

8. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ

Тяговый расчет устанавливает связь основных конструктивных параметров автомобиля, его агрегатов и механизмов с тягово-скоростными свойствами автомобиля.

С помощью тягового расчета может быть решен также ряд вопросов, возникающих при эксплуатации автомобиля.

Так, например, при эксплуатации автомобиля необходимо определить среднюю скорость движения, время пробега, допустимую нагрузку на автомобиль при данных дорожных условиях, возможность его работы с прицепом или полуприцепом и т. п.

В дорожном строительстве нужно выбрать профиль дорог, величину и характер уклонов в соответствии с тягово-скоростными свойствами автомобилей и т.д.

Тяговый расчет автомобиля может быть проверочным и проектировочным. При выполнении тягового расчета используются уравнения для показателей тягово-скоростных свойств автомобиля, которые приведены в разд. 3.

6.1. Проверочный тяговый расчет

Расчет выполняется для существующих автомобилей, основные конструктивные параметры которых известны.

Цель проверочного расчета состоит в определении показателей тягово-скоростных свойств и возможностей автомобиля.

Исходными данными для такого расчета являются полная масса автомобиля, масса автомобиля в снаряженном состоянии (без груза, пассажиров), полная масса прицепов или полуприцепа, колесная формула, радиусы колес автомобиля, внешняя скоростная характеристика двигателя, передаточные числа трансмиссии (коробка передач, главная передача, дополнительные коробки передач), коэффициенты учета вращающихся масс, аэродинамические параметры автомобиля и дорожные условия.

В том случае, если отдельные исходные данные отсутствуют, их можно выбрать по аналогии с другими автомобилями того же типа и назначения.

Основные задачи проверочного тягового расчета связаны с определением возможных значений скорости движения автомобиля в заданных дорожных условиях, максимального преодолеваемого сопротивления движению, запаса силы по тяге, который может быть использован для разгона, преодоления подъемов и других препятствий, а также буксировки прицепов и полуприцепов, показателей приемистости автомобиля

Результатом поверочного тягового расчета,
оценивающим тягово-скоростные свойства
автомобиля, являются графики тяговой и
динамической характеристик, ускорений,
времени и пути разгона автомобиля.

Следует отметить, что характеристики,
которые определяются проверочным тяговым
расчетом, могут быть также получены
экспериментально при проведении испытаний
автомобиля.

6.2. Проектировочный тяговый расчет

Расчет проводится при проектировании новых моделей автомобилей.

Задача проектировочного тягового расчета состоит в определении основных параметров двигателя и трансмиссии, которые обеспечивают максимальную скорость движения автомобиля по обычным дорогам и возможность движения при повышенном сопротивлении дороги.

К определяемым параметрам относятся максимальная мощность двигателя N_{max} , угловая скорость ω_N коленчатого вала при максимальной мощности и передаточные числа трансмиссии: главной передачи u_{Γ} , коробки передач u_K и дополнительной коробки передач $u_{Д.}$

При проектировании нового автомобиля задают значения ряда параметров (КПД трансмиссии $\eta_{\text{тр}}$, радиус колес r_k и др.), которые выбирают на основании данных о существующих автомобилях аналогичного типа. В связи с этим передаточные числа трансмиссии ($u_{\text{г}}$, $u_{\text{к}}$ и $u_{\text{д}}$) имеют определенный диапазон значений.

Для того чтобы правильно выбрать передаточные числа трансмиссии, необходимо знать, каков характер их влияния на тягово-скоростные свойства автомобиля.

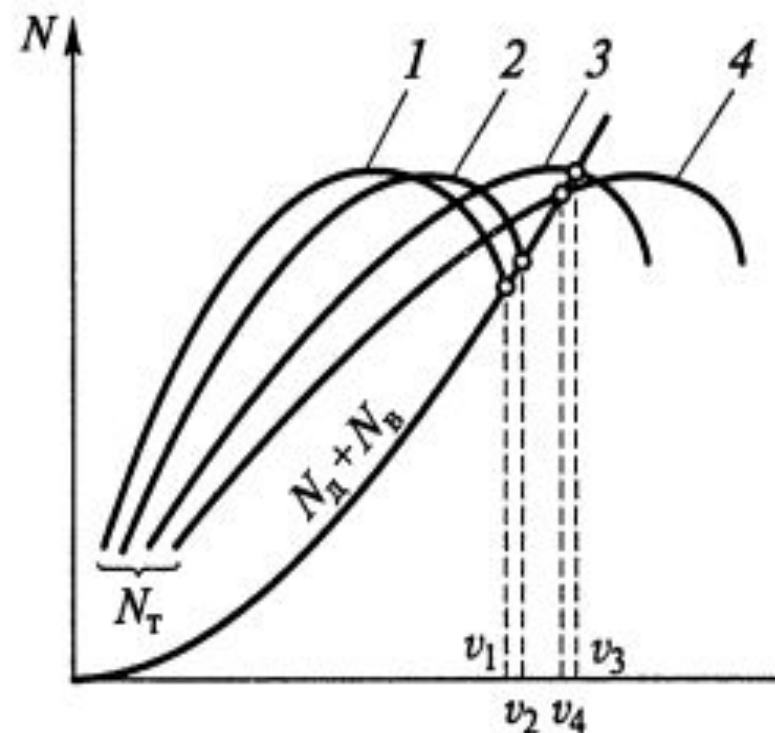
6.3. Влияние передаточного числа главной передачи на максимальную скорость автомобиля

Для изучения влияния передаточного числа главной передачи на максимальную скорость движения рассмотрим мощностной баланс автомобиля при различных передаточных числах главной передачи (рис. 6.1).

Кривая 1 характеризует изменение тяговой мощности на ведущих колесах автомобиля при передаточном числе главной передачи, равном $u_{г1}$. При указанном передаточном числе автомобиль развивает максимальную скорость

Рис. 6.1. Графики мощностного баланса автомобиля с разными передаточными числами главной передачи:

1—4 — кривые тяговой мощности при передаточных числах главных передач $u_{г1}—u_{г4}$; $v_1—v_4$ — значения максимальной скорости движения при передаточных числах главных передач $u_{г1}—u_{г4}$



Уменьшение передаточного числа главной передачи до $u_{г2}$ (кривая 2) приводит к увеличению максимальной скорости автомобиля до v_2 при том же значении угловой скорости коленчатого вала.

По мере уменьшения передаточного числа главной передачи максимальная скорость автомобиля возрастает до тех пор, пока кривая суммарной мощности $N_d + N_B$ затрачиваемой на преодоление сопротивления движению автомобиля, не пересечет кривую тяговой мощности N_T в точке ее максимума (кривая 3). Скорость автомобиля v_3 , соответствующая этой точке пересечения кривых $N_d + N_B$ и N_T является максимально возможной на данной дороге.

При дальнейшем уменьшении передаточного числа главной передачи (кривая 4) максимальная скорость автомобиля снижается до v_4 .

Таким образом, выбирать передаточные числа главной передачи необходимо с учетом назначения и условий эксплуатации автомобиля.

Так, например, для городского автобуса целесообразно большее передаточное число главной передачи ($u_{г1}$ или $u_{г2}$). В этом случае благодаря значительному запасу мощности обеспечивается лучшая приемистость автобуса, хотя и уменьшается его максимальная скорость.

Что касается спортивных и гоночных автомобилей, то следует отдать предпочтение передаточному числу $u_{г3}$, так как для этих автомобилей важна максимальная скорость движения. Выбор передаточного числа $u_{г4}$ нецелесообразен, поскольку максимальная мощность двигателя вообще не используется, что приводит к ухудшению тягово-скоростных свойств автомобиля.

Если проектируемый автомобиль предназначен для работы в тяжелых дорожных условиях, то передаточное число главной передачи необходимо увеличить, чтобы обеспечить возрастание тяговой силы на ведущих колесах и динамического фактора

6.4 Влияние числа передач в коробке передач на скорость автомобиля

Для выявления влияния числа передач в коробке передач на скорость движения автомобиля в различных дорожных условиях сравним динамические характеристики одного и того же автомобиля при установке на него трехступенчатой (рис. 6.2, а) и четырехступенчатой (рис. 6.2, б) коробок передач. При этом первые и последние передачи данных коробок передач имеют равные передаточные числа, а динамические факторы автомобиля по тяге на первой и

При сравнении максимальной скорости автомобиля на дорогах с различным сопротивлением очевидно преимущество четырехступенчатой коробки передач.

Так, на дороге, характеризуемой коэффициентом сопротивления Ψ_1 , максимальная скорость v'_{max} автомобиля с трехступенчатой коробкой передач меньше максимальной скорости, развиваемой при использовании четырехступенчатой коробки.

Максимальная скорость v''_{max} при движении по дороге с коэффициентом сопротивления, равным Ψ_2 , также меньше у автомобиля с трехступенчатой коробкой передач.

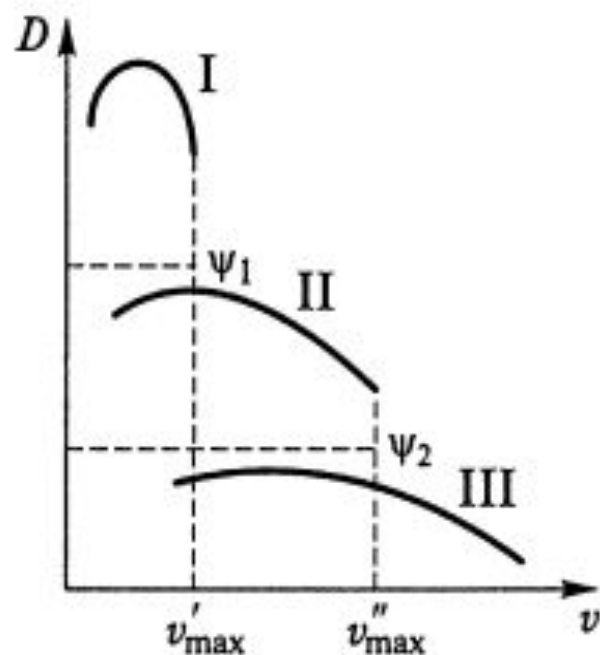
Следовательно, увеличение числа передач в коробке приводит к возрастанию средней скорости движения автомобиля.

Чем больше число передач, тем полнее используется мощность двигателя в различных дорожных условиях, улучшаются тяговые свойства и повышается топливная экономичность автомобиля.

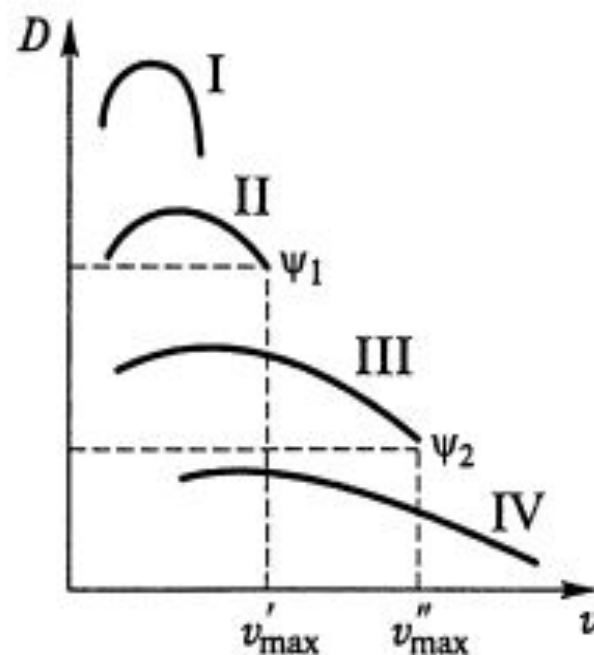
Однако при очень большом числе передач усложняется конструкция и увеличивается масса коробки передач, а также затрудняется управление автомобилем.

В связи с этим на легковых автомобилях обычно применяют четырех- и пятиступенчатые коробки передач, а на грузовых автомобилях и автобусах - пяти- и шестиступенчатые.

На грузовых автомобилях, предназначенных для работы в составе автопоездов, увеличение числа передач основной коробки в два раза и более достигается применением дополнительных коробок передач.



a



б

Рис. 6.2. Динамические характеристики автомобиля с трехступенчатой (а) и четырехступенчатой (б) коробками передач:

I—IV — передачи; $v'_{\max}$, $v''_{\max}$ — максимальные значения скорости движения при коэффициентах сопротивления дороги соответственно ψ_1 и ψ_2

6.5 Последовательность проектировочного тягового расчета автомобиля

При выполнении тягового расчета проектируемого вновь автомобиля приходится иметь дело с тремя группами параметров.

Это параметры, задаваемые техническими условиями на автомобиль, выбираемые и расчетные параметры автомобиля. Рассмотрим указанные параметры.

Параметры, задаваемые техническими условиями.

К этим параметрам относятся тип автомобиля, грузоподъемность или пассажироместимость, максимальная скорость v_{max} автомобиля на высшей передаче, коэффициент сопротивления дороги ψ_v , которое может преодолеть автомобиль при максимальной скорости, максимальный коэффициент сопротивления дороги ψ_{max} , преодолеваемого автомобилем на первой передаче, тип двигателя по используемому топливу (бензиновый, газовый, дизель) и тип трансмиссии (механическая, гидромеханическая и т.д.).

Для легковых автомобилей коэффициент сопротивления дороги ψ_v задают равным коэффициенту сопротивления качению f_v при максимальной скорости автомобиля, т. е. максимальную скорость автомобиль может развить только на ровной горизонтальной дороге.

Для грузовых автомобилей коэффициент ψ_v задают в виде диапазона значений (0,025...0,035), т. е. с некоторым запасом для достижения устойчивой максимальной скорости. Благодаря этому грузовой автомобиль сможет при максимальной скорости преодолевать небольшие подъемы, буксируя прицепы.

Максимальный коэффициент сопротивления дороги, преодолеваемого на первой передаче, для автомобилей с колесной формулой 4x2 обычно составляет 0,3...0,45 - для легковых автомобилей, 0,3...0,4 - для грузовых и 0,28... 0,33 - для автобусов. Для грузовых автомобилей с колесной формулой 6x4 $\Psi_{\max} = 0,4... 0,55$, а для полноприводных $\Psi_{\max} = 0,6...0,7$.

Выбираемые параметры.

Этими параметрами являются масса снаряженного автомобиля m_o , фактор обтекаемости автомобиля $k_B F_a$ (или коэффициент сопротивления воздуха k_B и лобовая площадь автомобиля F_a), распределение нагрузки по осям снаряженного и полностью груженого автомобиля, угловая скорость коленчатого вала ω_N при максимальной мощности двигателя и механический КПД трансмиссии $\eta_{тр}$ автомобиля. Значения указанных параметров выбирают по техническим характеристикам существующих автомобилей аналогичного типа.

Расчетные параметры. К этим параметрам относятся максимальная мощность двигателя N_{max} , передаточное число главной передачи u_g , передаточные числа основной коробки передач u_k и передаточное число дополнительной (раздаточной) коробки передач u_d . Используя выбранные значения параметров и значения, заданные техническими условиями, при проектировании нового автомобиля сначала определяют его полную массу и подбирают шины, а затем находят максимальную мощность двигателя и передаточные числа трансмиссии - главной передачи, коробки передач и раздаточной коробки.

Определение полной массы автомобиля.

Полная масса проектируемого автомобиля m_a , кг, определяется в соответствии с его типом и назначением. С этой целью можно пользоваться следующими выражениями:
для легковых автомобилей

$$m_a = m_0 + 70n_{\text{пасс}} + m_{\text{б}},$$

где m_0 - масса снаряженного автомобиля, кг; 70 - масса одного пассажира, кг; $n_{\text{пасс}}$ - число пассажиров, включая водителя; $m_{\text{б}}$ - масса багажа (25...50 кг);

для грузовых автомобилей

$$m_a = m_0 + 70n_{\text{пасс}} + m_{\text{гр}},$$

где $n_{\text{пасс}}$ - число пассажиров в кабине, включая водителя; $m_{\text{гр}}$ грузоподъемность автомобиля, кг;

грузоподъемность автомобиля, кг;
для городских автобусов

$$m_a = m_0 + 70(n_{\text{сид}} + n_{\text{ст}} + 2),$$

где $n_{\text{сид}}$ - число мест для проезда сидя; $n_{\text{ст}}$ -
число мест для проезда стоя; 2 - число мест для
водителя и кондуктора;

для междугородных автобусов

$$m_a = m_0 + 70(n_{\text{сид}} + 1),$$

где $n_{\text{сид}} + 1$ - число мест для проезда сидя,
включая место водителя.

Подбор шин для автомобиля.

При подборе шин сначала необходимо определить нагрузку, приходящуюся на одно колесо полностью груженого автомобиля.

У легковых автомобилей нагрузка на передние и задние колеса при полной нагрузке автомобиля почти одинакова.

У грузовых автомобилей с колесной формулой 4 x 2 при двухскатных задних колесах и полной нагрузке на передние колеса приходится 25...30 % всей нагрузки автомобиля. Хотя на задние двухскатные колеса устанавливают четыре шины, на каждую из них приходится большая нагрузка, чем на шину переднего колеса.

Поэтому шины для грузового автомобиля подбирают исходя из нагрузки на одно заднее колесо. По значению этой нагрузки в соответствии с ГОСТом определяют размер шин и радиус колеса r_k .

Определение максимальной мощности двигателя. Для определения этой величины сначала находят мощность двигателя при максимальной скорости движения, используя уравнение мощностного баланса автомобиля, представленное в развернутой форме.

Мощность при максимальной скорости

$$N_v = \left(\frac{k_B F_a v_{\max}^3}{1000} + \frac{G_a \psi_v v_{\max}}{1000} \right) \frac{1}{\eta_{\text{тр}}},$$

где $k_B F_a$ - фактор обтекаемости, Н. с²/м⁴;

$v_{\max}$ – максимальная скорость, м/с;

ψ_v - коэффициент сопротивления дороги при $v_{\max}$;

$\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии.

После определения мощности двигателя при максимальной скорости рассчитывают его максимальную мощность по формуле

$$N_{\max} = \frac{N_v}{a \frac{\omega_e}{\omega_N} + b \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - c \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3},$$

где a, b, c - эмпирические коэффициенты, характеризующие тип двигателя;

$a = b = c = 1$ для бензиновых двигателей; $a = 0,53$,

$b = 1,56, c = 1,09$ для дизелей; $\frac{\omega_e}{\omega_N} = 1,5 \dots 1,1$ для бензиновых двигателей без ограничителя угловой скорости коленчатого вала;

$\frac{\omega_e}{\omega_N} = 0,8 \dots 0,9$ - для бензиновых двигателей с

ограничителем угловой скорости коленчатого

вала; $\frac{\omega_e}{\omega_N} = 1,0$ для дизелей.

С учетом найденной максимальной мощности двигателя и выбранной угловой скорости коленчатого вала ω_N при максимальной мощности рассчитывают и строят внешнюю скоростную характеристику двигателя.

Для определения эффективной мощности и эффективного крутящего момента двигателя используют формулы, приведенные в разд. 2.

Определение передаточного числа главной передачи.

Передаточное число главной передачи находят исходя из максимальной скорости автомобиля на высшей передаче, заданной техническими условиями на проектируемый автомобиль.

Значение передаточного числа главной передачи определяют по формуле

$$u_{\Gamma} = 3,6 \frac{\omega_{\max} r_k}{v_{\max} u_k u_d},$$

где $v_{\max}$ - максимальная скорость автомобиля, км/ч; $\omega_{\max}$ - максимальная угловая скорость коленчатого вала, рад/с; r_k - радиус колеса, м; u_k - передаточное число коробки передач на высшей передаче; u_d - передаточное число дополнительной коробки передач на высшей передаче ($u_d = 1$).

Полагают, что передаточные числа коробки передач на высшей передаче имеют следующие значения: $u_k = 1,0$ - для прямой передачи и $u_k = 0,9...1,0$ - для повышающей передачи легковых автомобилей; $u_k = 1,0$ - для грузовых автомобилей с числом передач не более шести; $u_k = 0,7...0,8$ - для многоступенчатых коробок передач грузовых автомобилей.

Найденное расчетным путем передаточное число главной передачи u_g должно иметь следующие значения: не более 5,0 у легковых автомобилей; не более 7,0 - у грузовых автомобилей грузоподъемностью 8 т; не более 8,0 - у грузовых автомобилей грузоподъемностью свыше 8 т.

Расчетное значение передаточного числа главной передачи необходимо сравнить с существующими передаточными числами главных передач автомобилей аналогичного типа и назначения.

В том случае, если у новой модели автомобиля проектируется ведущий мост, то это значение передаточного числа уточняют с учетом числа зубьев шестерен главной передачи.

Выше был рассмотрен вариант определения передаточного числа главной передачи по заданной максимальной скорости автомобиля.

Однако иногда задают не максимальную скорость автомобиля, а мощность двигателя при максимальной скорости движения. В этом случае сначала рассчитывают мощность двигателя N_v при максимальной угловой скорости коленчатого вала, а затем графическим способом определяют максимальную скорость автомобиля.

С этой целью на оси ординат откладывают значение произведения $N_v \eta_{\text{тр}}$ (рис. 8.1) и проводят горизонтальную линию.

Затем для разных скоростей движения автомобиля рассчитывают значения мощности, затрачиваемой на преодоление сопротивления дороги $N_{\text{д}}$ и сопротивления воздуха $N_{\text{в}}$, и строят кривую $N_{\text{д}} + N_{\text{в}}$ суммарных потерь.

Точка A пересечения кривой $N_{\text{д}} + N_{\text{в}}$ и прямой $N_v \eta_{\text{тр}}$ соответствует максимальной скорости автомобиля.

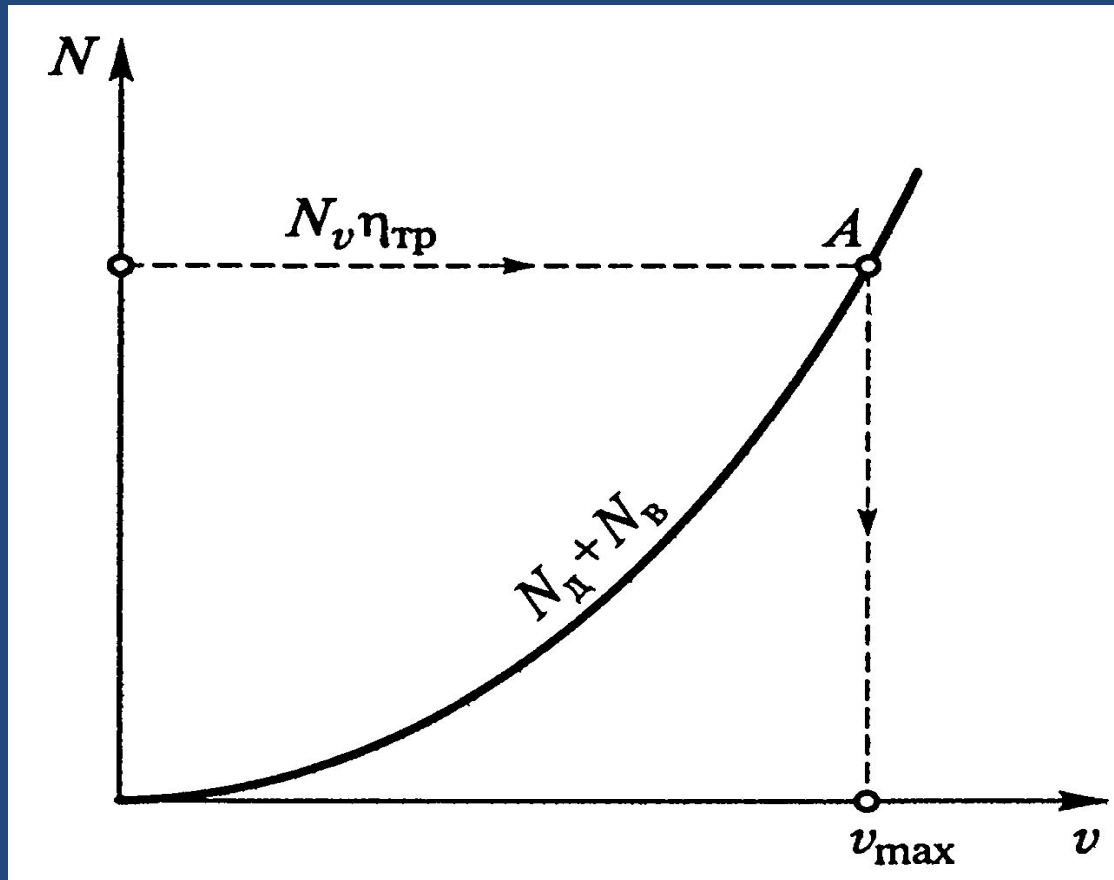


Рис.8.1 Определение максимальной скорости движения автомобиля.

Определение передаточных чисел коробки передач. При определении передаточных чисел коробки передач нужно помнить о небольших скоростях движения том, что I передача предназначена для преодоления максимального сопротивления дороги. Промежуточные передачи коробки передач используются при разгоне автомобиля, преодолении повышенного сопротивления движению, работе автомобиля в условиях, не позволяющих двигаться с высокой скоростью (гололед, выбитая дорога, задержка впереди идущим транспортом и т. д.), а также при торможении двигателем на затяжных пологих спусках.

При расчете передаточных чисел сначала находят передаточное число i передачи по заданному техническими условиями максимальному коэффициенту сопротивления дороги ψ_{max} или максимальному динамическому фактору автомобиля по тяге D_{max} на i передаче.

Это передаточное число определяют с помощью выражения, полученного из формулы для динамического фактора, пренебрегая силой сопротивления воздуха, так как она незначительна при небольших скоростях движения:

$$u_1 = \frac{G_a \psi_{\max} r_k}{M_{\max} \eta_{\text{тр}} u_{\Gamma} u_{\text{д}}},$$

где G_a - вес автомобиля с полной нагрузкой, Н;
 $M_{\max}$ - максимальный крутящий момент двигателя, Н. м.

Полученное передаточное число I передачи коробки передач не гарантирует отсутствия буксования ведущих колес автомобиля.

Чтобы не было буксования ведущих колес при движении на I передаче, необходимо выполнение следующего неравенства:

$$\frac{M_{\max} \eta_{\text{тр}} u_1 u_{\Gamma} u_{\text{д}}}{G_{\text{а}} r_{\text{к}}} \leq D_{\text{сц}} = \frac{m_{\text{р2}} G_{\text{а2}} \varphi_{\text{x}}}{G_{\text{а}}},$$

где $D_{\text{сц}}$ - динамический фактор автомобиля по сцеплению; $m_{\text{р2}} = 1,20 \dots 1,35$ - коэффициент изменения реакций на задних ведущих колесах; $G_{\text{а2}}$ - вес, приходящийся на задние колеса автомобиля с полной нагрузкой, Н; $\varphi_{\text{x}} = 0,6 \dots 0,8$ - коэффициент сцепления колес с дорогой.

Из этого соотношения определяют новое передаточное число i передачи, при котором буксования ведущих колес не будет:

$$i_1 = \frac{m_{p2} G_{a2} \varphi_x r_k}{M_{\max} \eta_{\text{тр}} u_{\Gamma} u_d}.$$

После проверки передаточного числа i передачи на отсутствие буксования ведущих колес автомобиля из двух найденных передаточных чисел i передачи коробки передач для дальнейших расчетов выбирают меньшее.

По этому значению передаточного числа i передачи и известному значению передаточного числа высшей передачи определяют передаточные числа промежуточных передач.

Если высшая передача прямая ($u_n = 1$), то для расчета передаточных чисел промежуточных передач используют следующее выражение:

$$u_k = \sqrt[n'-1]{u_1^{n'-k}},$$

где n' - число передач, не считая повышающую передачу и передачу заднего хода; k - номер передачи.

Если высшая передача повышающая ($u_k < 1$), то значение ее передаточного числа выбирают в соответствии с типом автомобиля, а остальные передаточные числа промежуточных передач рассчитывают с помощью приведенного выше выражения.

Передаточное число передачи заднего хода

$$u_{\text{зх}} = (1,2...1,3) u_1.$$

Окончательное значение передаточного числа передачи заднего хода определяют при компоновке коробки передач.

Рассчитанные передаточные числа коробки передач являются ориентировочными и при проектировании новой коробки передач могут незначительно изменяться.

Определение передаточного числа дополнительной коробки передач.

Для дополнительной коробки передач определяют передаточное число понижающей передачи, зависящее от ее назначения и типа.

Демультипликатор обычно применяют на тяжелых грузовых трехосных автомобилях с неведущим передним мостом. Такие автомобили изготавливают главным образом на основе агрегатов двухосных базовых автомобилей.

Однако по условиям эксплуатации требуется больше передач в трансмиссии с увеличенными передаточными числами по сравнению с тем, что может обеспечить коробка передач базового автомобиля.

Поэтому применение демультипликатора позволяет увеличить передаточные числа коробки передач и в 2 раза - количество передач.

Передаточное число понижающей передачи демультипликатора определяют по формуле

$$u_{\text{д}} = \frac{G_a \psi_{\text{max}} r_k}{M_{\text{max}} \eta_{\text{тр}} u_1 u_{\text{г}}},$$

где $\psi_{\text{max}} = 0,4 \dots 0,55$ - максимальный коэффициент преодолеваемого сопротивления дороги.

Полученное передаточное число понижающей передачи демультипликатора проверяют на отсутствие буксования ведущих колес так же, как и передаточное число I передачи коробки передач. Из двух найденных передаточных чисел выбирают меньшее.

Раздаточная коробка используется в трансмиссии полноприводных автомобилей. Она не только распределяет мощность и крутящий момент между ведущими мостами, но и выполняет функции демультипликатора, т.е. увеличивает числа и количество передач в трансмиссии.

Передаточное число понижающей передачи раздаточной коробки может быть определено по формуле

$$u_p = \frac{G_a \psi_{\max} r_k}{M_{\max} \eta_{\text{тр}} u_1 u_r},$$

где $\underline{\psi_{\max} = 0,6 \dots 0,7.}$

Выбранное передаточное число понижающей передачи раздаточной коробки передач проверяют по значению обеспечиваемой им минимальной скорости движения автомобиля:

$$v_{\min} = 3,6 \frac{r_k \omega_{\min}}{u_1 u_r u_p},$$

где $\omega_{\min}$ - минимальная устойчивая угловая скорость коленчатого вала двигателя.

Минимальная скорость автомобиля при выбранном передаточном числе раздаточной коробки передач должна составлять 1,5... 2,5 км/ч.

Если найденная минимальная скорость автомобиля превышает рекомендуемое предельное значение, то передаточное число понижающей передачи раздаточной коробки передач уточняют, пользуясь выражением

$$u_p = 3,6 \frac{r_k \omega_{\min}}{u_1 u_r}.$$

На основании данных, полученных при проектировочном тяговом расчете автомобиля, строят графики силового и мощностного балансов, динамической характеристики, ускорений, времени и пути разгона. При этом используются уравнения для показателей тягово-скоростных свойств автомобиля, приведенные в разд.3.

6.6. Тяговый расчет автопоезда

Тяговый расчет автопоезда выполняют с помощью тех же уравнений, которые использовались при проектировочном тяговом расчете автомобиля. Однако при проведении тягового расчета автопоезда следует учитывать не только массу автомобиля -тягача, но дополнительно еще и массу прицепа или полуприцепа, т. е. полную массу всего автопоезда.

Поэтому при расчете необходимо определить также полную массу прицепа или полуприцепа, которая допустима для заданного автомобиля - тягача, а также найти новое передаточное число главной передачи, обеспечивающее работу автомобиля в составе автопоезда.

Максимальная допустимая масса прицепа или полуприцепа зависит от максимальной тяговой силы на ведущих колесах автомобиля - тягача, которая ограничивается силой сцепления колес с дорогой. На рис. 6.4 приведена схема прицепного автопоезда, в соответствии с которой максимальную тяговую силу на ведущих колесах автомобиля -тягача можно определить из выражения

$$P_{\text{тmax}} = \varphi_x G_{a2} = \varphi_x G_a \frac{l_1}{L},$$

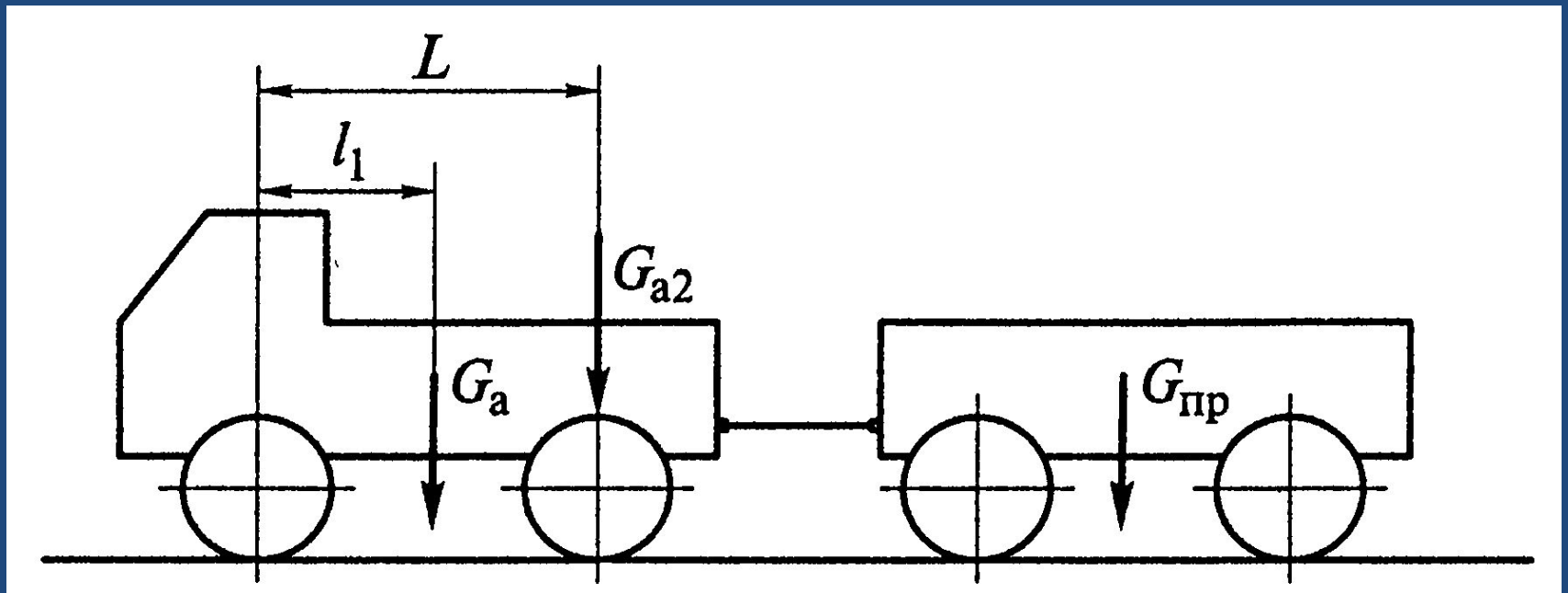


Рис. 6.4. Схема прицепного автопоезда.
 L - база автомобиля; l_1 - расстояние от его
центра тяжести до оси передних колес.

При движении автопоезда на I передаче с малой скоростью сопротивлением воздуха можно пренебречь. Тогда получим

$$P_{\text{тmax}} = \varphi_x G_{a2} = \psi_{\text{max}} (G_a + G_{\text{пр}}),$$

где $G_{\text{пр}}$ - вес прицепа с полной нагрузкой, Н.

Объединим приведенные выражения, представив их в виде
и определим из полученного соотношения максимальный коэффициент сопротивления дороги, которое может быть преодолено автомобилем с прицепом:

$$\varphi_x G_a \frac{l_1}{L} = \psi_{\max} (G_a + G_{\text{пр}}),$$

$$\psi_{\max} = \frac{\varphi_x G_a l_1}{L(G_a + G_{\text{пр}})}, \quad \text{ИЛИ} \quad \psi_{\max} = \frac{\varphi_x l_1}{L \left(1 + \frac{G_{\text{пр}}}{G_a} \right)}.$$

Схема седельного автопоезда приведена на рис. 6.5. В этом случае максимальная тяговая сила на ведущих колесах автомобиля тягача находится по формуле

$$P_{\text{тmax}} = \psi_{\text{max}} (G_{\text{a2}} + G_{\text{пп}}) = \varphi_{\text{x}} \left(G_{\text{a}} \frac{l_1}{L} + G_{\text{пп}} \frac{l_{\text{пп}}}{L_{\text{пп}}} \right),$$

где $G_{\text{пп}}$ - вес полуприцепа с полной нагрузкой, Н;
 $L_{\text{пп}}$ - база полуприцепа, $l_{\text{пп}}$ - расстояние от центра тяжести полуприцепа до оси колес,

$$P_{\text{тmax}} = \varphi_x \left(G_a \frac{l_1}{L} + G_{\text{пп}} \frac{l_{\text{пп}}}{L_{\text{пп}}} \right) = \psi_{\text{max}} \left(G_a \frac{l_1}{L} + G_{\text{пп}} \right).$$

Пренебрегая сопротивлением воздуха при движении автопоезда на I передаче, определяем максимальный коэффициент сопротивления дороги, преодолеваемого автомобилем с полуприцепом:

$$\psi_{\max} = \frac{\varphi_x \left(G_a \frac{l_1}{L} + G_{\text{пп}} \frac{l_{\text{пп}}}{L_{\text{пп}}} \right)}{\left(G_a \frac{l_1}{L} + G_{\text{пп}} \right)}, \quad \text{ИЛИ} \quad \psi_{\max} = \frac{\varphi_x \left(\frac{l_1}{L} + \frac{G_{\text{пп}}}{G_a} \frac{l_{\text{пп}}}{L_{\text{пп}}} \right)}{\frac{l_1}{L} + \frac{G_{\text{пп}}}{G_a}}.$$

Из приведенных выражений следует, что чем больше расстояние от центра тяжести полуприцепа до оси его колес, тем больше может быть масса буксируемого полуприцепа на дорогах с одинаковым коэффициентом сцепления колес с дорогой.

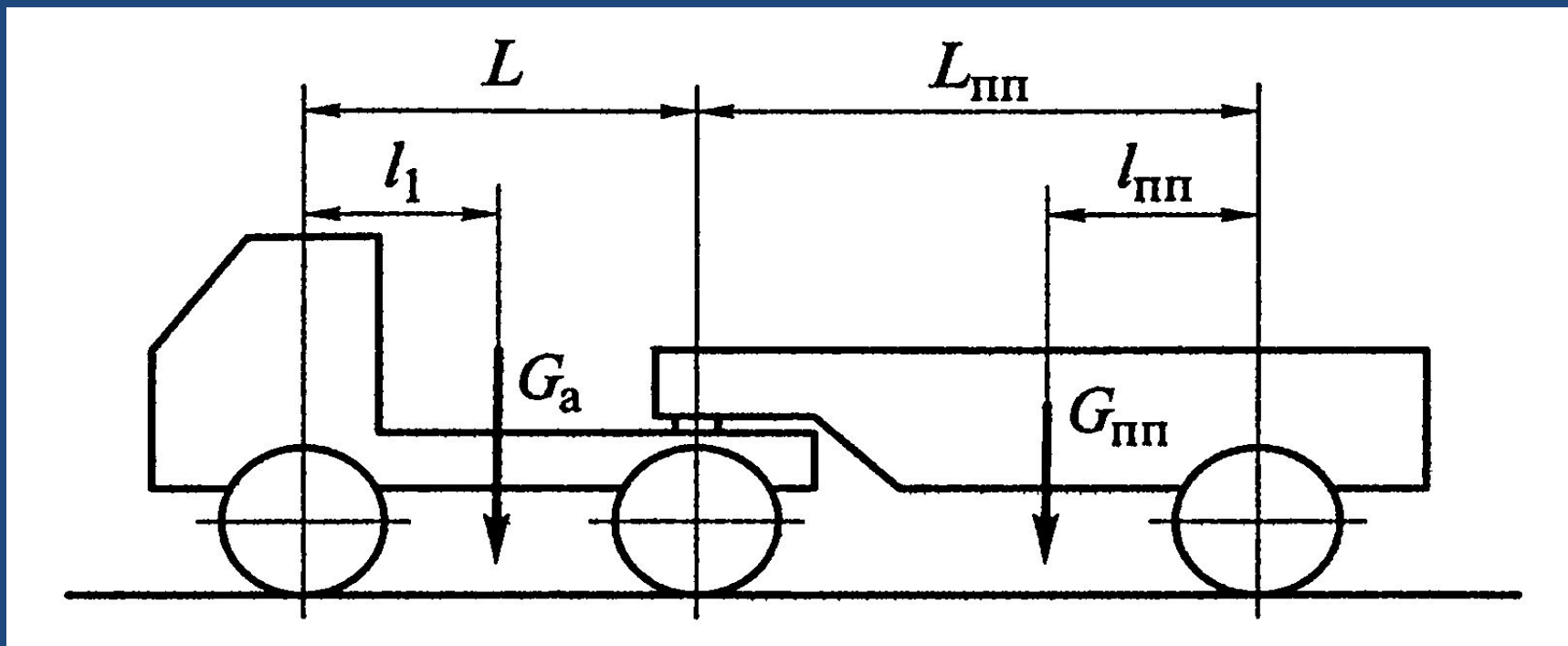


Рис. 6.5. Схема седельного автопоезда

Для того чтобы получить на ведущих колесах автомобиля-тягача тяговую силу, достаточную для преодоления максимального сопротивления дороги, характеризуемого коэффициентом $\psi_{\max}$, необходимо соответствующее передаточное число трансмиссии.

Автомобили, не предназначенные для работы с прицепом или полуприцепом, часто не могут обеспечить требуемую тяговую силу на ведущих колесах. В таких случаях следует изменять передаточное число трансмиссии автомобиля, варьируя передаточное число главной передачи или передаточные числа коробки передач либо вводя в трансмиссию автомобиля дополнительную коробку передач (например, демультипликатор).

Для прицепного автопоезда передаточное число трансмиссии определяется из выражения

$$P_{\text{тmax}} = \frac{M_{\text{max}} u_{\text{т}} \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{к}}} = \varphi_{\text{x}} G_{\text{a}} \frac{l_1}{L},$$

откуда

$$u_{\text{т}} = G_{\text{a}} \frac{l_1}{L} \frac{\varphi_{\text{x}} r_{\text{к}}}{M_{\text{max}} \eta_{\text{тр}}}.$$

Для седельного автопоезда

$$P_{\text{т max}} = \frac{M_{\text{max}} u_{\text{т}} \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{к}}} = \varphi_{\text{x}} \left(G_{\text{a}} \frac{l_1}{L} + \frac{l_{\text{пп}}}{L_{\text{пп}}} \right).$$

Из последнего выражения определяется требуемое передаточное число трансмиссии для автомобиля с полуприцепом:

$$u_{\text{т}} = \frac{\varphi_{\text{x}} r_{\text{к}}}{M_{\text{max}} \eta_{\text{тр}}} \left(G_{\text{a}} \frac{l_1}{L} + G_{\text{пп}} \frac{l_{\text{пп}}}{L_{\text{пп}}} \right).$$

передаточное число трансмиссии
автомобиль при включенной I передаче в
коробке передач

$$u_T = u_1 u_{\Gamma} u_d,$$

где $u_1 u_{\Gamma} u_d$ - передаточные числа
соответственно I передачи коробки передач,
главной передачи и дополнительной коробки
передач.

Для получения требуемого передаточного
числа трансмиссии может быть изменено
каждое из передаточных чисел механизмов,
входящих в ее состав. Обычно для этого
изменяются передаточное число главной
передачи.

Часто устанавливают также дополнительную коробку передач с необходимым передаточным числом, сохраняя неизменными передаточные числа главной передачи и коробки передач.

6.7. Особенности тягового расчета автомобиля с гидropередачей

При выполнении тягового расчета автомобиля с гидropередачей дополнительно к параметрам, выбираемым для автомобиля с механической трансмиссией, необходимо знать параметры принципиальной схемы и безразмерной характеристики гидropередачи.

Указанные дополнительные параметры выбирают, используя данные о существующих аналогичных конструкциях гидropередач.

Определение полной массы автомобиля с гидropередачей и подбор шин выполняют в такой же последовательности, как и для автомобиля с механической трансмиссией.

Мощность двигателя при максимальной скорости автомобиля

$$N_v = \left(\frac{G_a \psi_v v_{\max}}{1000} + \frac{k_v F_a v_{\max}^3}{1000} \right) \frac{1}{\eta_{\text{тр}} \eta_{\text{гт}}},$$

где $\eta_{\text{гт}} = 0,96 \dots 0,98$ для комплексного гидротрансформатора; $\eta_{\text{гт}} = 1,0$ для блокируемого гидротрансформатора.

При определении передаточного числа главной передачи автомобиля с комплексным гидротрансформатором или гидромуфтой необходимо учитывать наличие в них скольжения, которое на расчетном режиме составляет 2...3 %:

$$u_{\Gamma} = 3,6 \frac{r_k \omega_{\max}}{v_{\max}} (1 - S_{\Gamma}),$$

где $S_{\Gamma} = 0,02...0,03$ - скольжение в гидropередаче.

От выбора значений крутящего момента M_H и угловой скорости ω_H насоса зависят нагрузка двигателя при наличии гидротрансформатора и эффективность использования мощности двигателя.

Угловую скорость насоса выбирают в соответствии с типом автомобиля и гидротрансформатора.

Она составляет:

(0,3...0,45) ω_H для легковых автомобилей с бензиновыми двигателями,
(0,5... 0,75) ω_H для грузовых автомобилей и автобусов с бензиновыми двигателями и
(0,75...0,85) ω_H - для автомобилей с дизелями.

Значение момента M_H насоса определяют с помощью внешней скоростной характеристики двигателя по выбранному значению угловой скорости насоса.

Значение коэффициента крутящего момента насоса λ_H находят по безразмерной характеристике гидротрансформатора-прототипа для передаточного отношения гидротрансформатора

$$i_{гт} = 0.$$

Передаточное число I передачи механической коробки передач, работающей совместно с гидротрансформатором, рассчитывают исходя из условия наличия сцепления ведущих колес автомобиля с дорогой:

$$u_1 = \frac{G_{a2} \varphi_x r_k}{M_H u_{\Gamma} k_{\Gamma T} \omega_H},$$

где $\varphi_x = 0,8$ - коэффициент сцепления колес с дорогой.

Активный диаметр гидротрансформатора

$$D_{\text{ГТ}} = \sqrt{\frac{M_{\text{Н}}}{\lambda_{\text{Н}} \rho_{\text{ж}} \omega_{\text{Н}}^2}},$$

где $M_{\text{Н}}$ - крутящий момент на валу насоса гидротрансформатора, равный крутящему моменту двигателя, Н 'м;

$\omega_{\text{Н}}$ - угловая скорость насоса, рад/с;

$\rho_{\text{ж}} = 0,89 \cdot 10^{-3} \text{ кг /м}^3$ - плотность рабочей жидкости гидротрансформатора;

$\lambda_{\text{Н}}$ - коэффициент крутящего момента насоса.

Коэффициент трансформации $k_{\text{гт}}$ определяют по безразмерной характеристике гидротрансформатора - прототипа для передаточного отношения гидротрансформатора $i_{\text{гт}} = 0$.

Момент $M_{\text{н}}$ насоса имеет то же значение, которое было выбрано при расчете активного диаметра $D_{\text{гт}}$ гидротрансформатора.

контрольные вопросы

1. В каких случаях выполняют тяговый расчет автомобиля?
2. В чем состоит различие между поверочным и проектировочным тяговым расчетом?
3. Каково назначение тягового расчета автомобиля?
4. Какие параметры при проведении проектировочного тягового расчета заданы техническими условиями?
5. Какие параметры при выполнении тягового расчета автомобиля выбирают и какие рассчитывают?
6. В чем состоят особенности тягового расчета прицепного и седельного автопоездов?
7. Каковы особенности тягового расчета автомобиля с гидропередачей?