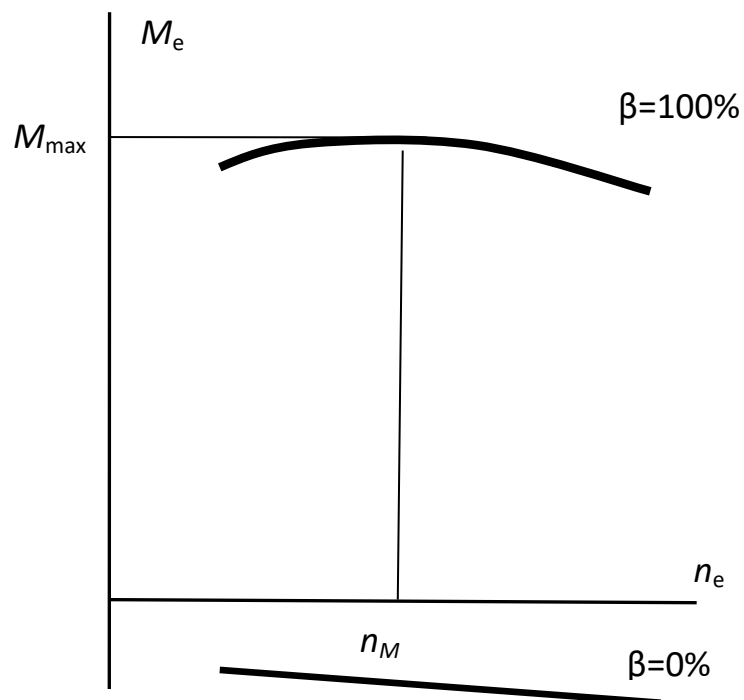


Рис. 1.18. Внешняя ( $\beta=100\%$ ) и тормозная ( $\beta=0\%$ ) скоростные характеристики

Внешняя скоростная характеристика ДВС – это квазистатическая зависимость  $M_e = M_e(n_e, 100\%)$ , соответствующая  $\beta = 100\%$ , рис. 1.18.

Внешняя характеристика может быть задана либо поточечно на основании экспериментальных данных, либо в соответствии с приближенной аналитической формулой Лейдермана для мощности

$$N_e = N \frac{n_e}{n_N} \left( a + d \frac{n_e}{n_N} - c \left( \frac{n_e}{n_N} \right)^2 \right).$$

Эта зависимость может быть преобразована к моменту

$$M_e = M_N \left( a + b \frac{n_e}{n_N} - c \left( \frac{n_e}{n_N} \right)^2 \right). \tag{1.1}$$

Рекомендуемые значения параметров  $a, b, c$  в формуле (1.1)

- Искровой двигатель:

$$a = b = c = 1, k_n = 1$$

- Дизель:

1. Общая формула, вариант 1

$$c = 1, b = \frac{2 - k_M - k_n^2}{1 - k_n}, a = 2 - b,$$

где

$$k_n = \frac{n_M}{n_N}.$$

В этом варианте  $M_e(n_N) = M_N, M_e(n_M) = M_N/k_M$ , но величина  $M_e(n_M)$  не является максимальным значением момента, посчитанного по формуле Лейдермана.

2. Общая формула, вариант 2

$$b = \frac{\frac{1}{k_M} - 1}{\frac{0.5}{k_n} + 0.5k_n - 1}, c = \frac{b}{2k_n}, a = 1 + c - b$$

В этом варианте  $M_e(n_N) = M_N, M_e(n_M) = M_N/k_M$ , и  $M_e(n_M)$  является максимальным моментом, т.е.  $\left. \frac{dM_e}{dn_e} \right|_{n_M} = 0$ .

3. Для дизелей с неразделенной камерой сгорания

$$a = 0.87, b = 1.13, c = 1$$

4. Для дизелей с предкамерой

$$a = 0.6, b = 1.4, c = 1$$

5. Для дизелей с вихревой камерой сгорания

$$a = 0.7, b = 1.3, c = 1$$

Пример. Дизель Камаз 740.10, рис. 1.19

$$N = 154 \text{ кВт}, n_N = 2600 \text{ об/мин}, M_{max} = 667 \text{ Нм}, n_e = 1600 \text{ об/мин}, m_{cyl} = 8, m_{str} = 4, V_h = 10.85 \text{ л}, l_{str} = 120$$

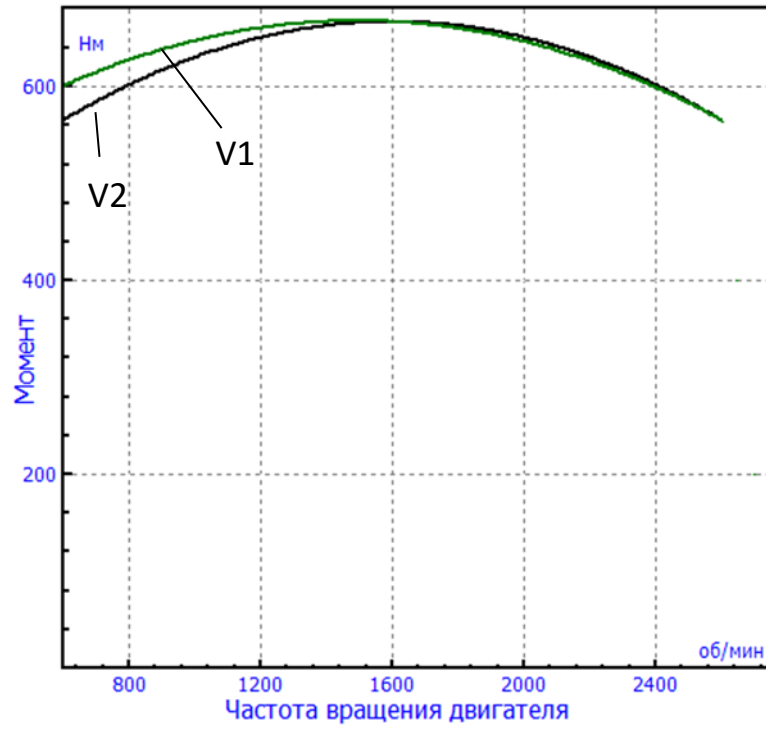


Рис. 1.19. Аналитическая модель внешней характеристики дизеля Камаз 740.10, вариант 1 (V1) и вариант 2 (V2)

### 1.3.1.3. Тормозная характеристика

Тормозная характеристика ДВС определяется моментом внутреннего сопротивления  $M_f$  вследствие механических потерь. Характеристика измеряется при  $\beta = 0\%$ , рис. 1.18. Момент сопротивления выражается через среднее давление механических потерь  $p_{fмep}$

$$M_f = \frac{1000V_h}{\pi m_{str}} p_{fмep}.$$

Здесь  $m_{str}$  – число цилиндров;  $V_h$  – объем двигателя (л).

Обычно применяется линейная зависимость среднего давления механических потерь от угловой скорости коленчатого вала  $\omega$  (рад/с)

$$p_{fмep} = p_0 + p_1 \frac{l_{str}}{\pi} \omega.$$

Если длина хода поршня неизвестна, ее можно оценить по формуле

$$l_{str} \approx 0,108 \cdot \sqrt[3]{\frac{V_h}{m_{cyl}}}.$$

Рекомендуемые значения  $p_0, p_1$

- искровой двигатель

$$p_0 = 0.045, p_1 = 0.015$$

- дизель

$$p_0 = 0.105, p_1 = 0.013$$

Если доступны экспериментальные данные по моменту  $M_f$ , то может непосредственно использоваться формула

$$M_f = M_{fa} + M_{fb}\omega,$$

которая требует экспериментальной оценки параметров  $M_{fa}, M_{fb}$ .

### 1.3.1.4. Частичные скоростные характеристики

Частичные скоростные характеристики ДВС – это зависимости момента от частоты вращения при различных значениях положения органа управления подачей топлива. Примеры частичных характеристик приведены на рис. 1.20, рис. 1.21, рис. 1.22.

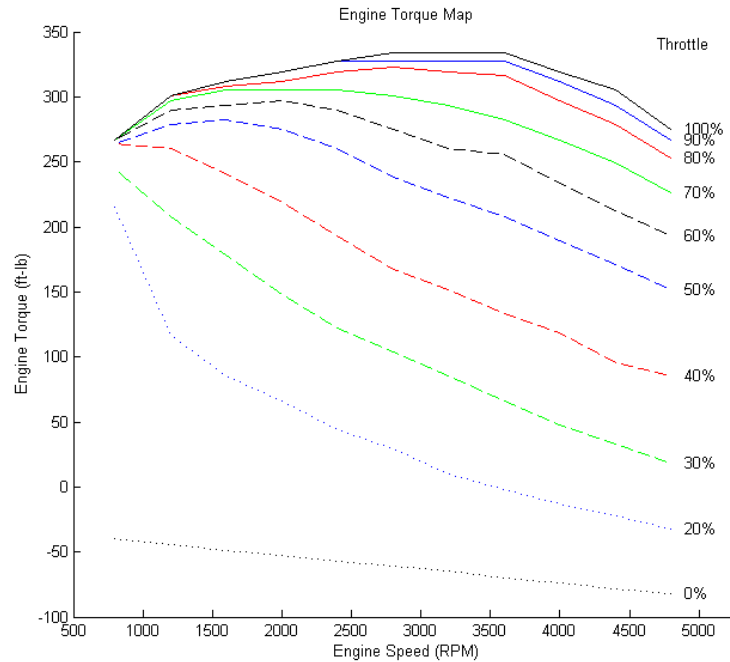


Рис. 1.20. Пример: частичные характеристики искрового ДВС [2]

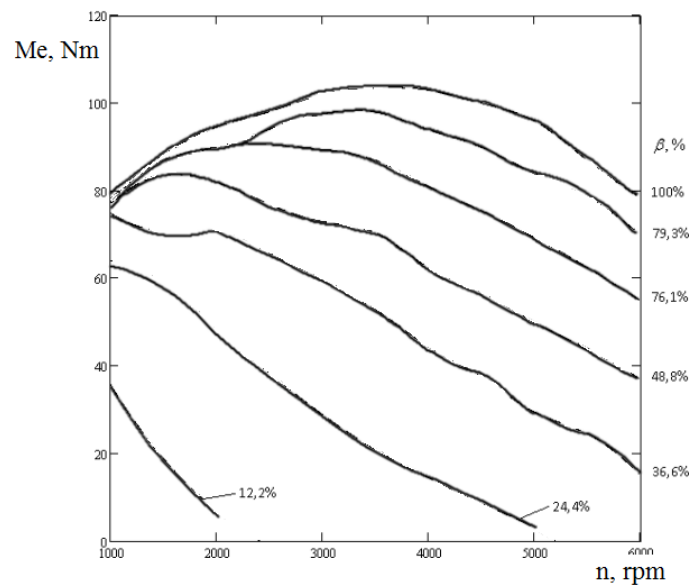


Рис. 1.21. Пример: частичные характеристики искрового ДВС [3]

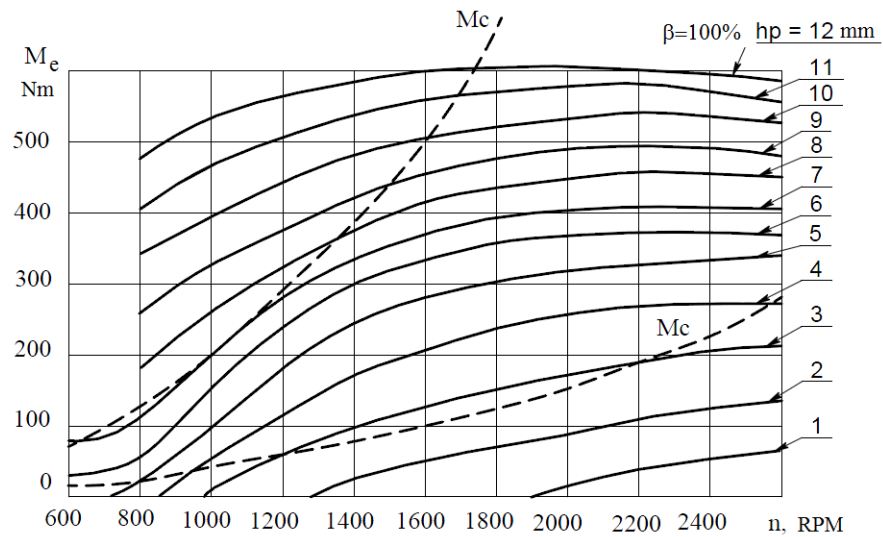


Рис. 1.22. Пример: частичные характеристики дизеля [4]

Частичные характеристики ДВС задаются в УМ двумя способами. Если характеристики известны из эксперимента, рис. 1.21, рис. 1.22, набор кривых задается поточечно в специальном редакторе. В противном случае используются эмпирическая аналитическая зависимость  $M_e = M_e(n_e, \beta)$ , основанная на внешней и тормозной скоростных характеристиках.

1.3.1.4.1. Поточечное задание скоростных характеристик

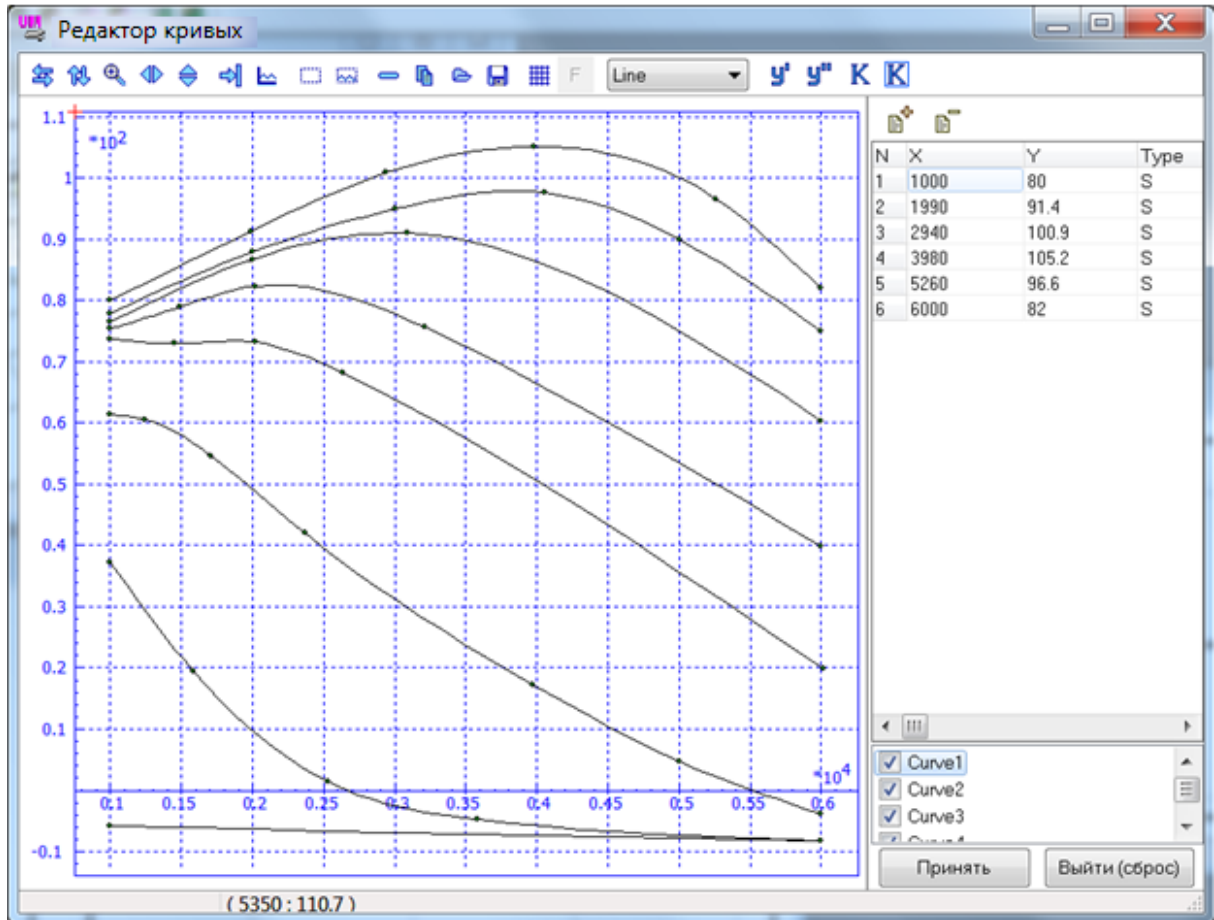


Рис. 1.23. Пример поточечного задания характеристик,  $\beta=100\%$ ,  $79\%$ ,  $76\%$ ,  $49\%$ ,  $37\%$ ,  $24\%$ ,  $12\%$ ,  $0$

В соответствии с данным методом, в редакторе создается набор кривых

$$M_e = M_e(n_e, \beta_i), i = 1, 2 \dots m_M$$

$$\beta_1 = 100\%, \beta_{m_M} = 0\%.$$

Кривые должны быть отсортированы в порядке убывания параметра  $\beta$ . Набор кривых должен содержать как внешнюю, так и тормозную характеристики. Рекомендуется использовать сплайновую интерполяцию кривых. Линейная интерполяция используется оценки момента для произвольного значения  $\beta$

$$M_e(n_e, \beta) = \frac{M_e(n_e, \beta_i)(\beta_{i-1} - \beta) + M_e(n_e, \beta_{i-1})(\beta - \beta_i)}{\beta_{i-1} - \beta_i}, \beta \in [\beta_i, \beta_{i-1}].$$

Упрощенная реализация экспериментальных данных рис. 1.21 представлена на рис. 1.23. Интерполяция кривых для различных значений  $\beta$  показана на рис. 1.24.

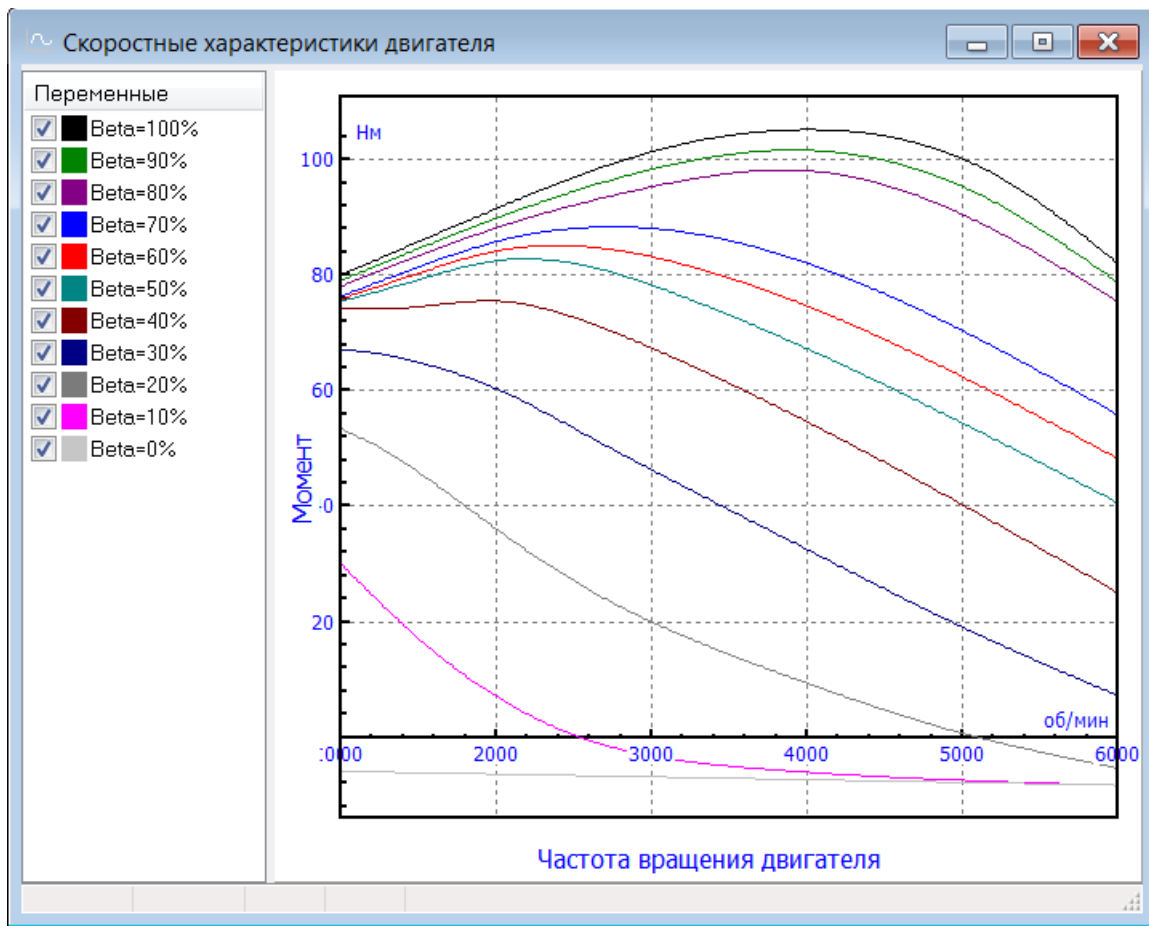


Рис. 1.24. Интерполяция характеристик рис. 1.23

**Замечание.** Для искрового двигателя следует ввести скоростную характеристику, соответствующую холостому ходу при полностью отжатом положении педали акселератора. В противном случае двигатель будет останавливаться из-за большой погрешности интерполяции кривых для малых значений параметра  $\beta$ .

1.3.1.4.2. Аналитическая модель скоростных характеристик для искрового двигателя

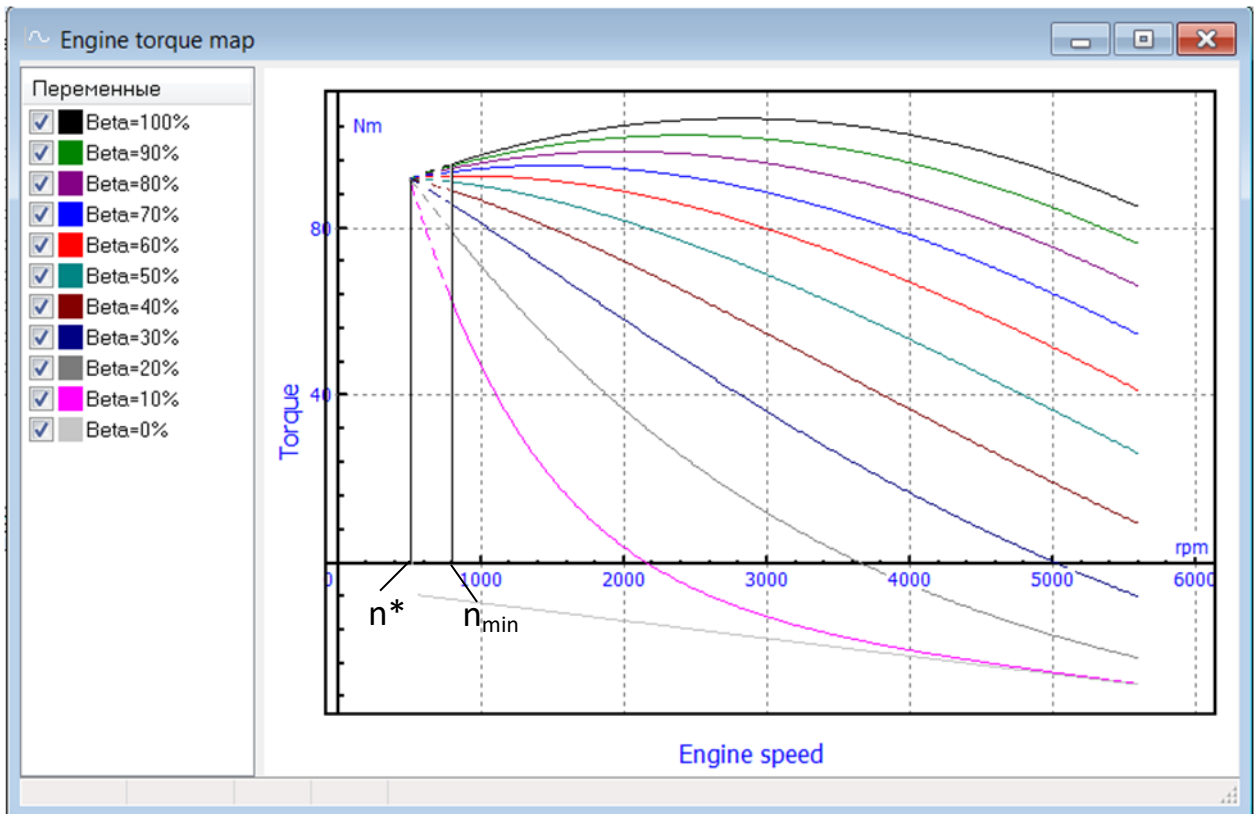
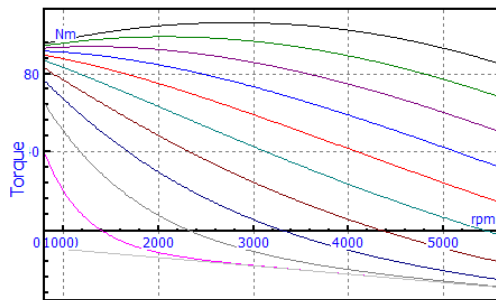
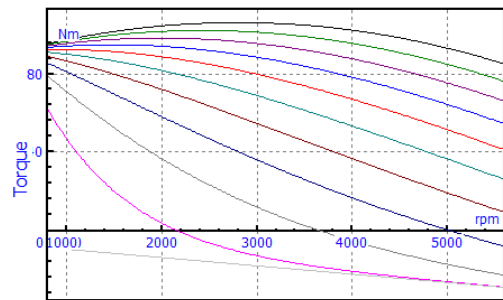


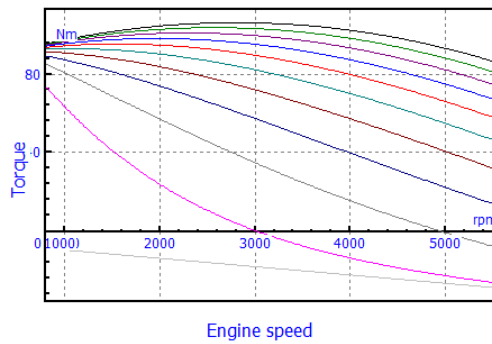
Рис. 1.25. Пример аналитической модели скоростных характеристик искрового двигателя; параметр формы  $s=0.5$



$s=1$



$s=0.5$



$$s=0.3$$

Рис. 1.26. Влияние параметра формы s

Аналитическая модель искрового двигателя использует формулы для внешней и тормозной характеристик, описанные в п. 1.3.1.2. "Внешняя скоростная характеристика", с. 1-27, 1.3.1.3. "Тормозная характеристика", с. 1-30. Модель зависит от двух дополнительных параметров  $n^*$  и  $s$

$$M_e = M_e(n_e, \beta, n^*, s).$$

Первый параметр  $n^*$  – это специальная частота двигателя, для которой экстраполяция скоростных характеристик в область низких частот пересекается в одной точке (одно из предположений модели), рис. 1.25. Второй параметр формы  $s$ . Его влияние на скоростные характеристики представлено на рис. 1.26. Варьируя данные параметры, можно получить приемлемую аппроксимацию экспериментальных данных, сравните с рис. 1.21.

1.3.1.4.3. Аналитическая модель скоростных характеристик для дизеля

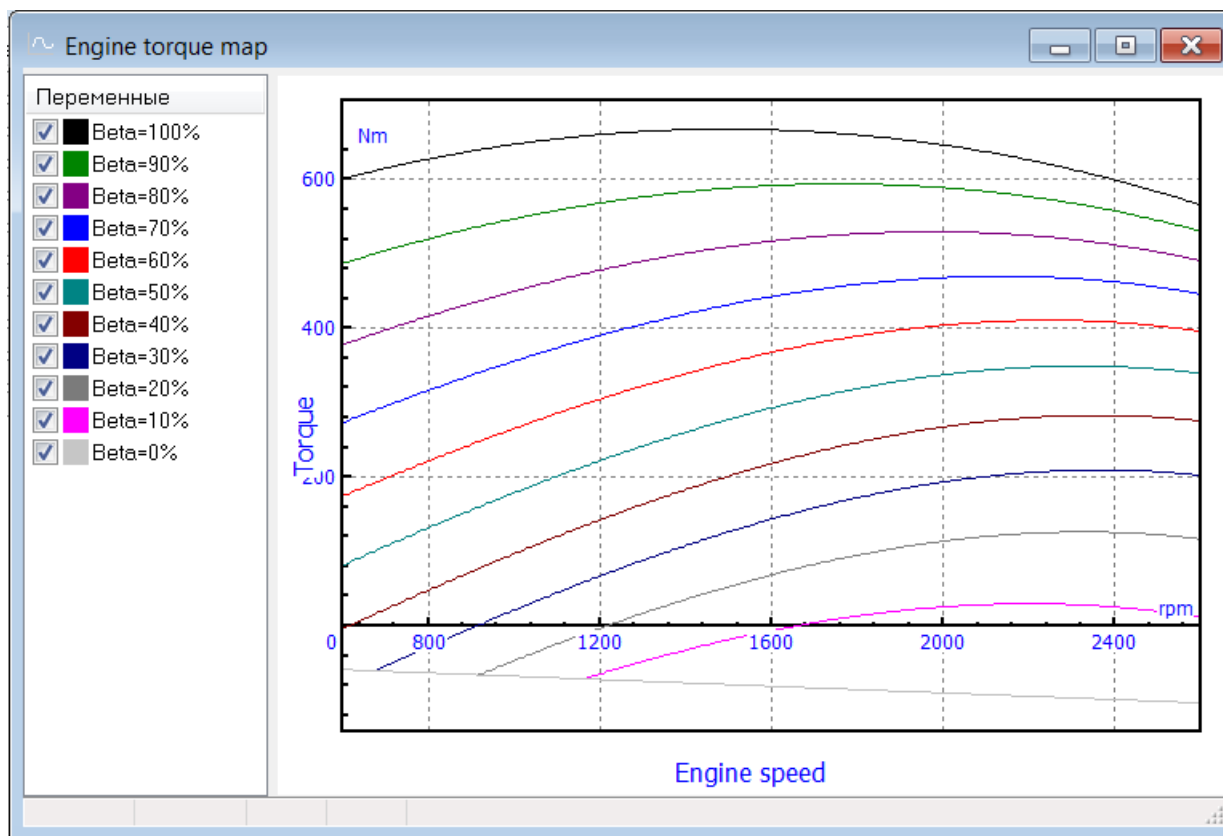
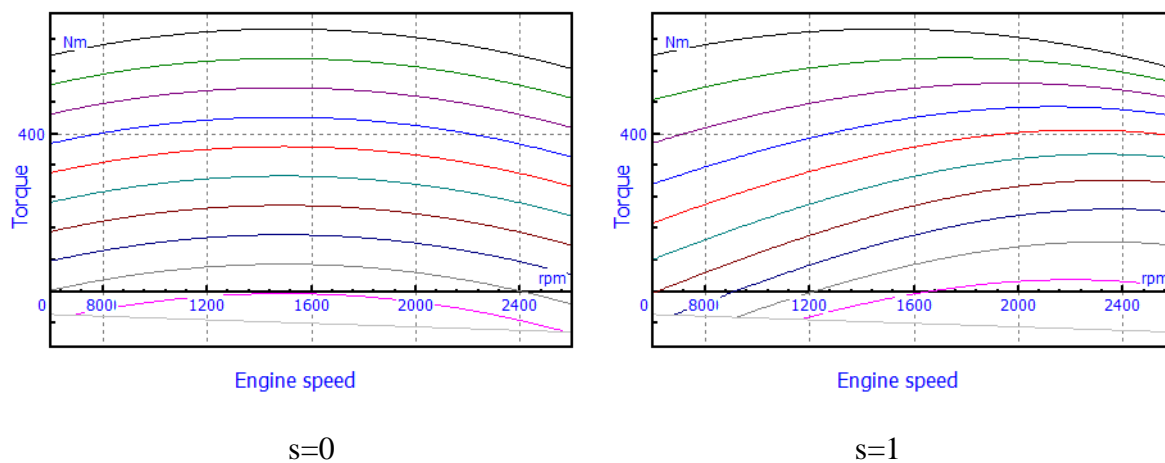
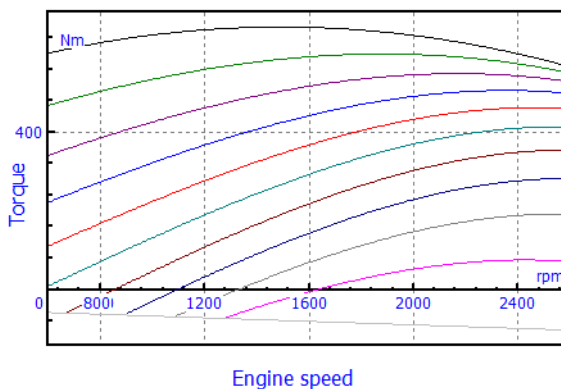


Рис. 1.27. Пример аналитической модели скоростных характеристик дизеля Камаз 740.10 при значении параметра формы  $s=1$





$$s=1.5$$

Рис. 1.28. Влияние параметра формы на модель скоростных характеристик дизеля

Аналитическое выражение для модели скоростных характеристик дизеля использует формулы для внешней и тормозной характеристик, описанные в п. 1.3.1.2. "Внешняя скоростная характеристика", с. 1-27, п. 1.3.1.3. "Тормозная характеристика", с. 1-30. Модель зависит от дополнительных параметров (параметр формы  $s$ )

$$M_e = M_e(n_e, \beta, s).$$

Варьируя данный параметр, можно получить приемлемую аппроксимацию экспериментальных данных, сравните с рис. 1.22.

### 1.3.1.5. Регуляторы частоты вращения

#### 1.3.1.5.1. Предельный регулятор искрового двигателя

Обычно для искрового двигателя не используется регулятор скорости (легковой автомобиль), либо используется предельный регулятор, ограничивающий максимальную частоту, рис. 1.29. Модель регулятора включает один параметр: неравномерность частоты

$$\delta_{max} = \frac{\Delta n_N}{n_N} \cdot 100\%$$

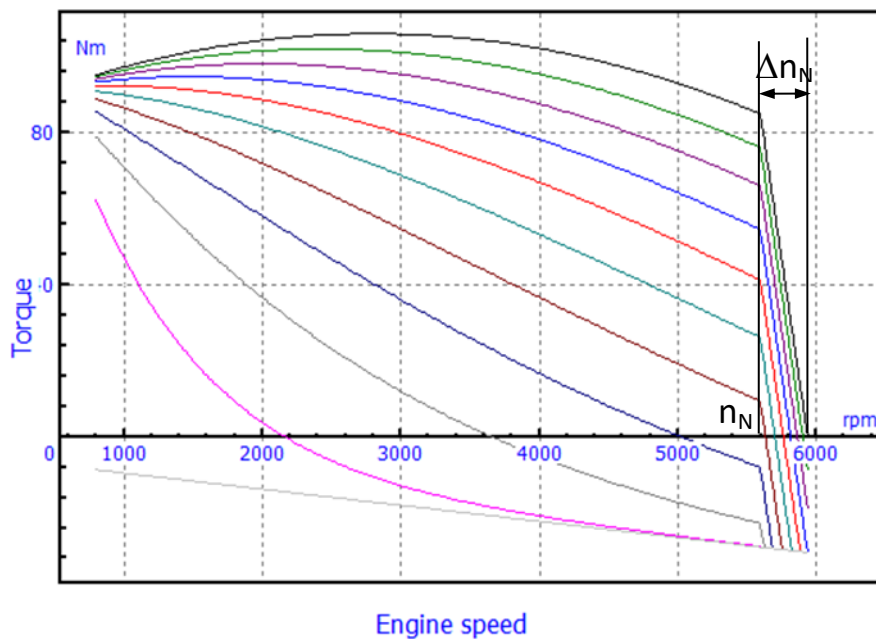


Рис. 1.29. Предельный регулятор

### 1.3.1.5.2. Двухрежимный и всережимный регуляторы дизеля

Двухрежимный регулятор дизеля обычно используется в легковых автомобилях, в то время как всережимный регулятор применяется для дизелей грузовиков, тракторов, гусеничных машин, рис. 1.30, рис. 1.31.

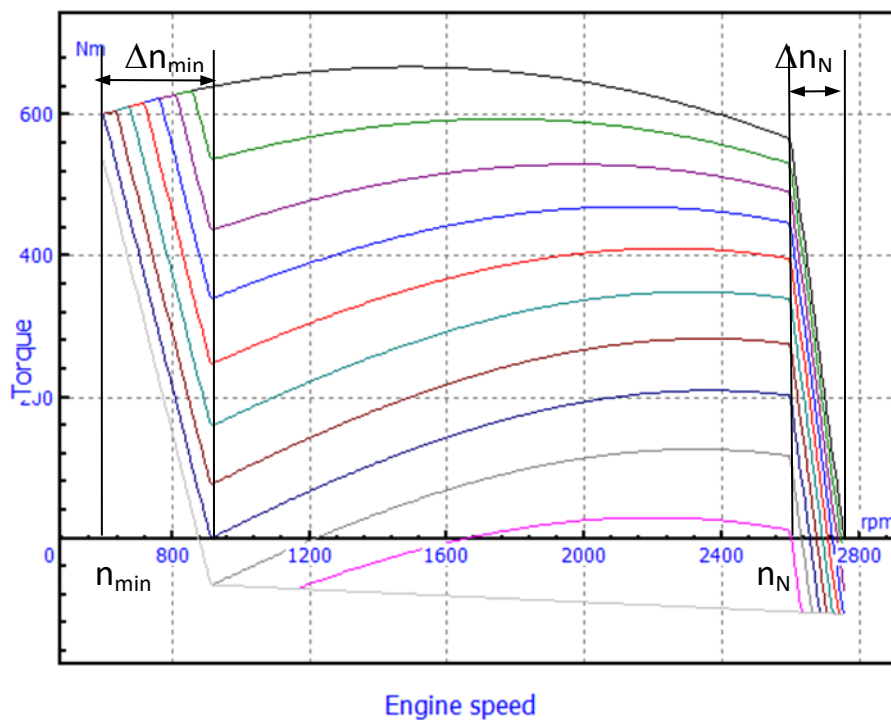


Рис. 1.30. Двухрежимный регулятор дизеля

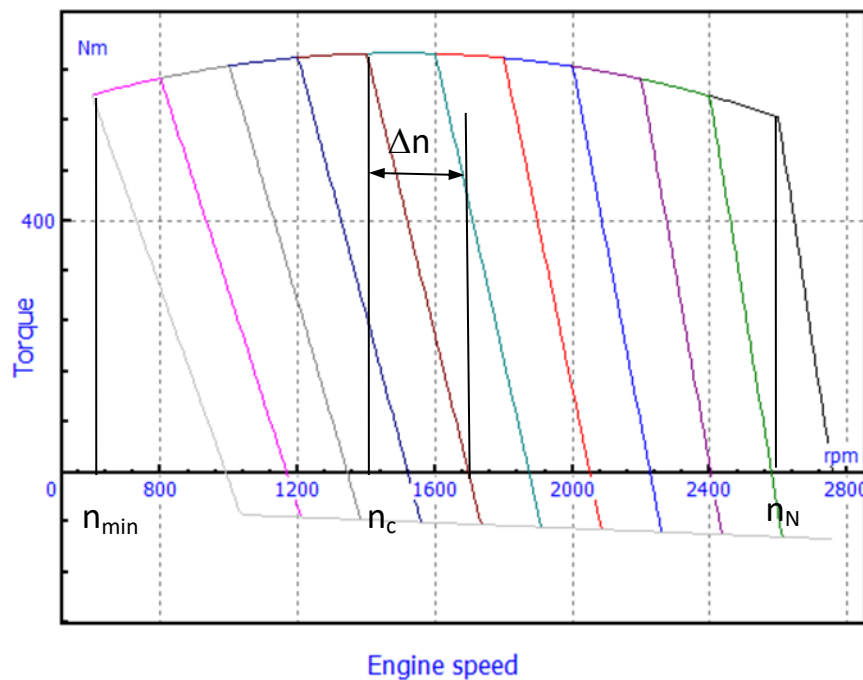


Рис. 1.31. Всережимный регулятор дизеля

Модели обоих типов регуляторов требуют задания двух параметров: неравномерность частоты при регулировании максимальной и минимальной частоты.

$$\delta_{max} = \frac{\Delta n_N}{n_N} \cdot 100\%, \delta_{min} = \frac{\Delta n_{min}}{n_{min}} \cdot 100\%.$$

В случае всережимного регулятора контролируемое значение  $n_c$  зависит от положения педали акселератора  $\psi \in [0,1]$

$$n_c = n_{min}(1 - \psi) + n_N\psi.$$

Неравномерность частоты для контролируемого значения  $n_c$  вычисляется в виде линейной интерполяции

$$\delta = \frac{\Delta n}{n_c} \cdot 100\% = \frac{\delta_{min}(n_N - n_c) + \delta_{max}(n_c - n_{min})}{n_N - n_{min}}.$$

Неравномерность частоты для максимальной скорости равно 5÷8% и увеличивается с уменьшением величины контролируемой частоты вплоть до 70% для минимальной скорости.

### 1.3.1.5.3. Педаль акселератора и положение органа управления подачей топлива

Положение педали акселератора и органа управления подачей топлива (ОУПТ) связаны дифференциальным уравнением первого порядка

$$\tau_\beta \dot{\beta} + \beta = \beta_{st}(\psi),$$

где  $\beta_{st}(\psi)$  % – стационарная зависимость между положением педали акселератора  $\beta$  и ОУПТ  $\psi \in [0,1]$ ,  $\tau_\beta$  – постоянная времени, соответствующая задержке реакции ОУПТ на изменение положения педали. Значение по умолчанию  $\tau_\beta = 0.1c$ .

Для дизеля принимается функция  $\beta_{st}(\psi)$

$$\beta_{st}(\psi) = 100\psi,$$

а для двигателя с искровым зажиганием

$$\beta_{st}(\psi) = \beta_0(1 - \psi) + 100\psi.$$

Здесь  $\beta_0$  – положение заслонки в режиме холостого хода, которое вычисляется из уравнения

$$M_e(n_0, \beta_0) = 0$$

в котором  $n_0$  – частота холостого хода при отсутствии внешней нагрузки.

### 1.3.1.6. Запуск и остановка двигателя

В режиме старта к валу двигателя прикладывается постоянный момент  $M_{start} = M_e(n_{min}, \beta = 1)$ . Режим запуска двигателя прекращается, когда его частота сравнивается с заданным значением минимальной частоты  $n_e = n_{min}$ , и дальнейшее значение момента определяется скоростными характеристиками.

В случае ручной коробки передач двигатель глохнет, если не установлена нейтральная передача и одновременно не разорвано сцепление.

Двигатель также глохнет, если его частота уменьшается до значения половины минимальной частоты  $n_{min}$ .

### 1.3.2. Добавление ДВС к модели в программе UM Input

Для добавления ДВС к UM модели пользователь должен указать тело, являющееся коленчатым валом двигателя, а также параметризовать момент двигателя с помощью идентификатора.

Коленчатый вал двигателя является твердым телом, которое имеет одну вращательную степень свободы по отношению к другим твердым телам модели ДВС, например, картеру двигателя, кузову в случае дорожного транспортного средства или корпусу для гусеничных транспортных средств.

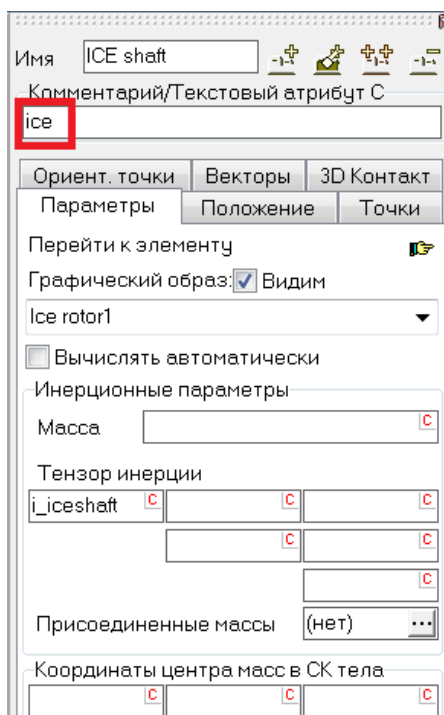


Рис. 1.32. Тело, моделирующее коленчатый вал

Программа идентифицирует тело как коленчатый вал, если ему назначен текстовый атрибут типа C «ice», рис. 1.32.

Пример вращательного шарнира для коленчатого вала приведен на рис. 1.33. Шарнирная сила типа **Выражение** параметризует момент двигателя, действующий на вал. Рекомендуется использовать стандартный идентификатор **ice\_torque** для параметризации момента.

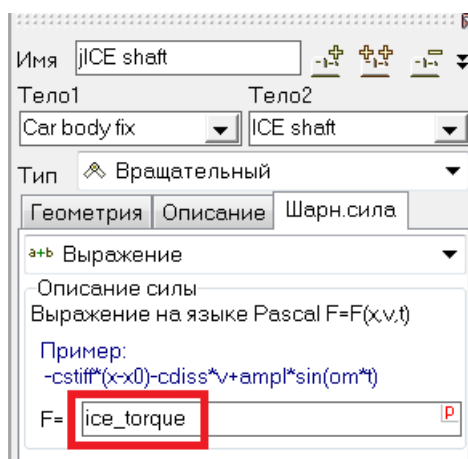


Рис. 1.33. Шарнир, задающий вращательную степень свободы коленчатого вала

### 1.3.3. Задание параметров ДВС в программе UM Simulation

При моделировании автомобиля параметры ДВС доступны на вкладке **Автомобиль** | **Трансмиссия** | **ДВС** инспектора моделирования, рис. 1.34.

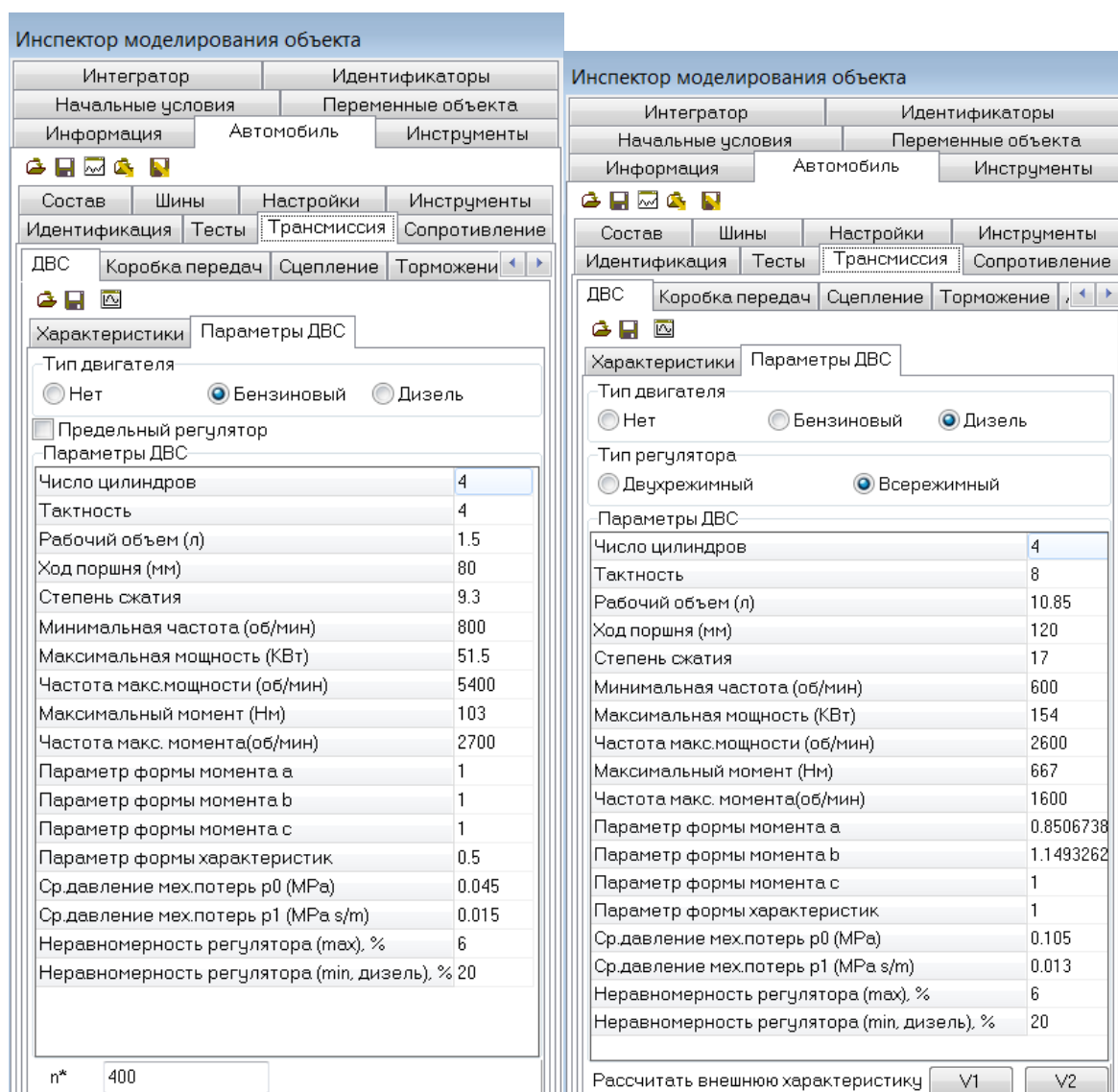


Рис. 1.34. Параметры бензинового ДВС и дизеля

Кнопки в верхней части вкладки ДВС используются для

- сохранения параметров ДВС в текстовый файл \*.ice;
- чтения параметров ДВС из текстового файла \*.ice;
- для построения графиков скоростных характеристик двигателя в графическом окне, п. 1.3.1.4. "Частичные скоростные характеристики", с. 1-31.

Вкладка **Параметры ДВС** содержит следующие элементы.

- Выбор типа двигателя.
- Выбор типа регулятора, п. 1.3.1.5. "Регуляторы частоты вращения", с. 1-38.
- Список числовых параметров двигателя, п. 1.3.1.1. "Параметры ДВС", с. 1-26:

- число тактов  $m_{str}$ ;
- число цилиндров  $m_{cyl}$ ;
- объем  $V_h$ ;
- ход поршня  $l_{str}$ ;
- степень сжатия (не используется в настоящей версии УМ);
- минимальная частота  $n_{min}$ ;
- номинальная мощность  $N$ ;
- частота при номинальной мощности  $n_N$ ;
- максимальный момент  $M_{max}$ ;
- частота при максимальном моменте  $n_M$ ;
- параметры формулы Лейдермана а, b, с для аналитического построения внешней скоростной характеристики, п. 1.3.1.2. *"Внешняя скоростная характеристика"*, с. 1-27; в случае дизеля параметры могут быть рассчитаны по одному из двух основных вариантов щелчком на кнопке V1 или V2;
- Параметр формы скоростных характеристик s, п. 1.3.1.4.2. *"Аналитическая модель скоростных характеристик для искрового двигателя"*, с. 1-35, п. 1.3.1.4.3. *"Аналитическая модель скоростных характеристик для дизеля"*, с. 1-37;
- Параметры модели среднего давления механических потерь  $p_0, p_1$ , п. 1.3.1.3. *"Тормозная характеристика"*, с. 1-30;
- Неравномерность регулятора минимальной (дизель) и максимальной частоты вращения, п. 1.3.1.5. *"Регуляторы частоты вращения"*, с. 1-38.
- Специальная частота двигателя  $n^*$ , которая используется в аналитической модели скоростных характеристик двигателя с искровым зажиганием, п. 1.3.1.4.2. *"Аналитическая модель скоростных характеристик для искрового двигателя"*, с. 1-35.
- Кнопки **V1** (вариант 1) и **V2** (вариант 2) для расчета параметров а, b, с формулы Лейдермана для внешней характеристики дизеля, п. 1.3.1.4.3. *"Аналитическая модель скоростных характеристик для дизеля"*, с. 1-37.

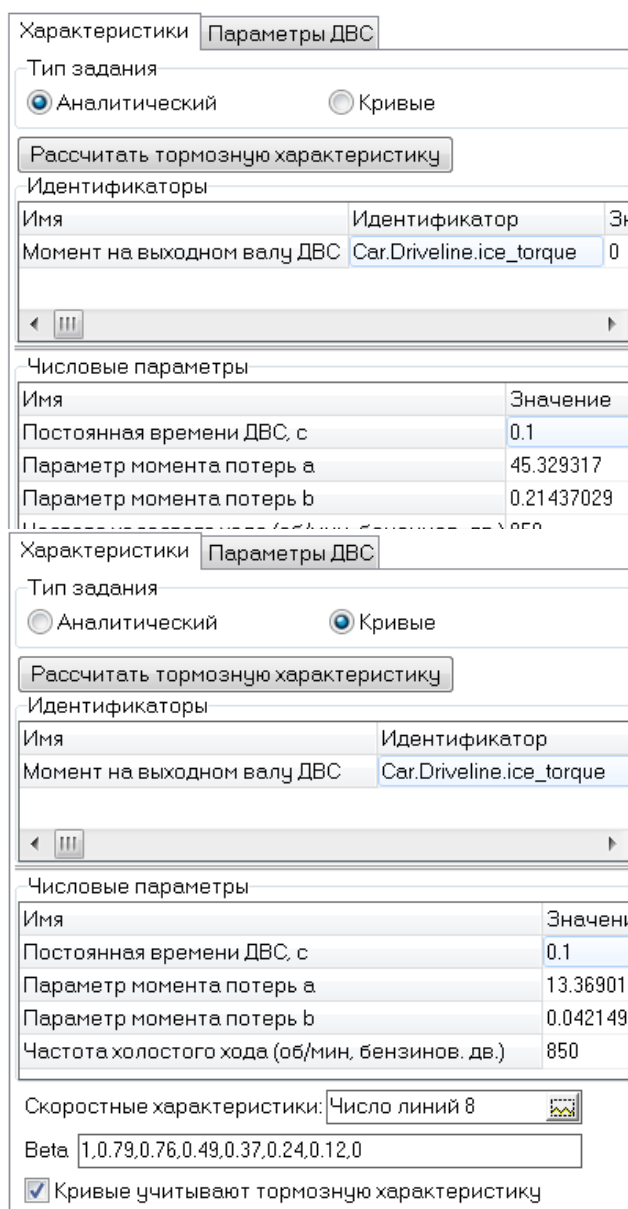



Рис. 1.35. Параметры скоростных характеристик

Вкладка **Характеристики** содержит следующие элементы.

- Выбор типа описания характеристик: аналитический (п. 1.3.1.4.2. "Аналитическая модель скоростных характеристик для искрового двигателя", с. 1-35, п. 1.3.1.4.3. "Аналитическая модель скоростных характеристик для дизеля", с. 1-37) или кривые (п. 1.3.1.4.1. "Поточечное задание скоростных характеристик", с. 1-33).
- Кнопка **Рассчитать тормозную характеристику**: при щелчке на кнопке рассчитываются численные значения параметров модели тормозной характеристики  $M_{fa}$ ,  $M_{fb}$  в соответствии с заданными параметрами среднего давления механических потерь  $p_0, p_1$ , п. 1.3.1.3. "Тормозная характеристика", с. 1-30, рис. 1.35.
- Идентификатор, параметризующий момент двигателя в модели (ice\_torque на рис. 1.35), п. 1.3.2. "Добавление ДВС к модели в программе UM Input", с. 1-42.
- Список числовых параметров:

- постоянная времени ДВС  $\tau_\beta$ , т.е. задержка в реакции органа подачи топлива на изменение положения педали акселератора, п. 1.3.1.5.3. *"Педаль акселератора и положение органа управления подачей топлива"*, с. 1-40;
  - параметра  $M_{fa}, M_{fb}$  в модели тормозной характеристики. п. 1.3.1.3. *"Тормозная характеристика"*, с. 1-30; параметры могут быть заданы напрямую или рассчитаны по параметрам среднего давления механических потерь  $p_0, p_1$  после щелчка на кнопке **Рассчитать тормозную характеристику**;
  - Частота холостого хода без нагрузки (для двигателя с искровым зажиганием)  $n_0$ , п. 1.3.1.5.3. *"Педаль акселератора и положение органа управления подачей топлива"*, с. 1-40.
- Группа элементов для описания частичных характеристик в виде набора кривых, п. 1.3.1.4.1. *"Поточечное задание скоростных характеристик"*, с. 1-33:
    - **Скоростные характеристики:** при щелчке на кнопке  появляется редактор кривых для поточечного задания скоростных характеристик, рис. 1.22, рис. 1.23, см. руководство пользователя, файл *03\_Data\_Input\_Program.pdf*, п. *Редактор 2D кривых*. Рекомендуется использовать сплайновую интерполяцию кривых. Кривые должны быть упорядочены в соответствии с уменьшением значений параметра  $\beta$ .
    - Поле **Beta** содержит значения  $\beta \neq 0$  для каждой из введенных характеристик.
    - Ключ **Кривые учитывают тормозную характеристику** должен быть помечен галочкой, если введенные кривые момента учитывают механические потери (т.е. тормозную характеристику).

## 1.4. Моделирование трансмиссий автомобилей и гусеничных машин

В данном разделе руководства мы рассмотрим методы разработки трансмиссии автомобилей и гусеничных машин в УМ. Модель включает двигатель внутреннего сгорания и механизм передачи тяги с помощью механических и гидравлических силовых элементов. Управление трансмиссией осуществляется с помощью параметризации силовых элементов (например, величины тормозного момента) и введением специальных управляющих идентификаторов, таких, как номер ступени коробки передач, положение педалей акселератора, тормоза, сцепления и т.д.

### 1.4.1. Модель трансмиссии как включенная подсистема

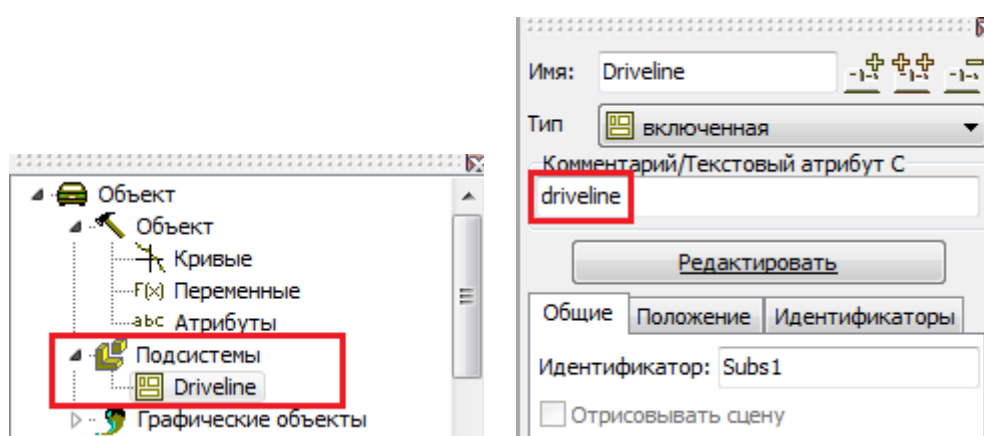


Рис. 1.36. Модель трансмиссии в виде подсистемы

Модель трансмиссии рекомендуется создавать в виде включенной подсистемы, помечаемой текстовым атрибутом *driveline*, см. рис. 1.36, справа. Тем самым упрощается процесс переноса ранее созданных трансмиссий в новые модели автомобилей и гусеничных машин. В частности, на этом принципе основана база данных УМ стандартных трансмиссий и механизмов поворота.

Общими элементами трансмиссий являются двигатель внутреннего сгорания и сцепление (главный фрикцион) или гидроаппарат, передающие момент от двигателя к коробке передач.

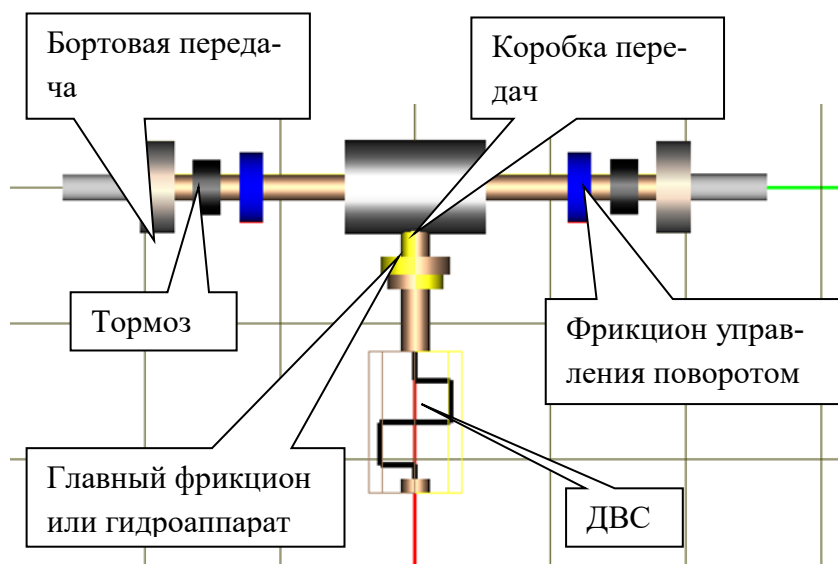


Рис. 1.37. Пример схематичного изображения трансмиссии гусеничной машины

Для изображения стандартных подсистем-трансмиссий с УМ используются упрощения, близкие к схемам, рис. 1.37.

Элементы передачи также моделируются упрощенно, например, коробка передач и бортовая передача моделируются силовым элементом, передающим вращение и задающимся передаточным числом, коэффициентами угловой жесткости, диссипации и КПД, п. 1.2.1.1. "Механическая передача вращения", с. 1-4. При необходимости пользователь может создать детальные модели отдельных узлов, используя зубчатые колеса и зацепления.

## 1.4.2. Тормоза и фрикционы

Для моделирования тормозов и фрикционных муфт (фрикционов) используются скалярные силы фрикционного типа (см. [Глава 2](#), Механическая система как объект моделирования, файл UM\_Technical\_Manual.pdf, п. 2: *Типы скалярных сил | Фрикционная модель силы*).

Фрикционная муфта соединяет/разъединяет два вращающихся элемента трансмиссии (тела), в то время как тормоза призваны уменьшать скорость вращения некоторого элемента относительно не вращающегося тела (например, кузова автомобиля или корпуса гусеничной машины). По этой причине тормоз моделируется как шарнирный момент, действующий на соответствующую вращательную степень свободы шарнира, а фрикционная муфта – как скалярный момент (см. соответствующие разделы [Главы 2](#) руководства пользователя).

Другое различие заключается в том, что момент трения в тормозе определяется силой нажатия педали (или другого элемента управления), а у фрикционной муфты – момент сцепления является заданной величиной. Это различие объясняет различия в методах параметризации момента трения в моделях силовых элементов: в случае тормозов используется идентификатор для параметризации величины момента, который используется для управления тормозом. Для фрикциона момент равен произведению величины момента сцепления на управляющий идентификатор, при нулевом значении которого муфта вы-

ключается, а при единичном – включается; плавное изменение управляющего идентификатора вызывает постепенное изменение момента (например, в случае сцепления автомобиля или главного фрикциона гусеничной машины), а ступенчатое – мгновенное переключение муфты.

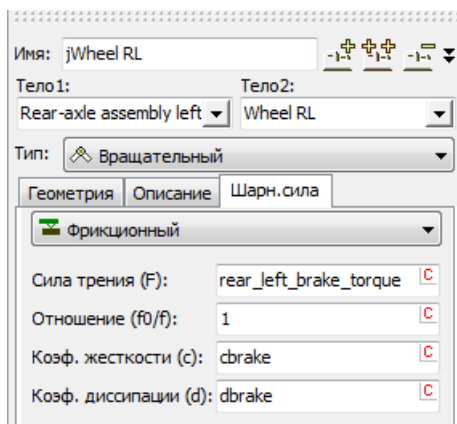


Рис. 1.38. Модель тормоза для колеса автомобиля

Модель тормоза как шарнирной силы для левого заднего колеса автомобиля представлена на рис. 1.38. Величина тормозного момента параметризована идентификатором rear\_left\_brake\_torque.

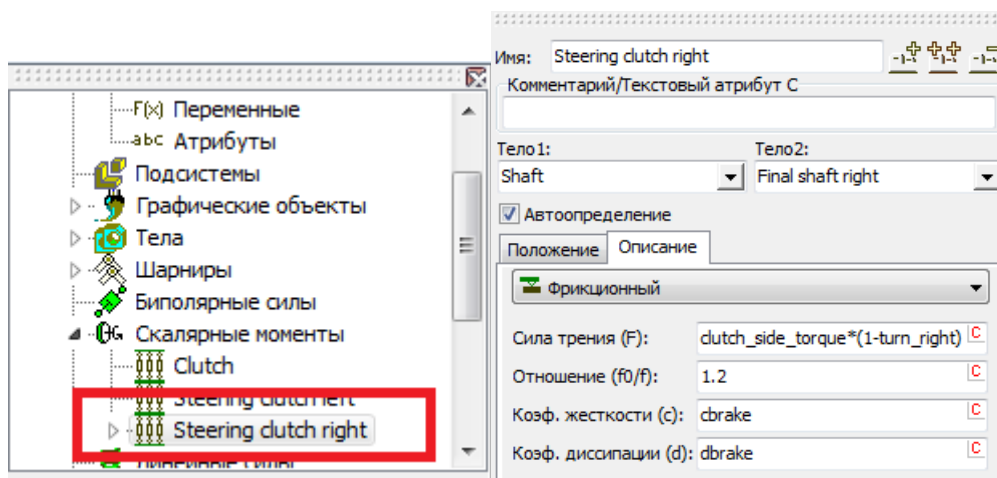


Рис. 1.39. Модель фрикциона

Модель правого фрикциона системы поворота гусеничной машины как скалярного момента представлена на рис. 1.39. Величина тормозного момента параметризована идентификатором clutch\_side\_torque. Включение и выключение фрикциона осуществляется управляющим идентификатором turn\_right. Поворот направо соответствует значению turn\_right=1, при котором момент трения равен нулю, и фрикцион выключается.

**Замечание.** Оси вращения тел, соединяемых фрикционной муфтой должны быть параллельны. В противном случае модель силового элемента будет некорректной.

### 1.4.3. Модель тормозов автомобиля

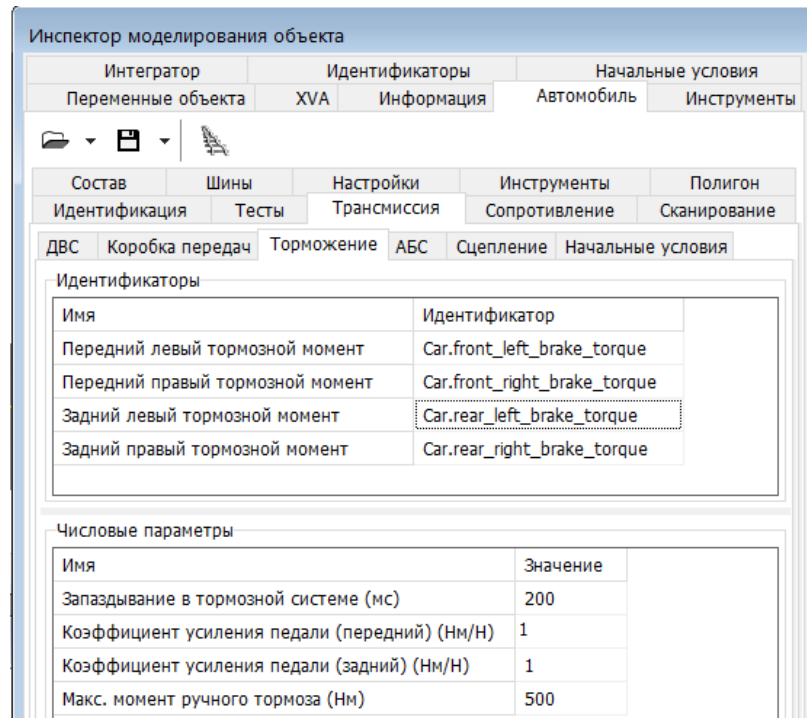


Рис. 1.40. Параметры тормозов автомобиля

Для управления процессом торможения автомобиля следует назначить идентификаторы, параметризующие тормозной момент для колес, см. рис. 1.40. При описании моментов в программе ввода (рис. 1.38) рекомендуется использовать стандартные идентификаторы моментов, как на рис. 1.40.

Рассмотрим тормозной момент  $M_i$  для колеса  $i$ . Необходимый момент  $M_i^*$  зависит от величины силы на педали тормоза  $F_b$

$$M_i^* = k_i F_b,$$

где  $k_i$  - коэффициент усиления, который может быть разным для передних и задних колес, рис. 1.40. Для учета замедления между нажатием педали тормоза и реакцией тормозной системы вводится время запаздывания  $T_b$ , так что тормозной момент  $M_i$  определяется из решения дифференциального уравнения

$$T_b \frac{dM_i}{dt} + M_i = M_i^*.$$

Сила, приложенная к педали тормоза, определяется системой управления трансмиссии, см. п. 1.4.7 "Управление трансмиссией", 1.4.6 "АБС автомобиля".

### 1.4.4. Передача момента от двигателя: сцепление и гидроаппарат

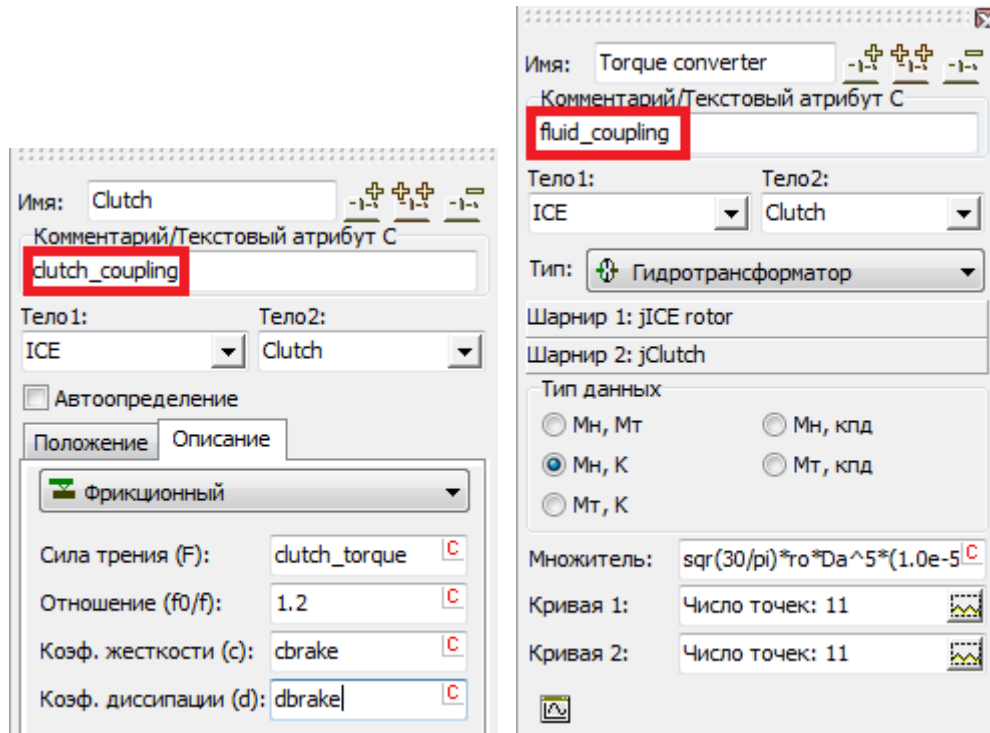


Рис. 1.41. Силовые элементы, моделирующие сцепление и гидроаппарат

Для передачи момента от вала двигателя к коробке передач используется либо сцепление, либо гидроаппарат, рис. 1.41.

**Сцепление** (главный фрикцион), моделируется скалярным моментом, п. 1.4.2. "Тормоза и фрикционы", с. 1-49. Особенностью модели сцепления является назначение силовому элементу текстового атрибута *clutch\_coupling* и параметризация величины момента трения с помощью идентификатора (по умолчанию – *clutch\_torque*), используемого программой для изменения момента в зависимости от положения педали сцепления.

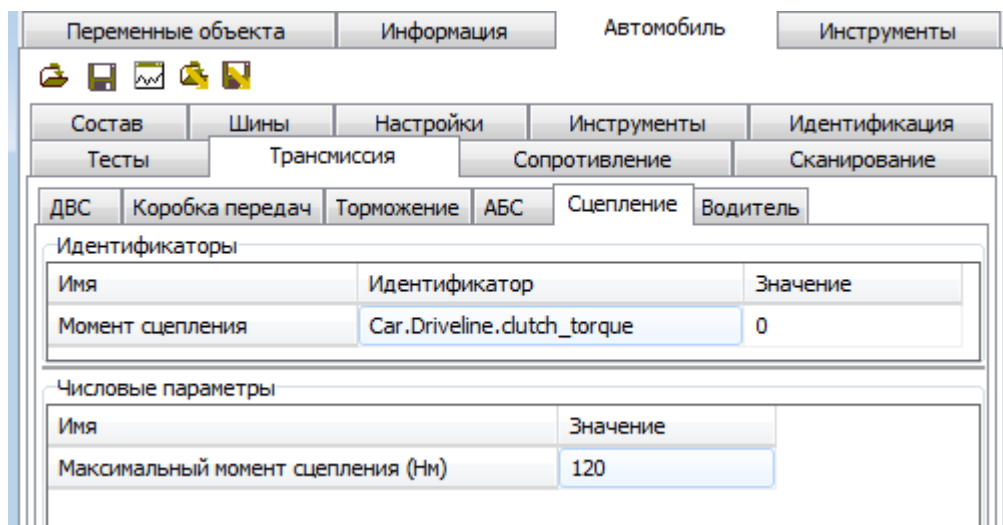


Рис. 1.42. Задание параметров сцепления в программе моделирования

Перед началом моделирования на вкладке **Сцепление** инспектора моделирования следует задать идентификатор, параметризующий момент трения и его максимальное значение при полностью отпущенной педали сцепления, рис. 1.42.

**Гидроаппарат** является обычно либо гидротрансформатором (п. 1.2.1.3. "Гидродинамический трансформатор (ГТ)", с. 1-6), либо гидромуфтой (п. 1.2.1.2. "Гидромуфта", с. 1-4) и, в отличие от сцепления, является не регулируемым водителем элементом. С целью автоматической идентификации гидроаппарата модели соответствующего силового элемента назначается текстовый атрибута *fluid\_coupling*, рис. 1.41.

Наличие гидроаппарата при передаче момента от коленчатого вала к коробке передач автомобиля означает наличие **автоматической коробки передач**.

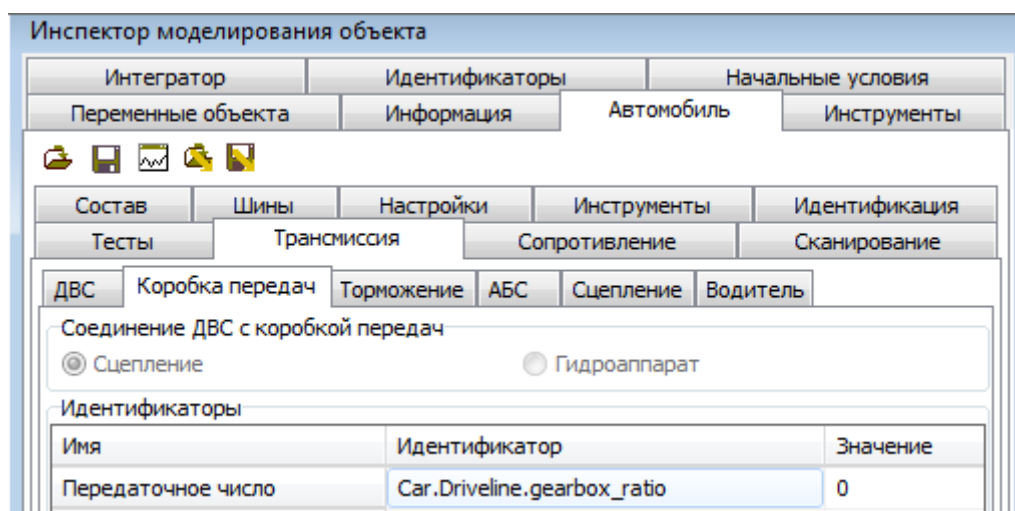


Рис. 1.43. Тип соединения коленчатого вала с коробкой передач

Программа использует текстовые атрибуты силовых элементов *clutch\_coupling* и *fluid\_coupling* для автоматической идентификации типа соединения вала ДВС с коробкой передач и отображает его на вкладке коробки передач, рис. 1.43.

Модели трансмиссий гусеничных машин, включенных в базу данных УМ, в большинстве случаев включают как сцепление, так и гидротрансформатор, что позволяет пользователю назначить нужный тип соединения на вкладке **Передача и поворот** инспектора моделирования, рис. 1.44. Неактивный элемент игнорируется программой при моделировании.

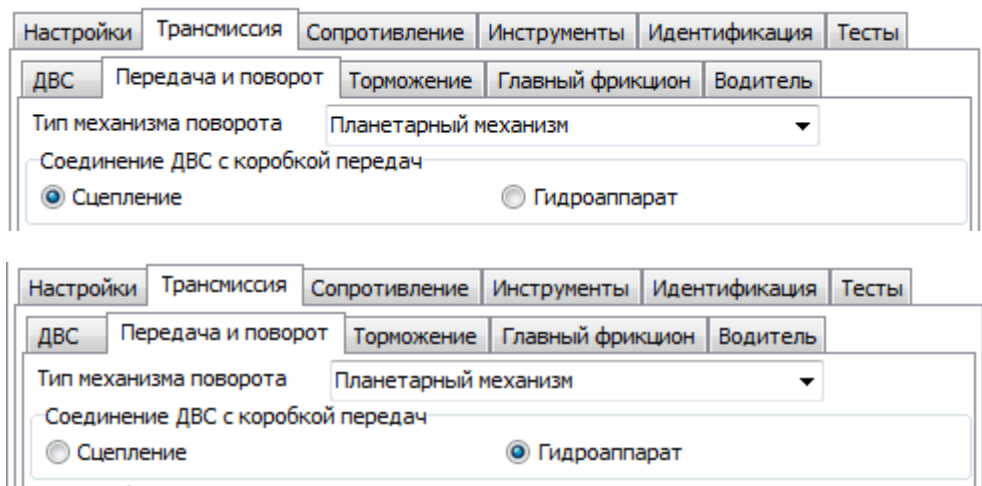


Рис. 1.44. Переключение типа соединения коленчатого вала с коробкой передач

## 1.4.5. Коробка передач

### 1.4.5.1. Силовой элемент, моделирующий коробку передач

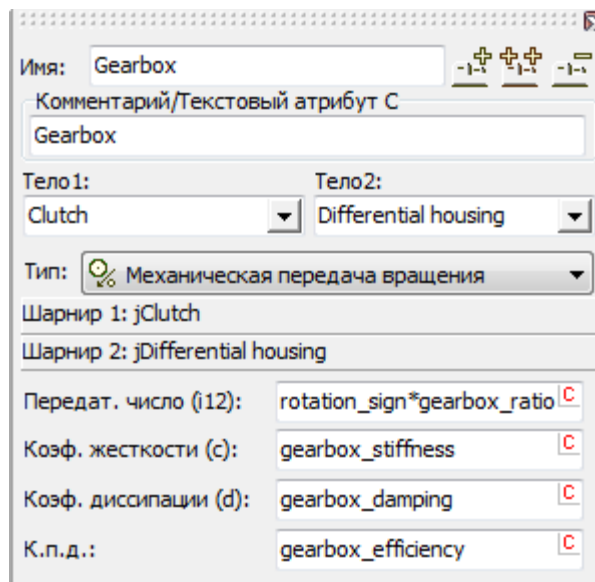


Рис. 1.45. Силовой элемент – модель коробки передач

Коробка передач в упрощенном виде моделируется специальным силовым элементом «механическая передача вращения» п. 1.2.1.1. "Механическая передача вращения", с. 1-4, п. 1.2.2.1. "Ввод параметров механической передачи вращения", с. 1-15, рис. 1.45.

Для успешной идентификации силового элемента при моделировании трансмиссии следует использовать стандартный *текстовый атрибут типа C* «gearbox», как это указано на рис. 1.45.

Описание силового элемента рекомендуется параметризовать с помощью идентификаторов «по умолчанию»:

- gearbox\_ratio – передаточное число, принимающее нужное значение для каждой ступени передачи,
- gearbox\_stiffness – коэффициент жесткости силового элемента (Нм/рад),

– gearbox\_efficiency – кпд передачи.

Последние два идентификатора позволяют при необходимости изменять жесткость и кпд в зависимости от ступени передачи. Если изменений этих характеристик коробки передач не предполагается, можно указать вместо идентификаторов конкретные численные значения.

Для правильного задания направления вращения выходного вала передачи рекомендуется использовать специальный идентификатор – множитель, принимающий значение 1 или -1 (rotation\_sign на рис. 1.45).

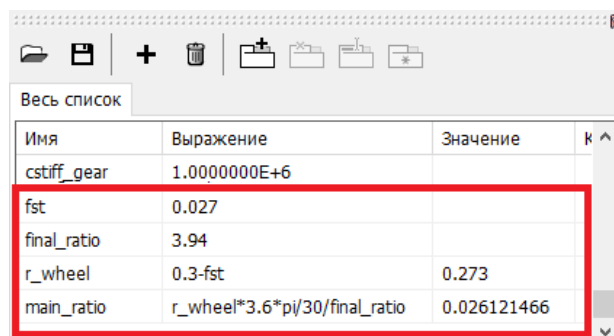
#### 1.4.5.2. Идентификатор передачи трансмиссии

Для расчета зависимости продольной скорости экипажа от частоты вращения двигателя  $n_e$  (об/мин) в программе используется передаточное число  $i_m$  (км/ч / об/мин), связывающее продольную скорость экипажа  $v$  (км/ч) с частотой выходного вала коробки передач  $n_g$  (об/мин):

$$v = n_g i_m = \frac{n_e i_m}{i_g},$$

где  $i_g$  - передаточное число коробки передач, зависящее от номера передачи.

Для задания данного передаточного числа вводится идентификатор, имя по умолчанию main\_ratio. Можно использовать как прямое численно задание значения этого идентификатора, так и задание с помощью выражения, например, в модели автомобиля vaz21009 Т используется выражение, в которое входят радиус колеса (r\_wheel) с учетом статического прогиба (fst) и передаточное число главной передачи (final\_ratio), рис. 1.46.



Имя	Выражение	Значение	к ^
cstiff_gear	1.0000000E+6		
fst	0.027		
final_ratio	3.94		
r_wheel	0.3-fst	0.273	
main_ratio	r_wheel*3.6*pi/30/final_ratio	0.026121466	

Рис. 1.46. Выражение для идентификатора передачи трансмиссии

### 1.4.5.3. Задание параметров коробки передач в программе моделирования

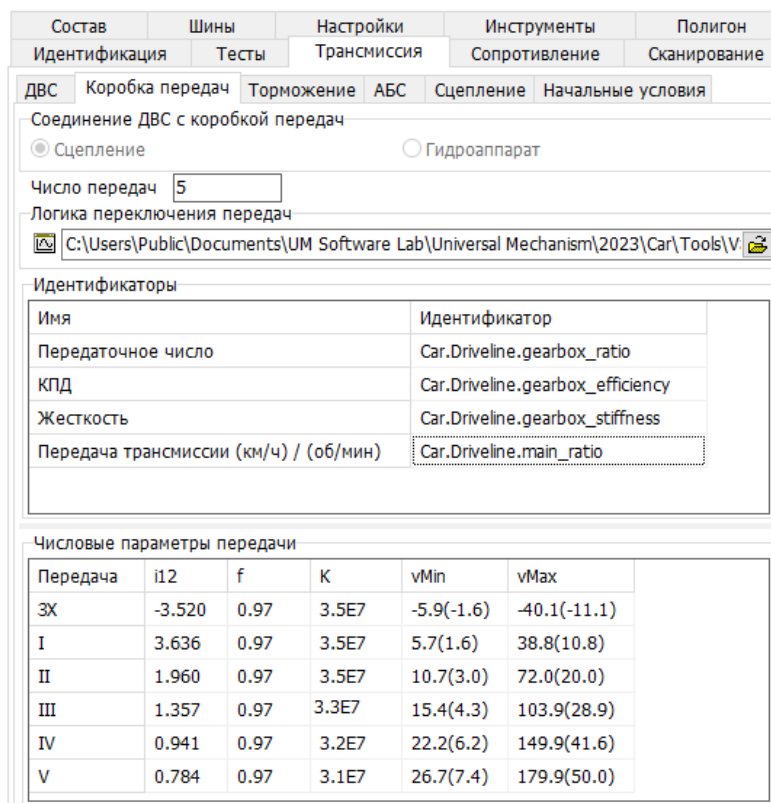


Рис. 1.47. Параметры коробки передач автомобиля

Для задания параметров коробки передач автомобиля используется вкладка **Автомобиль | Трансмиссия | Коробка передач** инспектора моделирования объекта, рис. 1.47, а в случае гусеничной машины – вкладка **Гусеничный экипаж | Трансмиссия | Передача и поворот**.

Следует ввести следующие данные:

- Идентификатор передаточного числа (обязательный параметр)
- Идентификатор КПД коробки передач (ввод не обязателен)
- Идентификатор коэффициента жесткости передачи (ввод не обязателен)
- Идентификатор передачи трансмиссии (обязательный параметр), п. 1.4.5.2. *"Идентификатор передачи трансмиссии"*
- Файл с кривыми переключения передач (обязателен для автоматической коробки передач)
- Число ступеней коробки передач (обязательный параметр)
- Передаточные числа, соответствующие каждой из ступеней. Для передачи заднего хода должно быть указано отрицательное значение (обязательные параметры)
- Численные значения КПД и коэффициента жесткости (Нм/рад) для каждой ступени (обязательные параметры, если указаны соответствующие идентификаторы)

Перечисленные идентификаторы, заданные «по умолчанию», назначаются автоматически, п. 1.4.5.1. *"Силовой элемент, моделирующий коробку передач"*, с. 1-54. Если поль-

зователь задал не стандартный идентификатор, для назначения идентификатора следует дважды щелкнуть на соответствующем поле таблицы и выбрать идентификатор из списка.

#### 1.4.5.4. Файл с кривыми переключения передач

Файлы \*.gss (gear shift schedule) используются для переключения передач в автоматической коробке, а также в модели автоматического управления продольным движением. Файл содержит кривые перехода на повышенную или пониженную ступени в зависимости от скорости продольного движения или угловой скорости вращения ротора двигателя и от положения педали акселератора.

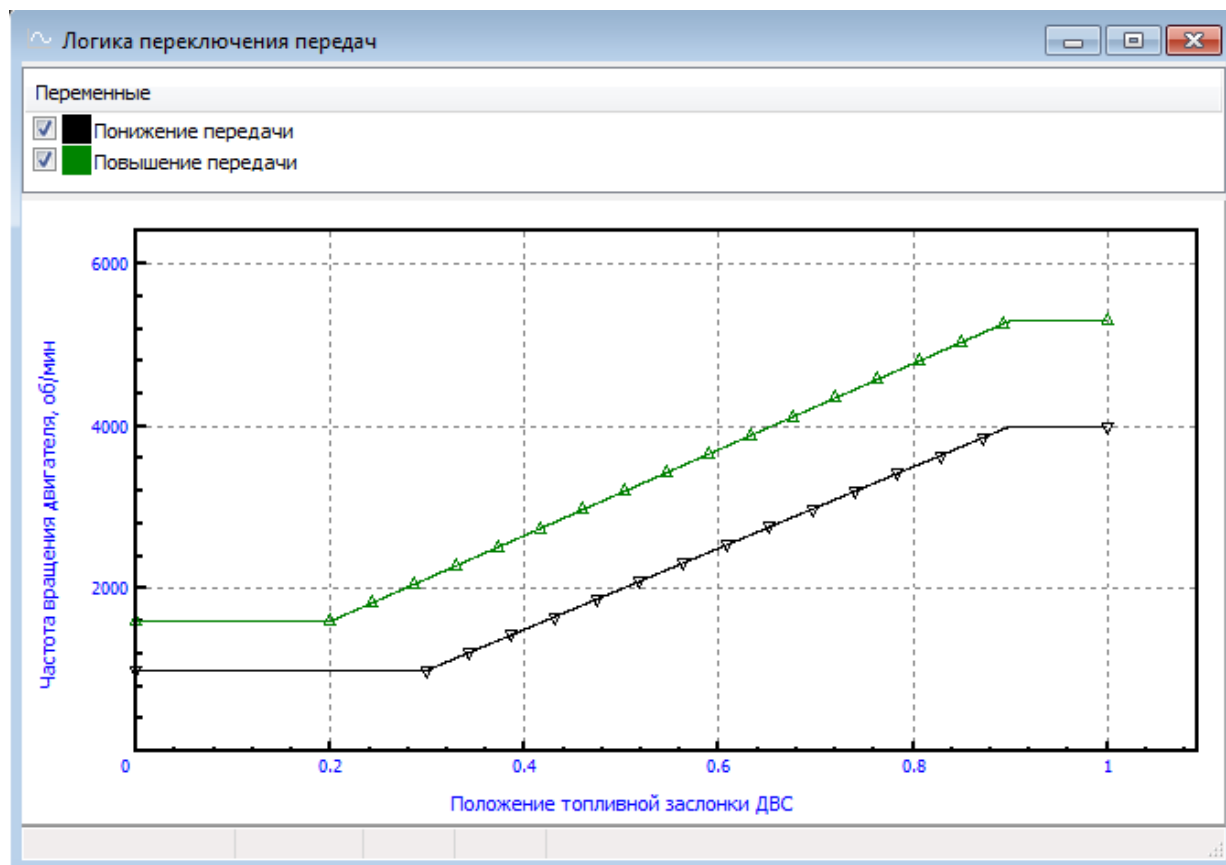


Рис. 1.48. Переключение передач в зависимости от частоты вращения ротора двигателя

#### Переключение передач в зависимости от частоты вращения ротора двигателя

В данном упрощенном случае следует задать две кривые: частота повышения (нижняя кривая) и повышения (верхняя кривая) ступени передачи в зависимости от положения топливной заслонки двигателя, рис. 1.48.

#### Переключение передач в зависимости от скорости продольного движения

Логика переключения передач содержит  $2N-2$  кривых, где  $N$  – число ступеней коробки. Нечетные кривые соответствуют понижению, а четные – повышению ступени, рис. 1.49.

Кривые в файле должны быть строго упорядочены в сторону возрастания частоты/скорости движения. Например, для четырехступенчатой коробки передач файл переключения в зависимости от скорости движения содержит кривые в последовательности 2->1, 1->2, 3->2, 2->3, 4->3, 3->4.

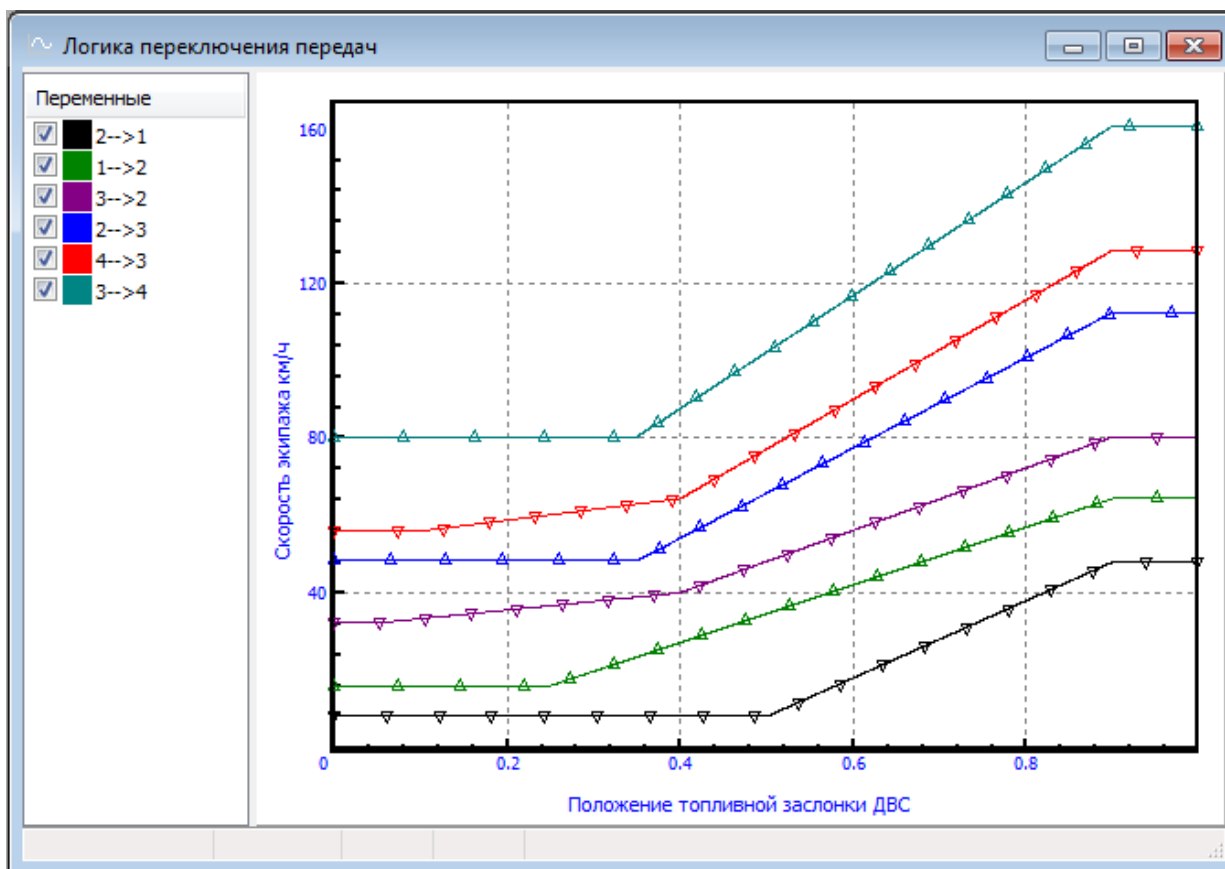


Рис. 1.49. Переключение передач в зависимости от скорости продольного движения

Для создания файла используется инструмент на вкладке Инструменты “Логика переключения передач”, рис. 1.50. Кривые вводятся с помощью редактора кривых, рис. 1.51.

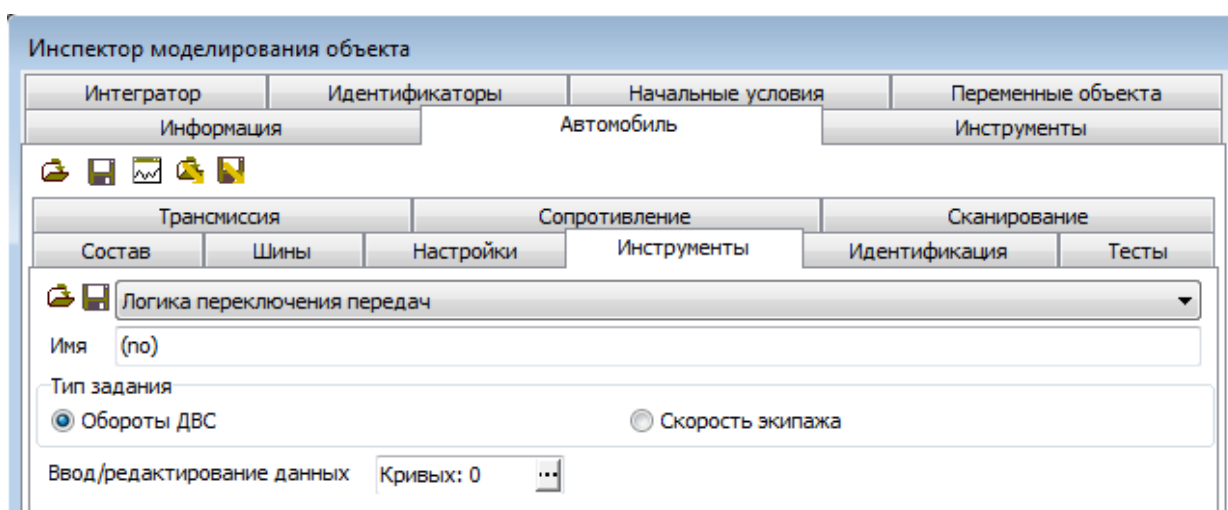


Рис. 1.50. Инструмент создания файла переключения передач

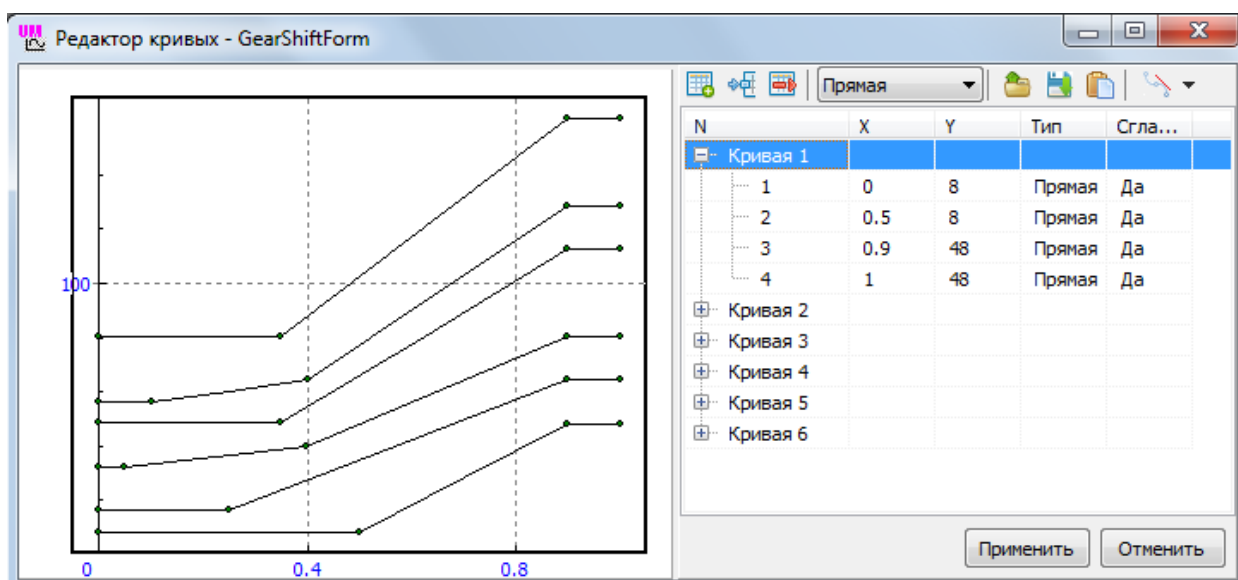


Рис. 1.51. Создание файла переключения передач в редакторе кривых

### 1.4.6. АБС автомобиля

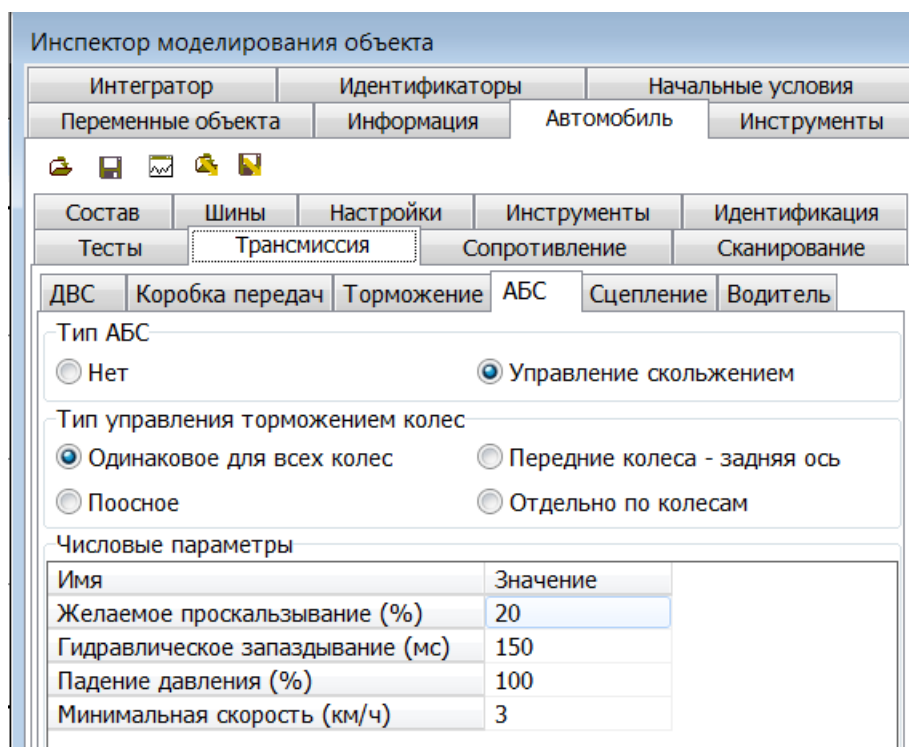


Рис. 1.52. Параметры АБС

В UM реализована упрощенная модель антиблокировочной тормозной системы “Управление скольжением”. Пусть  $s^*$  – желаемое значение проскальзывания колеса при торможении. Рассмотрим случай, когда реализовано управление торможением по каждому колесу автомобиля отдельно. Управляемый параметр АБС для  $i$ -го колеса определяется выражением

$$k_i = \begin{cases} 1, s \leq s^* \\ 1 - k^*, s > s^* \end{cases}$$

где  $k^* \in [0,1]$  – параметр падения давления при включенной АБС. То есть АБС включается, когда проскальзывание колеса превосходит  $s^*$  и выключается, когда становится меньше  $s^*$ .

Тормозной момент рассчитывается по формуле

$$M_i = M_{i0} f_i,$$

где  $M_{i0}$  – задающее значение тормозного момента, определяемой силой нажатия педали, а  $f_i$  – понижающий коэффициент, являющийся решением дифференциального уравнения

$$T \dot{f}_i + f_i = k_i.$$

Здесь  $T$  – гидравлическое запаздывание.

Описанная модель легко распространяется на другие типы управления торможением, указанные на рис. 1.52.

Параметры, от которых зависит описанная модель, задаются пользователем, рис. 1.52.

АБС выключается, если скорость экипажа меньше предельного значения (рис. 1.52).

### 1.4.7. Управление трансмиссией

Для управления трансмиссией автомобиля и гусеничной машины применяется четыре основных метода.

- Внешнее управление с помощью библиотеки UM Com Server. Данный тип используется, в основном, при создании тренажеров автомобилей. Подробнее см. в руководстве пользователя, Глава 20, файл 20\_um\_com.pdf, п. *Interfaces for simulator of road vehicles*.
- Управление с помощью пульта, тип теста – «Тренажер».
- Управление с помощью идентификаторов.
- Автоматическое управление с использованием встроенной модели водителя (в настоящее время – в разработке).

#### 1.4.7.1. Управление трансмиссией с помощью пульта

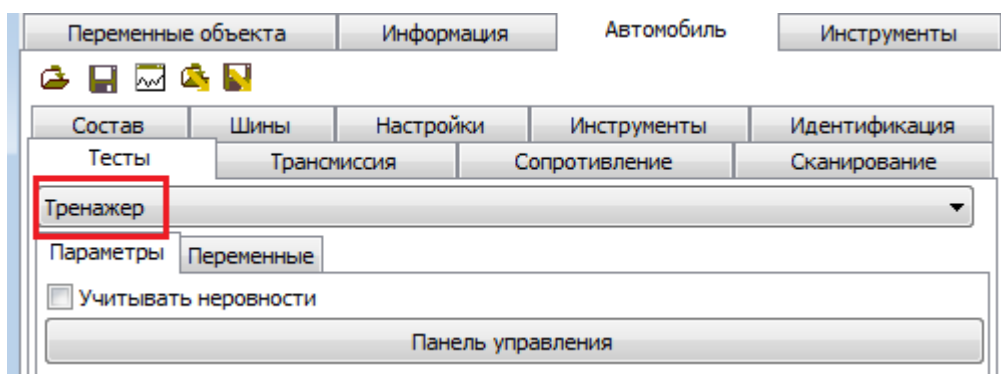


Рис. 1.53. Тест – тренажер

При выборе типа теста – **Тренажер** (рис. 1.53) – пользователю после щелчка на соответствующей кнопке становится доступен пульт управления движением автомобиля и гусеничной машины (рис. 1.54, рис. 1.55). С помощью мыши пользователь может включать и выключать двигатель, тормоз, сцепление, переключать передачи, выполнять повороты и т.д. Подробное описание можно найти в руководствах пользователя по моделированию автомобилей и гусеничных машин.

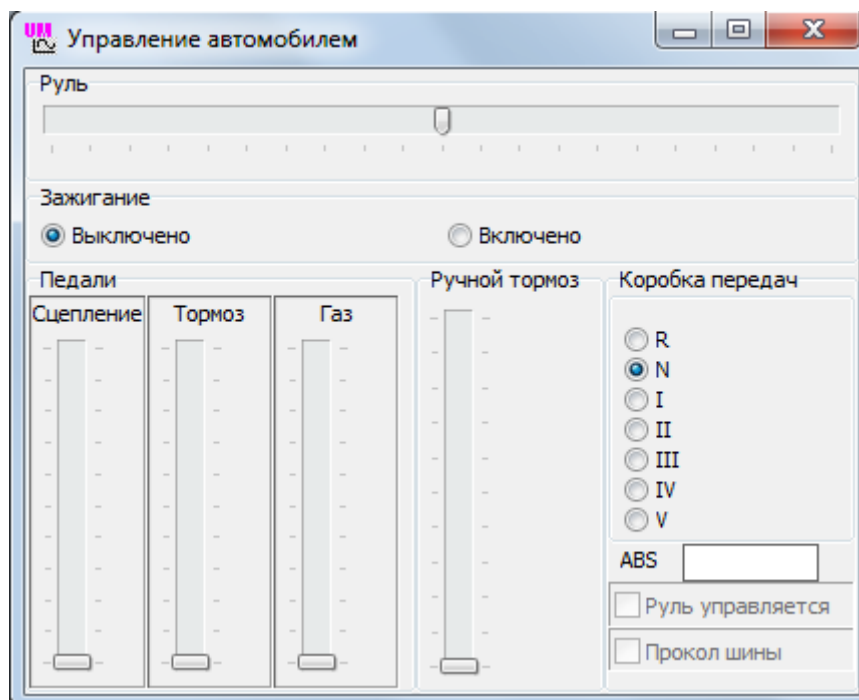


Рис. 1.54. Пульт управления автомобилем

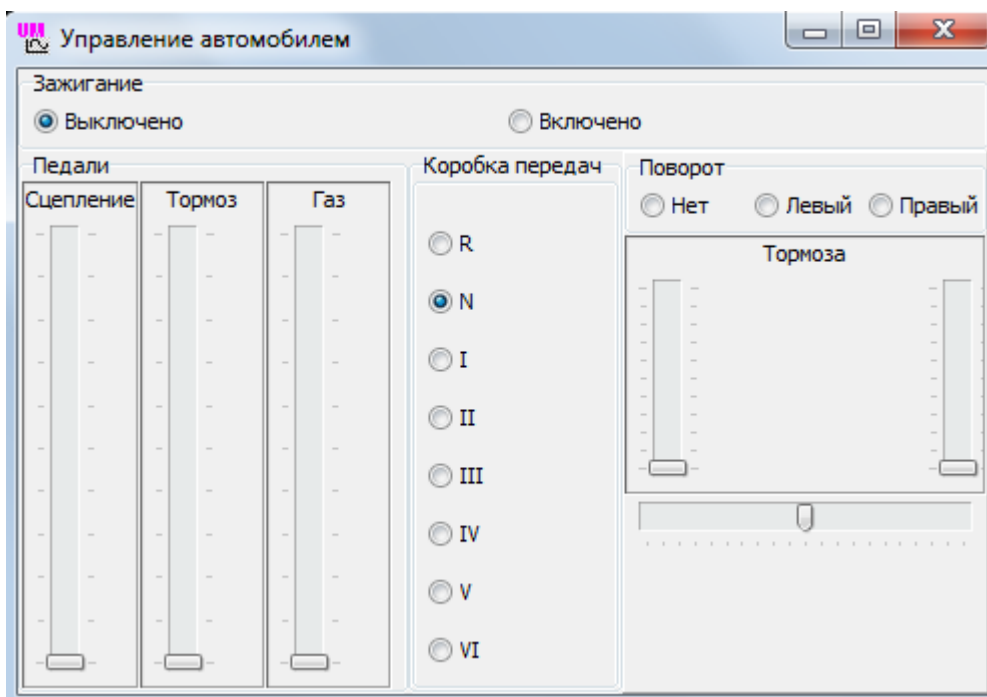


Рис. 1.55. Пульт управления гусеничной машиной

### 1.4.7.2. Управление трансмиссией с помощью идентификаторов

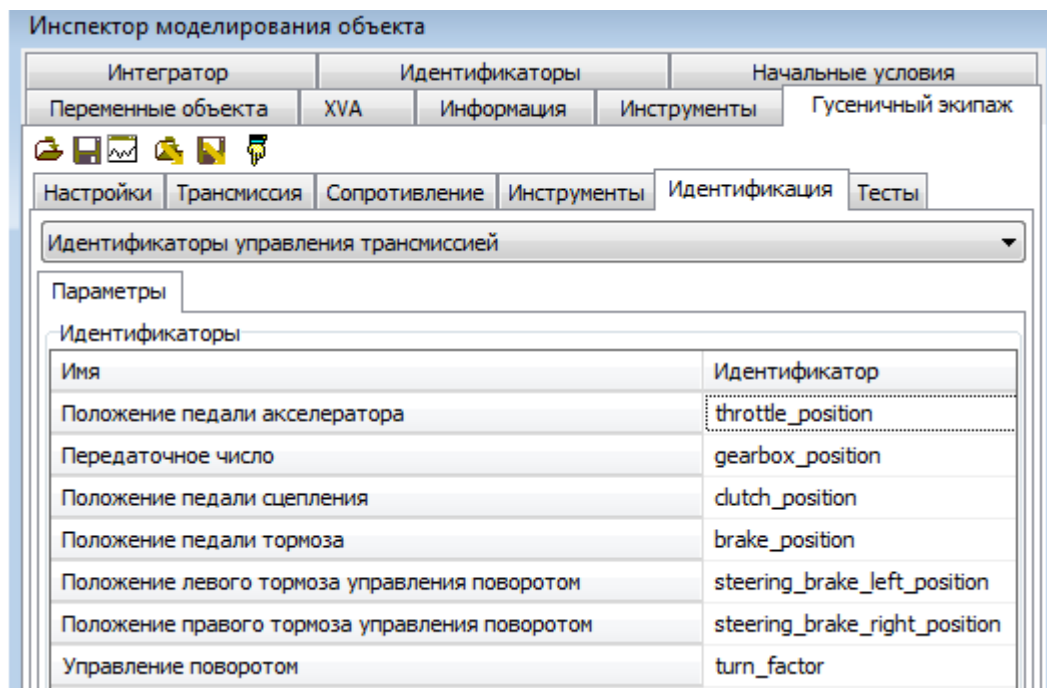


Рис. 1.56. Идентификаторы управления гусеничной машиной

Для управления трансмиссией автомобиля и гусеничной машины используется набор идентификаторов, которые пользователь должен добавить к списку идентификатором модели (при использовании базы данных трансмиссий ГМ идентификаторы добавляются автоматически).

Список идентификаторов (идентификаторы по умолчанию указаны на рис. 1.56):

- Положение педали акселератора, интервал значений  $[0, 1]$
- Ступень коробки передач: -1 – 3X, 0 – N, 1 – первая ступень и т.д.
- Положение педали сцепления, интервал значений  $[0, 1]$ ,
- Положение педали тормоза, значение больше либо равно нулю. При нулевом значении тормозной момент равен нулю. Единичное значение параметра соответствует нажатию на педаль силой 8 кН. Величина тормозного момента равна произведению силы нажатия на педаль на коэффициент усиления, задаваемый пользователем.

Дополнительные параметры для управления гусеничной машиной:

- Положения педалей (рычагов) левого и правого тормозов управления поворотом. Параметр используется только в тех моделях механизмов поворота, где это предусмотрено конструкцией (например, механизмы поворота с фрикционными муфтами или с регулируемым дифференциалом).
- Параметр управления поворотом, интервал значений  $[-1, 1]$ . Нулевое значение параметра соответствует движению по прямой, отрицательное – повороту налево, положительное – повороту направо. В случае бесступенчатого механизма поворота параметр меняется непрерывно, что соответствует повороту колеса управления поворотом, в противном случае принимает значения -1, 0, 1.

Для построения законов управления используется вкладка **Идентификаторы** | **Управление идентификаторами** инспектора моделирования объекта, рис. 1.57.

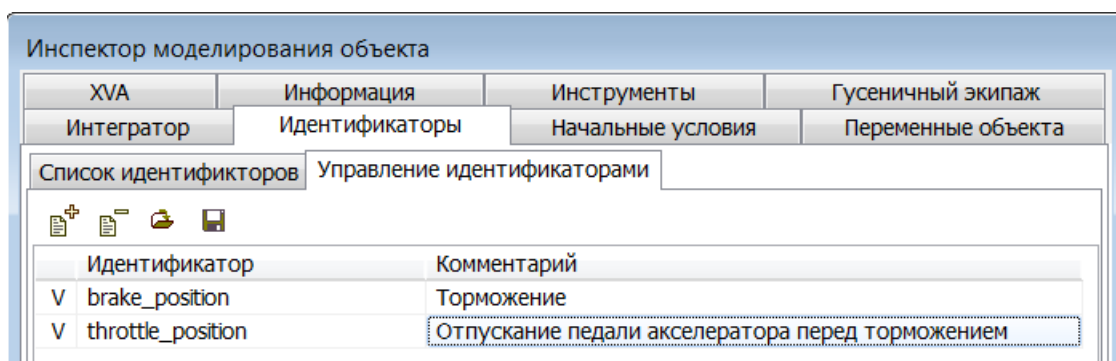


Рис. 1.57. Список управлений идентификаторами

В рассматриваемом примере моделируется торможение гусеничной машины. Для этого задается процесс отпускания педали акселератора (идентификатор throttle\_position) и нажатие педали тормоза (идентификатор brake\_position) силой  $0.6 \cdot 8 = 4.8 \text{ кН}$ , рис. 1.58, рис. 1.59.

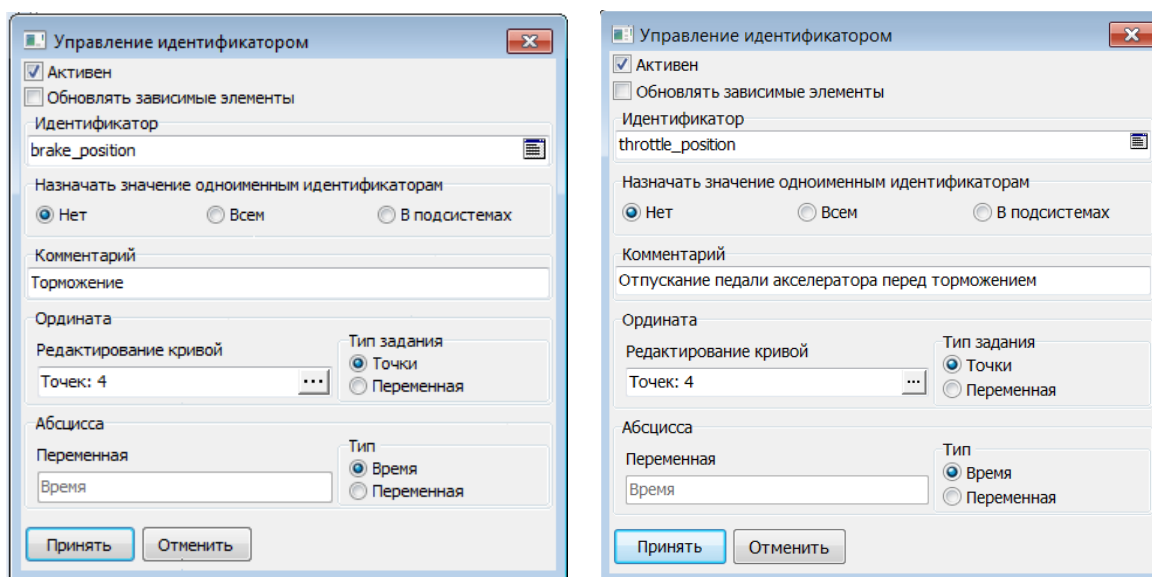
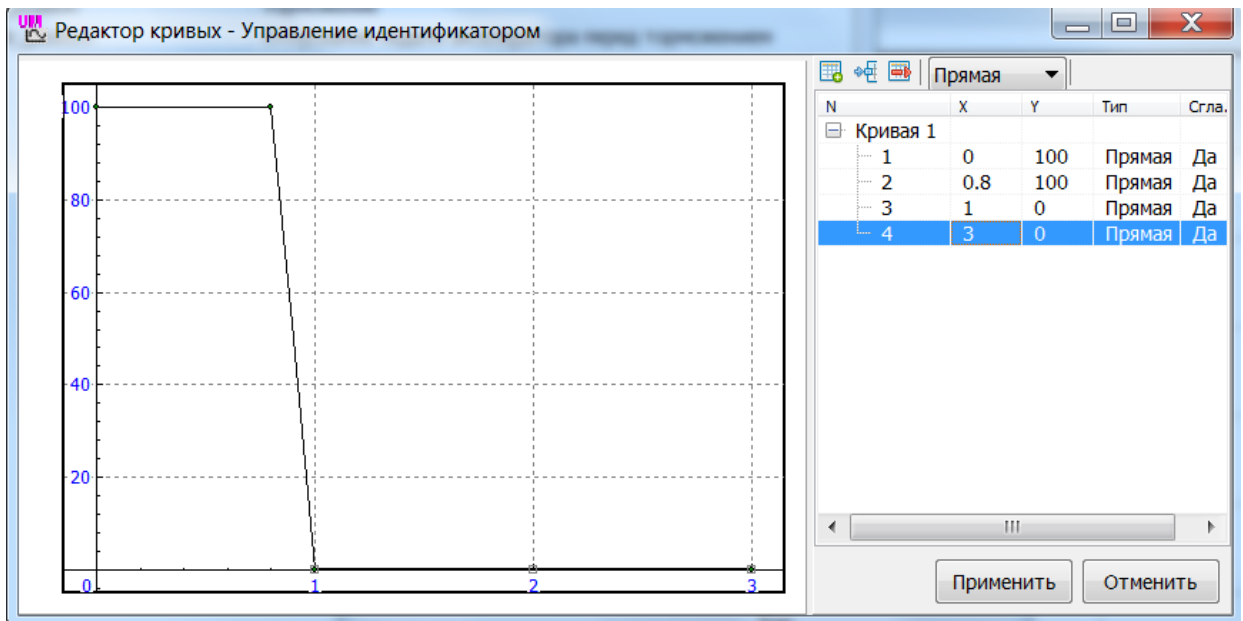
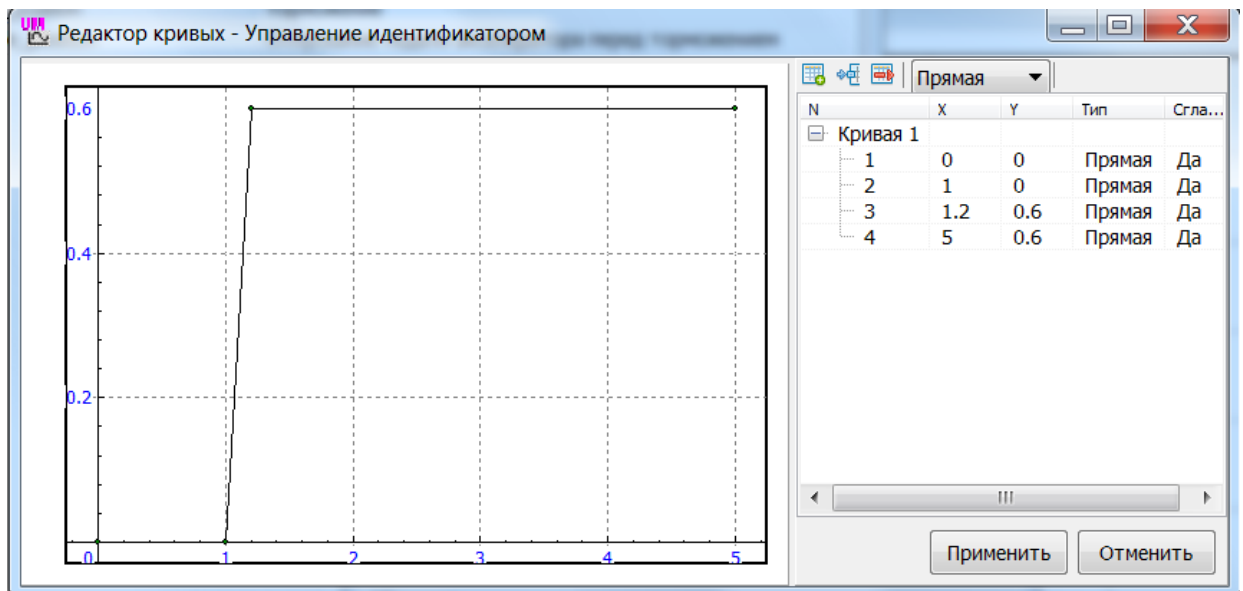


Рис. 1.58. Описание управлений



throttle\_position



brake\_position

Рис. 1.59. Графики зависимостей управляющих идентификаторов от времени

## Список литературы

- [1 Вейц В.Л., Кочура А.Е., Динамика машинных агрегатов с двигателями внутреннего сгорания. Л.Ж Машиностроение, 1976.
- [2 [http://www.mathworks.com/products/simulink/demos.html?file=/products/demos/shipping/simulink/sldemo\\_autotrans.html](http://www.mathworks.com/products/simulink/demos.html?file=/products/demos/shipping/simulink/sldemo_autotrans.html).
- [3 Соломатин Н.С., Заморин А.Г., Зотов Е.М., Аппроксимация частичных характеристик двигателя внутреннего сгорания // Известия МАМИ. 2008. № 1. С. 68-71.
- [4 Голубков Л.Н., Яковенко А.Л., Автоматическое регулирование и управление ДВС. Московский автомобильно-дорожный институт. 2007.