



Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное 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 (2 части)
по курсу
«ТЕОРИЯ ДВИЖЕНИЯ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН»
на тему
«ТЯГОВЫЙ РАСЧЁТ ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ»

Студент СМ10-81

(подпись, дата)

В.Б. Сухоносенко

(Ф.И.О.)

Преподаватель

(подпись, дата)

О.И. Чудаков

(Ф.И.О.)

2026 г.

СОДЕРЖАНИЕ

1	Исходные данные	1
2	Подбор двигателя	2
2.1	Потребная мощность	2
2.2	Определение минимальной скорости ГМ	3
2.3	Передаточные числа трансмиссии	3
3	Тяговый расчёт	5
3.1	Внешняя скоростная характеристика двигателя	5
3.2	Динамическая характеристика	6
3.3	Ускорения ГМ на горизонтальной дороге	7
3.4	Получение разгонной характеристики	7
4	Криволинейное движение	12
4.1	Условие	12
4.2	Расчёт	12
4.3	Выбор передачи для поворота	15
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	18

1 Исходные данные

В домашнем задании необходимо определить необходимую мощность двигателя и диапазон трансмиссии гусеничной машины, провести разбивку промежуточных передач в ступенчатой коробке (РАЗБИВКА ПО ЗАКОНУ ГЕОМЕТРИЧЕСКОЙ ПРОГРЕССИИ), построить динамическую характеристику, график ускорений, графики времени и пути разгона ГМ.

Таблица 1 — Основные параметры ГМ

№	Масса ГМ, т	$\alpha_{\max}$, град	$v_{\max}$, км/ч	Площадь поперечного сечения, м ²	Радиус ведущего колеса, м	Примечание	Ф.И.О. студента
13	18	28	55	3,5	0,30	2, 4	Сухоносенко В.Б.

- Масса ГМ: $m = 18 \text{ т} = 18000 \text{ кг}$
- Вес: $G = m \cdot g = 18000 \cdot 9,81 = 176580 \text{ Н}$
- Максимальный преодолеваемый подъём: $\alpha_{\max} = 28^\circ$
- Максимальная скорость: $v_{\max} = 55 \text{ км/ч} = 15,278 \text{ м/с}$
- Площадь поперечного сечения: $F_{\text{лоб}} = 3,5 \text{ м}^2$
- Радиус ведущего колеса: $r_{\text{вк}} = 0,30 \text{ м}$
- Коэффициенты дороги: $\varphi = 0,85$; $f_{\min} = 0,02$; $f_{\max} = 0,08$
- Трансмиссия: одна пара конических шестерён и две пары цилиндрических
- Закон разбивки передач: геометрическая прогрессия

2 Подбор двигателя

2.1 Потребная мощность

Движение с максимальной скоростью по дороге с уклоном $\alpha_{\min} = 1^\circ$.
Суммарный коэффициент сопротивления:

$$f_0 = f_{\min} \cos \alpha_{\min} + \sin \alpha_{\min} = 0,02 \cdot 0,99985 + 0,01745 = 0,03745$$

Сила воздушного сопротивления (при $c_x = 0,9$, $\rho = 1,225 \text{ кг/м}^3$):

$$P_{\text{в}} = \frac{1}{2} c_x F_{\text{лоб}} \rho v_{\max}^2 = 0,5 \cdot 0,9 \cdot 3,5 \cdot 1,225 \cdot (15,278)^2 = 450 \text{ Н}$$

Потребная сила тяги:

$$P_{\text{потр}} = f_0 G + P_{\text{в}} = 0,03745 \cdot 176580 + 450 = 7064 \text{ Н}$$

КПД трансмиссии ($\eta_{\text{к}} = 0,96$, $\eta_{\text{ц}} = 0,97$):

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{ц}}^2 = 0,96 \cdot 0,97^2 = 0,9033$$

КПД гусеничного движителя при $v_{\max}$ (резинометаллический шарнир):

$$\eta_{\text{гд}} = 0,919 - 0,01386 \cdot v_{\max} = 0,919 - 0,2117 = 0,7073$$

Общий КПД:

$$\eta_0 = \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{гд}} = 0,9033 \cdot 0,7073 = 0,6387$$

Потребная свободная мощность (без учёта потерь в навесном оборудовании):

$$N_{\text{св}}^{\text{потр}} = \frac{P_{\text{потр}} v_{\max}}{\eta_0} = \frac{7064 \cdot 15,278}{0,6387} = 169 \text{ кВт}$$

Мощность потерь $N_{\text{п}} = 0,15 N_{e \max}$:

$$N_{e \max} = \frac{N_{\text{св}}}{1 - 0,15} = \frac{169}{0,85} = 198,8 \text{ кВт}$$

По каталогу выбираем двигатель **ЯМЗ-53623** с $N_{e\max} = 202$ кВт Для дальнейших расчётов принимаем $N_{св} = 202$ кВт, $\omega_N = \frac{2\pi n_N}{60} = 240,86$ рад/с (при $n_N = 2300$ об/мин).

2.2 Определение минимальной скорости ГМ

Движение на максимальном подъёме ($\alpha_{\max} = 28^\circ$) с полной мощностью.

$$f_{0\max} = f_{\max} \cos \alpha_{\max} + \sin \alpha_{\max} = 0,08 \cdot 0,88295 + 0,46947 = 0,5401$$

$$P_{\max} = G \cdot f_{0\max} = 176580 \cdot 0,5401 = 95380 \text{ Н}$$

КПД при малой скорости (принимаем $\eta'_{гд} = 0,919$):

$$\eta'_0 = \eta_{тр} \cdot \eta'_{гд} = 0,9033 \cdot 0,919 = 0,8301$$

$$v_{\min} = \frac{N_{св} \cdot \eta'_0}{P_{\max}} = \frac{202000 \cdot 0,8301}{95380} = 1,757 \text{ м/с} = 6,33 \text{ км/ч}$$

Полученное значение близко к желаемому диапазону 5...6 км/ч и допустимо.

2.3 Передаточные числа трансмиссии

Кинематический диапазон трансмиссии

$$d = \frac{v_{\max}}{v_{\min}} = \frac{15,278}{1,757} = 8,70$$

Минимальное передаточное число (высшая передача):

$$u_{тр\min} = \frac{\omega_N \cdot r_{вк}}{v_{\max}} = \frac{240,86 \cdot 0,30}{15,278} = 4,73$$

Максимальное передаточное число:

$$u_{тр\max} = u_{тр\min} \cdot d = 4,73 \cdot 8,70 = 41,15$$

Число передач (по закону геометрической прогрессии): Для двигателя ЯМЗ-53623 частота при максимальном моменте $n_M = 1500$ об/мин.

$$k_{\min} = \frac{\lg d}{\lg n_N - \lg n_M} + 1 = \frac{0,9395}{3,3617 - 3,1761} + 1 = 6,06$$

Принимаем $k = 7$ передач (округление в большую сторону). Знаменатель геометрической прогрессии:

$$q = d^{\frac{1}{k-1}} = 8,70^{\frac{1}{6}} = 1,405$$

Передаточные числа:

$$u_1 = u_{\text{тр max}} = 4,73 \cdot q^6 = 4,73 \cdot 1,405^6 = 36,37$$

$$u_i = u_1 / q^i$$

Скорости на передачах при номинальной частоте вращения:

$$v_i = \frac{\omega_N r_{\text{вк}}}{u_i} = \frac{72,258}{u_i}$$

Результаты сведены в таблицу:

Таблица 2 — Передаточные числа и скорости

Передача	u_i	v_i , м/с	v_i , км/ч
1	36,37	1,986	7,15
2	25,88	2,792	10,05
3	18,42	3,923	14,12
4	13,11	5,513	19,85
5	9,33	7,749	27,90
6	6,64	10,88	39,18
7	4,73	15,28	55,00

3 Тяговый расчёт

Графики тяговых характеристик грузовика построены помощью программы MATLAB.

3.1 Внешняя скоростная характеристика двигателя

Внешняя скоростная характеристика двигателя даётся рядом точек в координатах момент-обороты.

Мощность двигателя при заданных оборотах вычисляется по (3.1):

$$N_e = M_e \frac{30}{\pi} n_e \quad (3.1)$$

Зависимости $M_e(n_e), N_e(n_e)$ являются внешней скоростной характеристикой двигателя (показаны на рисунке рисунке 1)

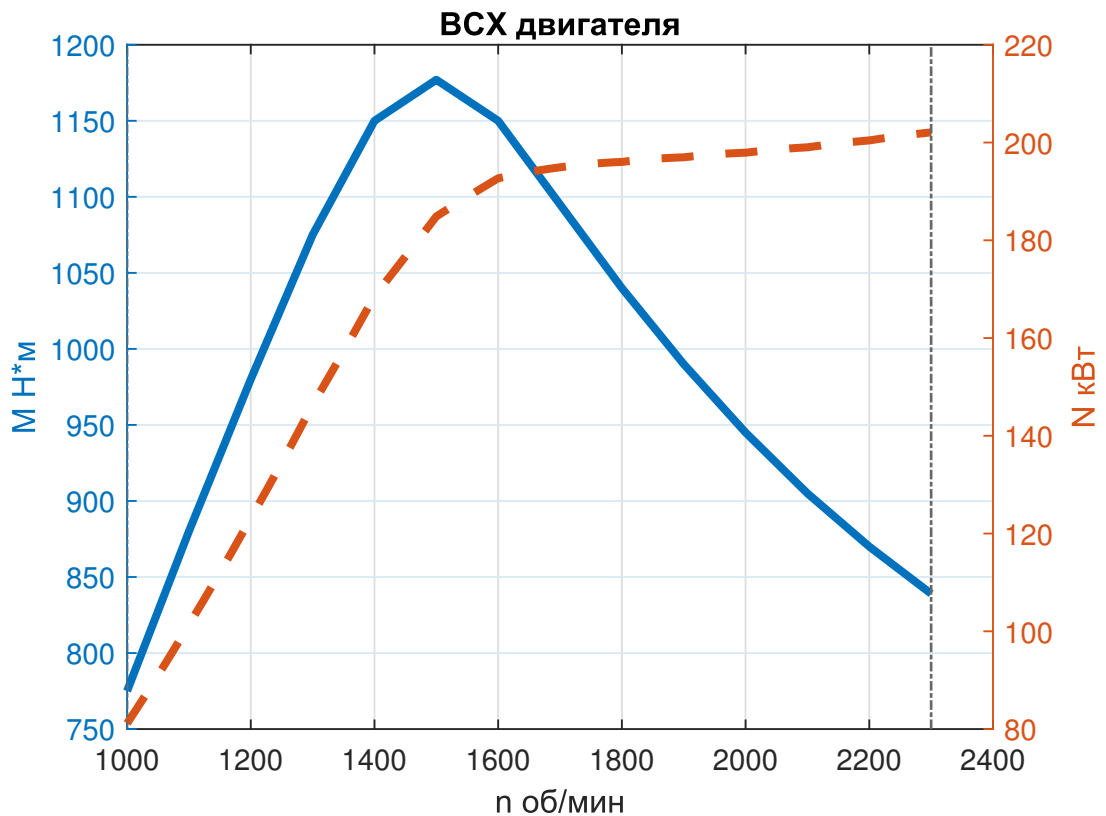


Рисунок 1 — ВСХ двигателя ЯМЗ-53623 (сплошная линия — момент, пунктир — мощность)

3.2 Динамическая характеристика

Динамический фактор:

$$D = \frac{P_{\text{дв}} - P_{\text{в}}}{G}, \quad P_{\text{дв}} = \frac{M_e \cdot u \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{гд}}}{r_{\text{вк}}}, \quad P_{\text{в}} = 0,5 c_x F_{\text{лоб}} \rho v^2 = 1,929 v^2 \text{ (Н)}$$

КПД гусеничного движителя:

$$\eta_{\text{гд}} = 0,919 - 0,01386 v$$

Ограничение по сцеплению:

$$P_{\varphi \text{ max}} = \varphi G \cos \alpha_{\text{max}} = 0,85 \cdot 176580 \cdot 0,88295 = 132515 \text{ Н}$$

$$D_{\text{max}} = \frac{P_{\varphi \text{ max}}}{G} = 0,75$$

Для каждой передачи вычисляем D в диапазоне частот от $n_M = 1100$ до $n_N = 2300$ об/мин.

На рисунке 2 показан график динамического фактора гусеничной машины.

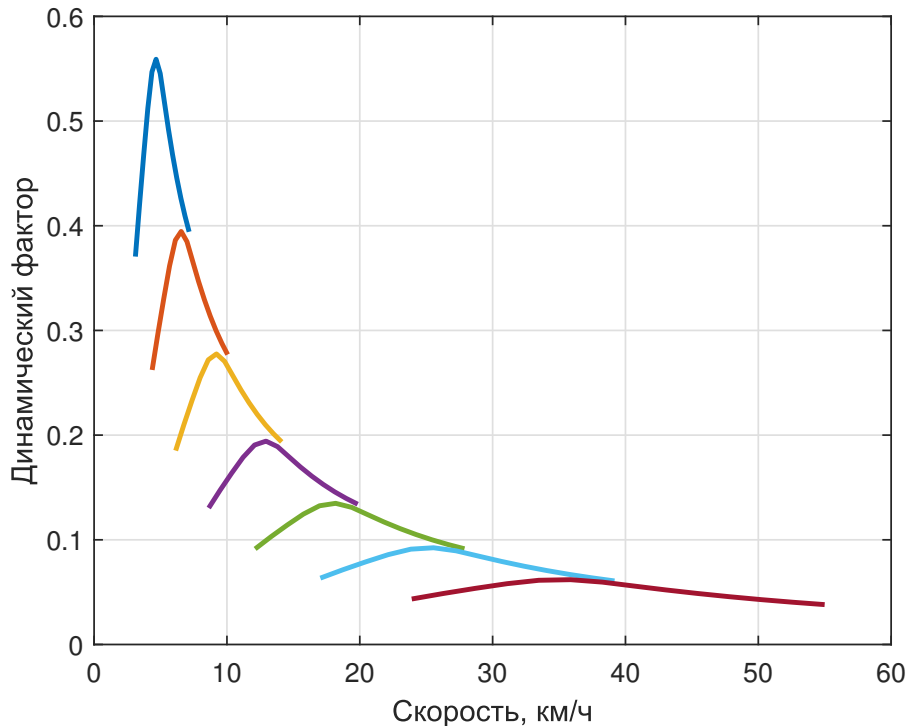


Рисунок 2 — График динамического фактора

3.3 Ускорения ГМ на горизонтальной дороге

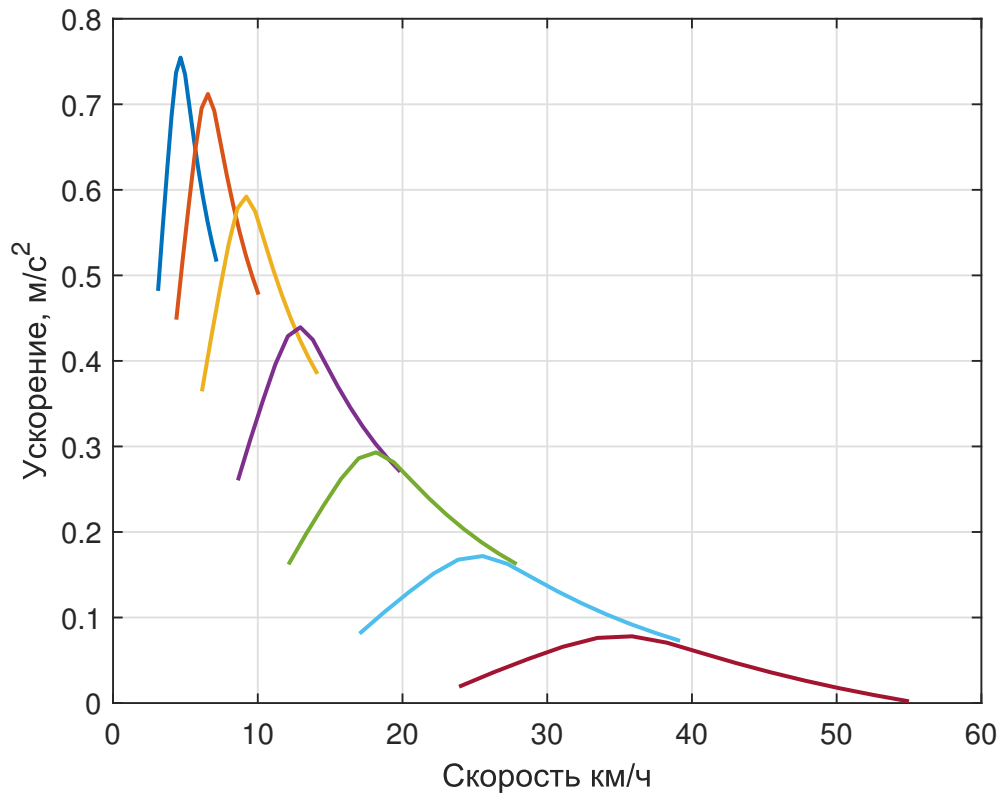


Рисунок 3 — Кривые ускорения

Из уравнения силового баланса сила инерции на разгон ГМ (при движении по горизонтальной опорной поверхности), рассчитывается следующим образом:

Ускорение:

$$a = \frac{(D - f_0) \cdot g}{\delta_{\text{вр}}}, \quad f_0 = 0,02$$

Коэффициент учёта вращающихся масс:

$$\delta_{\text{вр}} = 1,2 + 0,002 \cdot u^2$$

3.4 Получение разгонной характеристики

Разгон начинается с $v_0 = v_{1\text{min}} = 1,29$ м/с на 1-й передаче и заканчивается при $v_{\text{max}} = 15,28$ м/с на 7-й. Переключение передач происходит при достижении номинальной частоты вращения ($v_{i\text{max}}$ на каждой передаче). Время переключения $t_{\text{пер}} = 1,5$ с. При переключении действует сила

сопротивления выбегу:

$$P_{с\text{ выб}} = Gf_0 + P_v(v)$$

Падение скорости за время переключения:

$$\Delta v_{\text{пер}} = \frac{P_{с\text{ выб}} t_{\text{пер}}}{m \delta_{\text{вр}}}$$

Разгонная характеристика построена с помощью алгоритма Simulink (см. рисунок 4)

Критерием переключения передачи являлось приближение частоты вращения двигателя к его максимальному значению. Во время переключения передачи алгоритм приравнивал полную окружную силу к нулю, коэффициент вращающихся масс при переключении вычислял как

$$\delta_{\text{переключения}} = 1.2 \quad (3.2)$$

Результаты расчёта алгоритма для показаны на рисунках 5–8. Преимущество расчёта в Simulink заключается в том, что модель легко поменять, а решатель имеет регулируемый переменный шаг. Благодаря этому решение происходит более точно и быстро.

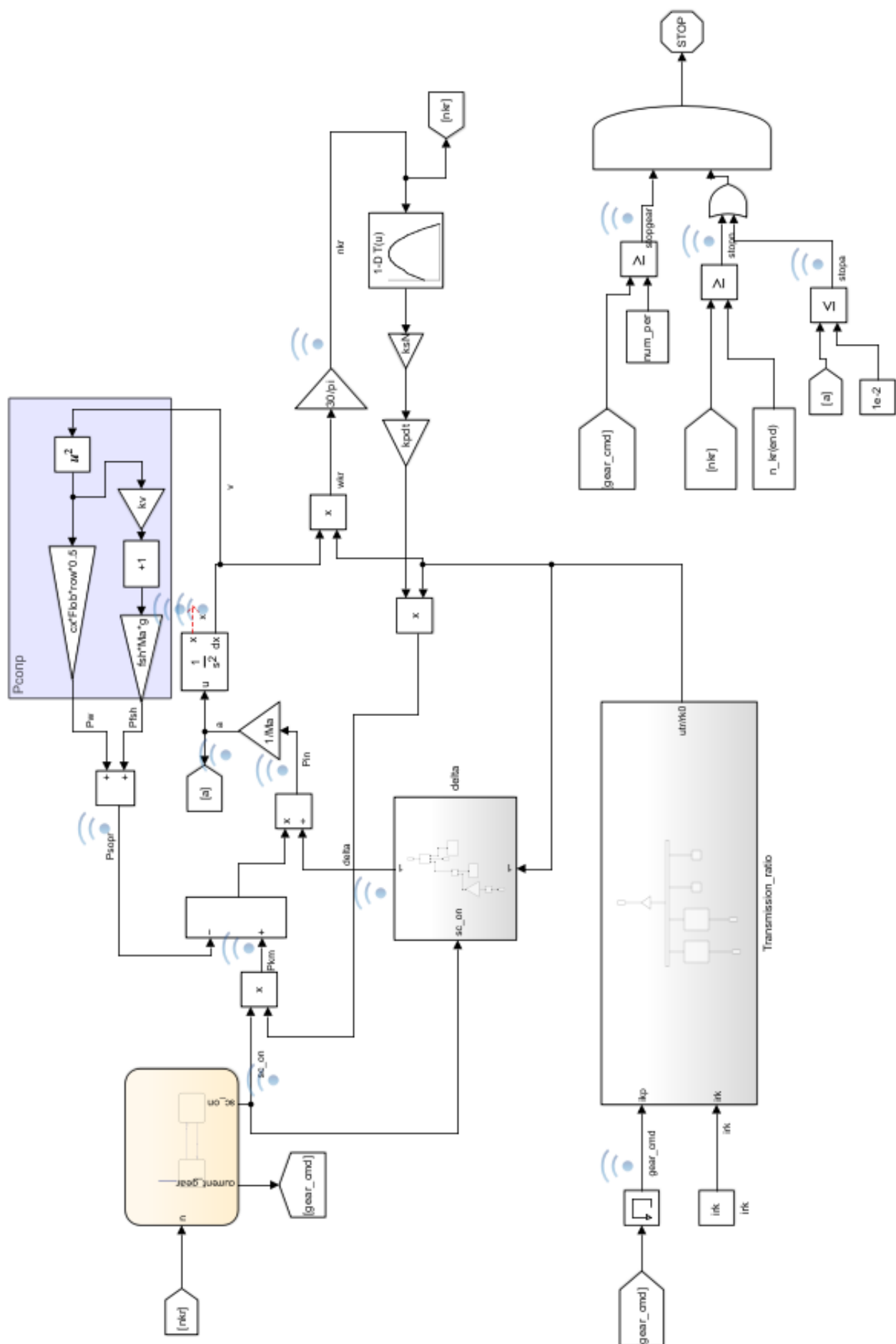


Рисунок 4 — Блок для расчета разгонной характеристики в Simulink

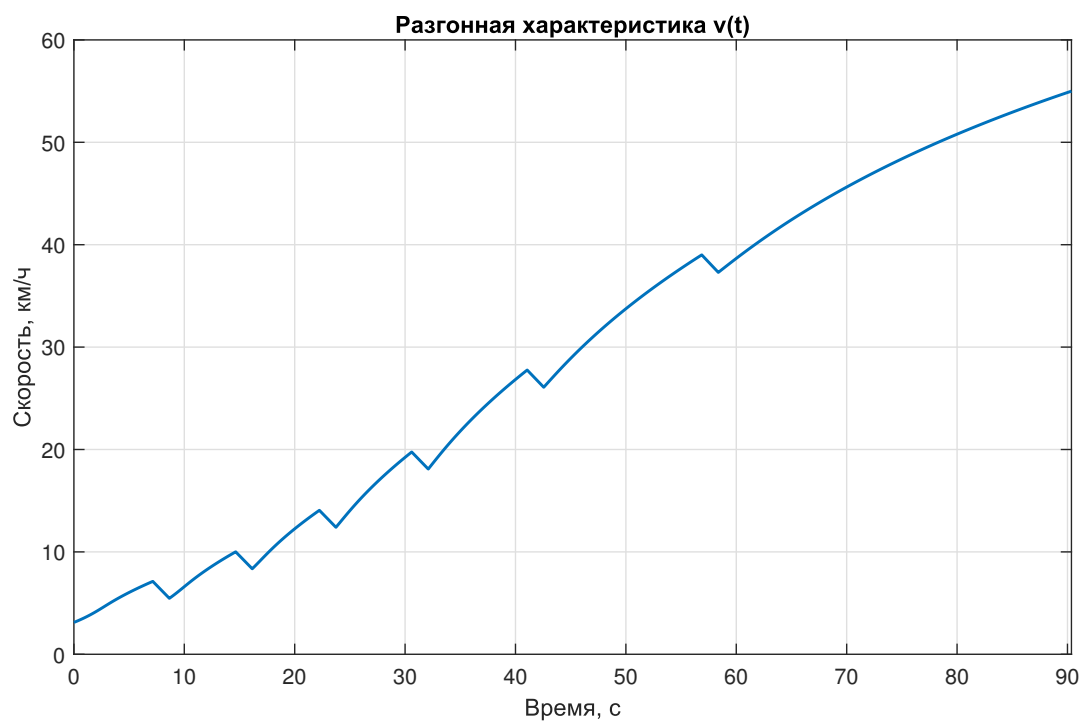


Рисунок 5 — Разгонная характеристика

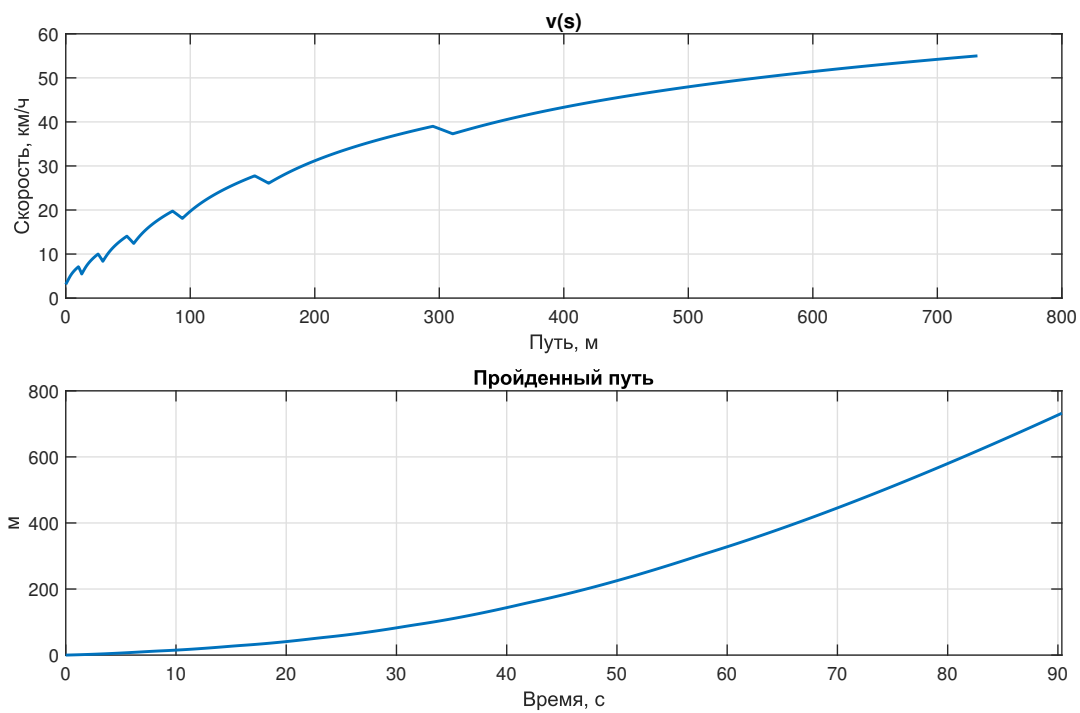


Рисунок 6 — Скорость от пути и пройденный путь

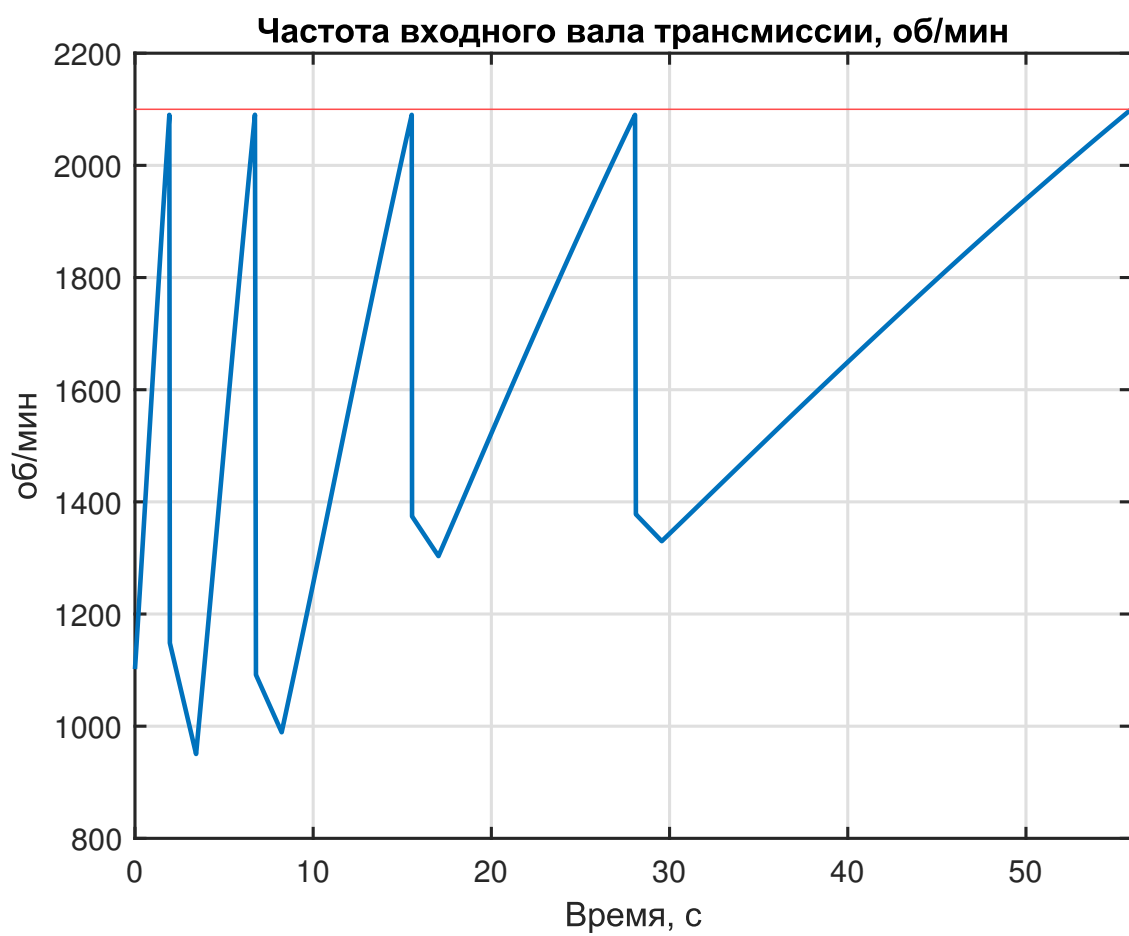


Рисунок 7 — Частота входного вала трансмиссии

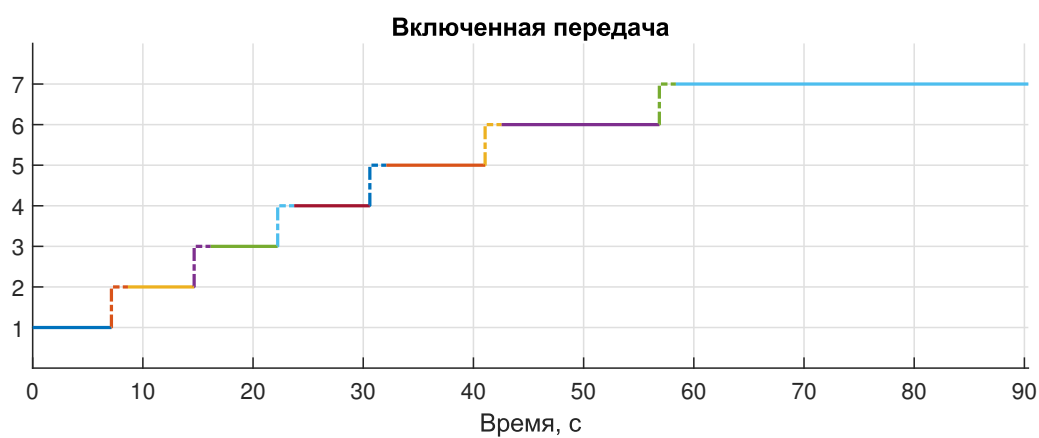


Рисунок 8 — Включенная передача

4 Криволинейное движение

4.1 Условие

На основании динамической характеристики ГМ:

- Определяется радиус свободного поворота ГМ,
- Строится график зависимости критических радиусов от скорости прямолинейного движения,
- Зависимости требуемых тяговых сил, скоростей перемотки гусениц и мощностей, реализуемых на каждом борту ГМ для осуществления поворота с заданным радиусом от скорости центра масс машины (до максимальной скорости машины или предельной по заносу),
- Определяется номер передачи, на которой возможен равномерный поворот ГМ с заданными значениями скорости прямолинейного движения и радиуса.

Таблица 3 — Условие для расчёта

№	Масса ГМ, т	Высота ЦМ машины, м	Колея B машины, м	Отношение L / B	Коэффициент сопротивления прямолинейному движению f	Ф.И.О. студента
13	18	0.8	2.5	1.5	0.08	Сухоносенко В.Б.

4.2 Расчёт

Из условия нулевой тормозной силы на отстающей гусенице свободный радиус равен

$$R_{\text{св}} = \frac{1}{1 - 0.85} \left(\frac{\mu_{\text{max}} L}{2fB} - a \right) \cdot B - 0.5B = 117,4\text{м}$$

Фактический радиус R' принимаем равным

$$k_R \frac{L}{B} R \approx 1.95R = 228,9\text{м}$$

График зависимости критических радиусов от скорости прямолинейного движения строится по формулам

$$v_{кр1} = \left(1 + \frac{q_k}{\rho_{кр1}}\right) \cdot \sqrt{\frac{\mu g B}{2}} \rho'_{кр1}$$

$$v_{кр} = \left(1 + \frac{q_k}{\rho_{кр}}\right) \cdot \sqrt{\frac{\mu_{max} g B}{2}} \rho'_{кр}$$

Где

$$\mu = \frac{40\mu_{max}}{37 + 3 \cdot \rho}$$

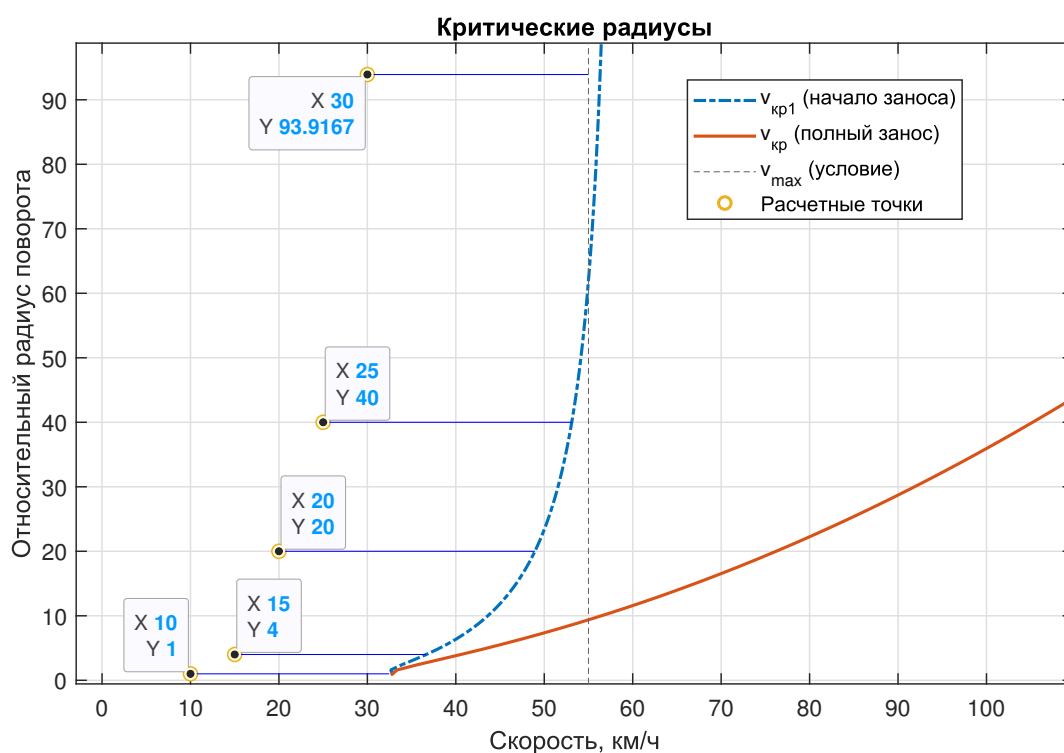


Рисунок 9 — График критического радиуса от скорости

Максимальная допустимая скорость для каждого расчётного радиуса ограничивается первой критической скоростью.

Таблица 4 — Максимальные скорости прямолинейного движения

Радиус поворота	0.5В	2В	10В	20В	$R_{св}$
Максимальная скорость, км/ч	32.5	36.7	48.9	53.1	55*

* - ограничено макс. скоростью движения 55 км/ч

Скорость центра масс при использовании бортового фрикциона ($q_k = 1$)

$$v_c = \frac{\rho}{\rho + 1} \cdot v_{пр}$$

Критическая скорость

$$v_{ckp} = \sqrt{\mu g R'}$$

Скорости забегающей и отстающей гусениц:

$$v_{2,1} = v_c \left(1 \pm \frac{B}{2R}\right)$$

Поперечная и продольная составляющие центробежной силы

$$C_y = \frac{2mv_c^2}{B\rho'}$$

$$C_x = C_y \frac{\chi_0 L}{\rho' B}$$

Здесь относительное продольное смещение центра поворота $\chi_0 = \frac{C_y}{\mu Q}$.

Потребные силы тяги вычисляются по формулам

$$P_1 = -fQ_1 + \frac{\mu QL}{4B}(1 - \chi_0^2) - C_x/2$$

$$P_2 = fQ_2 + \frac{\mu QL}{4B}(1 - \chi_0^2) + C_x/2$$

При подстановке в них C_x, C_y, χ_0, Q получим конечные выражения для потребных сил тяги:

$$P_1 = \frac{mg}{2} \left(f \left(1 - \frac{2v_c^2 h_c}{BR'g} \right) - \frac{\mu L}{2B} \left(1 - \frac{v_c^4}{v_{ckp}^4} \right) \right) + \frac{mv_c^4 L}{4R'^3 \mu g}$$

$$P_2 = \frac{mg}{2} \left(f \left(1 + \frac{2v_c^2 h_c}{BR'g} \right) + \frac{\mu L}{2B} \left(1 - \frac{v_c^4}{v_{ckp}^4} \right) \right) + \frac{mv_c^4 L}{4R'^3 \mu g}$$

Потребная удельная сила тяги при повороте $f_{\Pi} = f_{\Pi 2} = P_2/G_M$

Мощность на бортах определяется как $N_i = P_i v_i$, где $i = 1..2$.

Вывод расчётной программы для заданных точек:

====РАДИУС 1.25 м====

скорость 10.00 км/ч

0.00 км/ч 63.73 кН 0.00 кВт Отстающий борт

10.00 км/ч -48.56 кН -153.19 кВт Забегающий борт

```

=====РАДИУС 5.00 м=====
скорость 15.00 км/ч
9.00 км/ч  52.58 кН  148.63 кВт  Отстающий борт
15.00 км/ч  -37.79 кН  -182.82 кВт  Забегающий борт
=====РАДИУС 25.00 м=====
скорость 20.00 км/ч
18.10 км/ч  29.92 кН  177.09 кВт  Отстающий борт
20.00 км/ч  -15.73 кН  -103.79 кВт  Забегающий борт
=====РАДИУС 50.00 м=====
скорость 25.00 км/ч
23.78 км/ч  20.93 кН  167.12 кВт  Отстающий борт
25.00 км/ч  -6.77 кН  -57.15 кВт  Забегающий борт
=====РАДИУС 117.40 м=====
скорость 30.00 км/ч
29.37 км/ч  13.70 кН  138.68 кВт  Отстающий борт
30.00 км/ч  0.44 кН  4.55 кВт  Забегающий борт

```

Результат расчётов сил тяги, мощности, скоростей каждого борта для заданного расчётного радиуса поворота при изменяющейся скорости прямолинейного движения от нуля до максимально допустимого значения, определяемого началом заноса или максимальными оборотами двигателя показан на рисунке 10.

4.3 Выбор передачи для поворота

Передача для поворота выбирается из удельной силы тяги при повороте $f_2 = P_2/G$. Находится точка на графике динамического фактора, полученного ранее, соответствующая данной тяге и передаче.

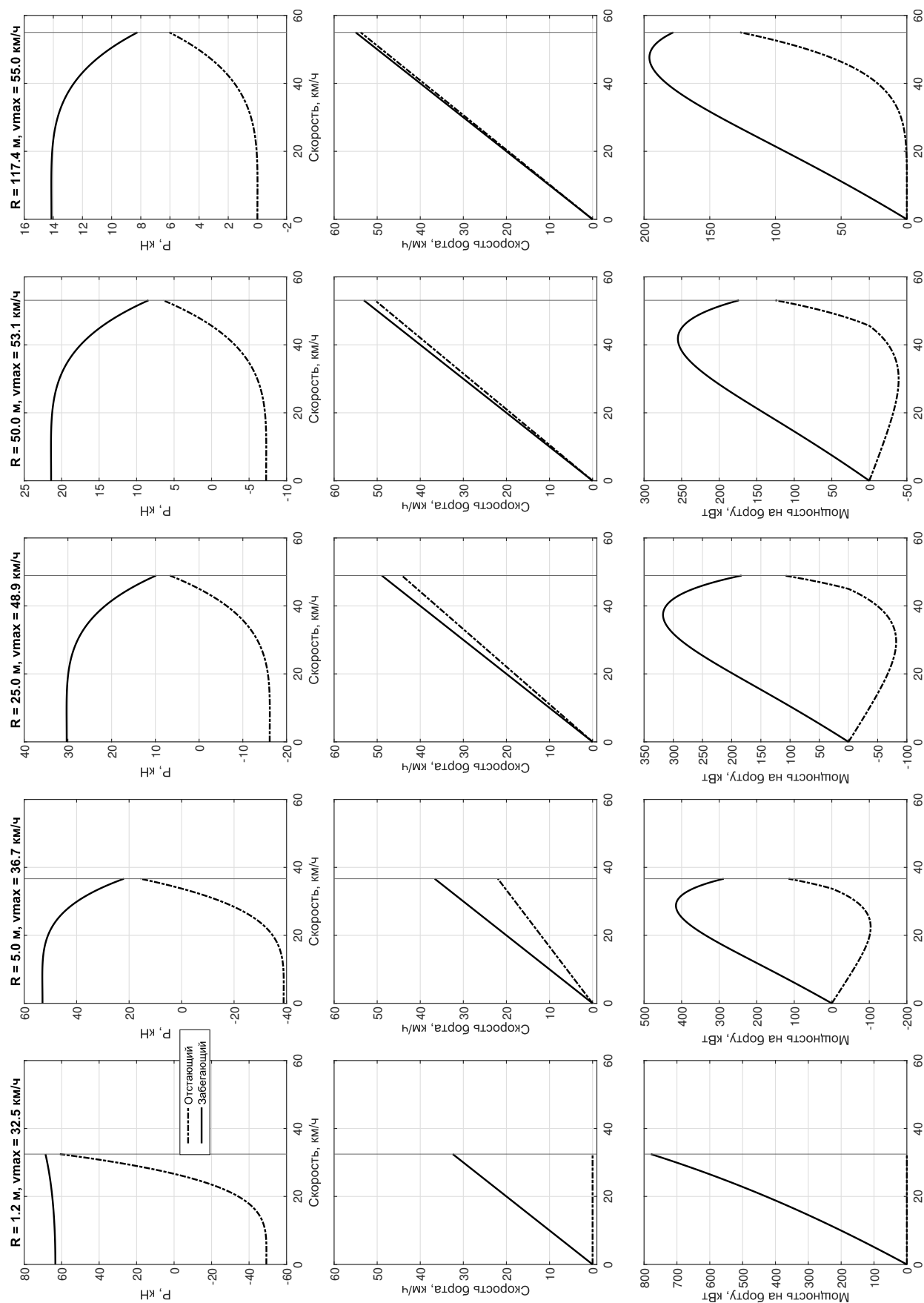


Рисунок 10 — Потребная сила тяги

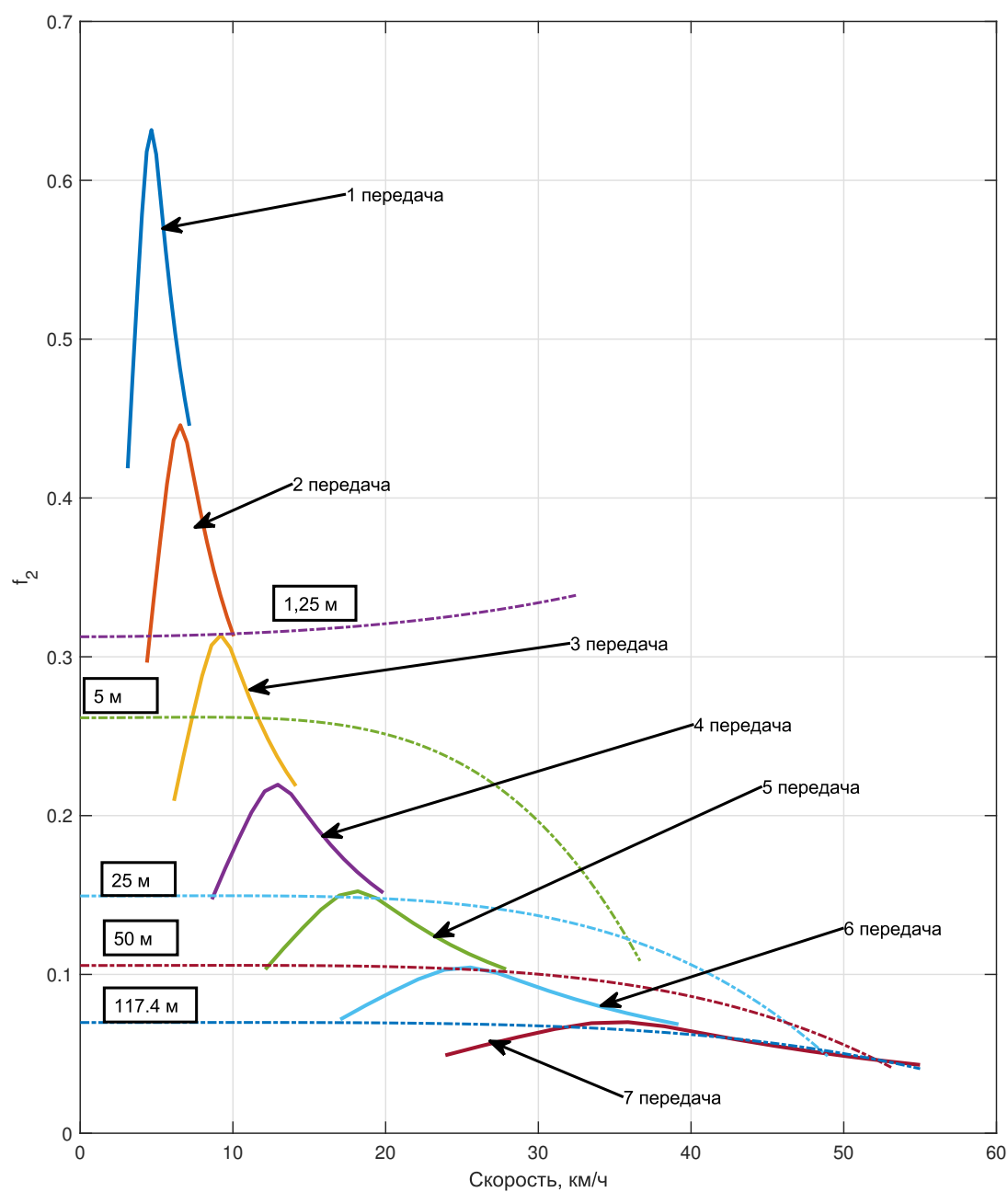


Рисунок 11 — Выбор передачи для осуществления поворота

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполнения первой части домашнего задания произведён подбор двигателя и получены тягово-скоростные характеристики гусеничной машины: графики динамического фактора, разгонной характеристики, кривых ускорения. Построена разгонная характеристика для гусеничной машины.

Результатом второй части домашнего задания стал поверочный расчёт гусеничной машины при криволинейном движении, в процессе которого найдены радиусы поворота – свободный и теоретический, построен график критических скоростей и найдены максимальные допустимые скорости для расчётных радиусов поворота;

Построены графики зависимости скоростей, сил тяг, мощностей на каждом борту в расчётных точках; Определены передачи, которые могут обеспечить необходимую для поворота в расчётных точках тягу.