



Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Московский государственный технический университет
имени Н.Э. Баумана
(национальный исследовательский университет)»
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

ФАКУЛЬТЕТ «Специальное машиностроение»

КАФЕДРА «Колесные машины»

Отчёт о выполнении домашнего задания
по курсу
«Динамика транспортных средств»
на тему
«Прямолинейное движение колесной машины»

Студент СМ10-71

(подпись, дата)

В.Б. Сухоносенко

(Ф.И.О.)

Преподаватель

(подпись, дата)

П.В. Зыбин

(Ф.И.О.)

2025 г.

Содержание

1	Исходные данные	1
2	Основная часть	3
2.1	Построение математической модели	3
2.2	Составление схемы в Simulink	7
2.3	Симуляция модели	7
3	Вывод	20
	Список использованных источников	21
A	Скрипт MATLAB для модели Simulink	22

1 Исходные данные

Целью домашней работы являлось исследование движения автомобиля по ровной дороге с помощью программного пакета MATLAB и Simulink. Расчёт производится для грузовика "Валдай 8". При составлении математической модели приняты допущения:

- Движение прямолинейное;
- Элементы трансмиссии абсолютно жёсткие;
- Перемещение кузова относительно колёс происходит только в вертикальном направлении;
- Переключение передач мгновенное;
- Радиус качения колеса принять равным 0.9 от свободного радиуса колеса;
- Перемещения считать малыми (Уравнения вращательного и поступательного движения линейны)

На рис. 1.1 Представлена расчётная схема, по которой составляется модель, в таблице 1.1 - параметры выбранной колёсной машины.

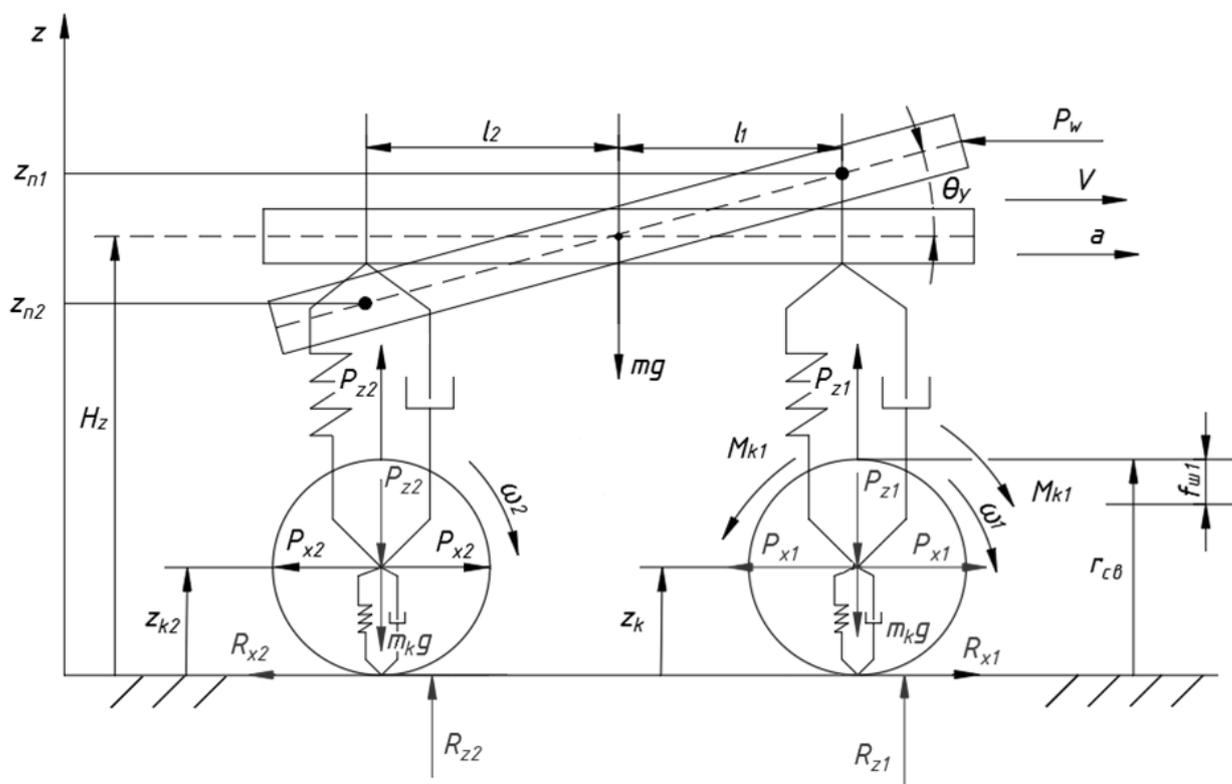


Рисунок 1.1 — Расчётная схема

Таблица 1.1 — Исходные данные - параметры КМ

Параметр	Значение	
Длина	6913	мм
Ширина	2300	мм
Высота	3575	мм
Колея	1740	мм
Колесная база	3310	мм
Расстояние от центра масс до первой оси	2.15	м
Расстояние от центра масс до второй оси	1.16	м
Высота центра масс	1.3	м
Высота центра парусности	1.45	м
Полная масса	7490	кг
Снаряженная масса	3722	кг
Масса корпуса	3350	кг
Масса колеса	62	кг
Момент инерции корпуса J_{cy}	16196	кг · м ²
Момент инерции колеса	4.56	кг · м ²
Момент инерции двигателя	0.46	кг · м ²
Собственная частота подвески	1.4	Гц
Свободная длина пружины	1.102	м
Жёсткость элемента подвески	43203	Н/м
Сопротивление амортизатора	4978	Н · с/м
Свободный радиус колеса	0.3835	м
Вертикальная жёсткость шины	43203	Н/м
Коэф. демпфирования шины	10 ⁻³	Н · см
Макс. мощность двигателя при 3400 об/мин	98	кВт
Макс. момент двигателя при 2000 об/мин	420	Н · м
Максимальный момент трения сцепления	500	Н · м
Коэф. аэродинамического сопротивления	1	-
Тип трансмиссии	механическая	
Колесная формула	4x2	
Передаточные числа коробки передач		
Первая передача	5.065	
Вторая передача	2.780	
Третья передача	1.591	
Четвертая передача	1.0	
Пятая передача	0.807	
Шестая передача	0.643	
Задняя передача	4.383	
Передаточное число главной передачи	6.6	

2 Основная часть

2.1 Построение математической модели

Таблица 2.1 — Обозначения переменных

M_e	Момент двигателя
M_{sc}	Момент, передаваемый сцеплением
M_{ki}^f	Момент сопротивления качению для i -й оси
M_{ki}	Момент, подводимый к i -й оси
M_{bri}	Суммарный тормозной момент для i -й оси
m_{full}	Полная масса автомобиля
m_{pdr}	Подрессоренная масса
m_{npdr}	Неподрессоренная масса
m_{ki}	Суммарная масса колёс на i -ю ось
P_i	Суммарная сила в подвеске на i -й оси
R_{zi}	Суммарная вертикальная реакция от ОП для i -й оси
R_{xi}	Суммарная горизонтальная реакция от ОП для i -й оси
r_k	Радиус качения колеса
θ	Угол наклона корпуса к горизонтали
z	Текущая высота центра масс корпуса
z_{ki}	Текущая высота центра колёс i -й оси
ω_{ki}	Частота вращения колёс i -й оси
ω_e	Частота вращения двигателя (рад/с)
h_{acc}, h_{sc}, h_{br}	Степень нажатия педали подачи топлива, сцепления и тормоза.
P_w	Сила аэродинамического сопротивления
c_w	Коэффициент аэродинамического сопротивления
c_i, b_i	Жёсткость и коэф. демпфирования подвески на i -й оси
c_{ki}, b_{ki}	Жёсткость и коэф. демпфирования суммарный для шин i -й оси
$H_z = z_c, H_w$	Высота центра масс и центра парусности
f_0	Свободная длина "пружины" подвески
$u_{KP}(GEAR)$	Передаточное число КП при текущей передаче $GEAR$
u_{GP}	Передаточное число ГП

Система на рис. 1.1 описывается системой дифференциальных уравнений, описывающих горизонтальное поступательное движение всего автомобиля, вертикальное поступательное движение колёс и корпуса, отдельные вращения корпуса и колеса. Система уравнений имеет вид (2.1)

$$\left\{ \begin{array}{l} m_{full}\ddot{v} = \sum R_{xi} - P_w \\ m\ddot{z} = \sum P_i - m_{full}g \\ J_{cy}\dot{\theta} = P_w(x_1 \sin \theta + (H_w - H_z) \cos \theta) + \\ \quad + \sum (P_i \cos \theta + P_{xi}(z - z_{ki}) + M_{ki}) \\ m_{ki}\ddot{z}_{ki} = R_{zi} - m_{ki}g - P_i \\ J_{ki}\dot{\omega}_{ki} = M_{ki} - M_{ki}^f - M_{br} = M_{ki} - (R_{xi} + fR_{zi})r_k - M_{br}(h_{br}) \\ J_e\dot{\omega}_e = M_e(\omega_e, h_{acc}) - M_{sc}(\Delta\omega, h_{sc}) \end{array} \right. \quad (2.1)$$

Здесь $P_w = [\frac{1}{2}c_w(0.8BH)\rho]v^2$. Сила в подвеске зависит от перемещений точек крепления и выражается через 2.2

$$P_i = c_i(z_i - z_{ki}) - b_i(\dot{z}_i - \dot{z}_{ki}) \quad (2.2)$$

Здесь $z_i = z + x_i \sin \theta$ - высота точки крепления подвески i -й оси к корпусу, определяется координатой x_i оси от центра масс, текущей высотой центра масс z и углом поворота корпуса θ относительно поперечной оси. Усилие, возникающее при деформации шины, имеет аналогичный вид (2.3). Из 3-го закона Ньютона эта сила равна реакции в контакте с ОП.

$$P_{ki} = c_i(z_{ki} - z_{dori}) - b_i(\dot{z}_{ki} - \dot{z}_{dori}) = R_{zi} \quad (2.3)$$

В данной работе принимаем высоту дороги $z_{dori} \equiv 0$. Координаты точек крепления подвески определяются через (2.4)

$$\left\{ \begin{array}{l} z_i = z + x_i \sin \theta \\ \dot{z}_i = \dot{z} + x_i \dot{\theta} \cos \theta \end{array} \right. \quad (2.4)$$

Усилие P_{xi} , передаваемое на кузов, находится из уравнения динамики для колеса (положительное значение соответствует сонаправлено с \vec{v}). Получим (2.5)

$$P_{xi} = R_{xi} - m_{ki}\dot{v} \quad (2.5)$$

$R_{xi} = \varphi R_z$ - горизонтальная реакция в пятне контакта, φ - коэффициент сцепления с опорной поверхностью, который задаётся эмпирической формулой (2.6) - см. [1].

$$\varphi = \varphi_{max}[1 - e^{-s/s_0}][1 + e^{-s/s_1}]\text{sign}(s) \quad (2.6)$$

Здесь $s_0 = 0.1, s_1 = 0.15$ - константы, s - коэффициент скольжения, определяемый по (2.7):

$$s = \frac{\omega_k r_{k0} - v}{\max(\omega_k r_{k0}, v)} \quad (2.7)$$

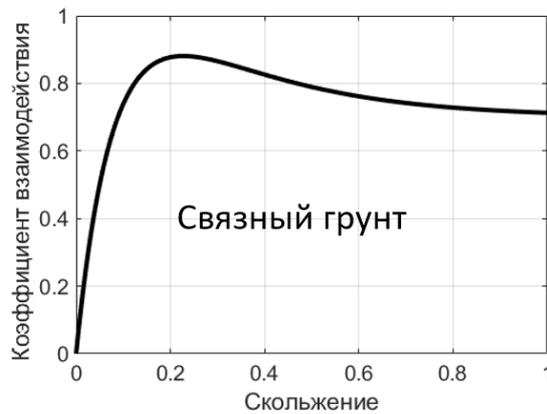


Рисунок 2.1 — Зависимость $\varphi(s)$ для связного грунта

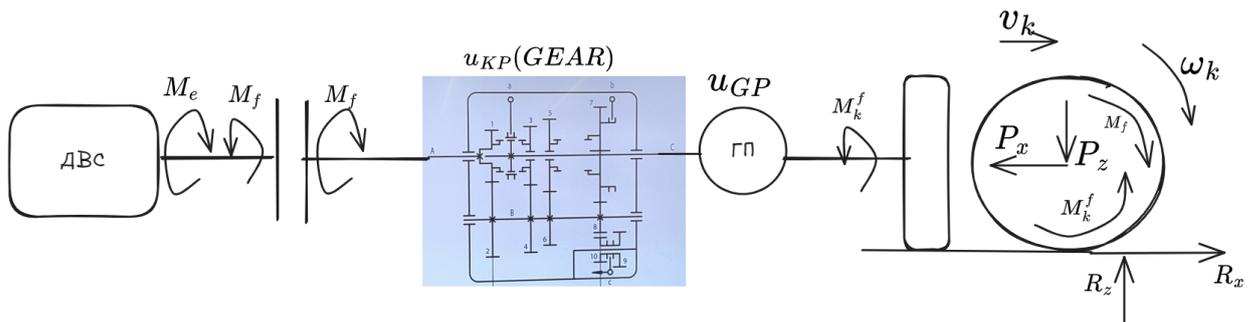


Рисунок 2.2 — Схема трансмиссии

По рис. 2.2 видно устройство трансмиссии данной КМ (задний привод). В данном случае Момент, приходящий на заднюю ось вычисляется по (2.8), а $M_{k1} \equiv 0$.

$$M_{k2} = u_{KP} u_{GP} M_{sc} \quad (2.8)$$

Жёсткость колеса определена из того условия, что в неподвижном состоянии колесо сжимается на $r_{sv} - r_k$, откуда

$$c_{sh} = \frac{1}{6} \frac{m_{full}g}{r_{sv} - r_k} \quad (2.9)$$

В силу отсутствия внешней скоростной характеристики двигателя G21B, приходится использовать приближение, использующее значения максимальной мощности и момента и соответствующих оборотов (2.10)

$$M_e = M_{maxN} \left[a + b \frac{n}{n_{maxN}} - c \left(\frac{n}{n_{maxN}} \right)^2 \right] \quad (2.10)$$

Где $M_{maxN} = 9554 N_{max} / n_{maxN}$; a, b, c - коэффициенты, зависящие от коэффициентов приспособляемости двигателя по числу оборотов k_{dvN}, k_{dvM} (Вычисляются в программе в приложении).

Свободная длина пружины подвески определена из условия, что при статическом положении автомобиля $\theta = 0$, $z = z_c$, $z_k = r_k$ Тогда

$$z_c = f_0 + r_{sv} - \frac{m_{pdr}g}{c} - \frac{m_{full}}{6c_{sh}} \quad (2.11)$$

Откуда получим

$$f_0 = z_c - r_{sv} + \frac{m_{pdr}g}{c} + \frac{m_{full}}{6c_{sh}} \quad (2.12)$$

Управление движением осуществляется различной степенью нажатия на педаль сцепления $h_{sc} \in [0,1]$, подачи топлива ($h_{acc} \in [0,1]$) и педаль тормоза ($h_{br} \in [0,1]$). В этом случае реализуемый двигателем момент равен $h_{acc}M_e(\omega_e)$ - частичная характеристика двигателя; реализуемое тормозное усилие равно $h_{br}M_{br}$; момент, передаваемый сцеплением - $(1 - h_{sc})M_f$. В данной лабораторной работе рассматривается процесс разгона с переключением передач, поэтому эти величины меняются (видно на графике рис. 2.21). Выбор передачи осуществляется значением $GEAR = 1, \dots, 6$.

2.2 Составление схемы в Simulink

На рис. 2.3 - 2.18 показана схема Simulink и отдельные её части. С прошлых лабораторных работ оставлена возможность включать/выключать АБС. Блоки `function block` вычисляют значения φ, s в соответствии с (2.6), (2.7).

2.3 Симуляция модели

Сначала было проверена правильность определённых характеристик подвески. Заданы начальные условия $z = H_z = z_c, z_{ki} = r_k, i = 1, 2$. На рис. 2.19 видно отсутствие отклонений от начальных условий, что говорит о том, что определённые характеристики соответствуют положению равновесия.

Если задать нулевую массу груза, программа пересчитывает положение центра масс, и равновесное положение изменяется - центр масс автомобиля перемещается выше, задняя ось по высоте ниже передней, что приводит к небольшому повороту кузова относительно поперечной оси. Результат показан на рис. 2.20.

На рис. 2.21-2.22 показано поведение подвески при заданном воздействии - разгоне с переключением передач от первой до последней и последующим резким торможением. Был задан коэффициент сцепления 0.4 для большей наглядности.

Скорость по окружности ведущего колеса $\omega_{k2}r_k$ немного больше скорости автомобиля v , а ведомого $\omega_{k1}r_k$ - меньше. Это соответствует ведущему и ведомому режиму (положительное и практически нулевое скольжение соответственно)

Момент, передаваемый сцеплением, приближается к моменту двигателя при закрытом сцеплении. При открытом сцеплении они отличаются, а подача топлива разгоняет двигатель, но не колёса. Момент на колёсах, ускорение связан со степенью открытия сцепления.

При торможении видно срабатывание АБС - при достижении критического значения скольжения АБС ограничивает торможение, и скорость вращения ведомого колеса убывает не так резко, что предотвращает его блокировку.

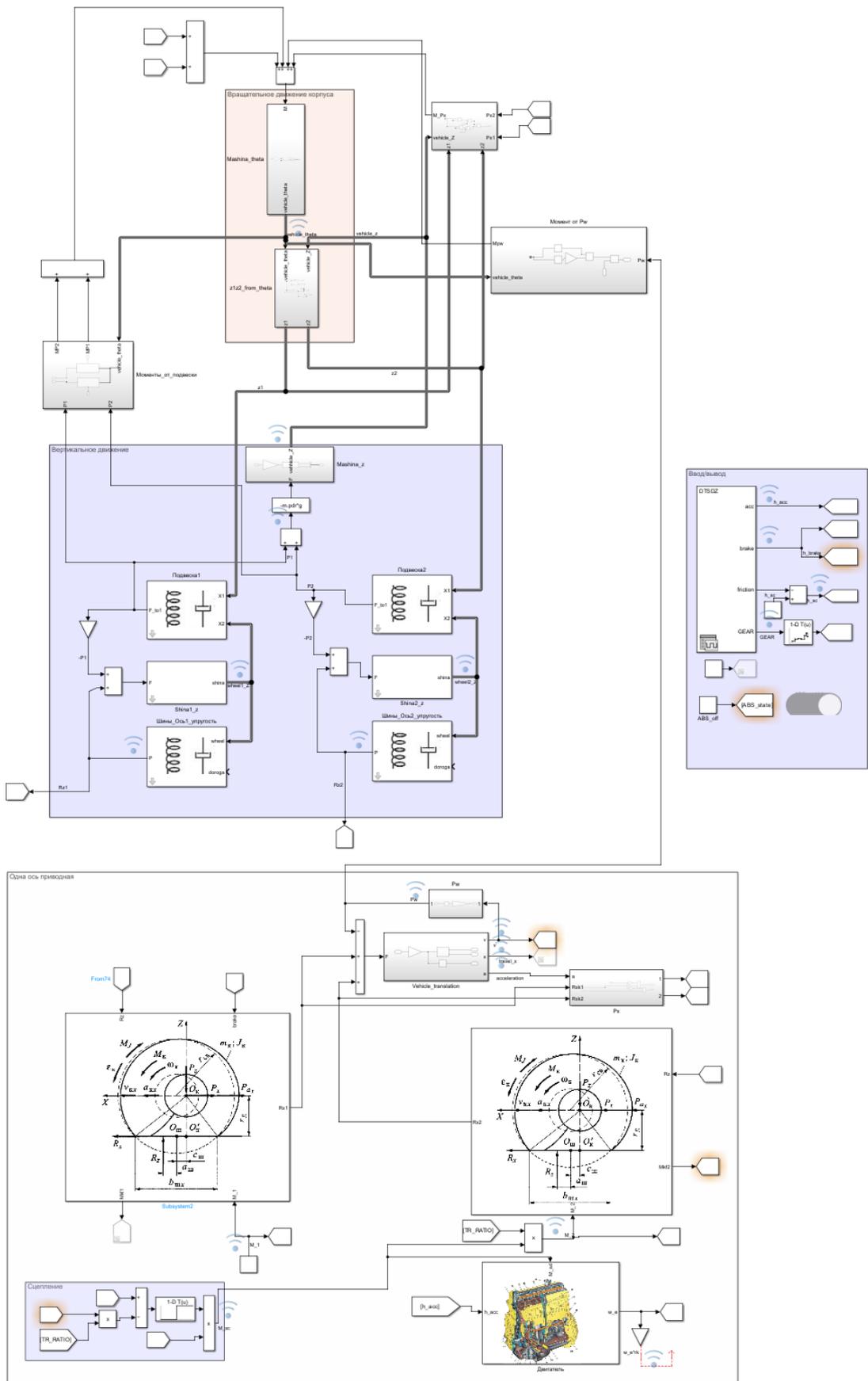


Рисунок 2.3 — Модель Simulink

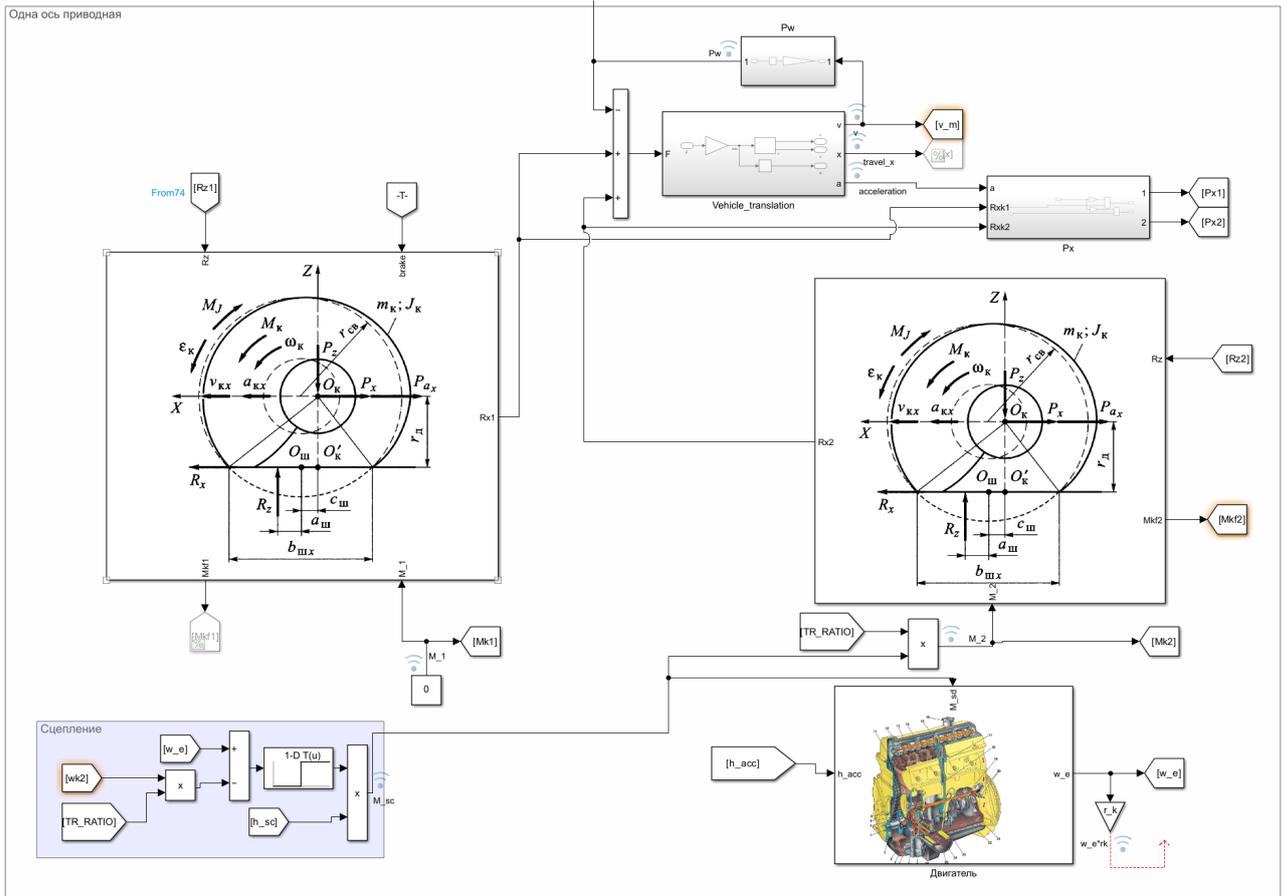


Рисунок 2.4 – Поступательное движение корпуса и вращение колёс

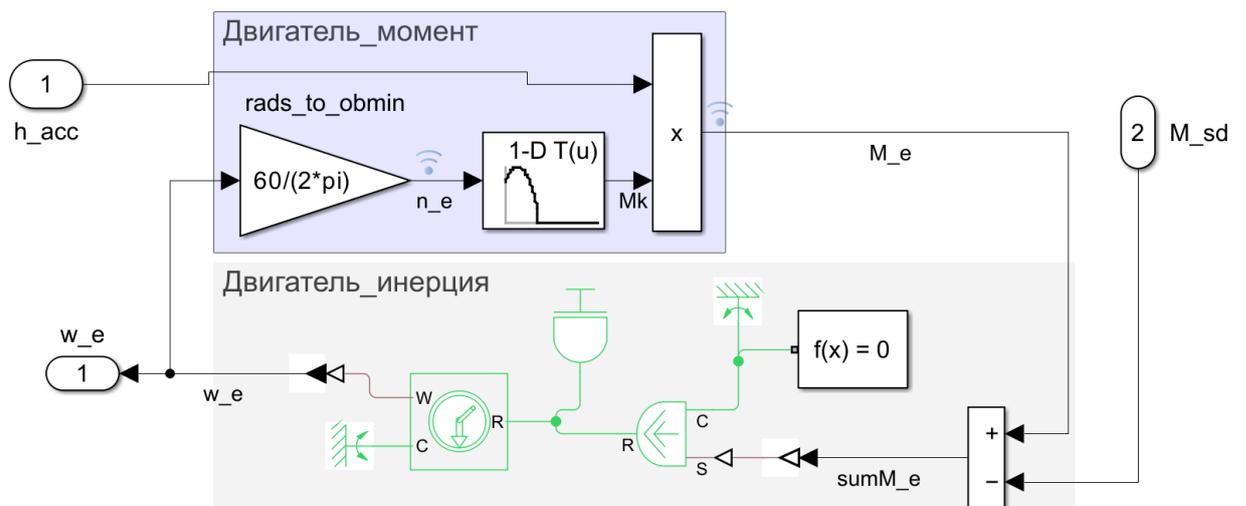


Рисунок 2.5 – Блок "двигатель"

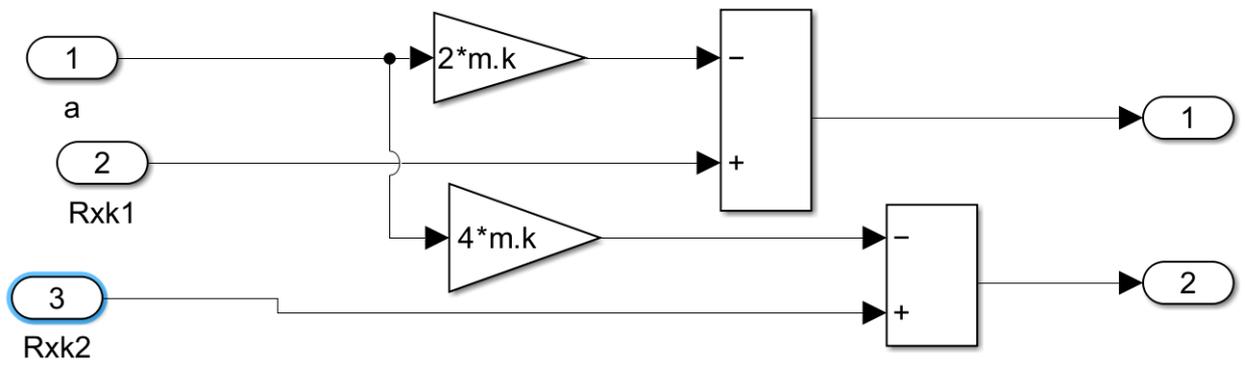


Рисунок 2.6 — Блок "Расчет силы Rx"

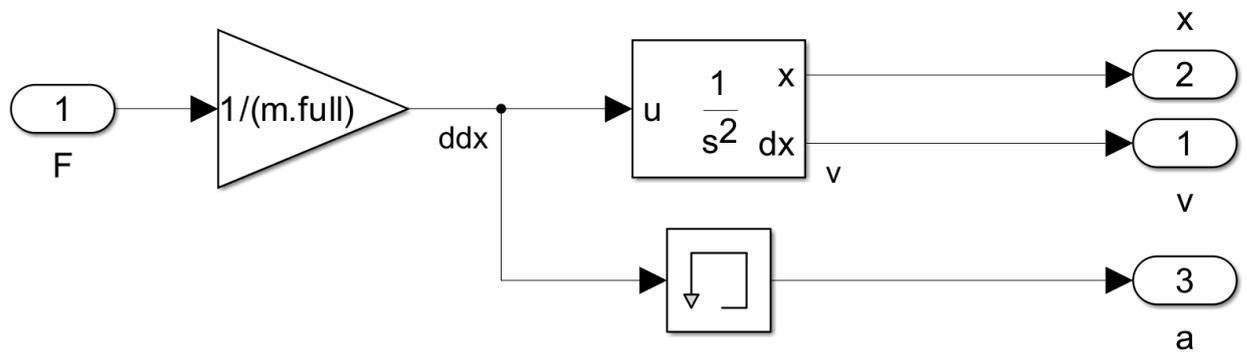


Рисунок 2.7 — Блок "Масса кузова"

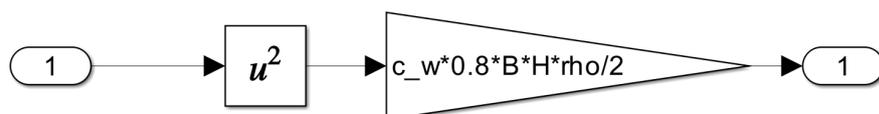


Рисунок 2.8 — Блок "Расчет силы Pw"

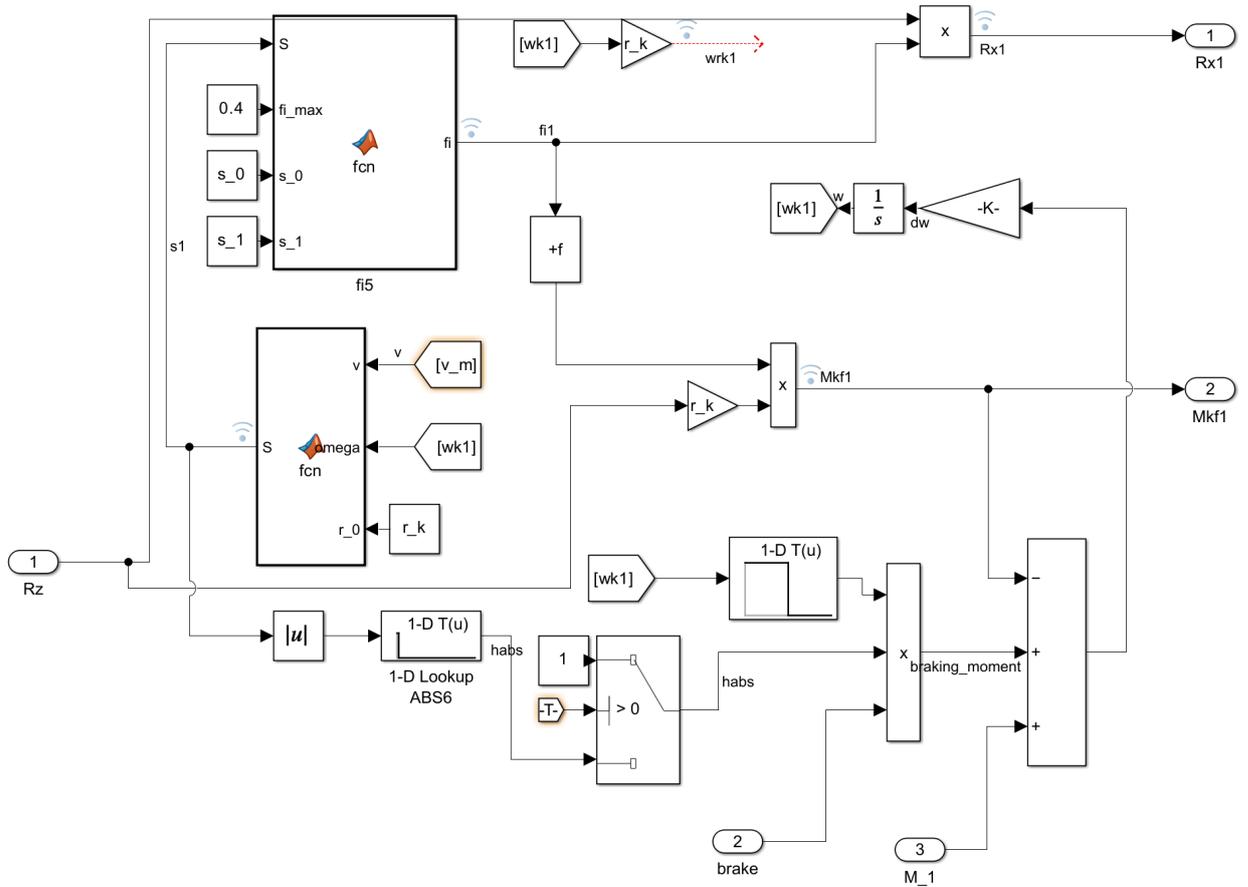


Рисунок 2.9 — Блок "Колесо"(вращение)

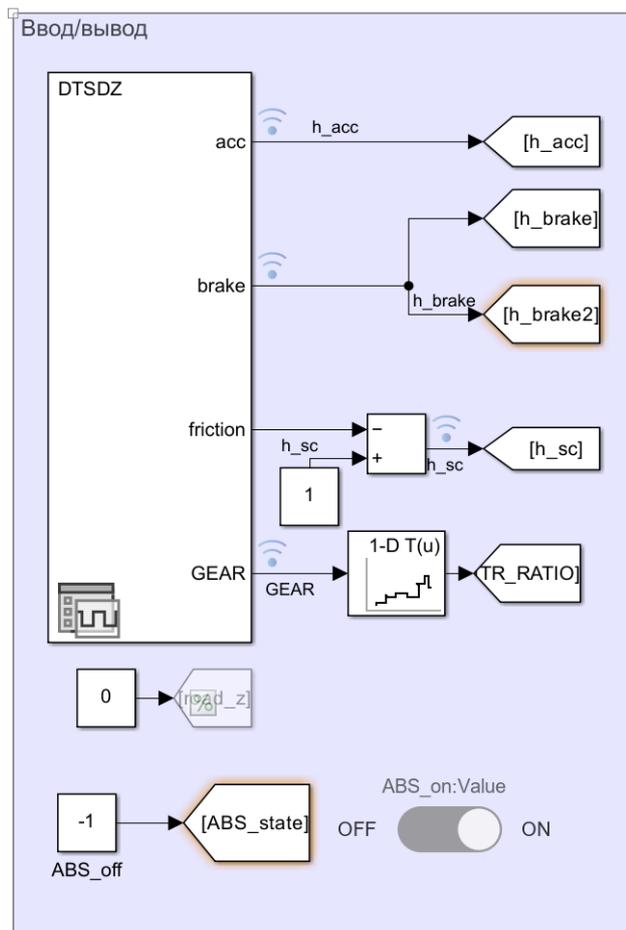


Рисунок 2.10 — Блок "управление"

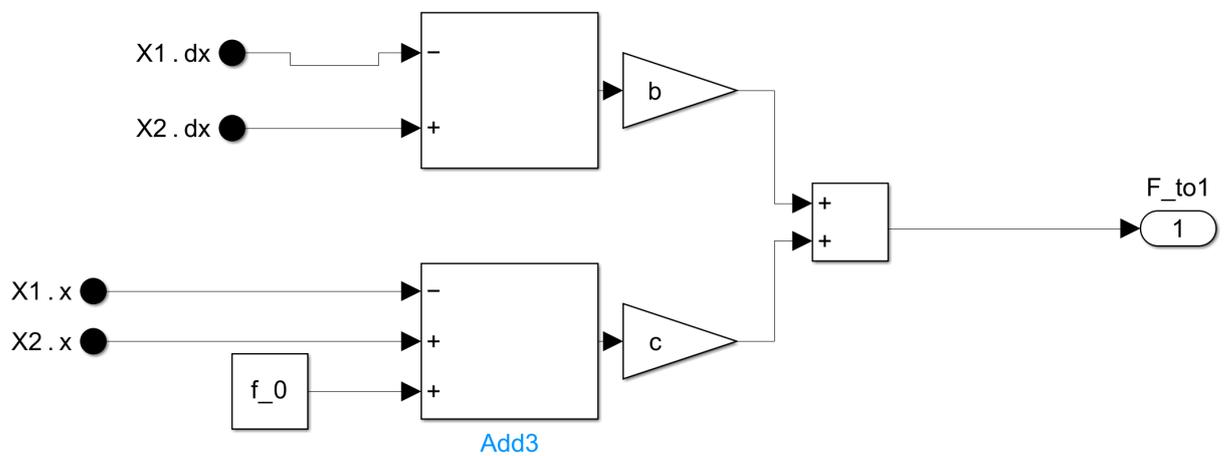


Рисунок 2.11 — Блок "Подвеска"

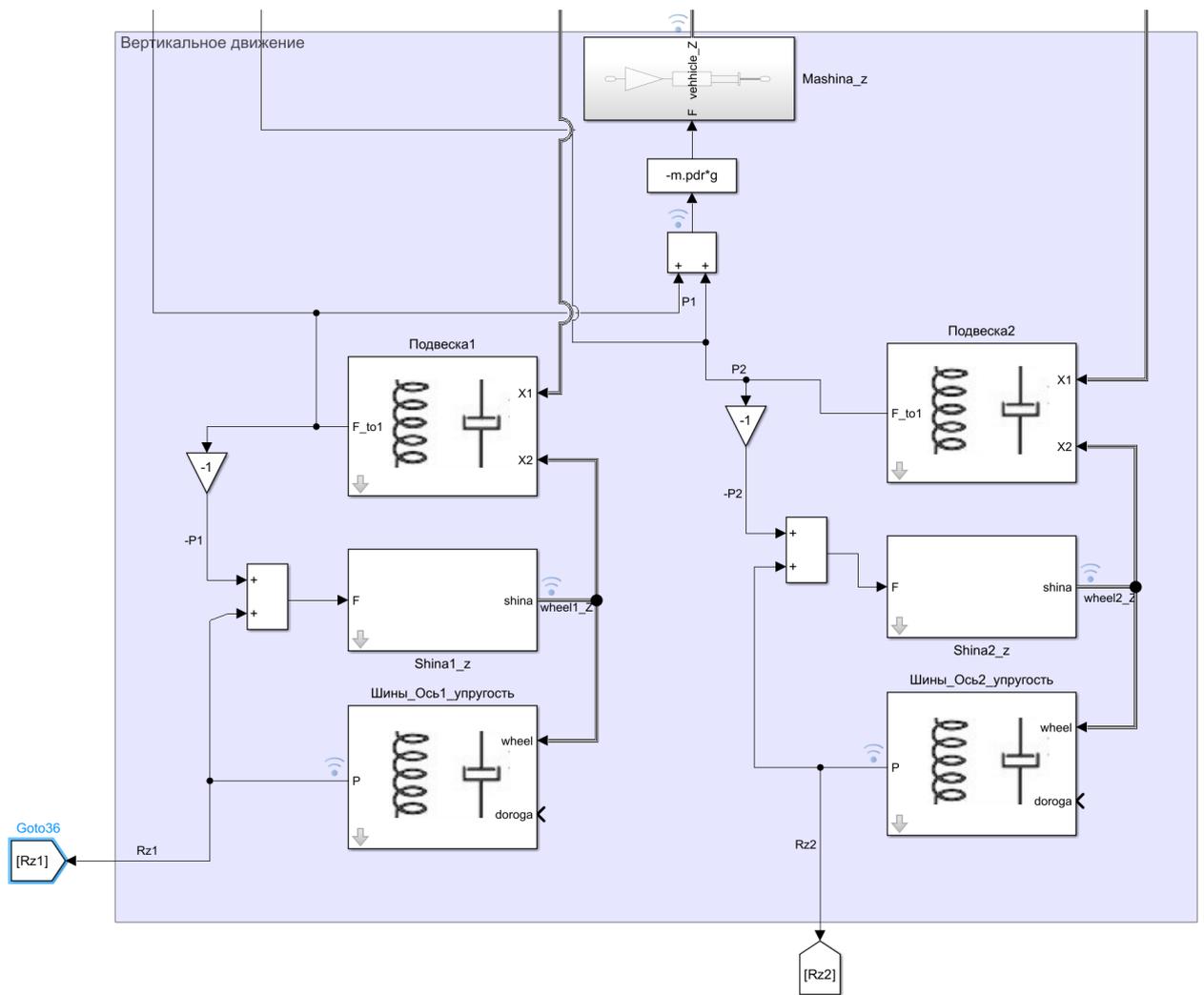


Рисунок 2.12 — Блок "Вертикальное движение"

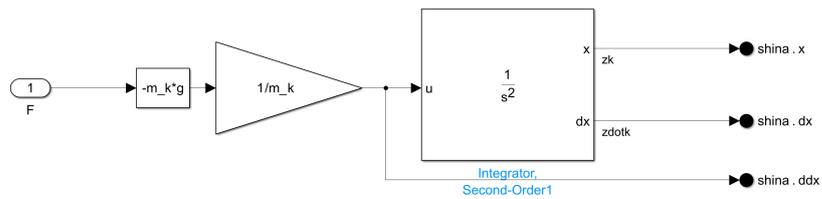


Рисунок 2.13 — Блок "Шина"(интегратор)

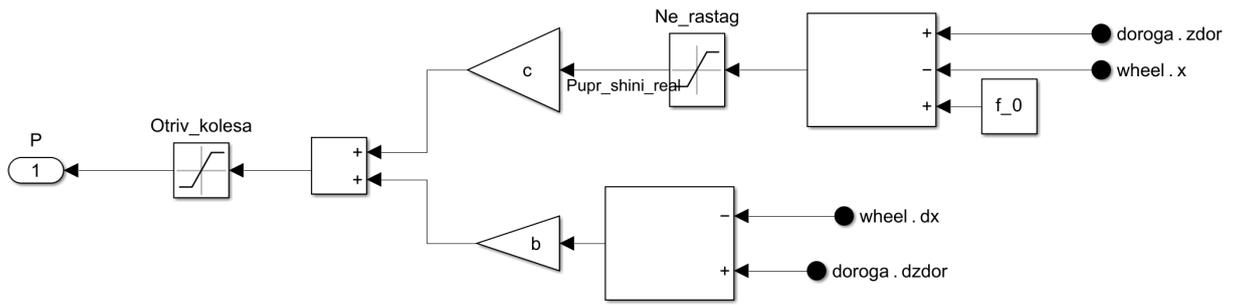


Рисунок 2.14 — Блок "Упругость шины"

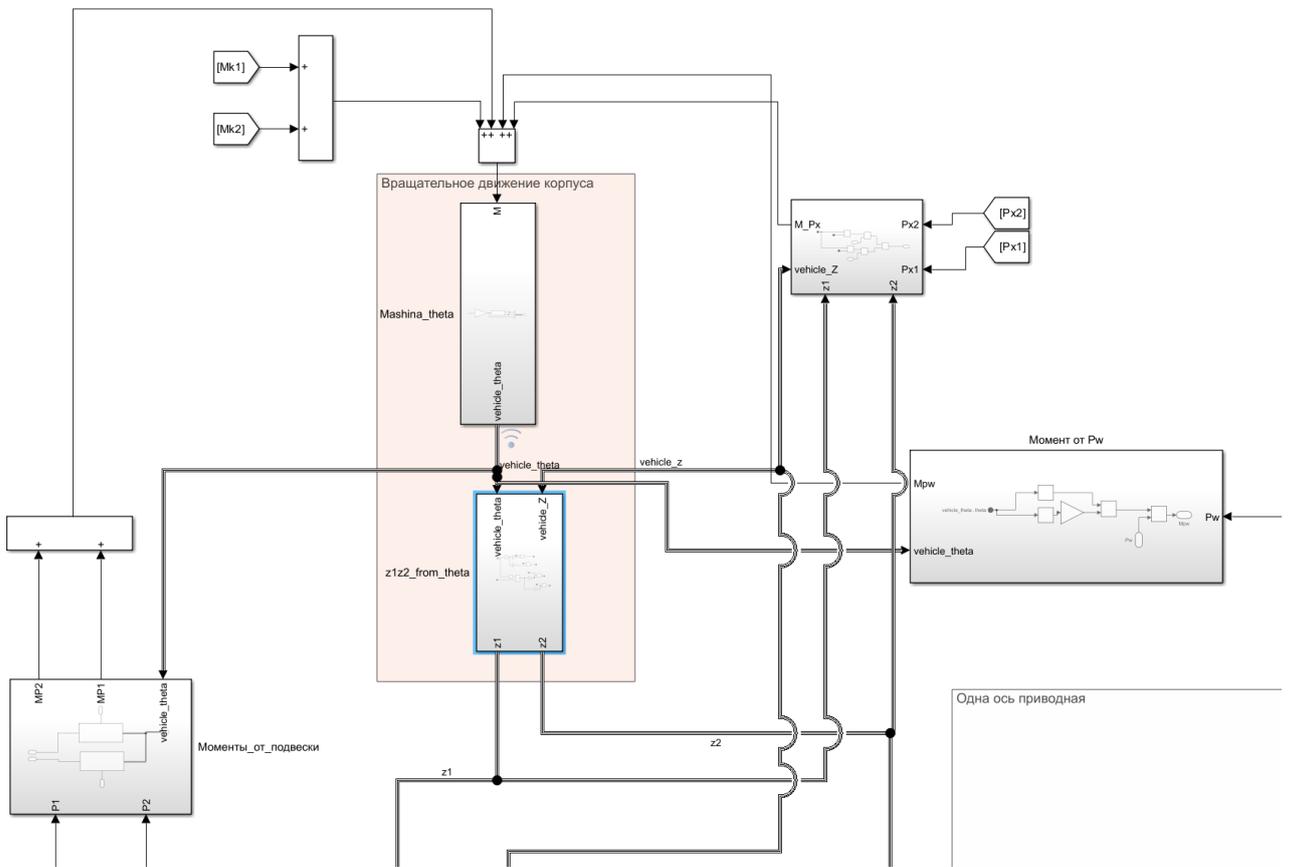


Рисунок 2.15 — Моделирование вращательного движения

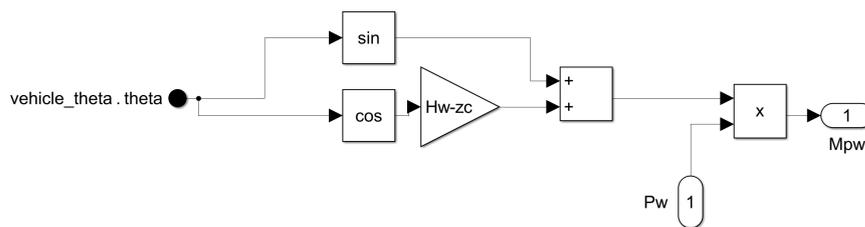


Рисунок 2.16 — Блок "Момент от Pw"

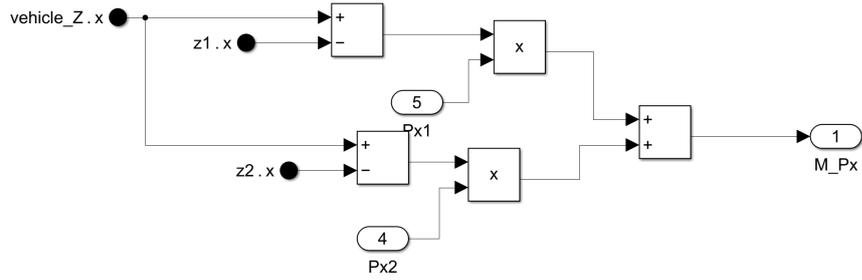


Рисунок 2.17 – Блок "Момент от Px"

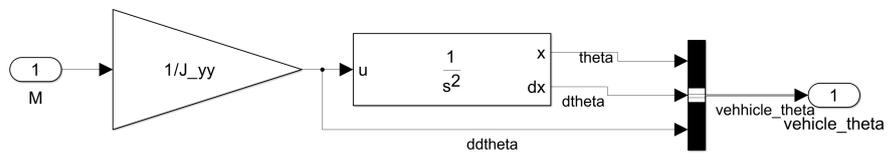


Рисунок 2.18 – Блок "Вращение кузова" (интегратор)

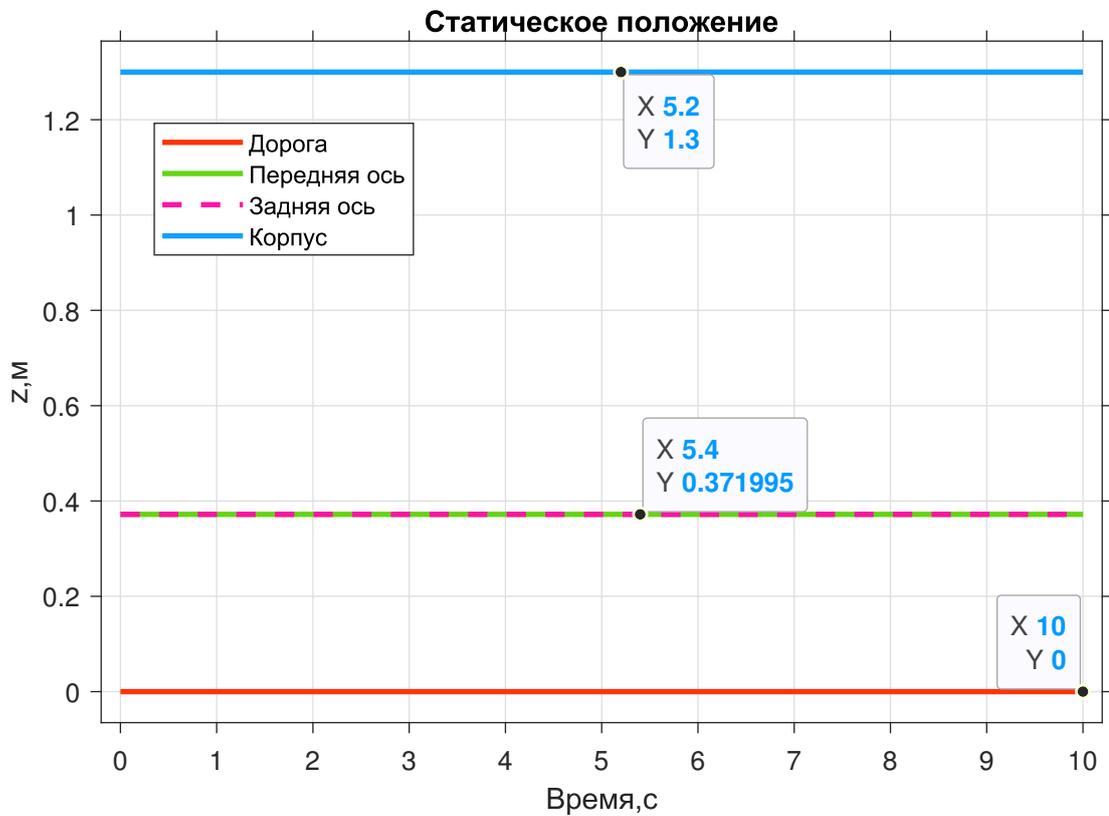


Рисунок 2.19 – Перемещения с полной массой

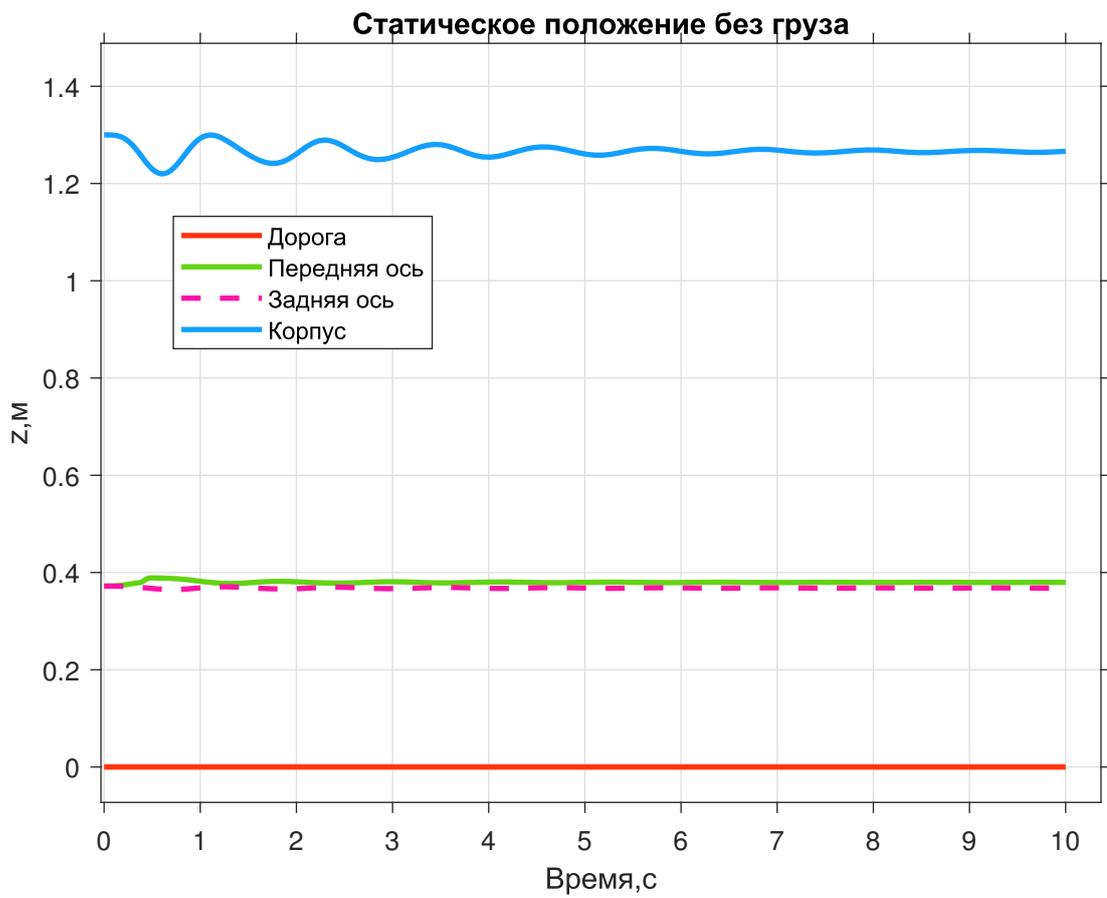


Рисунок 2.20 — Перемещения без груза

Во время движения передняя ось разгружается, а задняя догружается. При этом центр масс кузова и колёс перемещаются (задняя ось проседает, передняя - поднимается). Угол поворота кузова относительно поперечной оси порядка 3 градусов (0.04-0.06 радиан).

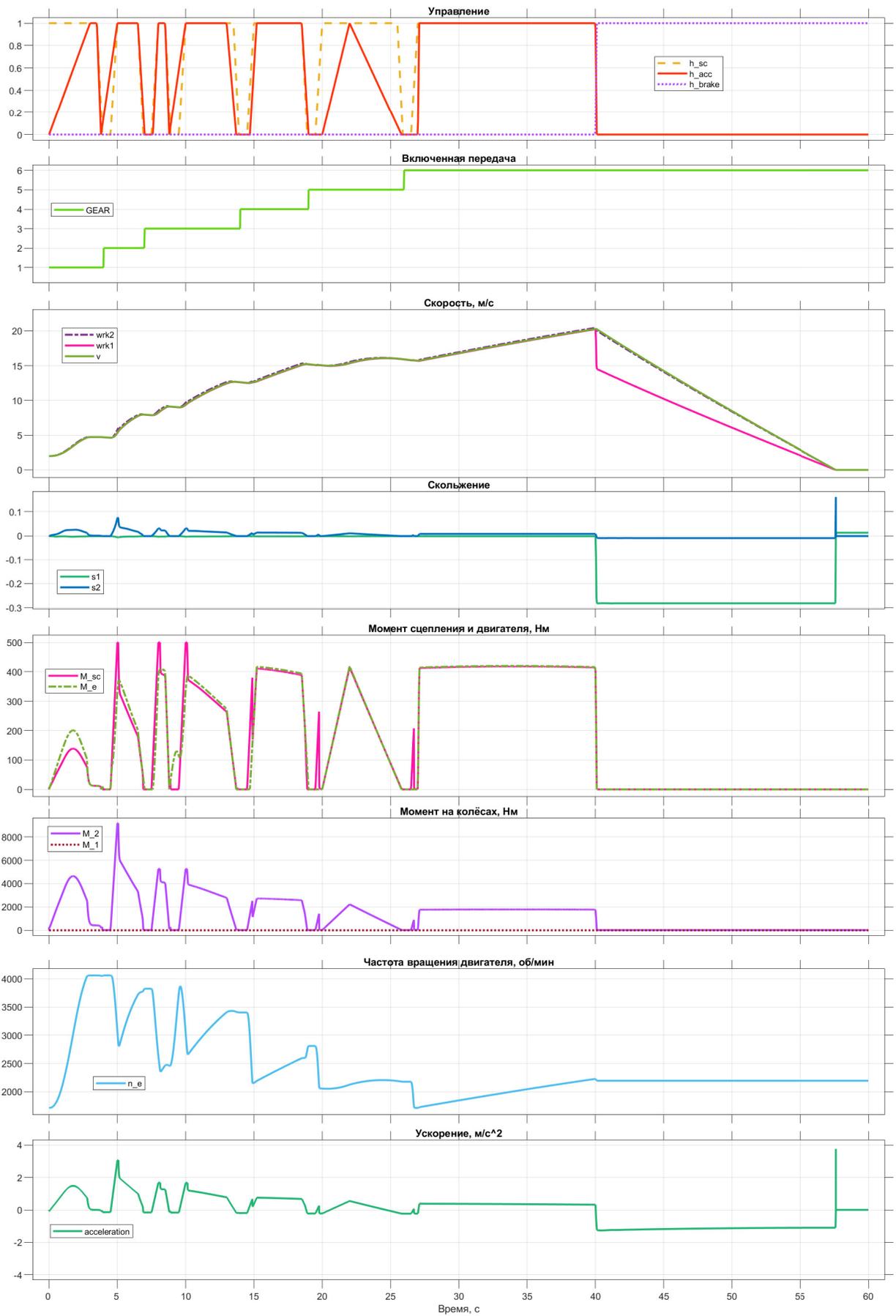


Рисунок 2.21 — Графики различных величин при разгоне-торможении

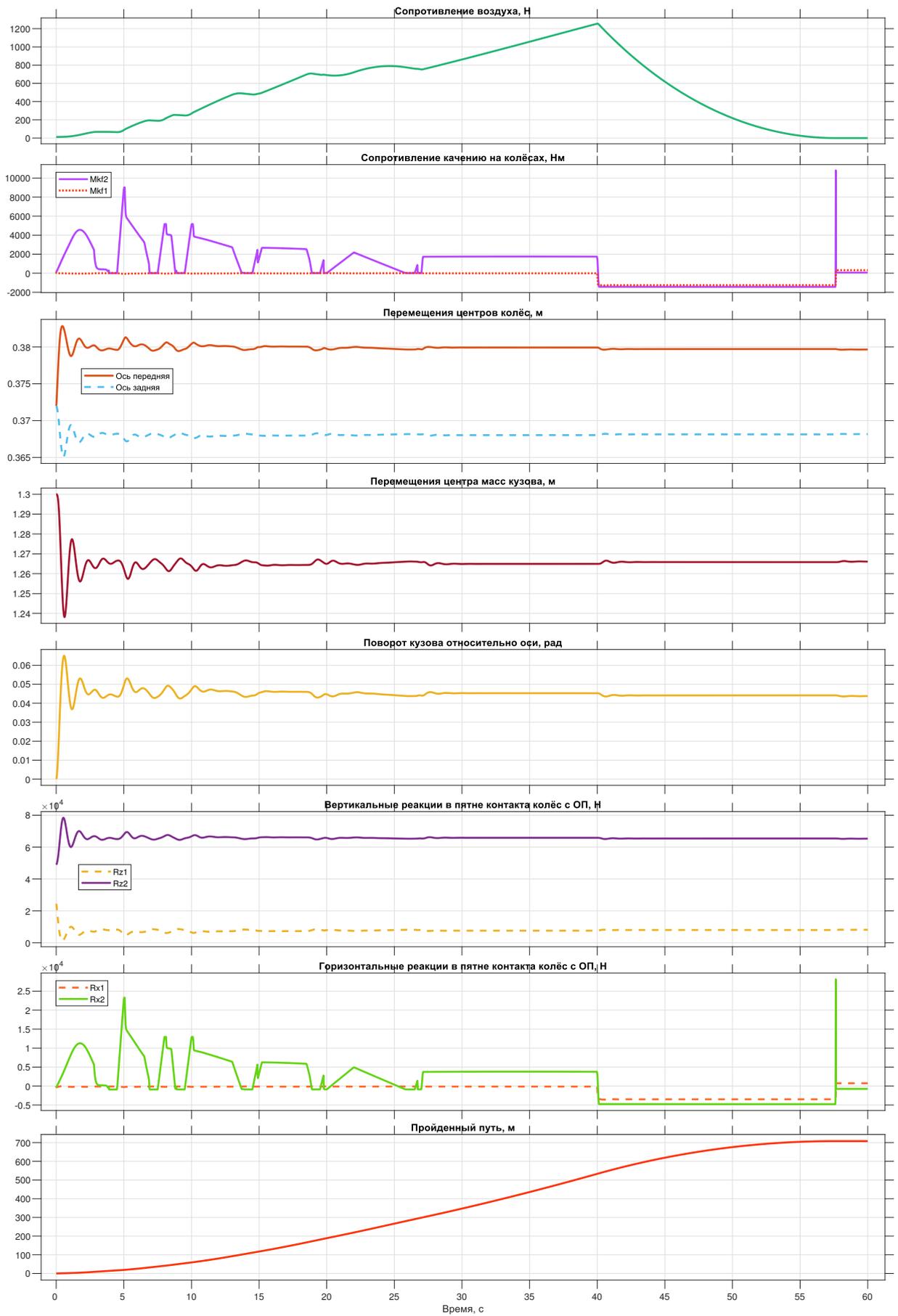


Рисунок 2.22 — Графики различных величин при разгоне-торможении

3 Вывод

В ходе домашней работы была построена математическая модель, описывающая прямолинейное движение автомобиля. Обеспечена возможность управлять моделью (газ, тормоз, сцепление, ABS). Используются модели из лабораторных работ

Получены качественные результаты (рис. 2.19 и 2.20, рис. 2.21 и 2.22), соответствующие физическим соображениям.

Список использованных источников

1. *Ларин, В.В.* Теория движения полноприводных колёсных машин / В.В. Ларин. — МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2015.

Приложение А Скрипт MATLAB для модели Simulink

Файл vehicle_parameters.m:

```
g = 9.81; %kg * m/s^2
%% Массы, кг
mtz.snar = 3722; % Снаряженная
mtz.full=7490;
mtz.gruz = mtz.full-mtz.snar; % Груза
mtz.k = 62; % Колеса
% Неподрессоренная - берём только массу колёс
% (передняя ось 2 колеса, задняя ось - 2 сдвоенных)
mtz.npdr = 2*mtz.k+4*mtz.k;
mtz.pdr = mtz.full-mtz.npdr; % Поддрессоренная
mtz.kuz = 653; % Масса кузов-фургона

m.snar = 3722; % Снаряженная
m.full=mtz.full-mtz.gruz*0; % Полная(масса 7490 кг)
m.gruz = m.full-m.snar; % Груза
m.k = 62; % Колеса
% Неподрессоренная - берём только массу колёс
% (передняя ось 2 колеса, задняя ось - 2 сдвоенных)
m.npdr = 2*m.k+4*m.k;
m.pdr = m.full-m.npdr; % Поддрессоренная
m.kuz = 653; % Масса кузов-фургона

%% Габариты, м
A = 3310e-3; % Колесная база
H = 3575e-3; % Высота L3
B = 1740e-3; % Колея передних колёс
L = 6913e-3; % Длина
L2 = 2300e-3; % Ширина
```

```

Hw=1200e-3; % центр парусности

wheelN = 6; % wheel number
r_sv= SvobodniyRadius(215,75,17.5); % Свободный радиус, м (0.3835)
r_k=0.97*r_sv; % Радиус качения, м

%Моменты инерции, кг*м^2
J_k=0.5*m.k*r_sv^2; % колес
J_yy = m.pdr*(L^2+ 0.8*H^2)/12; %
J_e = 0.1*J_k;

l1c_kuz = 500e-3;
l1c_gruz = 3000e-3;
l1c = (m.kuz*l1c_kuz+m.gruz*l1c_gruz+(m.pdr-m.kuz)*0.5*A)/(m.full);
zc = 1300e-3;

x1=l1c;
x2 = l1c-A;

c_w=1;
rho=1.2255;

%Жесткость и демпфирование подвески
nu_p=1.4; % Собственная частота подвески, Гц
c_p= ((2*pi*nu_p)^2)*mtz.pdr; % жесткость подвески, Н*м
c = c_p/wheelN; %Жесткость части подвески;
b_p = 5*c/10; % Демпфирование подвески
b=b_p/wheelN;

%Жесткость и демпфирование колеса
c_shin = (mtz.full)*g/(r_sv-r_k);
c_sh=c_shin/wheelN;
b_sh=1e-3;

```

```

f0=zc-r_sv+(mtz.pdr*g/c_p)+(mtz.full*g/(c_shin)); % Свободная длина пр

%% ВСХ двигателя
M_emax=420; % Макс. момент двигателя
M_sсmax = 500; % Сцепления

nN = 3400;
nM = 2000;
N_emax=98;
nmin=750;
nmax=4050;
n = nmin:100:nmax;

M_dvn=9554*N_emax/nN;
kdvN = nN/nM;
kdvm=M_emax/M_dvn;
aa = 1-(kdvm-1)*kdvN*(2-kdvN)/(kdvN-1)^2;
bb=2*(kdvm-1)*kdvN/(kdvN-1)^2;
cc=(kdvm-1)*kdvN^2/(kdvN-1)^2;

M = M_dvn*(aa+bb *n/nN-cc*(n/nN).^2);
M=[M 0 0];
n = [n n(length(n))+10 10e3];

z_doroga = zeros(1,100);
xz_doroga=linspace(-30,1000,100);
u_kp= [5.065 2.780 1.591 1.0 0.807 0.643 -4.383];
u_gp = 6.6;
f = 0.014;
s_0 = 0.1;
s_1 = 0.15;
disp("Vehicle parameters set")

Файл initial_conditions.m:

```

```
init.v = 2;%m/s
init.dv = 0;
init.wk1= init.v/r_k;
init.wk2=init.wk1;
init.z=zc;
init.z0sh=r_k;
init.theta=0;
init.n_e = init.wk2*u_kp(1)*u_gp*60/2/pi;
disp("initial conditions set")
```