

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ ПОЛИТЕХНИЧЕСКАЯ
АКАДЕМИЯ

Кафедра "Автомобили"

Проектирование тормозных систем автомобиля

В 2-х частях

Часть 1.

Тормозная динамика автомобилей. Тормозные механизмы

Учебно-методическое пособие по курсовому и дипломному проектированию
для студентов специальности Т 04.06 "Автомобили"

Минск 2000

УДК 629.113

Учебно-методическое пособие предназначено для оказания помощи студентам специальности Т 04.06 "Автомобили" всех форм обучения в изучении дисциплины "Проектирование систем управления автомобилями", а также при выполнении дипломных проектов. Пособие содержит рекомендации и методики расчётов тормозной динамики автомобиля и тормозных механизмов.

Составители:

В.М. Беляев, В.Г. Иванов, Л.А. Молибошко

Рецензент: Г.А. Дыко

Учебное издание

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТОРМОЗНЫХ СИСТЕМ АВТОМОБИЛЯ

В 2-х частях

Часть I .

Тормозная динамика автомобилей. Тормозные механизмы

**Учебно-методическое пособие по курсовому и дипломному проектированию
для студентов специальности Т 04.06 "Автомобили"**

Составители: БЕЛЯЕВ Владимир Михайлович
ИВАНОВ Валентин Георгиевич
МОЛИБОШКО Леонид Александрович

Оглавление

	стр.
1. Основные сведения о тормозных системах	4
2. Термины и определения	6
3. Расчёт тормозной системы автомобиля	9
3.1. Проверочный расчёт тормозной системы	10
3.1.1. Порядок расчёта	10
3.1.2. Расчёт тормозной динамики	11
3.1.3. Проверка тормозных качеств автомобиля на соответствие международным нормативным документам	23
3.2. Проектный расчёт тормозной системы	31
3.3. Определение расчётных тормозных моментов	34
4. Расчёт тормозных механизмов	36
5. Определение расчётного момента для стояночной тормозной системы	47
Рекомендуемая литература	48

1. Основные сведения о тормозных системах

Назначение

Тормозные системы (ТС) предназначены для:

- снижения скорости движения автомобиля;
- обеспечения полной остановки автомобиля;
- удержания автомобиля в неподвижном состоянии во время стоянки.

Законодательные требования к тормозным системам

Тормозная система автомобиля должна соответствовать требованиям, предъявляемым следующими нормативными документами:

- Правила ЕЭК ООН №13 "Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий М, N и О в отношении торможения";
- ГОСТ 22895-77 "Тормозные системы и тормозные свойства автотранспортных средств. Нормативы эффективности. Технические требования".

Типы тормозных систем

В соответствии с национальными и международными регламентирующими документами принято выделять следующие типы тормозных систем:

- рабочая тормозная система (РТС);
- запасная тормозная система;
- стояночная тормозная система;
- вспомогательная тормозная система;

Рабочая тормозная система должна позволять водителю замедлять автомобиль с различной интенсивностью, снижать скорость движения и останавливать его в обычном режиме эксплуатации.

Запасная тормозная система позволяет водителю уменьшать скорость движения с различной интенсивностью и останавливать его при неисправности рабочей тормозной системы.

Стояночная тормозная система позволяет удерживать автомобиль в неподвижном состоянии на наклонной поверхности и при отсутствии водителя.

Вспомогательная тормозная система (замедлитель) позволяет водителю поддерживать скорость движения автомобиля или уменьшать её на протяжённых дорожных спусках; применяется на грузовых автомобилях и автобусах.

Классификация транспортных средств

В соответствии с Директивой ЕС 71/320 ЕЭС и Правилами ЕЭК ООН №13 все транспортные средства в отношении торможения подразделяются на категории L, M, N и O. Транспортные средства с числом колёс менее 4 относятся к категории L, таб. 1.

Таблица 1

Транспортные средства категории L

Класс	Расположение и число колёс	Объём двигателя, см ³	Максимальная скорость, км/ч
L ₁	2	≤50	≤50
L ₂	3	≤50	≤50
L ₃	2	>50	>50
L ₄	3 ¹⁾	>50	>50
L ₅	3 ²⁾	>50 ³⁾	>50

1) Колёса асимметричны относительно продольной оси транспортного средства.

2) Колёса симметричны относительно продольной оси транспортного средства.

3) Транспортные средства полной массой ≤ 1000 кг

К категориям *M* и *N* относятся транспортные средства для перевозки людей (*M*) или грузов (*N*), имеющие не менее 4 колёс либо три колеса и полную массу свыше 1000 кг, таб. 2 и 3.

Таблица 2

Транспортные средства категории M

Класс	Число сидячих мест (с местом для водителя)	Полная масса, кг
M ₁	1...9	не регламентируется
M ₂	>9	<5000
M ₃	>9	>5000

Таблица 3

Транспортные средства категории N

Класс	Полная масса, кг
N ₁	≤3500
N ₂	3500...12000
N ₃	>12000

Прицепные и полуприцепные транспортные средства относятся к категории *O*, таб. 4.

Транспортные средства категории О

Класс	Полная масса, кг
O ₁ ¹⁾	≤750
O ₂	750...3500
O ₃	3500...10000
O ₄	>10000

¹⁾Только одноосные прицепные транспортные средства

Требования к категориям транспортных средств в отношении торможения

Транспортные средства категории L должны быть оборудованы двумя независимыми тормозными системами.

Транспортные средства, начиная с классов M₂ и N₂, должны быть оборудованы антиблокировочными системами (АБС). На автомобилях классов M₃ и N₃ может быть установлена вспомогательная тормозная система (обязательна для автобусов, относящихся к категории M₃ и имеющих полную массу свыше 10000 кг).

Рабочая тормозная система для прицепов класса O₁ не обязательна. Транспортные средства категории O₂ должны иметь рабочую тормозную систему непрерывного или полунепрерывного действия, либо инерционную систему (кроме полуприцепов). Начиная с класса O₂, для транспортных средств обязательны рабочая и стояночная тормозная система, причём допускаются совместные компоненты. Некоторые типы прицепных транспортных средств, начиная с класса O₃, должны быть оборудованы АБС.

2. Термины и определения

Тормозная система

Любая тормозная система состоит из управляющего устройства, тормозного привода и тормозных механизмов.

Управляющее устройство - устройство, задающее работу и управление тормозной системой. Оно содержит органы управления и срабатывает от:

- непосредственного воздействия водителя ногой или рукой;
- изменения давления в соединительном трубопроводе или электрического тока в кабеле между тягачом и прицепом (полуприцепом);
- инерции транспортного средства или его массы.

Тормозной привод - передаёт энергию, распределяемую управляющим устройством; соединяет управляющее и энергоснабжающее устройства с тормозными механизмами. Он может быть механического, гидравлического, пнев-

матического, электрического или комбинированного типа.

Тормозной механизм - устройство, подводящее к колесу момент, который вызывает силы в контакте колеса с опорной поверхностью, противодействующие движению автомобиля.

Силы и моменты

Сила управления F_c - сила, действующая на управляющее устройство.

Приводная сила F_s - сила, которая действует на тормозную колодку с накладкой и вызывает, вследствие возникающего трения, тормозную силу.

Тормозной момент M_t - момент, создаваемый силами трения между вращающимся барабаном или диском и накладкой относительно центра вращения колеса.

Тормозная сила F_{t_i} - сила, приложенная со стороны дорожной поверхности к колесу или мосту в плоскости их контакта и противодействующая движению автомобиля¹.

Суммарная тормозная сила F_{t_Σ} - сумма тормозных сил отдельных мостов автомобиля, находящихся в контакте с дорожной поверхностью:

$$F_{t_\Sigma} = \sum_{i=1}^n F_{t_i}, \quad (1)$$

где n - количество мостов автомобиля.

Коэффициент распределения тормозных сил β_t - отношение тормозной силы заднего моста F_{t_2} (или тормозного момента M_{t_2}) к тормозной силе переднего моста F_{t_1} (или тормозному моменту M_{t_1}): $\beta_t = F_{t_2} / F_{t_1}$.

Показатель соотношения тормозных сил Φ - отношение тормозной силы заднего моста (или тормозного момента) к суммарной тормозной силе (или тормозному моменту):

$$\Phi = F_{t_2} / F_{t_\Sigma} = \beta_t / (1 + \beta_t). \quad (2)$$

Коэффициент эффективности тормозного механизма C_t - отношение суммарной силы трения колодок F_{tr_Σ} тормозного механизма к суммарной приводной силе F_{s_Σ} :

$$C_t = F_{tr_\Sigma} / F_{s_\Sigma}. \quad (3)$$

¹ i - индекс колеса или моста, для переднего моста $i=1$, для второго - $i=2$ и т.д.

Показатели торможения

Время торможения t_t - время от начала приложения силы к органу управления тормозной системы до прекращения действия тормозной силы.

Тормозной путь S_t - расстояние, проходимое автомобилем в течение времени торможения. Если под окончанием времени торможения понимается момент полной остановки автомобиля, то речь идёт о "тормозном пути до полной остановки".

Остановочный путь S_0 - проходимый автомобилем путь с момента возникновения необходимости затормозить до прекращения действия тормозной силы.

Замедление при торможении j - производная от скорости движения автомобиля при торможении.

Относительное замедление или коэффициент торможения автомобиля Z - отношение замедления при торможении к ускорению свободного падения g :

$$Z = j/g. \quad (4)$$

Удельная тормозная сила $D\tau_i$ - отношение тормозной силы $F\tau_i$ к весу G автомобиля:

$$D\tau = F\tau_i / G. \quad (5)$$

Тормозные контуры

Согласно существующим нормативным документам транспортное средство должно иметь двухконтурные тормозные приводы. Существует пять основных видов разделения тормозных контуров, рис. 1.

Разделение "II" (осевое разделение) - на передний и на задний мост действует свой контур. Применяется преимущественно для средних и тяжёлых грузовых автомобилей и для транспортных средств с наибольшей нагрузкой на задний мост. Эта схема разделения отличается простотой разводки контуров и сравнительно невысокой стоимостью. Остаточная эффективность торможения при выходе из строя одного из контуров составляет 30-40% от эффективности полной системы.

Разделение "X" (диагональное разделение) - каждый тормозной контур действует на одно переднее колесо и диагонально противоположное заднее колесо. Большей частью применяется для транспортных средств с наибольшей нагрузкой на передний мост. Эта схема имеет существенный недостаток, связанный с обеспечением устойчивости автомобиля при торможении одним контуром. Он устраняется установкой управляемых колёс с отрицательным плечом обката. Эффективность торможения автомобиля при выходе из строя одного из

контуров составляет 50%.

Разделение "HI" (разделение на передний мост и на задний и передний мосты, дублирование переднего моста) - один тормозной контур действует на передний и задний мост, второй - только на передний мост. при этом поршни тормозных цилиндров второго контура имеют больший диаметр, чем первого. Остаточная эффективность торможения одним из контуров составляет 70-75%.

Разделение "LL" - каждый тормозной контур действует на передний мост и на одно из задних колёс. Эффективность торможения при отказе одного из контуров составляет 80-85%.

Разделение "HH" (полное дублирование) - каждый тормозной контур действует на оба моста автомобиля. Остаточная эффективность исправного контура составляет 100%.

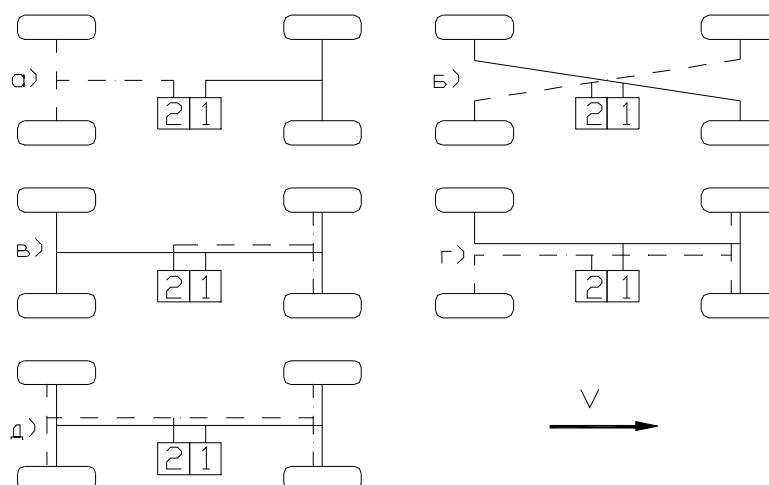


Рис.1. Виды разделения тормозных контуров
 а) "II", б) "X", в) "HI", г) "LL", д) "HH"

3. Расчёт тормозной системы автомобиля

Существует два вида расчётов тормозной системы автомобиля - проверочный и проектный.

При проверочном расчёте проверяется соответствие тормозной системы автомобиля с известными конструктивными параметрами требованиям нормативных документов по эффективности торможения.

В проектном расчёте подбирают и рассчитывают тормозные механизмы, тормозной привод, регулирующие и корректирующие устройства, исходя из тормозной динамики автомобиля, заданного замедления, распределения масс и его геометрических размеров с целью удовлетворения требованиям нормативных документов.

3.1. Проверочный расчёт тормозной системы

3.1.1. Порядок расчёта

Проверочный расчёт тормозных систем автомобилей проводится в следующей последовательности.

1) *Расчёт тормозной динамики автомобиля.*

Составляется расчётная схема транспортного средства; для колёс каждой из осей автомобиля рассчитываются нормальные реакции дороги R_{zi} и идеальные тормозные силы $F\tau_i^n$ и моменты $M\tau_i^n$, а также максимальные тормозные силы колёс мостов, ограничиваемые сцеплением шин с дорожной поверхностью $F\phi_i$ как функции относительного замедления Z . По результатам строятся графики распределения тормозных сил и парабола распределения удельных идеальных тормозных сил для снаряженного и гружёного состояния.

2) *Расчёт тормозных механизмов.*

Выбираются типы тормозных механизмов; на основании анализа существующих конструкций задаются основные конструктивные параметры тормозных механизмов для проектируемого автомобиля. Производится силовой расчёт тормозных механизмов. Определяются показатели износо- и теплостойкости тормозных механизмов. При необходимости производится корректировка конструктивных параметров. Осуществляются прочностные расчёты деталей тормозных механизмов.

3) *Проверка распределения тормозных сил на соответствие Правилам ЕЭК ООН №13.*

В соответствии с методикой, изложенной в Правилах ЕЭК ООН №13, для автомобиля строятся диаграммы "кривая реализуемого сцепления $k_{\phi i}$ - относительное замедление Z " (для прицепных транспортных средств - "относительное замедление - давление в соединительной головке автопоезда"). По результатам сопоставления полученных кривых с нормативными прямыми для коэффициента Z (методика их построения зависит от категории транспортного средства) делается вывод о том, соответствует ли проектируемый автомобиль требованиям Правил №13. В случае несоответствия необходимо дать указания по его устранению.

4) *Расчёт тормозного привода.*

Выбирается тип тормозного привода; рассчитывается необходимое давление рабочего тела для исполнительных элементов тормозных механизмов. Производится компоновка тормозного привода и делается его статический расчёт.

5) *Расчёт аппаратов тормозного привода.*

Для аппаратов тормозного привода проводятся статические и прочностные расчёты.

б) *Расчёт дополнительных устройств тормозного привода и взаимосвязанных систем.*

Если установлено, что тормозной привод автомобиля должен быть оборудован дополнительными устройствами (усилителями, регуляторами и др.) или взаимосвязанными системами (антиблокировочной или другой системой активной безопасности), то для них проводятся соответствующие расчёты.

7) *Расчёт стояночной тормозной системы.*

3.1.2. Расчёт тормозной динамики

Для торможения автомобиля с максимальной эффективностью при сохранении устойчивости и управляемости необходимо обеспечивать определённое распределение тормозных сил между мостами. Оптимальным распределением считается такое, при котором в процессе торможения все колёса автомобиля одновременно доводятся до границы блокирования. Необходимое изменение соотношений тормозных сил определяется изменением нормальных реакций на колеса отдельных мостов при торможении.

Основные допущения и расчётные схемы

Если при проектировании тормозной системы автомобиля не стоит задача рассмотрения специальных вопросов тормозной динамики, то могут быть приняты следующие допущения:

- торможение осуществляется на прямолинейной, горизонтальной и ровной дороге;
- силы сопротивления качению и воздуха не учитываются;
- все колёса транспортного средства имеют одинаковые условия сцепления с опорной поверхностью;
- колебания подвески не влияют на нормальную реакцию дороги;
- для многоосных автомобилей распределение нормальных сил между мостами в тележке считается равномерным.

В зависимости от вида транспортного средства, для которого проектируется тормозная система, принимается одна из следующих расчётных схем, рис.2, 3.

Для схем рис. 2 нормальные реакции колёс переднего моста определяются как

$$R_{z1} = G(1 - \psi + \chi \cdot Z), \quad (6)$$

для заднего моста

$$R_{z2} = G(\psi - \chi \cdot Z), \quad (7)$$

для тележки задних мостов трёхосного автомобиля

$$Rz_2 = \frac{G}{2}(\psi - \chi \cdot Z), \quad (8)$$

где $\psi = a/L$; $\chi = h_g/L$;

G, H - вес автомобиля;

L, m - база автомобиля;

a и b, m - проекция расстояния между центром масс и передним и задним мостами соответственно;

h_g, m - высота центра масс автомобиля.

Относительное замедление Z обычно принимается в пределах от 0 до 1.

Если в технической характеристике автомобиля отсутствуют данные о размерах a и b , но имеются параметры развесовки автомобиля по мостам, то уравнения (6) и (7) могут быть преобразованы к виду

$$Rz_1 = G_1 + \chi \cdot G \cdot Z, \quad (9)$$

$$Rz_2 = G_2 - \chi \cdot G \cdot Z, \quad (10)$$

где G_1 и G_2, H - вес автомобиля, приходящийся на передний и задний мосты (тележку).

При определении развесовки автомобиля по мостам также можно воспользоваться данными из таб. 5.

При составлении уравнений для определения нормальных реакций, действующих на колёса автопоезда, рис. 3, считается, что имеет место оптимальное соотношение тормозных сил:

$$Z = \frac{j}{g} = \frac{F\tau}{Rz}. \quad (11)$$

Тогда для схемы рис. 3 а) получается:

$$Rz_1 = G_T(1 - \psi_T + \chi_T \cdot Z), \quad (12)$$

$$Rz_2 = G_T(\psi_T - \chi_T \cdot Z), \quad (13)$$

$$Rz_3 = G_P(1 - \psi_P + \chi_P \cdot Z), \quad (14)$$

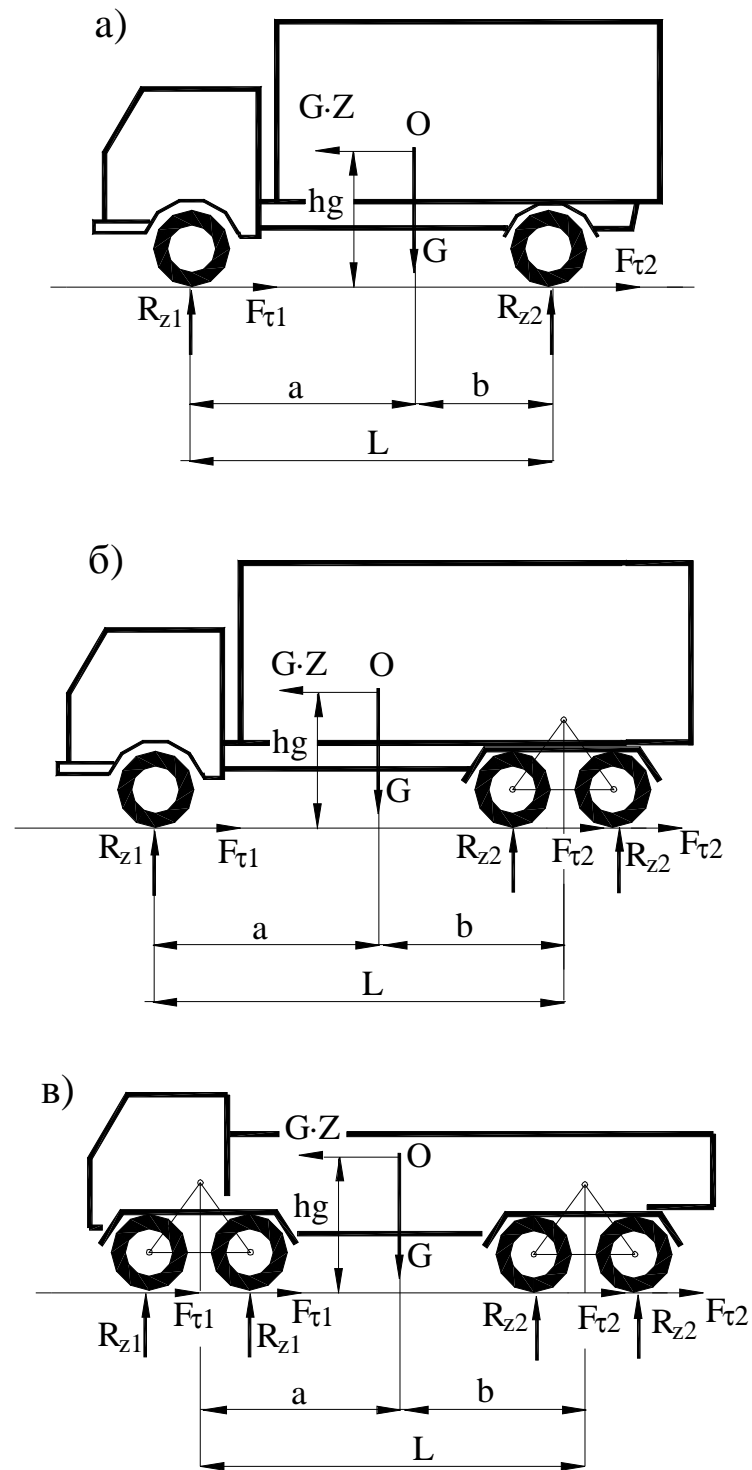


Рис. 2. Расчётная схема автомобиля:
 а) двухосного; б) трёхосного с подвеской балансирующего типа;
 в) четырёхосного

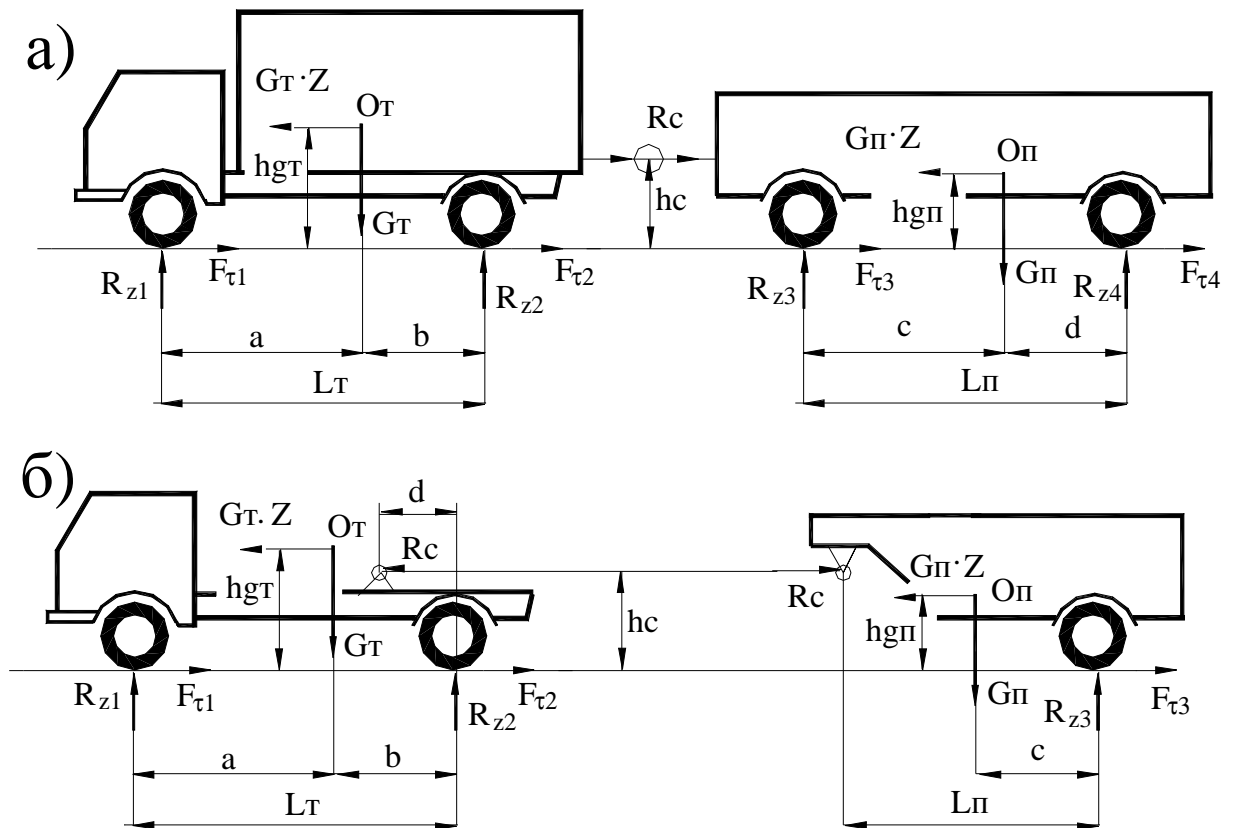


Рис. 3. Расчётная схема автопоезда:
 а) с прицепом; б) с полуприцепом

$$R_{z4} = G_{П}(\psi_{П} - \chi_{П} \cdot Z), \quad (15)$$

где G_T, H - вес тягача;

$G_{П}, H$ - вес прицепа;

$\psi_T = a/L_T; \psi_{П} = c/L_{П}; \chi_T = h_{гТ}/L_T; \chi_{П} = h_{гП}/L_{П}.$

В уравнениях (12) - (15) делалось допущение, что при торможении нет набегания или отставания прицепа, поэтому усилие сцепки $R_c = 0$.

По аналогии с обычным автомобилем, если известны данные по развесовке автопоезда, можно записать:

$$R_{z1} = G_1 + \chi_m \cdot G_m \cdot Z, \quad (16)$$

$$R_{z2} = G_2 - \chi_m \cdot G_m \cdot Z, \quad (17)$$

Развесовка автомобиля по осям в процентах
(средние значения)

Тип транспортного средства	Загрузка	
	снаряжённый автомо- биль	полностью гружёный автомобиль
Легковой автомобиль, передний привод	61/39	49/51
Легковой автомобиль, классическая компонов- ка	53/47	43/57
Легковой автомобиль, двигатель сзади	40/60	41/59
Грузовые автомобили, бортовые и самосвалы	48/52	28/72
Седельные тягачи	52/48	28/72
Прицепы	53/47	50/50
Автобусы	36/67	37/63

$$Rz_3 = G_3 + \chi_{\Pi} \cdot G_{\Pi} \cdot Z, \quad (18)$$

$$Rz_4 = G_4 - \chi_{\Pi} \cdot G_{\Pi} \cdot Z, \quad (19)$$

где G_1, G_2, G_3, G_4, H - вес автопоезда, приходящийся на соответствующий мост.

Для автопоезда в составе тягача и полуприцепа, рис. 3 б), нормальные реакции дороги имеют вид:

$$Rz_1 = G_T(1 - \psi_T + \chi_T \cdot Z) + G_{\Pi}(\psi_c + \chi_c \cdot Z) \frac{\psi_{\Pi} + \chi_{\Pi} \cdot Z}{\gamma + \chi_c \cdot Z}, \quad (20)$$

$$Rz_2 = G_T(\psi_T - \chi_T \cdot Z) + G_{\Pi}(1 - \psi_c - \chi_c \cdot Z) \frac{\psi_{\Pi} + \chi_{\Pi} \cdot Z}{\gamma + \chi_c \cdot Z}, \quad (21)$$

$$Rz_3 = G_{\Pi} \left(\frac{\gamma - \psi_{\Pi} + (\chi_c - \chi_T)Z}{\gamma + \chi_c \cdot Z} \right), \quad (22)$$

где $\psi_T = a/L_T$; $\chi_T = h_{гТ}/L_T$; $\psi_{\Pi} = c/L_T$; $\chi_T = h_{гП}/L_T$; $\psi_c = d/L_T$; $\chi_c = h_c/L_T$; $\gamma = L_{\Pi}/L_T$.

При известных данных о развесовке тягача по осям G_1 и G_2 в уравнениях (20) и (21) можно сделать замену:

$$G_1 = G_T \cdot \psi_T, \quad (23)$$

$$G_2 = G_T(1 - \psi_T). \quad (24)$$

Если в технической характеристике транспортного средства нет информации о высоте центра масс, то можно воспользоваться рекомендациями, приведенными в таб. 6.

Таблица 6

Выбор высоты центра масс транспортного средства

Тип транспортного средства	Высота центра масс	
	в снаряжённом состоянии	в гружённом состоянии
Легковой, автобус	$(0,39 \pm 0,02)H^*$	$(1,03 \pm 0,02)h_g^{c**}$
Грузовой общего назначения, самосвал	$(0,40 \pm 0,03)H$	$(1,23 \pm 0,13)h_g^c$
Прицеп	$(0,40 \pm 0,03)H$	$(1,50 \pm 0,10)h_g^c$
Полуприцеп	$(0,62 \pm 0,02)H^{***}$	$(0,96 \pm 0,03)h_g^c$
Тягач	$(0,32 \pm 0,07)H^{****}$	

* H - габаритная высота автомобиля без груза

** h_g^c - высота центра тяжести в снаряжённом состоянии

*** Габаритная высота без тента или другой надстройки

**** Большие значения для автомобилей с двигателем, расположенным под кабиной

Тормозные силы и моменты

Идеальные тормозные силы в контакте колёс моста с дорогой рассчитываются по формуле:

$$F\tau_i^I = Rz_i \cdot Z. \quad (25)$$

Реальные тормозные силы равны

$$F\tau_i = Rz_i \cdot k_{\phi i}, \quad (26)$$

где $k_{\phi i}$ - коэффициент реализуемого сцепления колёсами с дорожной поверхно-

стью.

Максимальные тормозные силы колёс мостов, ограничиваемые сцеплением колёс с дорогой:

$$F\varphi_i = Rz_i \cdot \varphi, \quad (27)$$

где φ - коэффициент сцепления колеса с дорогой.

Для современных дорожных покрытий и шин коэффициент сцепления φ_{\max} можно принимать равным 0,9...1,2 для легковых автомобилей и автобусов и 0,8...1,0 для грузовых автомобилей.

Тормозные моменты на колёсах i -го моста определяются как

$$M\tau_i^{\text{н}} = F\tau_i^{\text{н}} \cdot r_{\text{д}i}, \quad (28)$$

где $r_{\text{д}i}$, м - динамический радиус колеса i -го моста.

Удельные идеальные тормозные силы в контакте колеса переднего и заднего мостов с дорогой равны

$$D\tau_1^{\text{н}} = z(1 - \psi + \chi \cdot Z); \quad D\tau_2^{\text{н}} = z(\psi - \chi \cdot Z) \quad (29)$$

Рассчитанные значения нормальных реакций Rz_i , идеальных тормозных сил $F\tau_i^{\text{н}}$ и тормозных моментов $M\tau_i^{\text{н}}$, а также удельных тормозных сил $D\tau_i^{\text{н}}$ заносятся в таблицу (образец - таб. 7).

При расчёте и построении графиков диапазон изменения относительного замедления автомобиля Z берётся в интервале от 0 до 1,0, а коэффициента сцепления колёс с дорогой φ от 0,1 до 1,0.

Значения максимальных тормозных сил, ограничиваемые сцеплением колёс с дорогой $F\varphi_i$ заносятся в таблицу, пример которой представлен в таб. 8 (для исходных данных по таб. 7). В связи с тем, что закон изменения $F\varphi_i$ в зависимости от Z линейный, достаточно определить $F\varphi_i$ при $Z=0$ и $Z=1,0$.

Все расчёты выполняются для двух весовых состояний транспортного средства - снаряжённого и гружёного.

В тормозных системах автомобилей распределение реальных тормозных сил по мостам всегда линейно - $\beta_{\tau} = F\tau_2 / F\tau_1 = \text{const}$. Используя понятие показателя соотношения тормозных сил Φ , можно записать:

$$\Phi = \frac{F\tau_2}{F\tau_{\Sigma}} \quad \text{или} \quad \frac{F\tau_1}{F\tau_{\Sigma}} = 1 - \Phi. \quad (30)$$

Таблица 7

Сводная таблица показателей тормозной динамики автомобиля при идеальном распределении тормозных сил

z	Rz ₁ , Н	Rz ₂ , Н	Fτ ₁ ^н , Н	Fτ ₂ ^н , Н	Mτ ₁ ^н , Нм	Mτ ₂ ^н , Нм	Dτ ₁ ^н	Dτ ₂ ^н
0								
0,1								
0,2								
0,3								
0,4								
0,5								
0,6								
0,7								
0,8								
0,9								
1,0								

Таблица 8

Максимальные тормозные силы

Состояние автомобиля	Fφ _i , Н	φ				
		Z	0,1	0,2	...	1,0
Снаряжённый	Fφ ₁	0,0				
		1,0				
	Fφ ₂	0,0				
		1,0				
Гружённый	Fφ ₁	0,0				
		1,0				
	Fφ ₂	0,0				
		1,0				

Реальные тормозные силы, реализуемые мостами автомобиля при заданной величине распределения тормозных сил с учётом того, что $F\tau_2 = G \cdot Z$, равны:

$$F\tau_1 = (1 - \Phi)G \cdot Z; F\tau_2 = \Phi \cdot G \cdot Z. \quad (31)$$

Удельные тормозные силы при линейном распределении равны:

$$D\tau_1 = (1 - \Phi)Z; D\tau_2 = \Phi \cdot Z. \quad (32)$$

Удельная тормозная сила колёс заднего моста связана с удельной тормозной силой колёс переднего моста следующей зависимостью:

$$D\tau_2 = D\tau_1 \frac{\Phi}{1-\Phi} . \quad (33)$$

Коэффициент реализуемого сцепления колёсами переднего и заднего мостов равны:

$$k_{\varphi 1} = \frac{(1-\Phi)Z}{1-\psi+\chi \cdot Z} ; k_{\varphi 2} = \frac{\Phi \cdot Z}{\psi-\chi \cdot Z} . \quad (34)$$

При идеальном распределении тормозных сил по мостам автомобиля, т.е. когда $k_{\varphi 1}=k_{\varphi 2}$, удельная тормозная сила задних колёс равна

$$\Phi^И = \psi - \chi \cdot Z . \quad (35)$$

На рис. 4 в качестве примера приведены графики зависимости идеальных $F\tau_i^И$, установленных (реальных) $F\tau_i$ и максимальных $F\varphi_i$ тормозных сил в зависимости от относительного замедления Z автомобиля для одного из весовых состояний. Принято $\Phi=0,4$.

Сравнивая характер изменения реальных тормозных сил $F\tau_i$ (тонкие линии) с идеальными $F\tau_i^И$ (сплошные линии) видно, что от 0 до значения $Z \approx 0,575$ передний мост "переторможен", а задний - "недоторможен". В критической точке $Z_{кр} \approx 0,575$ идеальные тормозные силы равны установленным и одновременно обоими мостами реализуется коэффициент сцепления колёс с дорогой $\varphi \approx 0,575$. При большей величине относительного замедления передний мост "недоторможен", в то время как задний - "переторможен", т.е. автомобиль будет неустойчив.

Замедление, при котором наступает на дороге, характеризуемой определённой величиной коэффициента сцепления φ , блокирование колёс одного из мостов автомобиля, определяется сравнением максимальных тормозных сил $F\varphi_i$ с реальными тормозными силами $F\tau_i$. Так, например, при $\varphi = 0,8$ первыми будут блокироваться колёса заднего моста, обеспечивая при этом замедление $Z \approx 0,75$ (точка А, полученная пересечением линий $F\varphi_2$ при $\varphi = 0,8$ с линией $F\tau_2$). Колёса переднего моста при этих же условиях не блокируются и обеспечивают замедление $Z \approx 0,9$ (точка В).

На влажной дороге, имеющей $\varphi = 0,4$, первыми блокируются колёса переднего моста (точка С). Таким образом, автомобиль с $\Phi = 0,4$ будет неустойчив на дороге с сухим покрытием и устойчив на влажной дороге.

Диаграмма распределения удельных идеальных тормозных сил приведена на рис. 5. На этой диаграмме нанесены также прямые линии удельных макси-

мальных тормозных сил (прямые постоянного коэффициента сцепления колёс мостов с дорогой).

Значения удельной максимальной тормозной силы колёс переднего и заднего мостов определяются по выражениям

$$D\tau_{\varphi 1}^{\text{и}} = \frac{F\varphi_1^{\text{и}}}{G} = \left(\frac{1-\psi}{\chi} + D\tau_{\varphi 2}^{\text{и}} \right) \frac{\varphi \cdot \chi}{1 - \varphi \cdot \chi}, \quad (36)$$

$$D\tau_{\varphi 2}^{\text{и}} = \frac{F\varphi_2^{\text{и}}}{G} = \left(\frac{\psi}{\chi} - D\tau_{\varphi 1}^{\text{и}} \right) \frac{\varphi \cdot \chi}{1 + \varphi \cdot \chi}. \quad (37)$$

Так как характер изменения $D\tau_{\varphi 1}^{\text{и}}$ от $D\tau_{\varphi 2}^{\text{и}}$ и коэффициента сцепления φ имеет вид прямых линий, то достаточно определить $D\tau_{\varphi 1}^{\text{и}}$ при крайних значениях $D\tau_{\varphi 2}^{\text{и}}$, равных 0 и 0,5. Значения коэффициента сцепления φ следует принимать в пределах от 0,1 до 1,2. Результаты расчётов $D\tau_{\varphi 1}^{\text{и}}$ заносятся в таб. 9. Аналогично рассчитываются значения $D\tau_{\varphi 2}^{\text{и}}$, но при фиксированных значениях $D\tau_{\varphi 1}^{\text{и}}$, равных 0 и 1,2.

Парабола идеального распределения тормозных сил (кривая 1, рис. 5) строится по данным, приведенным в таб. 7, однако её можно построить и по точкам пересечения прямых линий, соответствующих удельным максимальным тормозным силам переднего и заднего мостов при равных коэффициентах сцепления φ и относительного замедления Z . На диаграмме нанесена также прямая 2 установленного распределения тормозных сил (в данном случае для $\Phi = 0,4$).

Таблица 9

Удельные идеальные тормозные силы

$D\tau_{\varphi}^{\text{и}}$	φ	0,1	0,2	0,3	...	1,2
$D\tau_{\varphi 1}^{\text{и}}$	0					
	0,5					
$D\tau_{\varphi 2}^{\text{и}}$	0					
	1,0					

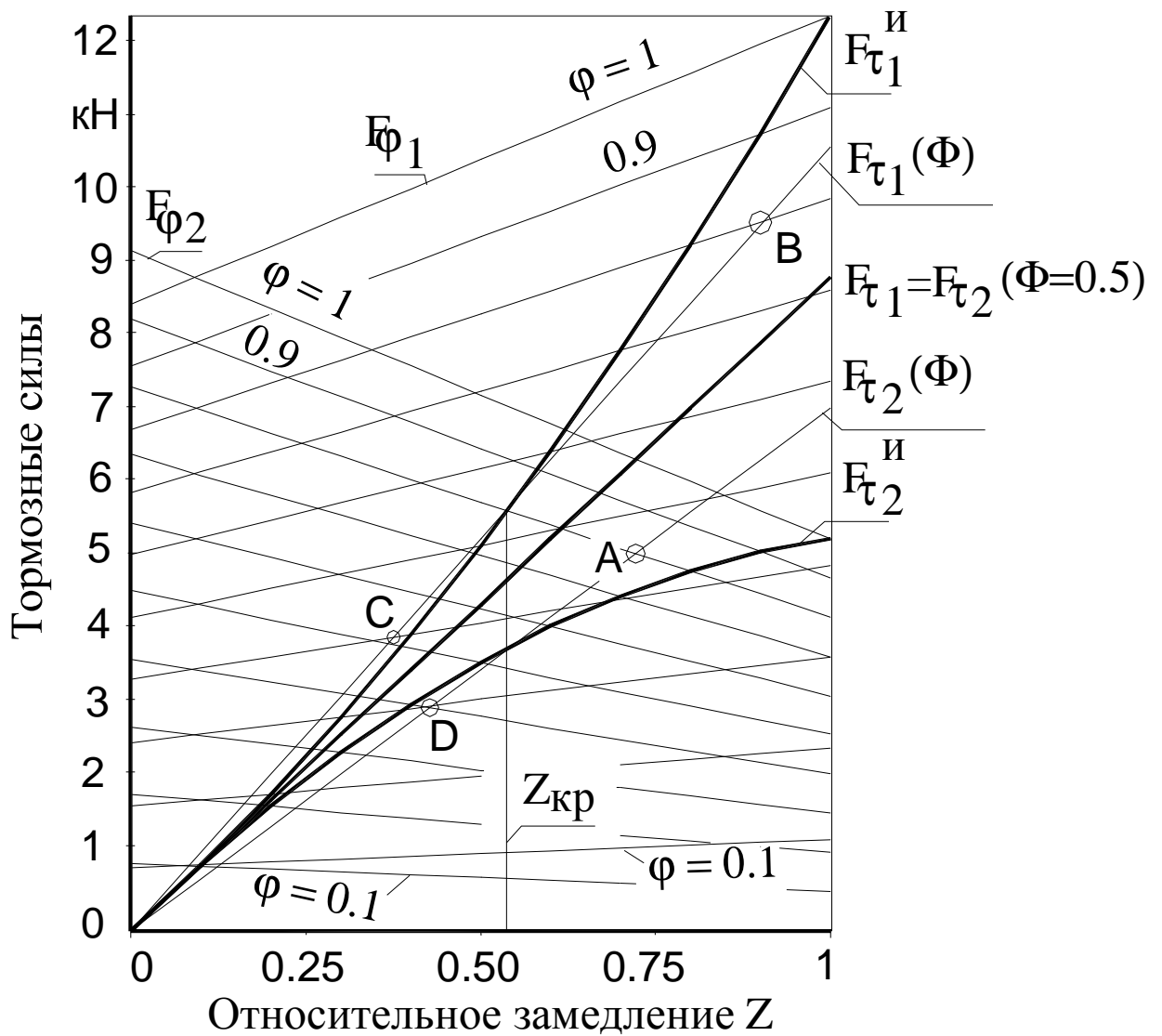


Рис. 4. Зависимость идеальных $Ft^И$, реальных Ft и максимальных F_j тормозных сил от относительного замедления Z

Масса автомобиля 1820 кг; $y = 0,52$; $c = 0,22$.

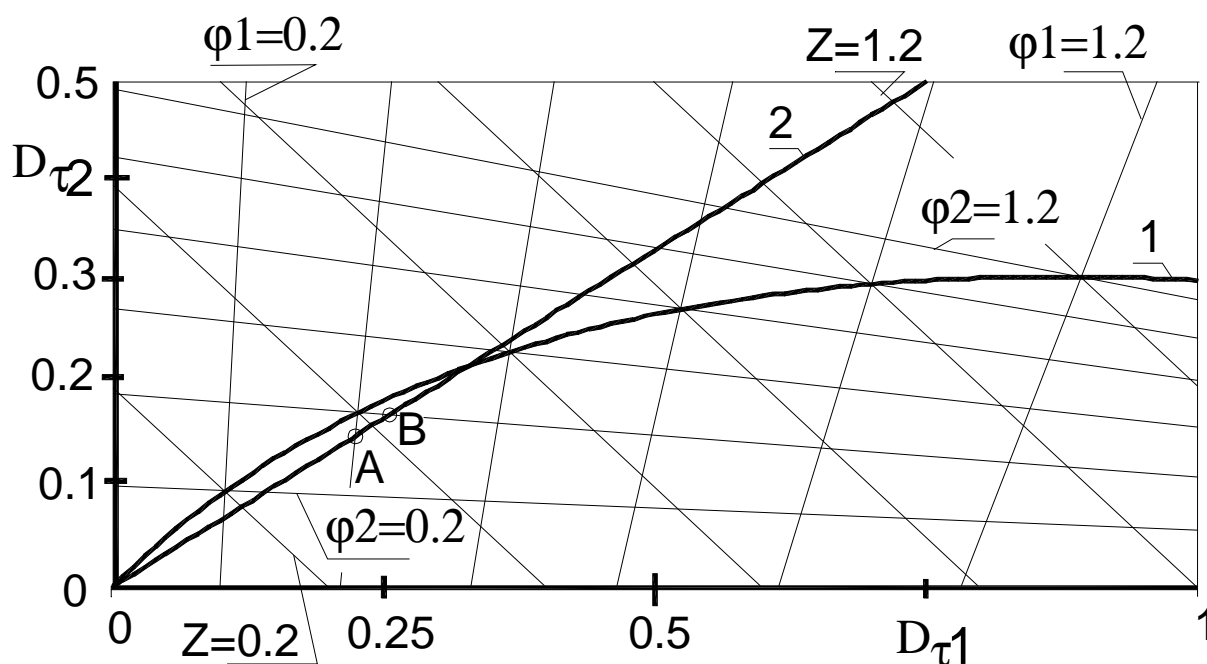


Рис. 5. Диаграмма распределения удельных тормозных сил
1 - при идеальном показателе соотношения тормозных сил F'' ;
2 - при установленном показателе соотношения тормозных сил F

Диаграмма даёт наглядное представление о тормозных свойствах реального автомобиля. Точка пересечения параболы 1 с прямой 2 является критической точкой, в которой установленное распределение соответствует идеальному, т.е. фактический коэффициент сцепления колёс с дорогой соответствует оптимальному и при этом обеспечивается относительное замедление $Z_{кр} = 0,575$. Критическая точка разделяет диаграмму на область устойчивого и неустойчивого движения. При $Z < Z_{кр}$ происходит опережающая блокировка колёс переднего моста, что приводит к устойчивому движению автомобиля при торможении. При $Z > Z_{кр}$ происходит опережающее блокирование колёс заднего моста, так как удельная тормозная сила, создаваемая тормозными механизмами задних колёс $D\tau_2$, больше удельной идеальной тормозной силы $D\tau_2''$ по условию сцепления задних колёс с дорогой.

Относительное замедление в критической точке равно

$$Z_{кр} = \frac{\psi - \Phi}{\chi}. \quad (38)$$

Для анализа характера поведения автомобиля на дороге с определённым коэффициентом сцепления ϕ необходимо сравнить удельные идеальные тор-

мозные силы $D\tau_{\phi_i}^H$ с реальными удельными тормозными силами $D\tau_i$, реализуемыми тормозной системой автомобиля.

Например, при торможении на дороге с коэффициентом сцепления $\phi = 0,4$ первыми блокируются колёса переднего моста, обеспечивая при этом относительное замедление $Z = 0,37$ (точка А, полученная в результате пересечения линии $D\tau_{\phi_1}$ при $\phi = 0,4$ с линией 2 установленного распределения тормозных сил). Задний мост при этих условиях не блокируется и обеспечивает замедление $Z=0,43$ (точка В).

3.1.3. Проверка тормозных качеств автомобиля на соответствие международным нормативным документам

Двухосные транспортные средства

В целях проверки транспортного средства на соответствие требованиям Правил ЕЭК ООН №13 и связанных с ним национальных регламентирующих документов для обоих мостов строятся кривые реализуемого сцепления k_{ϕ_i} как функция относительного замедления Z . Для их построения необходимо воспользоваться следующими формулами:

$$k_{\phi 1} = \frac{F\tau_1}{G_1^{ст} + \frac{Z \cdot h_g \cdot G}{L}}, \quad (39)$$

$$k_{\phi 2} = \frac{F\tau_2}{G_2^{ст} + \frac{Z \cdot h_g \cdot G}{L}}, \quad (40)$$

где $G_1^{ст}$, $G_2^{ст}$, Н - нормальные реакции дороги на соответствующий мост при статических условиях;

$F\tau_1$, $F\tau_2$, Н - реальные тормозные силы, реализуемые колёсами соответственно переднего и заднего мостов;

G , Н - вес автомобиля.

Кривые строятся для снаряжённого и полностью гружёного транспортного средства, как правило, на интервале $Z=0,1 \dots 0,8$.

Независимо от категории, транспортное средство должно удовлетворять соотношению:

$$Z \geq 0,1 + 0,85(\phi - 0,2), \quad (41)$$

где j изменяется в пределах от 0,2 до 0,8.

В большинстве случаев при расчёте тормозной динамики автомобиля значения реальных тормозных сил, реализуемых колёсами автомобиля, обычно не известно. Поэтому расчёт коэффициентов реализуемого сцепления $k_{\phi i}$ при различных значениях относительного замедления Z производится по выражениям (34). Удельная доля тормозной силы задних колёс Φ определяется по методике, приведенной ниже.

Из таб. 7 выбирается значение идеального тормозного момента $M\tau_1^И$, соответствующее относительному замедлению $Z = 0,7$. Давление рабочего тела p в контуре привода тормозов, обеспечивающее данный тормозной момент, определяется по выражению, зависящему от типа привода:

- для тормозной системы с гидроприводом

$$p = \frac{4 \cdot M\tau_1^И}{\pi \cdot k_{T1} \cdot \eta_{КЦ} \cdot d_{КЦ}^2 \cdot n}, \quad (42)$$

где k_{Ti} , м - коэффициент пропорциональности, устанавливающий зависимость между тормозным моментом $M\tau_i$ и приводной силой Fs_i , $M\tau_i = k_{Ti} \cdot Fs_i$, он определяется при расчёте тормозных механизмов автомобиля;

$\eta_{КЦ}$ - КПД гидроцилиндра; n - число колёс моста;

$d_{КЦ}$, м - диаметр колёсного тормозного цилиндра, выбираемый по прототипу;

- для тормозной системы с пневмоприводом

$$p = \frac{M\tau_1^И}{n \cdot k_{T1} \cdot \eta_K \cdot U_{К1} \cdot A_{ЭК1}}, \quad (43)$$

где η_K - КПД тормозного механизма и привода разжимного устройства;

$A_{ЭК1}$, м² - эффективная площадь тормозной камеры;

$U_{К1}$ - передаточное число привода разжимного устройства.

Далее определяется величина тормозного момента $M\tau_2$, создаваемого тормозными механизмами колёс, для второго контура тормозной системы. Давление рабочего тела в обоих контурах принимается одинаковым. Расчёт $M\tau_2$ производится по выражениям (42) и (43), преобразовав их соответствующим образом.

Показатель соотношения тормозных сил равен

$$\Phi = \frac{M\tau_2}{M\tau_1 + M\tau_2}. \quad (44)$$

Определить показатель соотношения тормозных сил можно и по приведенным ниже выражениям.

Для тормозной системы с пневмоприводом

$$\Phi = \frac{k_{T2} \cdot U_{K2} \cdot A_{ЭК2}}{k_{T1} \cdot U_{K1} \cdot A_{ЭК1} + k_{T2} \cdot U_{K2} \cdot A_{ЭК1}}. \quad (45)$$

Для тормозной системы с гидроприводом тормозов и разделением контуров по схемам "П", "Х", а также "НН":

$$\Phi = \frac{k_{T2} \cdot d_{ц2}^2}{k_{T1} \cdot d_{ц1}^2 + k_{T2} \cdot d_{ц2}^2}, \quad (46)$$

где $d_{ц1}$ и $d_{ц2}$ - диаметры колёсных цилиндров соответственно переднего и заднего тормозных механизмов.

Для тормозной системы с гидроприводом и разделением контуров "НП" и "ЛЛ":

$$\Phi = \frac{k_{T2} \cdot d_{ц2}^2}{k_{T1} (d_{ц11}^2 + d_{ц12}^2) + k_{T2} \cdot d_{ц2}^2}, \quad (47)$$

где $d_{ц11}$ и $d_{ц12}$ - диаметры колёсных цилиндров переднего тормозного механизма, выполненного по схеме "дублирования".

Для переднего тормозного механизма с одинаковыми по диаметру тормозными цилиндрами $d_{ц1} = d_{ц11} = d_{ц12}$:

$$\Phi = \frac{k_{T2} \cdot d_{ц2}^2}{2 \cdot k_{T1} \cdot d_{ц1}^2 + k_{T2} \cdot d_{ц2}^2}, \quad (48).$$

Рассчитанные по выражениям (34) коэффициенты реализуемого сцепления $k_{\phi i}(Z)$ заносятся в таб. 10.

По полученным данным строят графики изменения коэффициентов реализуемого сцепления $k_{\phi 1}$ и $k_{\phi 2}$ в зависимости от Z для двух весовых состояний

автомобиля. На эти же графики наносят предельные границы изменения k_{ϕ} в соответствии с требованиями Правил №13 ЕЭК ООН.

Таблица 10

Коэффициенты реализуемого сцепления

z		0,1	0,2	...	0,9	1,0
Снаряжённый автомобиль	$k_{\phi 1}$					
	$k_{\phi 2}$					
Гружённый автомобиль	$k_{\phi 1}$					
	$k_{\phi 2}$					

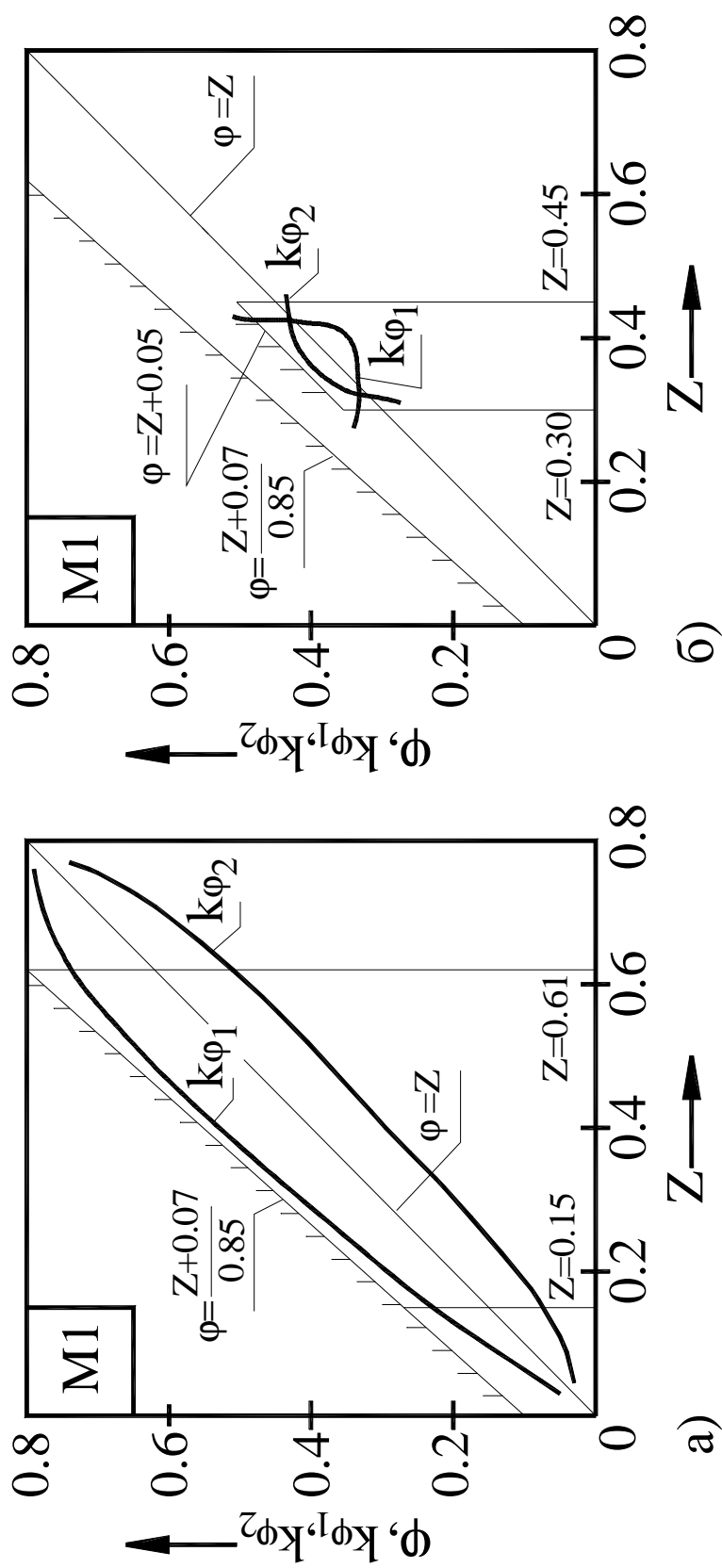
На рис. 6 приведены графики предписаний Правила №13 к характеру изменения величины коэффициентов реализуемого сцепления для различных категорий транспортных средств.

Для всех возможных весовых состояний автомобиля кривая реализуемого сцепления $k_{\phi 1}(Z)$ передними колёсами должна располагаться над кривой $k_{\phi 2}(Z)$ при следующих условиях.

1) Для транспортных средств класса M_1 , а также N_1 , максимальная масса которых менее 2000 кг или коэффициент изменения нагрузки на задний мост в груженом и снаряжённом состоянии не более 1,5, это должно соблюдаться при $0,15 \leq Z \leq 0,8$, рис. 6 а. Если эти требования не могут быть обеспечены, то в диапазоне изменения $0,3 \leq Z \leq 0,45$ допускается превышение кривой $k_{\phi 2}(Z)$ над $k_{\phi 1}(Z)$, но при этом значения $k_{\phi 2}(Z)$ в этом диапазоне не могут превышать величину $\phi = Z + 0,05$, так называемые альтернативные требования, рис. 6 б.

2) Для транспортных средств класса N_1 (за исключением транспортных средств, перечисленных в пункте 1) кривая $k_{\phi 1}(Z)$ должна проходить выше кривой $k_{\phi 2}(Z)$ при $0,15 \leq Z \leq 0,5$, рис. 6 в. В случае не соблюдения этих требования можно воспользоваться альтернативными требованиями, рис. 6 г: в диапазоне $0,15 \leq Z \leq 0,3$ кривые $k_{\phi i}(Z)$ располагаются между двумя прямыми $\phi = Z \pm 0,08$, но при этом допускается, что кривая $k_{\phi 2}(Z)$ может пересекать нижнюю прямую $\phi = Z - 0,08$. В диапазоне $0,3 \leq Z \leq 0,5$ кривые $k_{\phi i}(Z)$ ограничиваются сверху линией $\phi = Z + 0,08$.

3) Для остальных классов транспортных средств кривая $k_{\phi 1}(Z)$ должна быть выше кривой $k_{\phi 2}(Z)$ в диапазоне $0,15 \leq Z \leq 0,3$, рис. 6 д. При несоблюдении этих требований допускается альтернативное прохождение линий $k_{\phi i}(Z)$, рис. 6 е. В диапазоне $0,15 \leq Z \leq 0,3$ кривые $k_{\phi i}(Z)$ должны располагаться между прямыми $\phi = Z \pm 0,08$, а при $Z > 0,3$ кривые $k_{\phi i}(Z)$ не должны пересекать линию $\phi = (Z - 0,02) / 0,74$.

Рис. 6. Предписания Правил № 13 ЕЭК ООН по изменению величины k_j

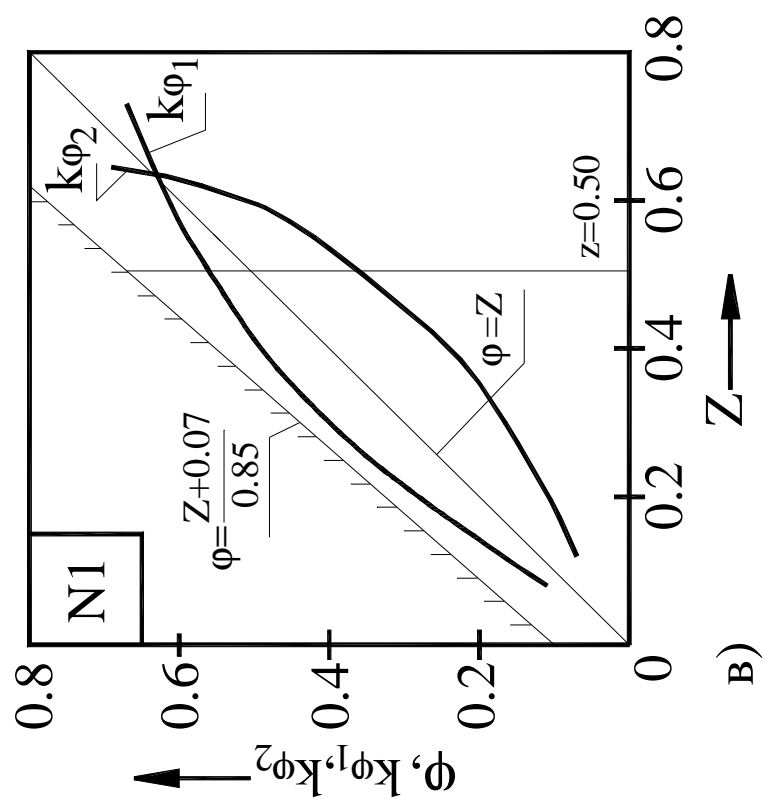
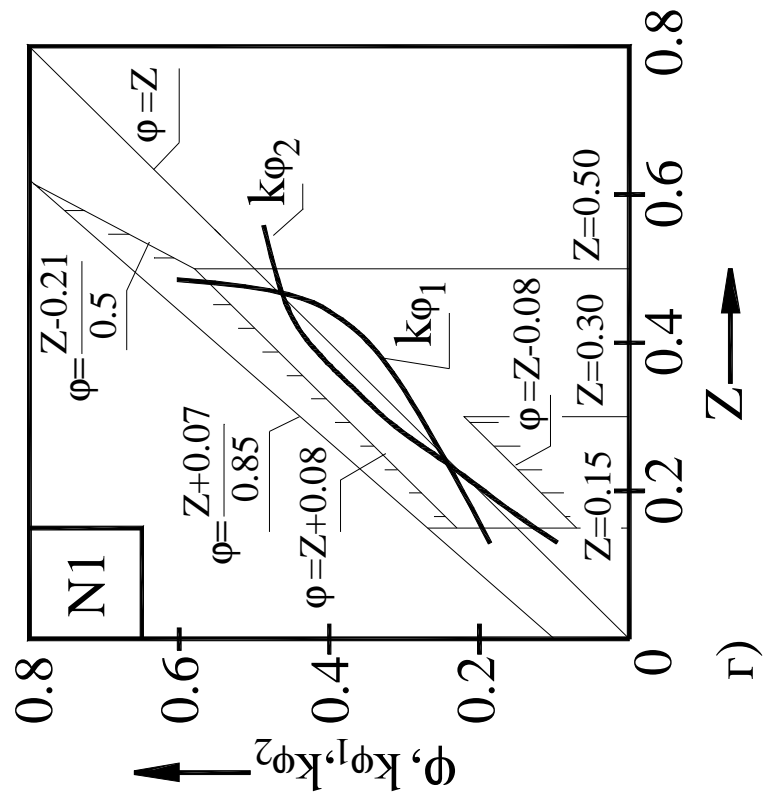


Рис. 6. (продолжение)

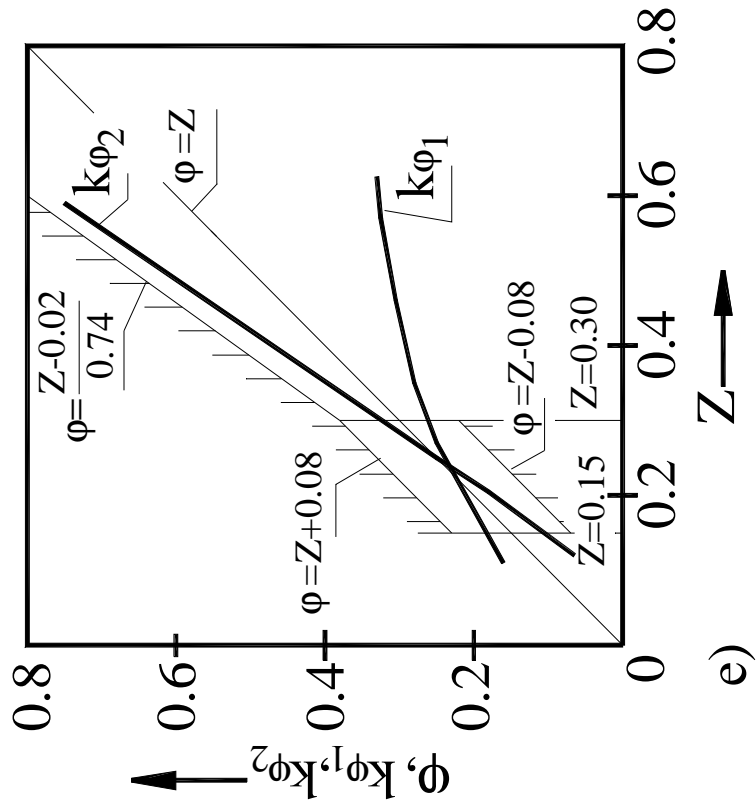
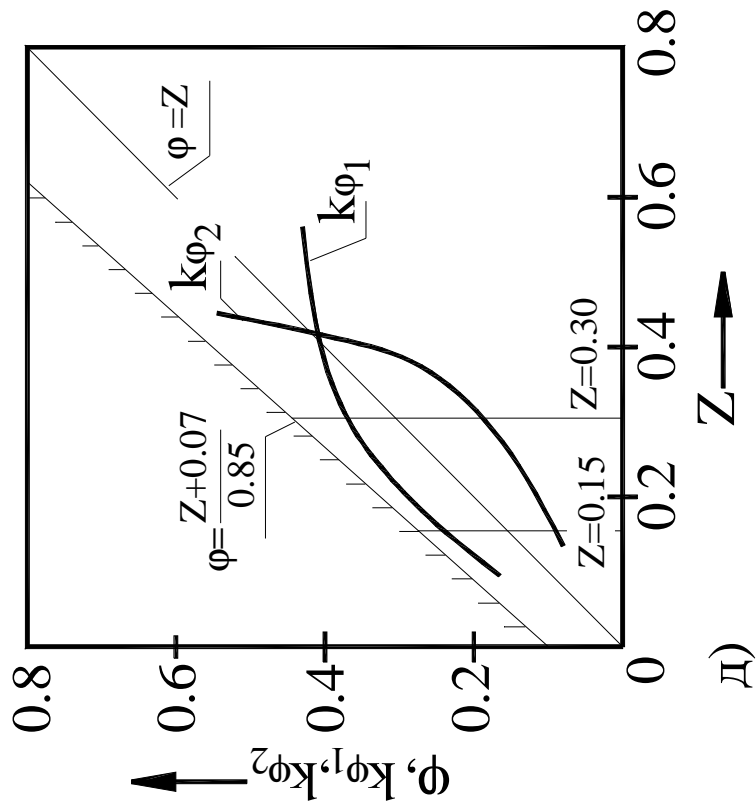


Рис. 6.(продолжение)

Основные и альтернативные требования Правил № 13 ЕЭК ООН сведены в таблицу 11.

Транспортные средства, имеющие более 2-х осей

Для транспортных средств с числом осей более 2-х условие (41) должно выполняться обязательно. Кроме этого для $Z = 0,15 \dots 0,30$ реализуемое сцепление по крайней мере одной из передних осей должно быть выше реализуемого сцепления по крайней мере одной из задних осей.

Таблица 11

Диапазоны коэффициента торможения Z , в которых $k_{\phi 1}(Z)$ должна быть выше $k_{\phi 2}(Z)$, для различных классов транспортных средств

Класс	Основные требования	Альтернативные требования
M_1 N_1 (до 2000 кг)	0,15...0,80	Допускается превышение кривой $k_{\phi 2}(Z)$ для задней оси на участке 0,30...0,45 при условии, что она не выходит более чем на 0,05 за пределы прямой $\phi = Z$.
N_1	0,15...0,50	Условие может считаться выполненным, если: - для Z в диапазоне 0,15...0,30 кривые $k_{\phi i}(Z)$ расположены между прямыми $\phi = Z \pm 0,08$. При этом $k_{\phi 2}(Z)$ может пересекать прямую $\phi = Z - 0,08$; - для Z в диапазоне 0,3...0,5 $Z \geq \phi - 0,08$. - для Z в диапазоне 0,5...0,61 $Z \geq 0,5\phi + 0,21$
Остальные классы	0,15...0,30	Условие может считаться выполненным, если: - для Z в диапазоне 0,15...0,30 кривые $k_{\phi i}(Z)$ расположены между прямыми $\phi = Z \pm 0,08$; - для $Z \geq 0,3$ $z \geq 0,3 + 0,74 (\phi - 0,38)$

Дополнительные требования

Транспортные средства, входящие в состав автопоезда - тягачи, прицепы, полуприцепы - и оснащённые пневматическими тормозными системами, должны соответствовать дополнительным требованиям. В данной части пособия они не рассматриваются, так как для их проверки необходимы данные по конструктивным параметрам пневматического тормозного привода. На стадии предварительного проектирования тормозной системы достаточна проверка вышеприведённых требований.

3.2. Проектный расчёт тормозной системы

На основании расчёта тормозной динамики автомобиля строятся диаграммы распределения удельных тормозных сил для гружёного и снаряжённого состояния. Исходя из заданного замедления автомобиля j определяется относительное замедление $Z = j/g$ автомобиля.

Для достижения оптимальной эффективности торможения следует значения $Z_{кр}$, при которых линия установленного распределения тормозных сил пересекается с параболой идеального распределения, выбирать как можно ближе к заданному значению. Однако для обеспечения устойчивости движения при торможении желательно, чтобы в наиболее часто встречающихся условиях движения задние колёса автомобиля не блокировались первыми. В связи с этим Правило №13 ЕЭК ООН рекомендует выбирать распределение тормозных сил таким образом, чтобы при всех весовых состояниях значения коэффициента реализуемого сцепления передними колёсами $k_{\phi 1}(Z)$ были большими, чем задними колёсами $k_{\phi 2}(Z)$ при следующих условиях:

- для транспортных средств класса M_1 при $0,15 \leq Z \leq 0,8$;
- для класса N_1 при $0,15 \leq Z \leq 0,5$;
- для всех остальных классов при $0,15 \leq Z \leq 0,3$.

При выполнении этой рекомендации у транспортных средств класса M_1 практически в любых дорожных условиях в процессе торможения будут первыми блокироваться колёса переднего моста, что обеспечивает устойчивость их движения при торможении. При линейном соотношении тормозных сил - $\Phi = \text{const}$ - для выполнения рекомендации Правила №13 необходимо, чтобы $Z_{кр} > 0,8$. Для транспортных средств класса N_1 - $Z_{кр} > 0,5$. Для грузовых автомобилей допускается, чтобы колёса заднего моста блокировались первым уже при $Z_{кр} = 0,3$. Поскольку у грузовых автомобилей нагрузка, приходящаяся на задний мост, изменяется в широких пределах, то изменяется и $Z_{кр}$ в зависимости от степени загрузки. В связи с тем, что отклонение от требований Правила №13 чаще всего происходит у автомобиля в снаряжённом состоянии, то выбирать распределение

тормозных сил исходя из выбранного замедления $Z_{кр}$ следует для автомобиля в снаряжённом состоянии.

На диаграмме распределения удельных тормозных сил выбирается $Z_{кр}$ и проводится линия $\Phi = \text{const}$, соединяющая начало координат с точкой пересечения $Z_{кр}$ и кривой удельных идеальных тормозных сил в снаряжённом состоянии, рис. 7. Величина показателя соотношения тормозных сил равна

$$\Phi = \psi - \chi \cdot Z_{кр} \cdot \quad (49)$$

Тормозные моменты, реализуемые колёсами переднего и заднего мостов, равны

$$M\tau_1 = (1 - \Phi)Z_{кр} \cdot G \cdot r_d, \quad (50)$$

$$M\tau_2 = \Phi \cdot Z_{кр} \cdot G \cdot r_d, \quad (51)$$

где G - вес автомобиля.

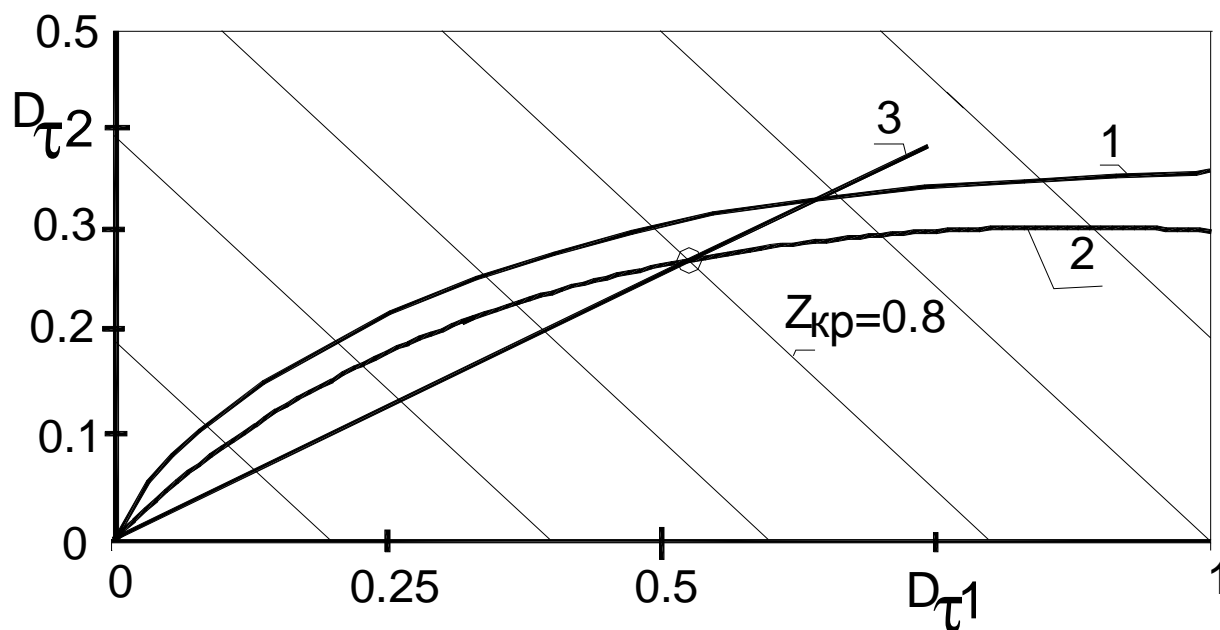


Рис. 7. Диаграмма распределения удельных тормозных сил
1 - гружёное состояние; **2** - снаряжённое состояние; **3** - прямая установлен-
ного распределения для проектного расчёта

Далее проверяется, удовлетворяют ли полученные моменты требованиям для расчётных тормозных моментов по разделу 3.3!

На основании анализа тормозных систем автомобилей в части применимости тормозных механизмов выбираются типы тормозных механизмов для колёс переднего и заднего мостов и принимаются их основные конструктивные параметры. Производится силовой расчёт тормозных механизмов с целью определения коэффициента пропорциональности между приводными силами F_{s_i} и тормозными моментами M_{τ_i} тормозных механизмов:

$$k_{\tau i} = M_{\tau i} / F_{s_i} . \quad (52)$$

В последующем расчёте производится проверка распределения тормозных сил на соответствие требованиям Правил № 13.

Для реализации определённого ранее показателя Φ необходимо выбрать тип тормозного привода и схему разделения тормозных контуров привода (см. раздел 2). Дальнейший расчёт производится в следующей последовательности.

1) Выбирается типоразмер тормозной камеры для заднего тормозного механизма с разжимным кулаком или клином по выражению (43), исходя из рассчитанной величины момента $M_{\tau 2}$ и расчётного давления рабочего тела привода $p = 0,6$ Мпа. Для заднего тормозного механизма с гидроприводом выбирается диаметр колёсного гидроцилиндра $d_{ц2}$.

2) Рассчитывают эффективную площадь передней тормозной камеры или диаметр переднего гидроцилиндра, исходя из известной величины Φ и коэффициента пропорциональности тормозных механизмов $k_{\tau i}$, по выражениям (45) - (48). Например, преобразовав выражение (46), получаем:

$$d_{ц1} = \sqrt{\frac{1 - \Phi}{\Phi} \cdot \frac{k_{\tau 2} \cdot d_{ц2}^2}{k_{\tau 1}}} . \quad (53)$$

В случае невозможности реализации в конструкции переднего тормозного механизма гидроцилиндра данного размера следует применить другой тип тормозного механизма и расчёт повторить сначала.

Далее производится расчёт тормозного привода, его аппаратов, регулирующих и корректирующих устройств.

3.3. Определение расчётных тормозных моментов

Расчётные тормозные моменты для транспортного средства выбираются исходя из требований к обеспечению необходимой тормозной эффективности, а

также с учётом сцепных свойств современных автомобильных шин и дорожных покрытий.

Согласно Правилам № 13, при испытаниях тормозной эффективности транспортных средств регламентируются тормозной путь S и максимальное значение предельного замедления $j_{\text{пред}}$, таб. 12.

Таблица 12

Регламентируемые показатели тормозной эффективности при испытаниях рабочей и запасной тормозной системы (при торможении с отсоединённым двигателем)

Класс	M ₁	M ₂	M ₃	N ₁	N ₂	N ₃
Испытания на горячих тормозах						
Начальная скорость торможения V , км/ч	80	60		80	60	
Тормозной путь S , м, не более	$0.1V + V^2/150$	$0.15 V + V^2/130$				
Замедление $j_{\text{пред}}$, м/с ² , не менее	5,8	5,0				
Испытания на холодных тормозах						
Начальная скорость торможения V , км/ч	80	60		70	50	40
Замедление $j_{\text{пред}}$, м/с ² , не менее (рабочая ТС)	7	6		5,5		
Замедление $j_{\text{пред}}$, м/с ² , не менее (запасная ТС)	2,9	2,5		2,2		

Для транспортных средств категории О, оснащённых рабочей тормозной системой непрерывного или полунепрерывного действия, должно выполняться следующее требование по эффективности:

$$\frac{F\tau_{\Sigma}}{G_{\Pi}^{\text{ст}}} \cdot 100\% \geq x, \quad (54)$$

где $F\tau_{\Sigma}$, Н - суммарная тормозная сила, действующая по окружности колёс всех осей прицепа или полуприцепа;

$G_{\Pi}^{\text{ст}}$, Н - статический вес, приходящийся на колёса прицепа или полуприцепа.

Для прицепов $x=50\%$, для полуприцепов $x=45\%$.

Таким образом, можно вывести первое граничное условие для выбора расчётного тормозного момента. Для двухосного автомобиля из уравнений (6), (7) и (28) получаем:

$$M\tau_1^p \geq \frac{1}{n_1} (G_1 + G \cdot Z_{\text{перед}} \cdot \chi) Z_{\text{перед}} r_d, \quad (55)$$

$$M\tau_2^p \geq \frac{1}{n_2} (G_2 - G \cdot Z_{\text{перед}} \cdot \chi) Z_{\text{перед}} r_d, \quad (56)$$

где n_i - число колёс i -ого моста (тележки), а $Z_{\text{перед}}$ выводится из $j_{\text{перед}}$ (см. таб. 12).

Для прицепов и полуприцепов исходя из формулы (54) будет справедливо следующее выражение:

$$M\tau_{\Sigma} \geq \frac{x}{100} G_{\text{п}}^{\text{ст}} r_d. \quad (57)$$

Как уже отмечалось, тормозные силы и моменты, реализуемые на колёсах транспортного средства, ограничиваются по сцеплению шины с дорогой, поэтому как предельный случай для двухосного автомобиля можно принять

$$M\tau_1^p = \varphi_{\text{max}} r_d \frac{1}{n_1} (G_1 + G \cdot \chi \cdot \varphi_{\text{max}}), \quad (58)$$

$$M\tau_2^p = \varphi_{\text{max}} r_d \frac{1}{n_2} (G_2 - G \cdot \chi \cdot \varphi_{\text{max}}). \quad (59)$$

В уравнениях (58) и (59) нагрузки считаются для гружёного состояния автомобиля.

Если предполагается, что на всех осях автомобиля будут установлены одинаковые тормозные механизмы, то для расчётов выбирается наибольший из расчётных моментов $M\tau_1$ и $M\tau_2$. Как правило, это момент $M\tau_1$.

4. Расчёт тормозных механизмов

Выбор тормозных механизмов

На современных автомобилях распространены два вида тормозных механизмов - барабанные и дисковые.

Существует большое число конструкций барабанных тормозных механизмов, однако их все можно свести к следующим типам:

- с одной самоприжимной колодкой и малым самоусилением, тип "Simplex", рис. 8;

- с двумя самоприжимными колодками и большим самоусилением, типы "Duplex", рис. 9, и "Duo-Duplex", рис. 10.

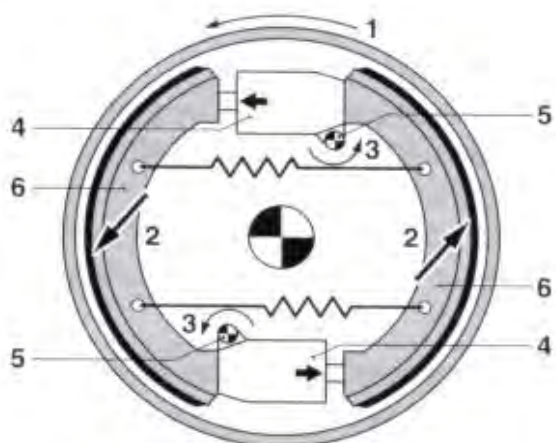
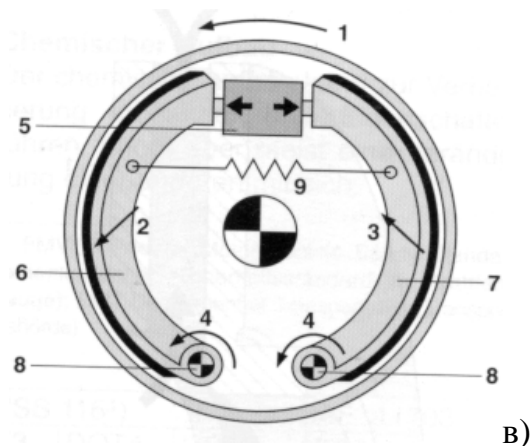
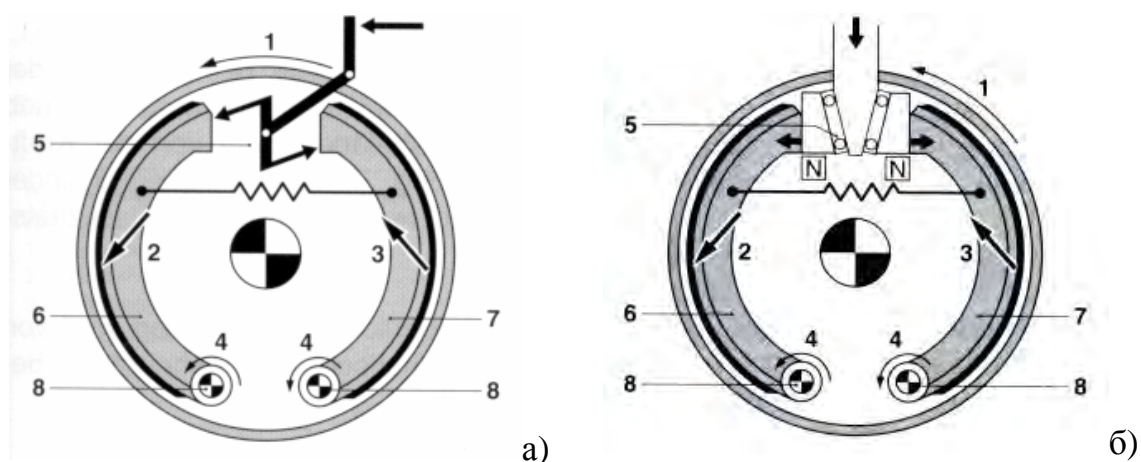


Рис. 8. Барабанный тормозной механизм типа "Simplex"

Разжимающее устройство: а) кулак; б) клин; в) гидроцилиндр.

1 - тормозной момент; 2 - самоусиление; 3 - самоослабление; 4 - поворот колодки; 5 - разжимное устройство; 6 - самоприжимная (активная) колодка; 7 - самоотжимная (пассивная) колодка; 8 - опора колодки.

Рис. 9. Барабанный тормозной механизм типа "Duplex"

1 - тормозной момент; 2 - самоусиление; 3 - поворот колодки; 4 - колёсный цилиндр; 5 - опора колодки; 6 - самоприжимная колодка.

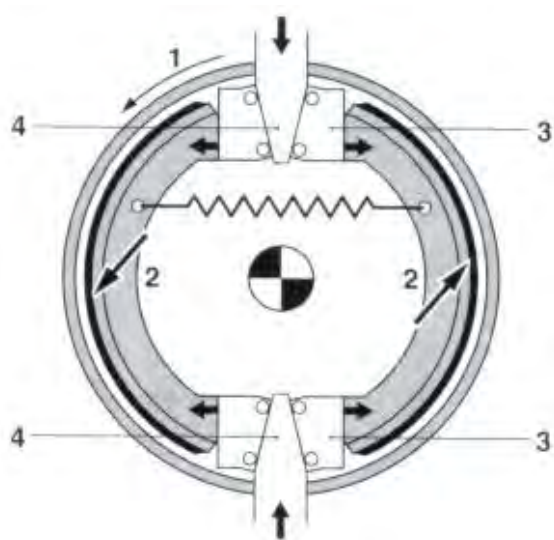


Рис. 10. Барабанный тормозной механизм типа "Duo-Duplex"

1 - тормозной момент; 2 - самоусиление; 3 - разжимные колодки; 4 - разжимной клин.

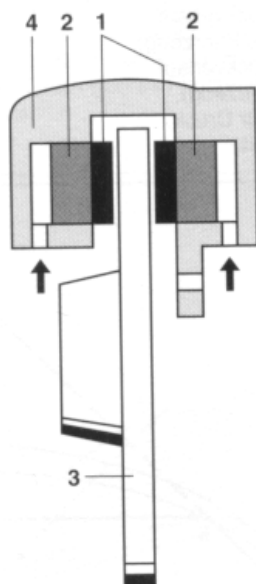


Рис. 11. Дисковый тормозной механизм с фиксированной скобой

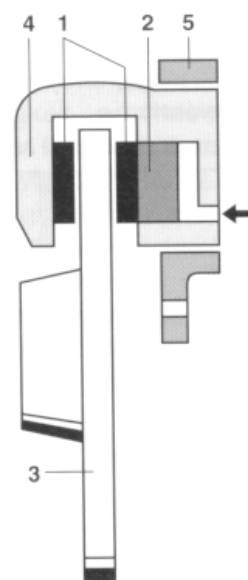


Рис. 12. Дисковый тормозной механизм с плавающей скобой

1 - тормозные накладки; 2 - поршни; 3 - тормозной диск; 4 - скоба; 5 - опора (суппорт)

Дисковые тормозные механизмы подразделяются на механизмы с фиксированной скобой, рис. 11, и плавающей скобой, рис. 12.

На легковых автомобилях барабанные тормозные механизмы находят ограниченное применение, в основном тип "Simplex" на колёсах задней оси.

Дисковые механизмы с фиксированной скобой распространены на легковых автомобилях большой массы, а также на спортивных автомобилях, так как

они обладают высокой механической прочностью. Их недостатком является повышенная термочувствительность при длительных нагрузках (например, при торможении на спуске или подъёме).

Дисковые тормозные механизмы с плавающей скобой благодаря своей компактности применяются на легковых автомобилях с ограниченным пространством в ступице колеса, а также имеющих отрицательное плечо обкатки.

На грузовых автомобилях в настоящее время наблюдается тенденция к постепенному переходу на дисковые тормозные механизмы, однако, на многих автомобилях, в особенности имеющих большую грузоподъёмность или работающих в тяжелых эксплуатационных условиях, барабанные тормозные механизмы ещё находят широкое применение.

Расчёт барабанных тормозных механизмов

При расчётах барабанных тормозных механизмов на первом этапе требуется определение зависимости тормозного момента M_{τ} от приводных сил F_{s_i} на колодках тормозного механизма. После того, как определены приводные силы на колодках и окончательно уточнены геометрические параметры тормозного механизма, необходимо провести прочностные расчёты элементов тормозного механизма.

Существуют различные методики для аналитического расчёта барабанных тормозных механизмов и прочностных расчётов его элементов, которые достаточно подробно изложены в учебной и специальной литературе.

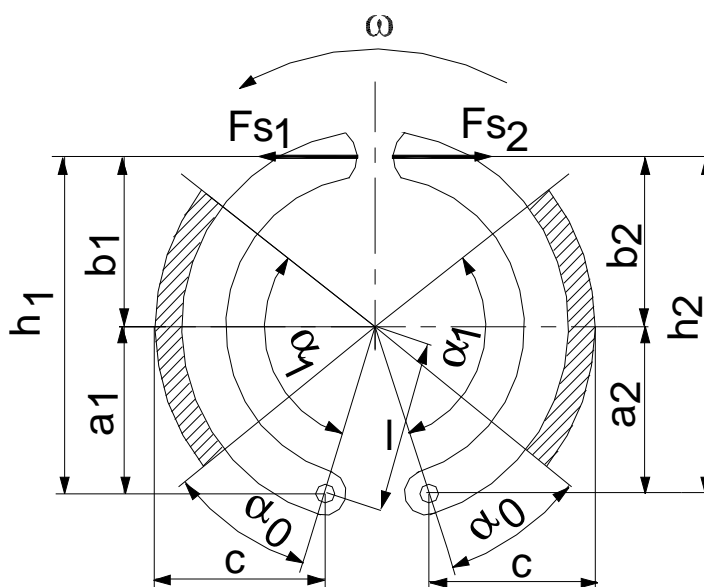


Рис. 13. Расчётная схема барабанного тормозного механизма

В настоящее время отсутствует единый подход к определению зависимости $M_{\tau}(F_s)$, поэтому приведём окончательные расчётные формулы для различных

методик. Для расчётной схемы тормозного механизма, рис. 13, будем считать, что распределение удельных давлений по длине тормозной накладкой подчиняется равномерному закону:

$$p(\alpha) = p_{\max} \cdot f(\alpha) . \quad (60)$$

Методика 1

Для тормозного механизма типа "Simplex" с гидроцилиндром считаем, что $F_{s1}=F_{s2}=F_s$, $h_1=h_2=h$. Тогда имеем:

$$M\tau = F_s \cdot r_b \cdot \mu \cdot h \left(\frac{1}{k \cdot a - \mu \cdot r_b} + \frac{1}{k \cdot a + \mu \cdot r_b} \right), \quad (61)$$

где μ - коэффициент трения между накладкой и барабаном (см. таб. 13);

r_b , м - радиус тормозного барабана;

k - поправочный коэффициент, равный 0,8...0,95.

Для механизма "Simplex" с разжимным кулаком

$$M\tau = r_b \cdot \mu \cdot h \left(\frac{F_{s1}}{k \cdot a - \mu \cdot r_b} + \frac{F_{s2}}{k \cdot a + \mu \cdot r_b} \right), \quad (62)$$

$$F_{s2} = \frac{1 + \mu}{1 - \mu} \cdot F_{s1} . \quad (63)$$

Для механизма "Duplex" ($F_{s1}=F_{s2}=F_s$, $h_1=h_2=h$):

$$M\tau = 2F_s \cdot r_b \frac{\mu \cdot h}{k \cdot a - \mu \cdot r_b} . \quad (64)$$

Методика 2

Для механизма "Simplex" с гидроцилиндром или с плавающим клином:

$$M\tau = \frac{2F_s \cdot \mu \cdot h \cdot A}{A^2 - \mu^2 B^2} , \quad (65)$$

где A и B - коэффициенты, зависящие от закона распределений удельных давлений по длине накладкой и конструктивных параметров тормозного механизма.

Для равномерного закона распределения (углы - в радианах)

$$A = \frac{l}{r_b} \cdot \frac{\cos \alpha_0 - \cos \alpha_1}{\alpha_1 - \alpha_0}, \quad (66)$$

$$B = 1 - \frac{l}{r_b} \cdot \frac{\sin \alpha_1 - \sin \alpha_0}{\alpha_1 - \alpha_0}. \quad (67)$$

Для синусоидального закона распределения

$$A = \frac{l}{r_b} \cdot \frac{\sin 2\alpha_0 - \sin 2\alpha_1 + 2(\alpha_1 - \alpha_0)}{4(\cos \alpha_0 - \cos \alpha_1)}, \quad (68)$$

$$B = 1 - \frac{l}{2r_b} (\cos \alpha_0 + \cos \alpha_1). \quad (69)$$

Для тормозных механизмов, имеющих самоустанавливающиеся колодки, формулы (68) и (69) принимают вид:

$$A = \frac{l}{2r_b} \cdot \frac{\cos \vartheta_{1,2} (\alpha_1 - \alpha_0 + 0,5(\sin 2\alpha_0 - \sin 2\alpha_1)) \pm \sin \vartheta_{1,2} (\sin^2 \alpha_1 - \sin^2 \alpha_0)}{\cos \vartheta_{1,2} (\cos \alpha_0 - \cos \alpha_1) \pm \sin \vartheta_{1,2} (\sin \alpha_1 - \sin \alpha_0)}, \quad (70)$$

$$B = 1 - \frac{l}{2r_b} \cdot \frac{\cos \vartheta_{1,2} (\sin^2 \alpha_1 - \sin^2 \alpha_0) \pm \sin \vartheta_{1,2} (\alpha_1 - \alpha_0 - 0,5(\sin 2\alpha_0 + \sin 2\alpha_1))}{\cos \vartheta_{1,2} (\cos \alpha_0 - \cos \alpha_1) \pm \sin \vartheta_{1,2} (\sin \alpha_1 - \sin \alpha_0)} \quad (71)$$

где знак "-" берётся для механизма с активными колодками, "+" - с пассивными колодками. В формуле (68) ϑ - угол смещения точки максимального давления на колодку, обычно $\vartheta_1 = 40 \dots 50^\circ$, $\vartheta_2 = 20 \dots 30^\circ$.

В соответствии с расчётной схемой расстояние l можно вычислить по формуле

$$l_{1,2} = \sqrt{(r_b - c)^2 + a_{1,2}^2}. \quad (72)$$

Для механизма "Simplex" с разжимным кулаком или фиксированным разжимным клином:

$$M\tau = (F_{s1} + F_{s2})\mu \frac{h_1 + h_2}{2A}. \quad (73)$$

Сумму сил F_{s1} и F_{s2} можно определить по следующим формулам.
Для клина:

$$F_{s1} + F_{s2} = F_{s_{\text{кл}}} \frac{\eta}{\sin \gamma}, \quad (74)$$

где $F_{s_{\text{кл}}}$, Н - усилие приложенное к клину со стороны тормозного цилиндра или тормозной камеры;

η - коэффициент полезного действия клина, $\eta \approx 0,8 \dots 0,95$;

γ , град - угол клина.

Для разжимного кулака:

$$F_{s1} = F_{s2} \frac{A - \mu B}{A + \mu B}, \quad (75)$$

либо

$$F_{s1} + F_{s2} = \frac{2l_k F_{\text{тк}}}{d_k} \eta, \quad (76)$$

где l_k , м - длина рычага разжимного кулака;

d_k , м - плечо приложения разжимающих усилий;

$F_{\text{тк}}$, Н - сила, действующая на рычаг со стороны исполнительной части тормозного привода.

КПД кулака η обычно принимается равным $0,6 \dots 0,7$.

Тормозной момент для механизмов "Duplex" и "Duo-Duplex" может быть подсчитан по формуле:

$$M_{\tau} = \frac{2F_s \cdot h \cdot \mu}{A - \mu B}, \quad (77)$$

Коэффициенты трения между накладкой и барабаном (диском)

Значения коэффициентов трения между тормозной накладкой и тормозным барабаном (диском) сведены в таб. 13.

Таблица 13

Коэффициенты трения для тормозных накладок

Тип материала	Коэффициент трения μ
Каучуковая основа	0,44...0,56
Комбинированная основа	0,42...0,50
Все материалы при предварительных расчётах	0,30...0,35

Расчёт дисковых тормозных механизмов

Зависимость тормозного момента, развиваемого однодисковым механизмом, рис. 14, от прижимающей силы F_s может быть выражена следующей формулой:

$$M_{\tau} = 2\mu \cdot F_s \cdot r_s, \quad (78)$$

где r_s , м - средний радиус приложения сил трения.

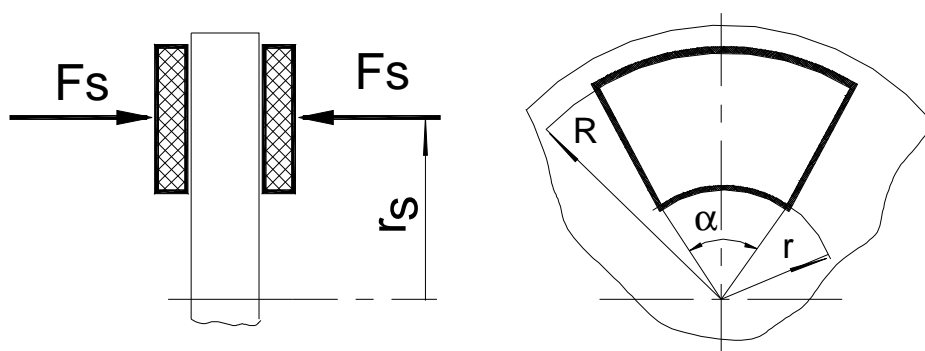


Рис. 14. Расчётная схема дискового тормозного механизма

Радиус r_s может в соответствии со схемой из рис. 14 быть определён как

$$r_s = \frac{R + r}{2}, \quad (79)$$

где R и r - соответственно наружный и внутренний диаметры тормозной накладки.

Расчёт показателей износо- и теплостойкости тормозных механизмов

Удельная нагрузка на тормозные накладки

Удельная нагрузка на тормозные накладки рассчитывается по формуле

$$q = \frac{Ga}{\sum F^H}, \quad (80)$$

где G , Н - полный вес автомобиля; $\sum F^H$, м² - суммарная площадь тормозных накладок всех механизмов рабочей тормозной системы.

В зависимости от материала и типа автомобиля величина q не должна превышать 0,12...0,5 МПа. Большие значения относятся к грузовым автомобилям и дисковым тормозным механизмам.

Удельная работа трения

Удельная работа трения тормозного механизма i -ой оси транспортного средства определяется как отношение кинетической энергии автомобиля, приходящейся на соответствующее колесо, при торможении с максимальной скорости к площади тормозной накладки:

$$L_i = \frac{m_i V_{\max}^2}{2F_i^{\text{нак}}} = \frac{Rz_i V_{\max}^2}{2gF_i^{\text{нак}}}, \quad (81)$$

где m_i , кг - масса автомобиля, приходящаяся на колесо, V_{\max} , м/с - начальная скорость при торможении; $F_i^{\text{нак}}$, м² - площадь тормозных накладок i -го тормозного механизма. Значение Rz следует определить как

$$Rz_i = \frac{M\tau_i^p}{r_d \Phi_{\max}}. \quad (82)$$

Значение L для наиболее нагруженного механизма должно находиться в пределах 10...20 МДж/м².

Нагрев тормозного диска (барабана) за одно торможение

Нагрев тормозного диска или тормозного барабана за одно торможение определяется как отношение кинетической энергии автомобиля, приходящейся на соответствующее колесо, при торможении с максимальной скорости к количеству теплоты, необходимому для нагревания диска или барабана массой Q_m ²

$$\Delta t_i = \frac{m_i V_{\max}^2}{2Q_{m_i} C}, \quad (83)$$

где C - теплоёмкость материала диска или барабана, равная 500 Дж/кгК для чугуна и 460 Дж/кгК для стали.

² Учитывается только та часть массы барабана или диска, которая непосредственно примыкает к поверхности накладок. Для барабана это цилиндрическая часть, для диска - кольцевая часть с шириной, равной ширине тормозной накладки.

Нагрев тормозного диска или барабана за одно торможение не должен превышать 80°C . Начальная скорость торможения V_{max} принимается по данным таб. 12.

Удельная нагрузка в контакте пары трения.

Учитывая, что в контакте пары трения "накладка-барабан" или "накладка-диск" существует скольжение, фрикционный материал проверяется на удельную нагрузку в контакте пары трения. Её величина определяется как

$$q_s = \frac{F_s}{F_{\text{нак}}}, \quad (84)$$

где F_s , N - сила, с которой накладка прижимается к поверхности трения.

Значение q_s должно быть не более 2 МПа для барабанных тормозных механизмов и не более 5 МПа для дисковых.

Прочностные расчёты деталей тормозных механизмов

Изгиб скобы дискового тормозного механизма

Скоба дискового тормозного механизма рассчитывается на изгиб и на раскрытие при изгибе. При этом скоба представляется на расчётной схеме в виде кривого бруса, рис. 15. (Усилие Q можно принимать равным F_s).

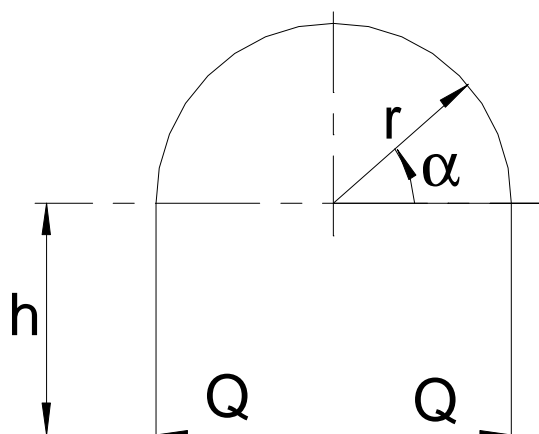


Рис. 15. Расчётная схема скобы дискового тормозного механизма

Изгибающий момент определяется как

$$M_{\text{и}} = Q(h + r \cdot \sin(\pi - \alpha)). \quad (85)$$

Наибольшему значению момента соответствует $\alpha=\pi/2$. Наибольшее напряжение в сечении скобы будет определяться как

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{Q(h+r)}{W} \leq [\sigma], \quad (86)$$

где $W, \text{ м}^3$ - момент сопротивления изгибу сечения скобы; $[\sigma] = 250\dots450$ МПа для чугунных и стальных скоб, $200\dots300$ МПа для алюминиевых скоб.

По энергетическому методу Мора рассчитывается перемещение концевых сечений скобы, так называемое раскрытие скобы, которое должно учитываться при компоновке колёсного узла:

$$\Delta = \frac{Q}{EJ} \left(\frac{h^3}{3} + r \left(h^2 \frac{\pi}{2} + r^2 \frac{\pi}{4} + 2r \cdot h \right) \right), \quad (87)$$

где E - модуль Юнга, J - момент инерции сечения скобы.

$E = 1,15\dots1,55 \cdot 10^5$ МПа для чугунов, $2,0\dots2,1 \cdot 10^5$ МПа для сталей; $0,69\dots0,71 \cdot 10^5$ МПа для алюминия.

Если сечение скобы представить прямоугольником с шириной B и высотой H , то $W=BH^2/6$, $J=BH^3/12$.

Срез болтов крепления тормозного барабана (диска)

Болты крепления барабана (диска) проверяются на срез для усилия, определяемого по формуле

$$F_{\text{ср}} = \frac{M\tau^{\text{max}}}{R_{\delta}}, \quad (88)$$

напряжение среза:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F_{\text{ср}}}{n \cdot S_{\delta}} \leq [\tau], \quad (89)$$

где $R_{\delta}, \text{ м}$ - радиус окружности, по которой расположены болты; n - число болтов; $S_{\delta}, \text{ м}^2$ - площадь поперечного сечения болтов по окружности впадин резьбы; $[\tau]$ - допустимое напряжение среза для материалов болтов, для болтов из качественной углеродистой стали $[\tau] = 90\dots110$ МПа.

Прочностные расчёты вала разжимного кулака

Предполагается, что вал разжимного кулака подвергается действию крутящего момента

$$M_{кр} = Q_k l_k , \quad (90)$$

где Q_k , Н - усилие, действующее на вал со стороны тормозной камеры; l_k , м - длина вала.

Для вала разжимного кулака диаметром d полярный момент сопротивления сечения выразится как

$$W = 0,2d^3 , \quad (91)$$

тогда напряжение кручения

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W} \leq [\tau] , \quad (92)$$

где $[\tau] = 120...130$ МПа для стали 45 с закалкой ТВЧ (наиболее часто применяемый материал для изготовления разжимных кулаков).

Шлицевая часть вала рассчитывается на смятие шлицев:

$$\sigma_{см} = \frac{10M_{кр}}{z \cdot l_{шл} (D_H^2 - D_B^2)} \leq [\sigma] , \quad (93)$$

где Z - число шлицев; $l_{шл}$, м - длина шлицевой части; D_H , м - наружный диаметр шлицев; D_B , м - внутренний диаметр шлицев; $[\sigma] = 180...230$ МПа.

Прочностные расчёты других элементов тормозных механизмов можно найти в рекомендуемой литературе, список которой приведён в конце пособия.

5. Определение расчётного момента для стояночной тормозной системы

Правилами ЕЭК ООН №13 предписывается, что стояночная тормозная система транспортных средств категорий М, N и O должна удерживать гружённое транспортное средство, остановившееся на спуске или подъёме с уклоном $\beta=18\%$. Для тягача в составе автопоезда с прицепом $\beta=12\%$. Отсюда можно вывести первое условие для расчётного тормозного момента стояночной системы:

$$M\tau^{ст} \geq Gr_d \sin \beta . \quad (94)$$

Если в качестве стояночного служит трансмиссионный тормоз, то

$$M\tau^{ст} \geq \frac{Gr_d \sin \beta}{U_0} , \quad (95)$$

где U_0 - передаточное число заднего моста.

В том случае, когда стояночный тормоз выполняет функцию запасной или аварийной тормозной системы, то необходимо, чтобы он обеспечивал установленное замедление, требуемое при торможении такой системой, таб. 12. Тогда справедливо выражение

$$M\tau^{ст} \geq \frac{G}{g} j_{пред} r_d . \quad (96)$$

Наибольший из моментов, вычисленных по формулам (94)-(96) принимается в качестве расчётного.

Рекомендуемая литература

1. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчёт. Системы управления и ходовая часть: Учебн. пособие для вузов / А.И. Гришкевич, Д.М. Ломако, В.П. Автушко и др.; Под ред. А.М. Гришкевича.- Мн.: Выш. школа, 1987.
2. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П., Палазова В.В. "Проектирование автомобилей (Раздел "Тормозные системы")". Учебно-методическое пособие к курсовому и дипломному проектированию. - Мн.: БПИ, 1978.
3. Осепчугов В.В., Фрумкин А.К. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчёта.- М.: Машиностроение, 1989.
4. Правила ЕЭК ООН № 13 "Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств категорий М, N и O в отношении торможения".
5. Тормозные устройства. Справочник. Под общ. ред. М.П. Александрова. - М. Машиностроение, 1985.