

Министерство образования и науки РФ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
Ульяновский государственный университет
Кафедра «Проектирование и сервис автомобилей»

Хусаинов А. Ш.

ДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ

**учебное пособие для студентов специальности
190109 – Автомобили и тракторы**

**Ульяновск,
2012**

УДК 629.113 (075.8)
ББК 39.33-01я73
Х-98

Рецензенты

генеральный директор ООО «УНИТЕК» д.т.н., Епифанов В.В.

Зав. каф. «Автомобили» УлГТУ,
канд. техн. наук Обшивалкин М.Ю.

Утверждено редакционно-издательским советом университета в качестве учебного пособия

Хусаинов, А. Ш.

Х-98 Динамические свойства автомобиля. Учебное пособие для студентов специальности 190109 – Автомобили и тракторы / А. Ш. Хусаинов – Ульяновск: УлГУ, 2012. – 32 с.

Пособие предназначено для выполнения курсовой работы по дисциплине «Теория автомобиля» студентами всех форм обучения.

В первой главе пособия рассмотрен пример задания на курсовую работу. Во второй главе подробно изложен порядок расчета параметров автомобиля, взятого в качестве базового. В третьей главе изложены альтернативные методики расчета мощности двигателя, необходимой для обеспечения максимальной скорости и динамичности автомобиля. В 4 – 7 вкратце приведен порядок расчета трансмиссии и разгонных характеристик автомобиля. В восьмой главе приведен подробный расчет тормозного баланса автомобиля. В последней главе изложена методика подбора давления в шинах с учетом управляемости автомобиля.

УДК 629.113 (075.8)
ББК 39.33-01я73

© Оформление УлГУ, 2012
© Хусаинов А. Ш., 2012

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	5
1. Задание на курсовую работу	5
2. Исходная информация о базовом автомобиле	6
2.1. Масса снаряженного легкового автомобиля	6
2.2. Расчетная масса легкового автомобиля	7
2.3. Полная масса легкового автомобиля.....	7
2.4. Развесовка по осям (координаты центра масс)	7
2.5. Характеристика шин и колес	9
2.6. Коэффициент сопротивления качению колес	10
2.7. Сила сопротивления воздуха	11
2.8. Коэффициент полезного действия трансмиссии.....	12
3. Расчет мощности двигателя	12
3.1. Расчет мощности двигателя по максимальной скорости автомобиля	12
3.2. Расчет мощности двигателя по динамическому фактору автомобиля	13
3.3. Выбор двигателя по результатам расчетов.....	17
3.4. Расчет внешней скоростной характеристики двигателя	18
4. Расчет передаточных чисел в трансмиссии.....	19
5. Мощностной и силовой балансы автомобиля	23
6. Динамический паспорт автомобиля	24
7. Разгонная характеристика автомобиля	24
8. Тормозной баланс автомобиля.....	25
9. Определение давления воздуха в шинах.....	29
Библиографический список.....	32

Введение

Теория автомобиля – это наука о формировании следующих эксплуатационных свойств автомобиля: разгонная и тормозная динамика, топливная экономичность, устойчивость и управляемость, плавность движения. В курсовой работе по дисциплине выполняется расчет только разгонной динамики, тормозного баланса и основ управляемости автомобиля.

Целью настоящего пособия является формирование у студентов знаний, умений и навыков по анализу и выбору параметров автомобиля, обеспечивающих реализацию заданных показателей эксплуатационных свойств.

1. Задание на курсовую работу

Автомобиль и размерность шин выбирает студент по согласованию с преподавателем, но необходимо обосновать выбор шин. Максимальную скорость автомобиля, его динамический фактор и преодолеваемое дорожное сопротивление назначает преподаватель.

Ниже приведено типовое задание на курсовую работу на примере автомобиля Форд-Фокус II:

Задание на курсовую работу «Динамический расчет легкового автомобиля»

1. В качестве базового принять автомобиль Форд-Фокус.
2. Для шин размерности 205/55R16 (применяются на Форд-Фокус в базовой комплектации) определить номинальный, статический и динамический радиусы качения. Обосновать назначение индексов скорости и несущей способности шин.
3. Рассчитать необходимую максимальную мощность двигателя автомобиля, если максимальная скорость автомобиля составляет не менее $V_{max} = 200$ км/ч, динамический фактор на прямой передаче не менее $D = 0,13$. Построить внешнюю скоростную характеристику двигателя.
4. Рассчитать передаточные числа в трансмиссии при коэффициенте дорожного сопротивления $\Psi_1 = 0,38$; (для полноприводных автомобилей, имеющих в раздаточной коробке понижающую передачу, задают еще и Ψ_{max}).
5. Построить силовой и мощностной балансы, динамический паспорт автомобиля.

6. Построить разгонную характеристику автомобиля.
7. Построить график тормозного баланса для снаряженного, расчетного и груженого автомобиля.
8. Определить давление воздуха в шинах для расчетного и полностью груженого автомобиля.

2. Исходная информация о базовом автомобиле

При выполнении курсовой работы массово-габаритные характеристики проектируемого автомобиля следует заимствовать из характеристик базового автомобиля.

2.1. Масса снаряженного легкового автомобиля

Это масса полностью заправленного всеми техническими жидкостями, в том числе не менее 90 % топлива, укомплектованного запасным колесом и инструментами с водителем массой 75 кг*.

Для принятого в качестве базового автомобиля Форд–Фокус (см. статью «Фокус-группа» в газете «Авторевю», 2011, № 13 или в интернете <http://www.autoreview.ru/>) снаряженная масса составляет $M_0=1341$ кг при развесовке $q_{01}=57,6$ % на переднюю ось и $q_{02}=42,4$ % на заднюю. Следует лишь заметить, в «Авторевю» в снаряженную массу не входит масса водителя. На рис. 1 представлены (по данным «Авторевю») габаритные размеры автомобиля, база, колея передних и задних колес. По рисунку с погрешностью ± 50 мм оцениваем продольные координаты точек R переднего

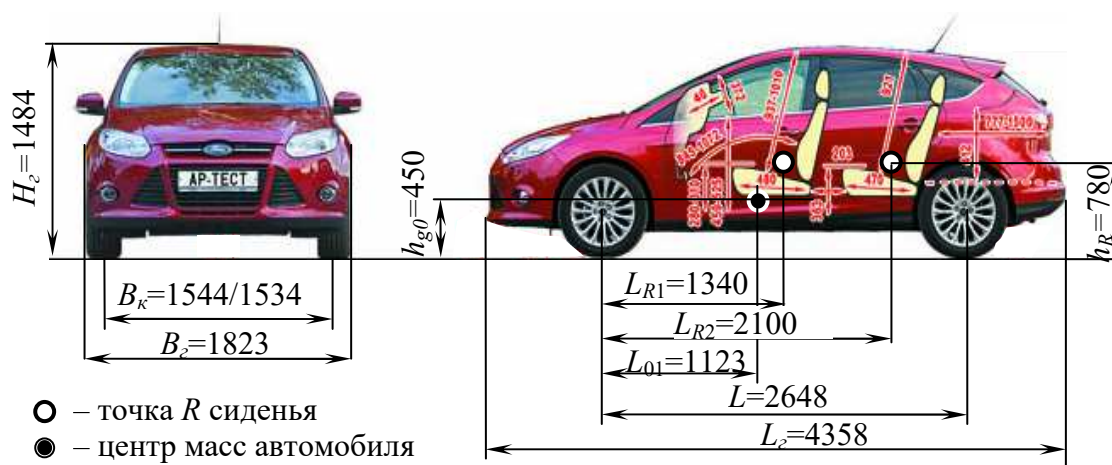


Рис. 1. Массово-габаритные характеристики автомобиля Форд–Фокус II в снаряженном состоянии

* см. Технический регламент о безопасности колесных транспортных средств. Утвержден постановлением Правительства РФ №706 от 10.09.2010. С. 4.

L_{R1} и заднего L_{R2} сидений (точка R на виде сбоку совпадает с тазобедренным суставом манекена, массой 70 кг, посаженного на измеряемое сиденье). Высота центра масс h_{g0} показана произвольно (из-за отсутствия информации): для многих легковых автомобилей она колеблется в диапазоне 400...500 мм.

2.2. Расчетная масса легкового автомобиля

Это масса снаряженного автомобиля с водителем и двумя пассажирами. В этом состоянии автомобиль эксплуатируется больше всего, поэтому именно для расчетной массы необходимо обеспечить наилучшие свойства автомобиля.

Для отыскания расчетной массы необходимо к снаряженной массе добавить массу водителя ($M_g = 75$ кг) и массы пассажиров ($M_n = 70$ кг):

$$M = M_0 + M_g + 2 \cdot M_n. \quad (1)$$

$$M = 1341 + 75 + 2 \cdot 70 = 1556 \text{ кг.}$$

2.3. Полная масса легкового автомобиля

Это масса полностью груженого автомобиля. Берется из паспортных характеристик автомобиля.

Полная масса автомобиля «Форд-Фокус» составляет $M_a = 1755$ кг.

Таким образом, грузоподъемность автомобиля составляет

$$M_z = M_a - M_0 \quad (2)$$

$$M_z = 1755 - 1341 = 414 \text{ кг.}$$

Масса багажа

$$M_b = M_z - M_g - n \cdot M_n, \quad (3)$$

где n – количество пассажиров (обычно 4 человека).

$$M_b = 414 - 75 - 4 \cdot 70 = 59 \text{ кг.}$$

2.4. Развесовка по осям (координаты центра масс)

Для дальнейших расчетов необходимо знать развесовку при снаряженной, расчетной и полной массе.

В снаряженном состоянии продольная координата центра масс рассчитана по данным «Авторевю»

$$L_{01} = L \cdot q_{02}. \quad (4)$$

$$L_{01} = 2,648 \cdot 0,424 = 1,123 \text{ м.}$$

Массы, приходящиеся на переднюю и заднюю оси в снаряженном состоянии

$$M_{01} = M_0 \cdot q_{01}; \quad M_{02} = M_0 \cdot q_{02} = M_0 - M_{01}. \quad (5)$$

$$M_{01} = 1341 \cdot 0,576 = 774 \text{ кг}; M_{02} = 1341 - 774 = 567 \text{ кг}.$$

В расчетном состоянии развесовку рассчитаем по положению точки R передних сидений (допустим, что т. R совпадает с центром масс водителя и пассажира, сидящего рядом с водителем), распределив массу по осям обратно пропорционально продольным координатам точки R передних сидений. Вес второго пассажира (на заднем сидении) – обратно пропорционально координатам точки R заднего сидения:

$$M_2 = M_{02} + (M_s + M_n) \frac{L_{R1}}{L} + M_n \frac{L_{R2}}{L}; \quad M_1 = M - M_2. \quad (6)$$

$$M_2 = 567 + (75 + 70) \frac{1,34}{2,648} + 70 \frac{2,1}{2,648} = 696 \text{ кг}.$$

$$M_1 = 1556 - 696 = 860 \text{ кг}.$$

При этом

$$L_1 = L \frac{M_2}{M}. \quad L_2 = L - L_1. \quad L_1 = 2,648 \frac{696}{1556} = 1,184 \text{ м}. \quad L_2 = 2,648 - 1,184 = 1,464 \text{ м}.$$

Аналогично производятся вычисления для полностью груженого автомобиля. Следует лишь принять допущение о месте расположения багажа: для упрощения расчетов примем его расположение точно над задней осью на уровне точек R сидений:

$$M_{a2} = M_{02} + (M_s + M_n) \frac{L_{R1}}{L} + 3M_n \frac{L_{R2}}{L} + M_b; \quad M_{a1} = M_a - M_{a2}. \quad (7)$$

$$M_{a2} = 567 + (75 + 70) \frac{1,34}{2,648} + 3 \cdot 70 \frac{2,1}{2,648} + 59 = 866 \text{ кг}.$$

$$M_{a1} = 1755 - 866 = 889 \text{ кг}.$$

При этом

$$L_{a1} = L \frac{M_{a2}}{M_a}. \quad L_{a2} = L - L_{a1}. \quad L_{a1} = 2,648 \frac{866}{1755} = 1,307 \text{ м}. \quad L_{a2} = 2,648 - 1,307 = 1,341 \text{ м}.$$

Высота центра масс h_g изменится пропорционально координате h_R точек R сидений (центра масс человека). Для расчетной массы:

$$h_g = h_{g0} + (h_R - h_{g0}) \frac{M_s + 2M_n}{M_s + 2M_n + M_0}. \quad (8)$$

$$h_g = 0,45 + (0,78 - 0,45) \frac{75 + 2 \cdot 70}{75 + 2 \cdot 70 + 1341} = 0,5 \text{ м}.$$

Для полной массы

$$h_{ga} = h_{g0} + (h_R - h_{g0}) \frac{M_z}{M_z + M_0}. \quad (9)$$

$$h_{ga} = 0,45 + (0,78 - 0,45) \frac{414}{414 + 1341} = 0,53 \text{ м}.$$

2.5. Характеристика шин и колес

Категорию скорости шин назначаем с запасом 5 %. Максимальная скорость автомобиля – 200 км/ч. Таким образом, назначаем 210 км/ч, что соответствует категории *H* (табл. 1).

Индекс несущей способности определяем по статической вертикальной нагрузке на шину при полной загрузке автомобиля. Как видно из вышеприведенного расчета (см. формулу (7)), автомобиль имеет больше нагрузку на переднюю ось – 889 кг. Тогда на одно переднее колесо приходится половина этого веса, около $M_k = 445$ кг (округляем до целых). Для обеспечения несущей способности шин в динамике (при торможении или в повороте шина несет значительно большую нагрузку) следует статическую несущую способность увеличить на $\frac{1}{3}$:

$$M_{kmax} = 1,33 M_k. \quad (10)$$

$$M_{kmax} = 1,33 \cdot 445 = 592 \text{ кг.}$$

Округлив до ближайшего большего значение несущей способности шины (табл. 2), предварительно получили индекс 90 (600 кг).

1. Категория скорости автомобильных шин (из правила ЕЭК ООН № 30)

Категория скорости	<i>L</i>	<i>M</i>	<i>N</i>	<i>P</i>	<i>Q</i>	<i>R</i>	<i>S</i>	<i>T</i>	<i>U</i>	<i>H</i>	<i>V</i>	<i>Y</i>	<i>W</i>
Скорость V_{max} , км/ч	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	240	270	300

2. Индексы грузоподъемности автомобильных шин (из правила ЕЭК ООН № 30)

Индекс	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79
Масса M_k , кг	335	345	355	365	375	387	400	412	425	437
Индекс	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89
Масса M_k , кг	450	462	475	487	500	515	530	545	560	580
Индекс	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99
Масса M_k , кг	600	615	630	650	670	690	710	730	750	775
Индекс	100	101	102	103	104	105	106	107	108	109
Масса M_k , кг	800	825	850	875	900	925	950	975	1000	1030

Таким образом, предварительно примем шины 205/55R16 H90.

Номинальный радиус шин определим по формуле

$$r_0 = 0,0254 \frac{d}{2} + \frac{B_w}{1000} \cdot \frac{\Delta}{100}, \quad (11)$$

где d – посадочный диаметр шины, дюйм; B_w – ширина профиля шины, мм; Δ – профиль шины, %.

$$r_0 = 0,0254 \frac{16}{2} + \frac{205}{1000} \cdot \frac{55}{100} = 0,2032 + 0,11275 = 0,31595 \approx 0,316 \text{ м.}$$

Статический радиус шин определим по формуле

$$r_c = 0,0254 \frac{d}{2} + \frac{B_{ш}}{1000} \cdot \frac{\Delta}{100} \cdot \lambda_{см}, \quad (12)$$

где $\lambda_{см}$ – коэффициент смятия шины. $\lambda_{см} = 0,8$ для шин профиля 90 % и более, $\lambda_{см} = 0,85$ для шин профиля 55 % и менее. Для промежуточных профилей значения $\lambda_{см}$ находим интерполированием.

$$r_c = 0,0254 \frac{16}{2} + \frac{205}{1000} \cdot \frac{55}{100} \cdot 0,85 = 0,2032 + 0,11275 \cdot 0,85 = 0,299 \text{ м.}$$

Динамический радиус определим по формуле

$$r_{\partial} = r_0 - \frac{r_0 - r_c}{3}. \quad (13)$$

$$r_{\partial} = 0,316 - \frac{0,316 - 0,299}{3} = 0,31.$$

Полная характеристика колес (дисков) автомобиля в базовой комплектации 6,5J×16 PCD 5/108 ET 52,5 (приводится для справки, в курсовой работе не используется):

6,5 – посадочная ширина шины в дюймах;

J – тип закраины диска (наиболее широко распространенный на колесах легковых автомобилей, высота закраины 17,8 мм);

× – обод глубокий, неразборный;

16 – посадочный на колесо (диск) диаметр шины, в дюймах;

PCD 5/108 – 5 крепежных отверстий на диаметре 108 мм;

ET 52,5 – «вылет диска» – расстояние от вертикальной продольной плоскости симметрии шины до привалочной к ступице плоскости колеса. Вылет диска определяет устойчивость автомобиля против заноса при торможении на неоднородном дорожном покрытии, а также сильно влияет на ресурс подвески и подшипников ступиц.

2.6. Коэффициент сопротивления качению колес

При качении эластичного колеса по твердой поверхности на деформацию резины затрачивается некоторое количество энергии, которая выделяется в виде теплоты – шина нагревается. Эта потеря энергии проявляется в виде силы сопротивления качению F_k этого колеса, которую определяют с помощью коэффициента сопротивления качению

$$f_k = f_0 \cdot (1 + A_f \cdot V^2), \quad (14)$$

где f_0 – коэффициент сопротивления качению при скорости, близкой к нулю, учитывающий конструкцию (свойства) шины и качество дороги (табл. 3); A_f – коэффициент влияния скорости (табл. 4), $\text{с}^2/\text{м}^2$.

Как видно из табл. 3, коэффициент f_0 сопротивления качению зависит от качества и состояния дорожного покрытия: чем оно ровнее, тем

меньше сопротивление качению. Это объясняется тем, что каждую локальную неровность покрытия дороги шина огибает, деформируется: чем больше неровностей, тем больше локальных деформаций шины и тем больше потери на внутреннее трение в шине, следовательно, больше и f_0 .

3. Коэффициент f_0 сопротивления качению эластичного колеса

Состояние сухой асфальтобетонной дороги	хорошее	0,008...0,015
	удовл.	0,015...0,030
Обледенелая асфальтобетонная дорога		0,015...0,020
Гравий укатанный		0,020...0,025
Состояние булыжника	хорошее	0,025...0,030
	удовл.	0,035...0,050
Укатанная грунтовка	сухая	0,025...0,035
	мокрая	0,050...0,150

Меньшие значения в табл. 3 соответствуют шинам бóльшего диаметра, с бóльшим давлением (600...800 кПа), с более насыщенным рисунком протектора («слик» или шины для сухих дорог), с мёньшей глубиной протектора, радиальной конструкции.

4. Коэффициент A_f влияния скорости*

Тип автомобиля	Размерность скорости V	
	км/ч	м/с
Легковой	$(4...5) \cdot 10^{-5}$	$(5,1...6,5) \cdot 10^{-4}$
Грузовой	$(2...3) \cdot 10^{-5}$	$(2,6...3,9) \cdot 10^{-4}$

* – меньшие значения соответствуют шинам с бóльшим индексом скорости

2.7. Сила сопротивления воздуха

Аэродинамическое сопротивление автомобиля оценивается двумя его характеристиками: коэффициентом обтекаемости c_x и площадью миделева (поперечного) сечения автомобиля A . Эти составляющие силы сопротивления воздуха трудно определяются аналитически. Поэтому на практике нашла применение эмпирическая формула, имеющая для диапазона скоростей движения, характерного для реального автомобиля, следующий вид:

$$F_w = 0,5 \cdot c_x \cdot A \cdot \rho_w \cdot V^2, \quad (15)$$

где c_x – коэффициент обтекаемости; ρ_w – плотность воздуха $\rho_w = 1,202...1,225$ кг/м³; A – площадь миделева сечения автомобиля, м²; V – скорость встречного потока воздуха (скорость автомобиля), м/с.

Площадь миделева сечения определяют

$$A = \alpha_A \cdot B_z \cdot H_z, \quad (16)$$

где α_A – коэффициент заполнения миделева сечения. Принимают $\alpha_A = 0,78 \dots 0,8$. B_z – габаритная ширина автомобиля без учета выступающих наружных зеркал заднего вида, м; H_z – габаритная высота автомобиля (без учета антенн, фар на крыше, рейлингов и т. п.), м.

2.8. Коэффициент полезного действия трансмиссии

КПД трансмиссии существенно зависит от ее конструкции, передаваемого крутящего момента, скорости автомобиля (угловой скорости валов), температуры масла и других факторов [3, 4]. Однако переменные факторы в учебных задачах не учитывают из-за сложности их экспериментального определения, а определяют КПД лишь для режима полного нагружения трансмиссии:

$$\eta_{mp} = 0,98^z \cdot 0,97^k \cdot 0,995^n, \quad (17)$$

где z , k , n – соответственно число цилиндрических передач (прямозубых или косозубых), конических (с круговыми зубьями или гипоидных) передач и карданных шарниров (крестовин).

3. Расчет мощности двигателя

В техническом задании на проектирование автомобиля приведены два параметра, которые влияют на итоговую мощность двигателя: максимальная скорость V_{max} автомобиля и его динамический фактор D на прямой передаче при расчетной загрузке. Необходимую для обеспечения этих параметров мощность рассчитаем по независимым методикам, а затем выберем большую из двух полученных мощностей, так как именно эта бóльшая мощность двигателя обеспечит выполнение обоих заданных параметров (при этом один из них будет «перевыполнен»).

3.1. Расчет мощности двигателя по максимальной скорости автомобиля

Мощности двигателя должно хватить для разгона автомобиля до максимальной скорости, указанной в задании на проектирование автомобиля. На максимальной скорости автомобиль испытывает сопротивление качению колес и аэродинамическое сопротивление. Разгон на максимальной скорости уже невозможен, также как невозможен подъем в гору без потери скорости:

$$P_{max}^V = \frac{M \cdot g \cdot f_{max} \cdot V_{max} + 0,5 \cdot c_x \cdot \rho_{\epsilon} \cdot A \cdot V_{max}^3}{\eta_{mp} \cdot K_p}, \quad (18)$$

где M – расчетная масса автомобиля, кг; V_{max} – максимальная скорость автомобиля по заданию на проектирование, м/с; c_x – коэффициент обтекаемости; ρ_{ϵ} – плотность воздуха на высоте 200 м над уровнем моря, $\rho_{\epsilon} = 1,202 \text{ кг/м}^3$ [5]; A – площадь миделева сечения автомобиля, рассчитанная по формуле (16), м^2 ; η_{mp} – КПД трансмиссии на прямой передаче в КП (см. п. 2.8); K_p – коэффициент коррекции мощности, учитывающий потери мощности на привод генератора, компрессора кондиционера, насоса гидроусилителя руля, вентилятора системы охлаждения, потери в выхлопной системе и т.п., $K_p = 0,95$; f_{max} – сопротивление качению шины при максимальной скорости автомобиля (см. п. 2.6).

Для Форд-Фокус

$$f_{max} = 0,015 \cdot (1 + 0,00055 \cdot 55,55^2) = 0,04.$$

$$A = 0,78 \cdot 1,823 \cdot 1,484 = 2,11 \text{ м}^2.$$

$$\eta_{mp} = 0,98^2 \cdot 0,97^0 \cdot 0,995^0 = 0,96$$

$$P_{max}^V = \frac{1556 \cdot 9,81 \cdot 0,04 \cdot 55,55 + 0,5 \cdot 0,33 \cdot 1,202 \cdot 2,11 \cdot 55,55^3}{0,96 \cdot 0,95} = 115845 \text{ Вт.}$$

Таким образом, для поддержания максимальной скорости 55,55 м/с (200 км/ч) автомобиля при расчетной массе (загрузка 3 человека или 215 кг) необходим двигатель мощностью чуть менее 116 кВт (≈ 157 л.с.).

3.2. Расчет мощности двигателя по динамическому фактору автомобиля

Следует выбрать одну из нижеследующих методик (для студентов-заочников рекомендуется типовая упрощенная методика, студентов очного обучения – новая методика).

Типовая методика

Методика дает приемлемый результат при расчете карбюраторных слабо форсированных двигателей (степень сжатия менее 6) с ненастроенной выхлопной системой (для современных автомобилей не подходит).

В основе всех методик лежит предположение, что у нового двигателя форма (но не численные значения) кривых зависимостей внешней скоростной характеристики (ВСХ) будет такая же, как и у прототипа.

Порядок расчета.

1. Находим скорость автомобиля V_D , на которой должна быть обеспечена требуемая динамика автомобиля, характеризуемая динамическим фактором D , приведенным в задании на проектирование автомобиля. При этом предполагается, что автомобиль движется на прямой передаче в КП, а угловая скорость коленчатого вала двигателя соответствует оборотам максимального крутящего момента ω_T :

$$V_D = \frac{V_{max}}{K_\omega}, \quad (19)$$

где K_ω – коэффициента приспособляемости по угловой скорости

$$K_\omega = \frac{\omega_p}{\omega_T}; \quad K_T = \frac{T_{max}}{T_p}, \quad (20)$$

где ω_p – номинальная угловая скорость двигателя (угловая скорость коленчатого вала при максимальной мощности двигателя), c^{-1} ; K_T – коэффициента приспособляемости по моменту; T_{max} – максимальный крутящий момент двигателя, Н·м; T_p – крутящий момент при максимальной мощности двигателя, Н·м.

2. Находим мощность (не максимальную!), которую должен развить двигатель, для обеспечения заданной динамики D на скорости V_D (при этом угловая скорость двигателя будет равна ω_T):

$$P_D = \frac{M \cdot g \cdot D \cdot V_D + 0,5 \cdot c_x \cdot \rho_e \cdot A \cdot V_D^3}{\eta_{mp} \cdot K_p}. \quad (21)$$

Расшифровку входящих параметров (кроме упомянутых выше D и V_D) см. зависимость (18).

3. По коэффициентам приспособляемости прототипа находим коэффициенты a , b , c полинома третьей степени, описывающего кривую зависимости мощности двигателя от относительной угловой скорости двигателя ω_e/ω_p :

$$a = \frac{K_T \cdot K_\omega \cdot (2 - K_\omega) - 1}{K_\omega \cdot (2 - K_\omega) - 1}; \quad (22)$$

$$b = -\frac{2 \cdot K_\omega \cdot (K_T - 1)}{K_\omega \cdot (2 - K_\omega) - 1}; \quad (23)$$

$$c = \frac{K_\omega^2 \cdot (K_T - 1)}{K_\omega \cdot (2 - K_\omega) - 1}. \quad (24)$$

Корректность расчета коэффициентов a , b , c проверяем следующим

равенством

$$a + b + c = 1. \quad (25)$$

4. Максимальную мощность двигателя рассчитываем, используя упомянутый выше полином третьей степени

$$P_{max}^D = \frac{P_D}{\left[a \cdot \left(\frac{1}{K_\omega} \right) + b \cdot \left(\frac{1}{K_\omega} \right)^2 + c \cdot \left(\frac{1}{K_\omega} \right)^3 \right]}. \quad (26)$$

Типовая упрощенная методика

Частный случай типовой методики. В основе упрощенной методики лежит предположение, что двигатель прототипа характеризуется коэффициентами приспособляемости $K_\omega = 2$ и $K_T = 1,25$, при которых коэффициенты полинома (26) $a = b = 1$, $c = -1$, что характеризует (очень приближенно) нефорсированный двигатель с карбюратором старой конструкции с настроенной на резонанс выхлопной системой.

По типовой упрощенной методике зависимость (19) принимает вид

$$V_D = \frac{V_{max}}{2}. \quad (27)$$

P_D рассчитывают по зависимости (21), а зависимость (1.26) резко упрощается

$$P_{max}^D = 1,6 \cdot P_D. \quad (28)$$

Новая методика

Необходимость в разработке *новой* методики возникла из-за того, что зависимости мощности и крутящего момента от угловой скорости современных двигателей невозможно с приемлемой для практики точностью описать полиномами даже шестой степени, не говоря уж о полиноме третьей степени, применяемого в *типовой* методике. Новые двигатели имеют системы изменения фаз газораспределения (*VVTi*, *DualVVTi*, *VTEC* и т.п.), широко применяют компрессоры и/или турбины во впускном коллекторе, непосредственный впрыск топлива в камеру сгорания, изменяют степень сжатия в камерах сгорания. Все эти системы сильно влияют на форму кривой крутящего момента, делая ее практически горизонтальной и спрямленной в большей части рабочего диапазона угловых скоростей. Полином такой зависимости становится чрезвычайно громоздким и неприемлемым.

Сущность *новой* методики заключается в подборе такого двигателя, который бы при движении автомобиля на прямой передаче в КП на скорости $V_D = 70 \dots 90$ км/ч обеспечивал бы возможность разгона с ускорением,

характеризуемым динамическим фактором D , указанным в задании на проектирование автомобиля. Именно на скоростях 70...90 км/ч важна разгонная динамика автомобиля, так как она влияет на безопасность обгонов.

Как и по *типовой* методике, расчет выполняется в два этапа.

Порядок расчета.

1. Для отыскания угловой скорости двигателя при скорости автомобиля V_D на прямой передаче в КП необходимо составить пропорцию, предполагая, что на максимальной скорости автомобиля двигатель будет иметь угловую скорость, равную угловой скорости при максимальной мощности ω_p (часто называемой номинальной):

$$\omega_D = \frac{V_D}{V_{\max}} \omega_p. \quad (29)$$

$$\omega_D = \frac{25}{55,55} \cdot 628 = 283 \text{ с}^{-1}.$$

Значение 283 с^{-1} (2702 об/мин) не удобно для дальнейшей обработки (см. ниже табл. 5). Примем ближайшее «круглое» (при отображении в размерности об/мин) значение угловой скорости 262 с^{-1} (2500 об/мин). Тогда

$$V_D = V_{\max} \frac{\omega_D}{\omega_p}. \quad V_D = 55,55 \frac{262}{628} = 23,2 \text{ м/с} = 83,4 \text{ км/ч}.$$

2. Вычисляем мощность двигателя P_D , необходимую для начала разгона с динамическим фактором D со скорости V_D . Расчет ведется по формуле (21):

$$P_{\max}^V = \frac{1556 \cdot 9,81 \cdot 0,13 \cdot 23,2 + 0,5 \cdot 0,33 \cdot 1,202 \cdot 2,11 \cdot 23,2^3}{0,96 \cdot 0,95} = 56209 \text{ Вт}.$$

Таким образом, для того, чтобы автомобиль показал заданную динамичность на скорости 83,4 км/ч, необходим двигатель, развивающий мощность чуть более 56 кВт при угловой скорости 262 с^{-1} .

3. Далее определим максимальную мощность P_{\max}^D при ω_p двигателя, развивающего мощность P_D при угловой скорости ω_D .

Так как разработкой и изготовлением двигателей чаще занимаются поставщики автокомпонентов, то выбираем двигатель по каталогам продукции этих поставщиков. При этом по ВСХ предлагаемого производителя двигателя подбираем такой, у которого бы его мощность при угловой скорости ω_D была бы равна или чуть больше рассчитанной P_D (ω_D рассчитывается по (29) для каждого конкретного двигателя по его ω_p).

В учебных задачах для упрощения поиска двигателя допускается использование ВСХ двигателя автомобиля-прототипа

$$P_{max}^D = P_D \frac{P_{max}^n}{P_D^n} \quad \text{или} \quad P_{max}^D = P_D \frac{T_P^n \cdot \omega_p}{T_D^n \cdot \omega_D}, \quad (30)$$

где верхний индекс n показывает, что параметр относится к характеристикам двигателя автомобиля-прототипа; P_{max}^n и P_D^n мощность по ВСХ двигателя прототипа при угловой скорости соответственно ω_p и ω_D ; T_P^n и T_D^n – крутящий момент по ВСХ двигателя прототипа при угловой скорости соответственно ω_p и ω_D .

5. ВСХ двигателя *Ford Focus II Duratec 1,8 16V 125 л.с.**

$n_e, \text{мин}^{-1}$	800	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500
$\omega_e, \text{с}^{-1}$	84	105	157	209	262	314	367	419	471	524	576	628	681
$P_e^n, \text{кВт}$	10,8	14	22,8	31,3	39,8	48	57	67	75	77	77,5	78	75
$T_e^n, \text{Н}\cdot\text{м}$	129	134	145	149	152	153	156	160	159	147	135	124	110

Совет: значения T_e^n следует находить делением P_e^n на ω_e . При «оцифровке» в программе *Excel* ВСХ прототипа следует на рисунок ВСХ накладывать график ВСХ, построенный по предварительным данным табл. 5. (Разумеется, полотно графика должно быть прозрачным.) Подбирая значения P_e^n , необходимо добиться максимального совпадения соответствующих кривых на рисунке и на графике. Только после такого подбора табл. 5 примет окончательный вид.

$$P_{max}^D = 56209 \frac{78}{39,8} = 110158 \text{ Вт.}$$

Таким образом, для обеспечения заданной динамичности автомобиля на скорости 83,4 км/ч двигатель должен иметь максимальную мощность 110 кВт при угловой скорости 628 с⁻¹ (6000 об/мин).

3.3. Выбор двигателя по результатам расчетов

Из двух рассчитанных в пп. 3.1 и 3.2 мощностей двигателя проектируемого автомобиля для дальнейших расчетов необходимо выбрать наибольшую, как обеспечивающую и достижение заданной максимальной скорости, и заданной динамичности автомобиля

$$P_{max} = \max \begin{cases} 116 \\ 110 \end{cases} = 116 \text{ при } 628 \text{ с}^{-1}. \quad (31)$$

Таким образом, для дальнейших расчетов принимаем мощность двигателя, рассчитанную по максимальной скорости автомобиля. При этом динамический фактор автомобиля при скорости 83,4 км/ч должен оказаться больше 0,13.

* <http://mondeoclub.ru/remont/fm3/dvigatel/>

3.4. Расчет внешней скоростной характеристики двигателя

Завершается расчет мощности двигателя построением ВСХ двигателя.

Сформулируем основные характеристики нового двигателя: максимальная мощность $P_{max}=116$ при 628 с^{-1} ; Минимальная угловая скорость двигателя ω_{min} : определяется по характеристике прототипа. Обычно для современных легковых автомобилей составляет $\omega_{min} = 70 \dots 80 \text{ с}^{-1}$. Максимальная угловая скорость двигателя ω_{max} : также определяется по характеристике прототипа. Обычно составляет

$$\omega_{max} = (1,05 \dots 1,15) \omega_p, \text{ с}^{-1}. \quad (32)$$

Принимаем $\omega_{min} \approx 80 \text{ с}^{-1}$. $\omega_{max} \approx 1,1 \cdot 628 = 690 \text{ с}^{-1}$.

Если двигатель рассчитан по типовым методикам, то ВСХ строим, используя полином

$$P_e = P_{max} \left[a \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_p} \right) + b \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_p} \right)^2 + c \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_p} \right)^3 \right], \quad (33)$$

где ω_e – текущая угловая скорость, изменяемая при построении графика от ω_{min} до ω_{max} с шагом $20 \dots 50 \text{ с}^{-1}$; P_{max} , ω_p – см. п. 3.3; a , b , c – см. п. 3.2.

Если двигатель рассчитан по новой методике, то новую кривую мощности получим путем умножения ординат точек мощности (см. табл. 5) прототипа на постоянный коэффициент K

$$K = \frac{P_{max}}{P_{max}^n}, \quad (34)$$

где P_{max}^n мощность по ВСХ двигателя прототипа при угловой скорости ω_p .

Порядок расчета ВСХ с помощью коэффициента пропорциональности («новая» методика, учебный вариант).

По ВСХ двигателя прототипа табулируем значения его мощности по угловой скорости с шагом $10 \dots 50 \text{ с}^{-1}$ (см. табл. 5).

Рассчитываем коэффициент пропорциональности

$$K = 116 / 78 = 1,487.$$

Находим значения мощности нового двигателя, умножив мощность прототипа в каждом столбце таблицы на коэффициент пропорциональности K . Затем находим крутящий момент по зависимости

$$T_e = \frac{P_e}{\omega_e} \quad (35)$$

Значения заносим в таблицу 6 и строим график (рис. 2), для построения

ния которого значения крутящего момента нужно «привести» к одному масштабу со значениями мощности. И только после этого построить (в программе *Excel*) на одном графике мощность $P_e(\omega_e)$ и приведенный момент $Y(\omega_e)$.

6. ВСХ двигателя, рассчитанная по *новой* методике (прототип см. табл. 5)

$n_e, \text{мин}^{-1}$	800	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6500
$\omega_e, \text{с}^{-1}$	84	105	157	209	262	314	367	419	471	524	576	628	681
$P_e, \text{кВт}$	16,1	20,8	33,9	46,5	59,2	71,4	84,8	99,6	111,5	114,5	115,2	116	111,5
$T_e, \text{Н}\cdot\text{м}$	192	199	216	222	226	227	231	238	237	219	200	185	164
Y	65	68	70	74	75	74	75	72	70	69	65	61	55

Y – приведенное (для построения графика) к масштабу мощности значение момента: $Y = (T_e - T_-) \cdot k_{np} + Y_0$, где T_- – округленное «вниз» значение минимального момента T_e ($T_{min} = 164, T_- = 160$); Y_0 – половина максимальной мощности, округленной «вверх» до ближайшего кратного четырем ($P_{max} = 116, P_+ = 120, Y_0 = 120/2 = 60$); T_+ – округленное «вверх» значение максимального момента, при этом разность $(T_+ - T_-)$ должна делиться без остатка на 2 ($T_{max} = 238, T_+ = 240$). $k_{np} = Y_0 / (T_+ - T_-)$; $k_{np} = 60 / (240 - 160) = 0,75$.

Совет. Максимум левой шкалы следует выбрать равным P_+ , а цену деления выбрать $P_+/4$. Затем (в текстовом редакторе *Word*) на правой шкале подписать значения шкалы (T_+ (240), T_- (160) и среднее между ними (200))

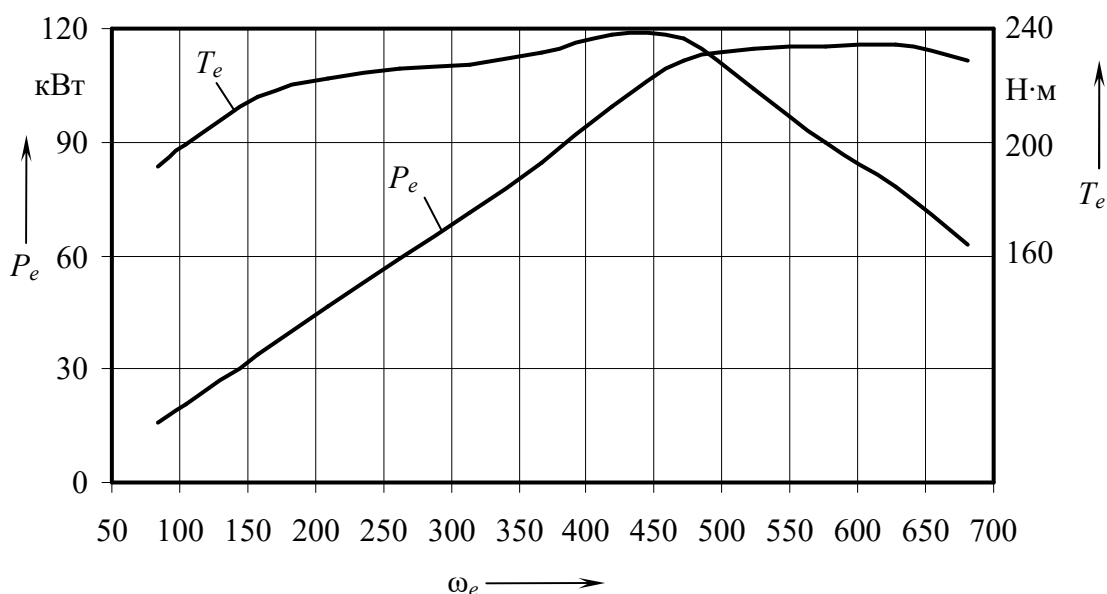


Рис. 2. Внешняя скоростная характеристика двигателя

4. Расчет передаточных чисел в трансмиссии

В трансмиссии угловая скорость валов изменяется в нескольких местах: в коробке передач (КП), раздаточной коробке (РК), которая обычно есть в автомобилях повышенной проходимости, главной передаче, колесном редукторе (в легковых автомобилях применяется редко). Однако толь-

ко в последних двух узлах современных автомобилей передаточное число всегда постоянно, тогда как в КП и РК передаточное отношение может изменяться в широких пределах. Но, как правило, во всех коробках есть так называемая «прямая передача», при включении которой угловые скорости входного и выходного валов одинаковы. При этом остаются не задействованными промежуточные валы, что способствует снижению потерь в трансмиссии и достижению максимума КПД коробки, благодаря чему при движении на прямой передаче автомобиль становится наиболее экономичным. Именно на прямой передаче большинство автомобилей развивают максимальную скорость (исключениями являются, например, автомобили *BMW*, которые достигают максимума скорости на ускоряющей передаче в КП).

Исходя из вышесказанного общее передаточное отношение постоянных зацеплений (чаще всего только главной передачи) определяют из отношения угловых скоростей двигателя и ведущих колес на максимальной скорости автомобиля, предполагая, что двигатель будет работать на угловой скорости ω_p максимальной мощности

$$i_0 = \frac{\omega_p \cdot r_k}{V_{max}}. \quad (36)$$

Для Форд-Фокус примем $r_k = r_d$:

$$i_0 = \frac{628 \cdot 0,31}{55,55} = 3,505^*.$$

Трансмиссия некоторых автомобилей включает агрегаты, в которых высшая передача не является прямой, например, РК автомобилей серии ВАЗ – 2121, Шеви-Нива имеет передаточное число 1,2, что связано с унификацией КП и главных пар с автомобилями «классического»** ряда ВАЗ (именно в 1,2 раза динамический радиус колес Нивы больше радиуса колес «классики»). В этом случае по вышеприведенной зависимости было найдено общее передаточное число главной передачи и РК. Аналогичный результат будет и в случае применения колесных редукторов. Разделить передаточные отношения главной передачи и колесного редуктора можно из конструктивных соображений (в данном пособии не рассматриваются).

Расчет передаточных чисел в КП ведется в три этапа:

- определение первой передачи и (если есть) пониженной передачи в РК;
- определение передаточных чисел остальных передач в КП;

* У Форд-Фокус $i_0 = 3,82$.

** Компоновку автомобилей с передним расположением двигателя и приводом только на заднюю ось принято называть классической

- определение передаточного числа экономической передачи.

Передаточное число первой передачи КП рассчитываем из условия обеспечения необходимой тяги в *нормальных* дорожных условиях по преодолеваемому сопротивлению Ψ_1 , имеющемуся в задании на проектирование автомобиля для полностью груженого состояния:

$$i_1 = \frac{M_a \cdot g \cdot \Psi_1 \cdot r_\partial}{T_{max} \cdot i_0 \cdot \eta_{mp1-3} \cdot K_p}, \quad (37)$$

где η_{mp1-3} – КПД трансмиссии на 1 – 3 передачах в КП.

$$i_1 = \frac{1755 \cdot 9,81 \cdot 0,38 \cdot 0,31}{238 \cdot 3,505 \cdot 0,96 \cdot 0,95} = 2,666.$$

Для легковых автомобилей с мощными двигателями (более 150 л.с.) передаточное число i_1 , рассчитанное по (37), оказывается слишком малым. В результате чего становится неприемлемо большая минимальная скорость автомобиля (автомобиль должен иметь возможность двигаться со скоростью пешехода). В этом случае ищут компромисс.

Проверим V_{min} для Форд-Фокус:

$$V_{min} = \frac{\omega_{min}^y}{i_1 \cdot i_0} \cdot r_\partial \quad (38)$$

где ω_{min}^y – минимально устойчивая угловая скорость двигателя. Обычно $\omega_{min}^y = 105 \text{ с}^{-1}$ (1000 об/мин).

$$V_{min} = \frac{105}{2,666 \cdot 3,505} \cdot 0,31 = 2,65 \text{ м/с (9,55 км/ч)}.$$

Передаточное число i_1 следует увеличить в 1,5...2 раза.

$$i_1 = 2,666 \cdot 1,5 = 3,999^*.$$

Тогда скорректированное максимальное дорожное сопротивление, преодолеваемое автомобилем, составит

$$\Psi_1 = \frac{T_{max} \cdot i_0 \cdot \eta_{mp1-3} \cdot K_p \cdot i_1}{M_a \cdot g \cdot r_\partial}. \quad (39)$$

$$\Psi_1 = \frac{238 \cdot 3,505 \cdot 0,96 \cdot 0,95 \cdot 3,999}{1755 \cdot 9,81 \cdot 0,31} = 0,57.$$

Четвертую передачу в КП обычно принимают прямой (по крайней мере пока не будет выполнен конструкторский расчет КП и скорректированы значения передаточных чисел), то есть $i_4 = 1$.

Определение передаточных чисел остальных передач (второй, третьей и пятой) выполняют с помощью различных прогрессий: ряды чисел передач легковых автомобилей, в том числе кроссоверов, чаще всего считают по гиперболическому ряду, обеспечивающему наилучшую динамику авто-

* У Форд-Фокус $i_1 = 3,58$.

мобиля на высоких скоростях (высшие передачи 3 и 4 оказываются сближенными):

$$i_k = \frac{i_1}{1 + (k-1) \cdot \frac{i_1 - 1}{n-1}}, \quad (40)$$

где k – номер рассчитываемой передачи; n – номер прямой передачи.

$$i_2 = \frac{3,999}{1 + (2-1) \cdot \frac{3,999-1}{4-1}} = 1,9998^* \cdot i_3 = \frac{3,999}{1 + (3-1) \cdot \frac{3,999-1}{4-1}} = 1,333.$$

$$i_5 = \frac{3,999}{1 + (5-1) \cdot \frac{3,999-1}{4-1}} = 0,8.$$

Автомобили высокой проходимости (а также грузовики, автобусы для которых важна тяговая характеристика во всем диапазоне скоростей движения) расчет КП обычно ведут по геометрической прогрессии

$$i_k = \sqrt[n-1]{i_1^{n-k}}. \quad (41)$$

Следует заметить, что передаточное число пятой (обычно экономической, т.е. предназначенной не для разгона, а для поддержания скорости и экономии топлива) передачи можно найти тремя способами. Первое и второе значения получены с помощью рядов (38) и (39).

Третье значение, обеспечивающее наилучшие показатели топливной экономичности, можно получить, решая кубическое уравнение мощностного баланса для оптимальной загрузки двигателя по мощности $P_{\text{эк}}$ и угловой скорости $\omega_{\text{эк}}$, воспользовавшись формулами Кардано [6].

$$k_2 = M \cdot g \cdot f_0 \cdot A_f + 0,5 \cdot C_x \cdot \rho_g \cdot A; \quad k_1 = \frac{M \cdot g \cdot f_0}{k_2}; \quad k_0 = -\frac{P_{\text{эк}} \cdot \eta_{\text{мп5}} \cdot K_p}{k_2};$$

$$D_i = \left(\frac{k_1}{3}\right)^3 + \left(\frac{k_0}{2}\right)^2; \quad V_{\text{эк}} = \sqrt[3]{-\frac{k_0}{2} + \sqrt{D_i}} + \sqrt[3]{-\frac{k_0}{2} - \sqrt{D_i}}; \quad i_{\text{эк}} = \frac{\omega_{\text{эк}} \cdot r_c}{V_{\text{эк}} \cdot i_0}. \quad (42)$$

Таким образом, максимальная топливная экономичность автомобиля будет достигнута на скорости $V_{\text{эк}}$ при передаточном числе пятой передачи в КП $i_{\text{эк}}$.

Однако для мощных автомобилей при рассчитанной по формулам Кардано пятой передаче $V_{\text{эк}}$ оказывается значительно выше 100 км/ч. Такой скоростной режим на дорогах общего пользования поддерживать нельзя, поэтому расчет $i_{\text{эк}}$ приемлем только для слабо энерговооруженных автомобилей.

Передаточное число в РК автомобиля повышенной (высокой) проходимости следует определять по максимальному дорожному сопротивле-

* У Форд-Фокус $i_2 = 2,04$; $i_3 = 1,41$; $i_4 = 1,11$; $i_5 = 0,88$.

нию Ψ_{max} , которое он сможет преодолеть только на первой передаче в КП и на пониженной в РК:

$$i_{pk} = \frac{\Psi_{max} \cdot \eta_{mp1-3}}{\Psi_1 \cdot \eta_{mp\ pk}}, \quad (48)$$

где Ψ_1 – дорожное сопротивление, преодолеваемое автомобилем на первой передаче в КП и прямой (повышенной) передаче в РК; $\eta_{mp\ pk}$ – КПД трансмиссии на пониженной передаче в РК и, разумеется, первой передаче в КП. Учитывая коррекцию, выполненную по формуле (39), необходимость понижающей передачи в РК часто отпадает.

5. Мощностной и силовой балансы автомобиля

В силовой баланс автомобиля входят сила тяги на ведущих колесах с одной стороны и силы сопротивления движению с другой стороны: сила сопротивления качению F_k , сила сопротивления воздуха F_w , сила сопротивления подъема F_{Π} и сила сопротивления разгону $F_{и}$. Однако при равномерном движении ($F_{и} = 0$) по горизонтальной дороге ($F_{\Pi} = 0$) баланс упрощается – в правую его части остаются только две силы

$$F_t = F_k + F_w, \text{ или } \frac{T_e \cdot i_{кп} \cdot i_0 \cdot \eta_{mp} \cdot K_p}{r_k} = f_k \cdot M \cdot g + 0,5 \cdot c_x \cdot A \cdot \rho_e \cdot V_a^2 \quad (49)$$

переменными в балансе являются: момент T_e (см. табл. 6), передаточное число $i_{кп}$ в КП (см. 4 раздел), КПД η_{mp} трансмиссии, зависит от включенной передачи в КП или в РК (см. п. 2.8), коэффициент сопротивления качению (см. п. 2.6), текущая скорость V_a автомобиля.

Мощностной баланс получим, умножив все слагаемые силового баланса на текущую скорость автомобиля:

$$F_t \cdot V_a = F_k \cdot V_a + F_w \cdot V_a; \quad (50)$$

Расчет ведем для всех передач в КП при высшей передаче в РК, а также для первой и второй передач в КП при пониженной в РК передаче.

Текущую скорость вычисляем по формуле

$$V_a = \frac{\omega_e \cdot r_d}{i_0 \cdot i_{кп} \cdot i_{pk}}. \quad (51)$$

Результаты расчета сводят в таблицу и отображают в виде графиков.

Форма таблицы балансов

Силовой и мощностной балансы автомобиля

КП/РК	ω_e	T_e	V_a	f_k	F_t	F_k	F_w	F_k+F_w	P_t	P_k	P_w	P_k+P_w

Примечание 1. В целях компактного представления таблицы количество цифр после запятой следует сводить к минимуму, избавляясь от незначащих цифр (Совет:

выполнять операцию изменения количества цифр после запятой удобно в *Excel* сразу со всем столбцом таблицы).

Примечание 2. Численные значения угловой скорости и крутящего момента берем из табл. 6.

Примечание 3. Максимальное значение на оси абсцисс всех графиков должно незначительно превышать максимальную скорость автомобиля.

Примечание 4. Шаги шкал графиков выбирают такими, чтобы было удобно считывать значения параметров, но при этом не было пустых строк и столбцов ни в начале шкалы, ни в ее конце.

6. Динамический паспорт автомобиля

Для построения динамического паспорта автомобиля необходимо вычислить для каждой табличной угловой скорости на каждой передаче в КП (РК) динамический фактор

$$D_a(V) = \frac{F_T(V) - F_w(V)}{G_a}. \quad (52)$$

Кроме того, на график выносится зависимость коэффициента сопротивления качению $f_k(V)$.

Для построения номограммы необходимо найти верхний предел шкалы $D_{0\max}$

$$D_{0\max} = D_{a\max} \frac{G_a}{G_0}, \quad (53)$$

где $D_{a\max}$ – верхний предел шкалы D_a .

Результаты расчета сводят в таблицу и отображают на графике.

Форма таблицы динамического паспорта

ω_ϵ	Передача в КП				
	1	2	3	4	5

Примечание. Знак минус в нижних ячейках таблицы означает, что для преодоления аэродинамического сопротивления не хватает тяги двигателя (а есть еще и сопротивление качению).

7. Разгонная характеристика автомобиля

Разгонную характеристику определяют при расчетной загрузке автомобиля. Из-за неполной загрузки изменяется динамический фактор и коэффициент учета вращающихся масс.

Для расчета ускорений автомобиля необходимо сначала найти коэффициент учета вращающихся масс

$$\delta = 1 + (\delta_1 \cdot i_{kn}^2 + \delta_2) \cdot \frac{M_a}{M}; \quad (54)$$

$$\delta_1 = \frac{J_d \cdot i_0^2}{r_{k0}^2 \cdot m_a}; \quad \delta_2 = \frac{J_{k1} + J_{k2}}{r_{k0}^2 \cdot m_a},$$

где J_d – момент инерции двигателя, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; J_{k1}, J_{k2} – момент инерции пары ведущих колес с тормозами и полуосями соответственно передней и задней оси, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; r_{k0} – кинематический радиус колеса, примем равным динамическому.

Результаты расчета сводят в таблицу.

Ускорения рассчитывают по динамическому фактору, скорректированному по массе автомобиля (разгонную характеристику рассчитывают для частично загруженного автомобиля), для всех передач в КП на высшей передаче в РК

$$a = \left(D_a \cdot \frac{M_a}{M} - f_k \right) \frac{g}{\delta_{kn}}. \quad (55)$$

Результаты сводят в таблицу и отображают в виде графика.

Разгонную характеристику (зависимости скорости разгона по времени и по пути) строят только на 1 – 4 передачах в КП. Расчет ведут численным методом по следующим формулам:

$$\Delta V_i = V_i - V_{i-1}; \Delta t_i = \Delta V_i / a_i; t_i = t_{i-1} + \Delta t_i; \Delta S_i = V_i \cdot \Delta t_i; S_i = S_{i-1} + \Delta S_i. \quad (56)$$

Разгон на каждой передаче осуществляют до ω_p или ω_{max} (в последнем случае получается разгон до «отсечки»). Затем следует переключение передачи. Длительность переключения (в учебных задачах) задают 0,5 с, потерей скорости в процессе переключения передач пренебрегают.

Расчет ведут до тех пор, пока автомобиль не разгонится до 100 км/ч (27,7 м/с) и не пройдет путь 1000 м.

Результаты расчета сводят в таблицу и отображают на графиках.

Форма таблицы разгонной характеристики

Шаг расчета	Передача в КП	V_i	ΔV_i	a_i	Δt_i	t_i	ΔS_i	S_i

8. Тормозной баланс автомобиля

Тормозной баланс – это распределение тормозных сил по осям. Баланс зависит от вертикальных реакций на осях. Для автомобиля массой M с координатами центра масс $L_1, L_2=L-L_1$ и h_g вертикальные реакции:

$$R_{z1} = \frac{M \cdot g \cdot L_2}{L} \left(\cos \alpha - \frac{h_g}{L_2} \cdot \sin \alpha - \frac{c_x \cdot \rho_w \cdot A \cdot V^2}{2 \cdot M \cdot g \cdot L_2} \cdot h_g - \frac{a}{g} \cdot \frac{h_g}{L_2} - f_k \cdot \frac{r_d}{L_2} \right); \quad (57)$$

$$R_{z2} = \frac{M \cdot g \cdot L_1}{L} \left(\cos \alpha + \frac{h_g}{L_1} \cdot \sin \alpha + \frac{c_x \cdot \rho_w \cdot A \cdot V^2}{2 \cdot M \cdot g \cdot L_1} \cdot h_g + \frac{a}{g} \cdot \frac{h_g}{L_1} + f_k \cdot \frac{r_\partial}{L_1} \right), \quad (58)$$

где h_g – высота центра приложения аэродинамических сил, м.

Первые два слагаемых в зависимостях (57) – (58) учитывают перераспределение вертикальных реакций на осях из-за продольного уклона дороги. При расчете тормозного баланса уклоном пренебрежем $\alpha = 0$.

Третье слагаемое в зависимостях (57) – (58) упрощенно учитывает перераспределение вертикальных реакций, вызванных лобовым сопротивлением воздуха (упрощенно – не учитываем подъемную силу). При скорости $V_D = 23,2$ м/с (83,5 км/ч) для Форд-Фокус это слагаемое близко к $0,01h_g$. Ввиду трудности определения h_g и малозначимости на скоростях менее 100 км/ч влияния лобового сопротивления воздуха на перераспределение вертикальных реакций третьим слагаемым также пренебрежем.

После упрощений зависимости (57) – (58) принимают вид

$$R_{z1} = \frac{M \cdot g \cdot L_2}{L} \left(1 - \frac{a}{g} \cdot \frac{h_g}{L_2} - f_k \cdot \frac{r_\partial}{L_2} \right); \quad R_{z2} = \frac{M \cdot g \cdot L_1}{L} \left(1 + \frac{a}{g} \cdot \frac{h_g}{L_1} + f_k \cdot \frac{r_\partial}{L_1} \right). \quad (59)$$

Далее вычисляют тормозные реакции по осям:

$$R_{x1} = \varphi_x \cdot R_{z1} \quad \text{и} \quad R_{x2} = \varphi_x \cdot R_{z2}, \quad (60)$$

где φ_x – максимальный коэффициент продольного сцепления шины с дорогой при отсутствии боковых сил. φ_x обычно максимален ($\varphi_x = 0,8 \dots 1,2$) при относительном скольжении в пятне контакта в пределах $s = 0,15 \dots 0,25$. При торможении на скользкой дороге $\varphi_x = 0,1 \dots 0,3$ при $s = 0,05 \dots 0,15$. При более мягком составе резины протектора шины (или при большей ее температуре) достигаются большие значения φ_x и s , чем при более жестком составе. При торможении на дороге с твердым основанием, покрытой сыпучим субстратом (песком, гравием, снегом), φ_x максимален при полной блокировке колес, т.е. при $s = 1$.

Используя зависимости (59) и (60) и варьируя коэффициентом сцепления φ_x (точнее замедлением автомобиля $\varphi_x = a/g$), заполняем таблицу 7 и строим график (рис. 3) тормозного баланса автомобиля при выключенном сцеплении (при включенном сцеплении в зависимость (60) необходимо вводить коэффициент учета вращающихся масс двигателя и трансмиссии на торможение).

Реальный баланс тормозной системы подбираем для расчетной загрузки автомобиля. При этом точку перегиба (точка 2 включения в работу регулятора давления в заднем контуре тормозов, см. рис. 3) назначаем близкой к идеальному балансу при служебном замедлении (4 м/с^2). Точки настройки регулятора для снаряженного и полностью груженого состояний назначаем по соответствующим кривым идеального баланса (т. 1 и 3). При этом плечи 3-4 и 1-6 оказываются параллельными плечу 2-5.

7. Расчет идеального и с регулятором тормозного баланса автомобиля

Состояние автомобиля	Замедление, m/c^2	Вертикальные и продольные реакции на осях				Баланс R_{x1}/R_{x2}		Снижение эффективности задних тормозов, %
		R_{z1}	R_{x1}	R_{z2}	R_{x2}	идеальной тормозной системы	в реальной тормозной системе с регулятором	
снаряженное M_0	0	7697	0	5713	0	–	–	–
	1	7925	793	5485	546	1,452	1,897	23
	2	8153	1631	5257	1046	1,559	1,897	18
	3	8381	2514	5029	1501	1,675	1,897	12
	4	8609	3444	4801	1910	1,803	1,897	5
	5	8837	4418	4573	2273	1,944	5,909	4
	6	9065	5439	4345	2591	2,099	5,909	9
	7	9293	6505	4117	2863	2,272	5,909	12
	8	9520	7616	3890	3090	2,465	5,909	12
	9	9748	8773	3662	3271	2,682	5,909	11
10	9976	9976	3434	3407	2,928	5,909	8	
расчетное M	0	8411	0	6854	0	–	–	–
	1	8699	870	6566	657	1,325	1,897	30
	2	8987	1797	6277	1255	1,432	1,897	25
	3	9275	2783	5989	1797	1,549	1,897	18
	4	9564	3825	5701	2280	1,678	1,897	12
	5	9852	4926	5413	2706	1,820	1,897	4
	6	10140	6084	5124	3075	1,979	5,909	1
	7	10428	7300	4836	3385	2,156	5,909	4
	8	10716	8573	4548	3638	2,356	5,909	5
	9	11005	9904	4260	3834	2,583	5,909	4
10	11293	11293	3971	3971	2,843	5,909	1	
полностью груженое M_a	0	9202	0	9052	0	–	–	–
	1	9523	952	8687	869	1,096	1,897	42
	2	9844	1969	8321	1664	1,183	1,897	38
	3	10165	3050	7956	2387	1,278	1,897	33
	4	10486	4194	7591	3036	1,381	1,897	27
	5	10807	5403	7226	3613	1,496	1,897	21
	6	11128	6677	6860	4116	1,622	1,897	14
	7	11449	8014	6495	4547	1,763	1,897	7
	8	11769	9416	6130	4904	1,920	1,897	-1
	9	12090	10881	5765	5188	2,097	5,909	1
10	12411	12411	5399	5399	2,299	5,909	0	

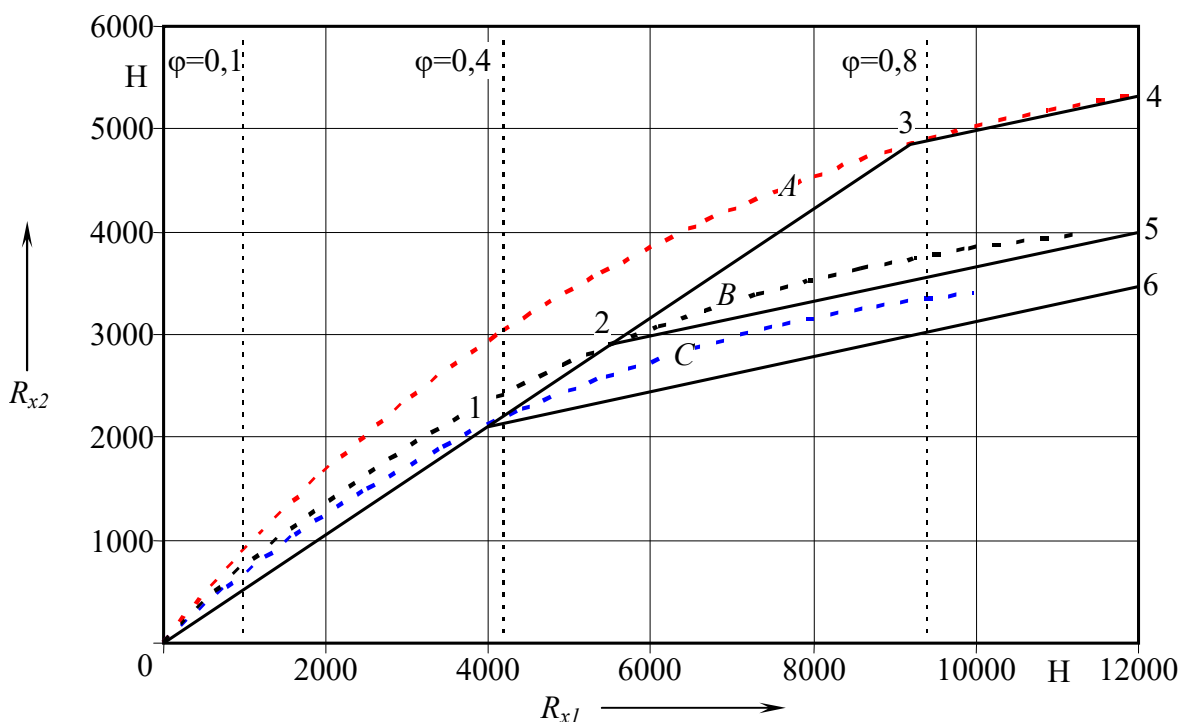


Рис. 3. Тормозной баланс автомобиля на примере Форд-Фокус (соотношение тормозных сил на передней R_{x1} и задней R_{x2} осях):

A, B, C – идеальный баланс, соответственно для полностью груженого, расчетного и снаряженного состояний; 0... 6 – баланс с регулятором давления в заднем контуре тормозов соответственно для полностью груженого (ломаная линия 0-3-4), расчетного (0-2-5) и снаряженного (0-1-6) состояний

Проблема настройки регулятора заключается в сложности обеспечения включения его в работу именно в точке пересечения текущего (!) идеального баланса с прямой 0-3 (см. рис. 3).

Баланс 1,897 в табл. 7 говорит о том, что передние тормоза должны быть эффективнее задних в 1,897 раза (за счет разных диаметров тормозных поверхностей, разных диаметров поршней, разного их количества, разных тормозных коэффициентов механизмов). Регулятор может уменьшить давление в заднем контуре еще в $5,909/1,897=3,115$ раза.

Несмотря на тщательность подбора тормозного баланса задняя ось «не дотормаживает» при экстренном торможении при $\varphi_x = 0,1$ на 23%, 30% и 42% соответственно в снаряженном, расчетном и полностью груженом состоянии, что чревато увеличением тормозного пути в зимних условиях. При $\varphi_x = 0,4...0,5$ полученный баланс экстренного торможения близок к идеальному в снаряженном и расчетном состояниях. При $\varphi_x = 0,7...1,0$ баланс близок к идеальному только при полной загрузке.

Обеспечить тормозной баланс, близкий к идеальному при любой загрузке, может только электронная система распределения тормозных усилий (*EBD*).

9. Определение давления воздуха в шинах

Давление воздуха в шинах определяет управляемость автомобиля. Желательно обеспечить небольшую недостаточную поворачиваемость. Избыточная поворачиваемость допустима (но нежелательна) только для полностью груженого автомобиля, при этом следует обеспечить значительный запас по критической скорости

$$V_{кр} = \sqrt{\frac{g \cdot L}{-K_{\text{н\ddot{o}n}}}} \text{ или } V_{кр} = \sqrt{\frac{L}{-K_{\text{н\ddot{o}n}}}}, \quad K_{\text{н\ddot{o}n}} = \frac{M_1}{K_1} - \frac{M_2}{K_2} \quad (61)$$

где G_1, G_2 (M_1, M_2) – вес (масса), приходящаяся на соответствующую ось, Н (кг); K_1, K_2 – эквивалентный коэффициент сопротивления уводу шин соответственно передней и задней оси, Н/рад; $K_{\text{н\ddot{o}n}}$ – коэффициент недостаточной поворачиваемости. Если $K_{\text{н\ddot{o}n}} < 0$, то поворачиваемость избыточная, если $K_{\text{н\ddot{o}n}} > 0$, то поворачиваемость недостаточная (в этом случае рассчитывают «характерную скорость»).

Если не учитывать кинематический увод шин (определяемый углом развала колес), угол схождения колес и кинематический увод оси колес (определяемый кинематикой направляющего аппарата подвески), то эквивалентный коэффициент сопротивления уводу шин определяется главным образом коэффициентом силового увода шин:

$$K_{\delta H} = c_1 \cdot M_{k \text{ max}} \cdot g \cdot \sin \left(2 \cdot \arctg \left(\frac{M_k}{M_{k \text{ max}}} \right) \right), \quad (62)$$

где c_1 – коэффициент, учитывающий конструкцию шины (изменяется от 6 до 30). Для шин легковых автомобилей: с профилем 100 % принимают $c_1 \approx 6$; с профилем 70...80 % – $c_1 \approx 8$; с профилем 50...60 % – $c_1 \approx 10...12$; для шин болидов «Формула–1» – $c_1 \approx 30$.

Значения $M_{k \text{ max}}$ для зависимости (62) определяются из таблицы 8 для соответствующего давления в шинах, M_k – фактическая масса, приходящаяся на конкретное колесо.

8. Несущая способность шин $M_{k \text{ max}}$, кг [9]

Индекс грузоподъемности	Давление в шине, МПа										
	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,2	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25*
82	315	330	350	365	380	395	415	430	445	460	475
83	325	340	360	375	390	405	425	440	455	470	487
84	330	350	365	385	400	420	435	450	470	485	500
85	340	360	380	395	415	430	450	465	480	500	515
86	350	370	390	410	425	445	460	480	495	515	530
87	360	380	400	420	440	455	475	490	510	525	545
88	370	390	410	430	450	470	485	505	525	540	560
89	385	405	425	445	465	485	505	525	545	560	580
90	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580	600
91	410	430	450	475	495	515	535	555	575	595	615

Индекс грузоподъемности	Давление в шине, МПа										
	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,2	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25*
92	420	440	465	485	505	525	550	570	590	610	630
93	430	455	475	500	520	545	565	585	610	630	650
94	445	470	490	515	540	560	585	605	625	650	670
95	460	485	505	530	555	575	600	625	645	670	690
96	470	495	520	545	570	595	620	640	665	685	710
97	485	510	535	560	585	610	635	660	685	705	730
98	500	525	550	575	600	625	650	675	700	725	750
99	515	540	570	595	620	650	675	700	725	750	775
100	530	560	590	615	640	670	695	720	750	775	780
101	555	585	615	640	665	695	720	745	775	800	805
102	580	610	640	665	690	720	745	770	800	825	830
103	605	635	665	690	715	745	770	795	825	850	855
104	630	660	690	715	740	770	795	820	850	875	880
105	655	685	715	740	765	795	820	845	875	900	905
106	680	710	740	765	790	820	845	870	900	925	930
107	705	735	765	790	815	845	870	895	925	950	955
108	730	760	790	815	840	870	895	920	950	975	980
109	755	785	815	840	865	895	920	945	975	1000	1005

* Номинальное давление, для которого указывается на боковине шины индекс ее грузоподъемности (несущей способности), см. также табл. 2.

Таким образом, зависимость для определения эквивалентного коэффициента сопротивления уводу оси будет выглядеть для равномерного криволинейного движения (учитывается перераспределение нагрузки с колес внутреннего борта (\cdot) на колеса внешнего борта($\cdot\cdot$)):

$$K_{1,2} = K'_{H\delta 1,2} \cdot q'_{x1,2} + K''_{H\delta 1,2} \cdot q''_{x1,2}, \quad (63)$$

где $q'_{x1,2}$, $q''_{x1,2}$ – коэффициент, учитывающий снижение $K_{H\delta}$ в ведущем, нейтральном или тормозном режимах качения колеса по сравнению с $K_{H\delta}$ в свободном режиме качения (в этом случае нет продольных реакций в пятне контакта шины с дорогой $R_x = 0$, что возможно только на ведущей оси и только при силе тяги равной силе сопротивления качению):

$$q_x = \sqrt{1 - \left(\frac{R_x}{\varphi_x \cdot R_z} \right)^2}. \quad (64)$$

При прямолинейном движении зависимость (63) упрощается:

$$K_{1,2} = 2 \cdot K_{H\delta 1,2} \cdot q_{x1,2}. \quad (64)$$

Например, для Форд-Фокус коэффициент $K_{H\delta}$ шины 205/55R16 с индексом 90 для расчетного состояния загрузки $M_{k1}=M_1/2$, $M_{k2}=M_2/2$ (см. п. 2.4 и 2.5)

$$K_{\delta H1} = 10 \cdot 600 \cdot 9,81 \cdot \sin \left(2 \cdot \arctg \left(\frac{405}{600} \right) \right) = 54589 \text{ Н/рад};$$

$$K_{\delta H 2} = 10 \cdot 600 \cdot 9,81 \cdot \sin\left(2 \cdot \arctg\left(\frac{348}{600}\right)\right) = 51091 \text{ Н/рад};$$

$R_{x1} = 0$ – свободный режим качения;

$$f_k = f_0 \cdot (1 + A_f \cdot V^2) = 0,015 \cdot (1 + 0,00055 \cdot 23,2^2) = 0,019;$$

$$R_{x2} = M_{k2} \cdot g \cdot f_k = 348 \cdot 9,81 \cdot 0,019 = 66 \text{ Н};$$

$$q_x = \sqrt{1 - \left(\frac{66}{0,8 \cdot 348 \cdot 9,81}\right)^2} = 0,999;$$

$$K_1 = 2 \cdot 54589 \cdot 1 = 109178 \text{ Н/рад};$$

$$K_2 = 2 \cdot 51091 \cdot 0,999 = 102079 \text{ Н/рад};$$

$$V_{xap} = \sqrt{\frac{2,648}{\frac{810}{109178} - \frac{696}{102079}}} \approx 66 \text{ м/с} = 240 \text{ км/ч}.$$

V_{xap} больше максимальной скорости автомобиля на 20%, что вполне приемлемо (не приемлемо $V_{xap} < V_{max}$).

Так как достигнут 20%-ный запас по недостаточной управляемости, то для улучшения плавности хода при расчетной загрузке автомобиля можно снизить давление во всех шинах до 0,21 МПа, тогда $K_{H\delta I} = 49459$; $K_{H\delta II} = 47157$; $V_{xap} = 206 \text{ км/ч}$.

Следует учесть, что из-за снижения давления в шинах снизится и их несущая способность. При этом коэффициент запаса несущей способности упадет до $520/445 = 1,169$, т.е. запас по передней оси составит 16,9%, что меньше рекомендуемого (33%). В этом случае следует выбрать следующий по порядку индекс несущей способности – 91 (номинальная нагрузка при давлении 0,21 МПа составит 535 кг, см. табл. 8).*

Если бы оказалось $K_{дон} < 0$, то нужно было бы снижать давление только в шинах передней оси. При этом критическая скорость должна быть значительно больше максимальной $V_{кр} > 1,5 V_{max}$.

Таким образом, окончательно выбираем шины 205/55R16 категории скорости H и с индексом грузоподъемности 91.

Расчет давления в шинах для полностью груженого состояния ведут аналогично изложенному выше порядку, только массы M_1 и M_2 заменяют соответственно на M_{a1} и M_{a2} . Так как у полностью груженого Форд-Фокус максимальную нагрузку несет также передняя ось, то и автомобиль будет иметь недостаточную поворачиваемость. Давление во всех шинах можно назначить одинаковым (определяется подбором по V_{xap}).

* Рекомендация Форд для трех человек в салоне – индекс грузоподъемности 91, давление во всех шинах 0,21 МПа. При этом запас грузоподъемности для шин передней оси составляет 24%; для задней – 54%.

Библиографический список

1. Хусаинов А. Ш. Теория автомобиля: конспект лекций. / А. Ш. Хусаинов, В. В. Селифонов. – Ульяновск: УлГТУ, 2008. – 121 с.
2. Технический регламент о безопасности колесных транспортных средств. Утвержден постановлением Правительства Российской Федерации от 10 сентября 2009 г. № 720. Опубл. 23.09.09.
3. Кравец В. Н. Теория автомобиля: учеб. Пособие / В. Н. Кравец. – Нижний Новгород: НГТУ, – 2007. – 368 с.
4. Тарасик В. П. Теория движения автомобиля: Учебник для вузов. – СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
5. Автомобильный справочник *Bosch*. М.: ЗАО КЖИ «За рулем», 2002. – 896 с.
6. Бронштейн И. Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов / И. Н. Бронштейн, К. А. Семендяев. – М.: Наука, – 1981. – 704 с.
7. Jazar R. N. *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. – NY: Springer, 2008. – 1015 p.
8. Pacejka H. B. *Tyre and vehicle dynamics*. – Butterworth-Heinemann, Oxford, 2005. – 621 p.
9. Reimpell J. *The Automotive Chassis: Engineering Principles* / J. Reimpell, J.W.Betzler. – Oxford: Butterworth-Heinemann, 2001. – 456 p.
10. Genta G. *Automotive chassis. Volume 1: Components design* / G. Genta, L. Morello. – Springer, 2009. – 621 p.
11. Genta G. *Automotive chassis. Volume 2: System design* / G. Genta, L. Morello. – Springer, 2009. – 825 p.
12. Кравец В. Н. Теория автомобиля: Учебник для вузов / В. Н. Кравец, В. В. Селифонов. – М: ООО «Гринлайт+», – 2011. – 884 с.