

БУДІВЕЛЬНИЙ ФАКУЛЬТЕТ
Кафедра „Будівельні, колійні та вантажно-розвантажувальні
машини”

Є.С. Венцель,
В.М. Гончаров

ТЯГОВІ РОЗРАХУНКИ АВТОМОБІЛІВ
ТА ТРАКТОРІВ

Конспект лекцій

Харків – 2007

Венцель Є.С, Гончаров В.М. Тягові розрахунки автомобілів та тракторів: Конспект лекцій. – Харків: Укрдазт, 2007. - 17 с.

Конспект лекцій “Тягові розрахунки автомобілів та тракторів” розроблено у відповідності до робочої програми дисципліни “Автомобілі та трактори”, яка входить до навчального плану спеціальності 7.090214 “Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання.”

Призначено для студентів денної та заочної форм навчання (повної та скороченої).

Рекомендовано до друку на засіданні кафедри “Будівельні, колійні та вантажно-розвантажувальні машини” 5 грудня 2005 р., протокол № 5.

Рецензент

проф. Є.М. Лисіков

**Є.С. Венцель,
В.М. Гончаров**

**ТЯГОВІ РОЗРАХУНКИ АВТОМОБІЛІВ ТА
ТРАКТОРІВ**

Конспект лекцій

Бібліотека УкрДАЗТ

Відповідальний за випуск Гончаров В.М.

Редактор Решетилова В.В.

Підписано до друку 17.02.06 р.

Формат паперу 60x84 1/16 . Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 1,0. Обл.-вид.арк. 1,25.

Замовлення № Тираж 50 Ціна

Видавництво УкрДАЗТу, свідоцтво ДК № 112 від 06.07.2000 р.

Друкарня УкрДАЗТу,

61050, Харків - 50, пл. Фейєрбаха, 7

Міністерство транспорту та зв'язку України

Українська державна академія залізничного транспорту

**Тягові розрахунки автомобілів та тракторів
Конспект лекцій**

2007

Конспект лекцій “Тягові розрахунки автомобілів та тракторів” розроблено у відповідності до робочої програми дисципліни “Автомобілі та трактори”, яка входить до навчального плану спеціальності 7.090214 “Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання.”

Призначений для студентів денної та заочної форм навчання (повної та скороченої).

Рекомендовано до друку засіданням кафедри “Будівельні, колійні та вантажно-розвантажувальні машини” (протокол № від грудня 2005 р.)

Розробили:
професор Є.С. Венцель
доцент В.М.Гончаров

Рецензент:
професор Є.М. Лисіков

ВСТУП

Головними задачами тягових розрахунків автомобілів та тракторів є визначення сил опору при їх русі та потрібній потужності двигуна для переміщення машин з заданою швидкістю з подоланням сил опору.

Зовнішні сили, які діють на автомобіль і трактор в процесі руху, підрозділяються на два види: сили руху та сили опору. Рух здійснюється за рахунок сили тяги F_T на ведучих елементах (колесах або гусеницях). Сила тяги виникає між ведучими елементами та шляхом і спрямована у бік руху. Силами, що направлені проти руху, вважаються сили опору коченню ведучих та відомих коліс F_f , сили опору підйому F_i , сили опору повітря F_v та сили опору розгону F_j сили інерції мас, що обертаються – головним чином, колеса та маховик двигуна).

1 СИЛА ТЯГИ НА ВЕДУЧИХ КОЛЕСАХ

1.1 Сила тяги на ведучих колесах автомобіля

Сила тяги F_T , що виникає між колесами та шляхом, реалізує рух автомобіля. Вона визначається з такого виразу:

$$F_T = M_{кр} * U_T * \eta_T / r_0, \quad (1.1)$$

де $M_{кр}$ - крутний момент двигуна, Н*м;

U_T - передаточне відношення трансмісії;

η_T - К.К.Д. трансмісії (0,85-0,95);

r_0 - радіус колеса, м

Максимальний крутний момент, що розвиває двигун, не завжди може бути використаний повністю, тому що тягове зусилля автомобіля не може перевищувати силу зчеплення коліс зі шляхом.

Максимальна сила тяги за умовами зчеплення визначається

як

$$F_{зч} = G_{\phi} * \phi, \quad (1.2)$$

де G_{ϕ} – зчїпна вага автомобіля (сила ваги, що приходитьсья на ведучі колеса);

ϕ – коефіцієнт зчеплення шин ведучих коліс зі шляхом (залежить від типу шляхового покриття та шин).

Таким чином, кочення ведучих коліс без буксування буде виконуватися при умові, що $F_T \leq F_{зч} = G_{\phi} * \phi$.

1.2 Сила тяги на гусеницях трактора

Сили, що викликають рух трактора, обумовлені наявністю на рушіях ведучого моменту $M_{вед}$.

При постійному режимі роботи, коли трактор рухається рівномірно, ведучий момент визначається з виразу

$$M_{вед} = M_{кр} * U_T * \eta_T \quad (1.3)$$

Ведучий момент приводить до виникнення між рушієм і колією відповідних дотичних реакцій. Ці реакції спрямовані по напрямку руху трактора та штовхають його вперед. Рівнодіюча цих реакцій викликає штовхальну силу X_k у колісному тракторі або дотичну силу R_k тяги у гусеничному тракторі.

Дотична сила тяги визначається залежністю

$$R_k = M_{вед} / r_k, \quad (1.4)$$

де r_k - теоретичний радіус ведучого колеса або зірочки, м.

2 СИЛИ ОПОРУ РУХУ

2.1 Сили опору руху автомобіля

При русі автомобіля тягове зусилля на ведучих колесах витрачається на подолання ряду опорів. У загальному вигляді підсумковий опір руху автомобіля можна представити у вигляді

$$\mathbf{F} = \mathbf{F}_f + \mathbf{F}_i + \mathbf{F}_v + \mathbf{F}_j \quad (2.1)$$

Опір коченню коліс автомобіля викликається деформацією шин, шляху під шинами та тертям їх об шлях.

При коченні еластичного колеса по твердому шляху деформація в передній частині шини контакту зі шляхом наростає, а у задній – знижується. Тому точка прикладення рівнодіючої нормальної реакції, що дорівнюється за величиною навантаження на колесо \mathbf{G}_k , зміщається від вертикальної осі на деяку величину $\mathbf{a}_ш$. Внаслідок цього зміщення виникає пара сил \mathbf{R}_k і \mathbf{G}_k . Ця пара створює момент $\mathbf{R}_k * \mathbf{a}_ш$, який протидіє коченню колеса. Величину сили опору коченню \mathbf{F}_f знаходять з умови рівноваги колеса

$$\mathbf{G}_k * \mathbf{a}_ш = \mathbf{F}_f * r_k \quad (2.2)$$

З цього виразу

$$\mathbf{F}_f = \mathbf{G}_k * \mathbf{a}_ш / r_k = \mathbf{G}_k * f, \quad (2.3)$$

де $f = \mathbf{a}_ш / r_k$ - коефіцієнт опору кочення.

Величина коефіцієнта кочення для різних шляхових покриттів має такі значення:

$f = 0,013 - 0,02$ - асфальтобетонне покриття;

$f = 0,025 - 0,05$ - бруківка;

$f = 0,1 - 0,3$ - сухий пісок.

Автомобільні шляхи складаються з горизонтальних ділянок, підйомів та спусків. Крутість підйомів характеризують величиною кута α в градусах або величиною ухилу шляху i у відсотках (наприклад, $i=3\%$).

Оскільки автомобільні шляхи з твердим покриттям мають невеликі значення кутів підйому ($4^\circ - 5^\circ$), то для таких кутів можна прийняти, що $\sin\alpha = \text{tg}\alpha = i$.

При русі на підйом (рисунок 1) силу ваги можна розкласти на дві складові, одна з яких $Ga^* \sin \alpha$ спрямована паралельно поверхні шляху і називається силою опору підйому. Друга складова спрямована перпендикулярно поверхні шляху. Вона визначається виразом $Ga^* \cos \alpha$ та називається силою опору коченню.

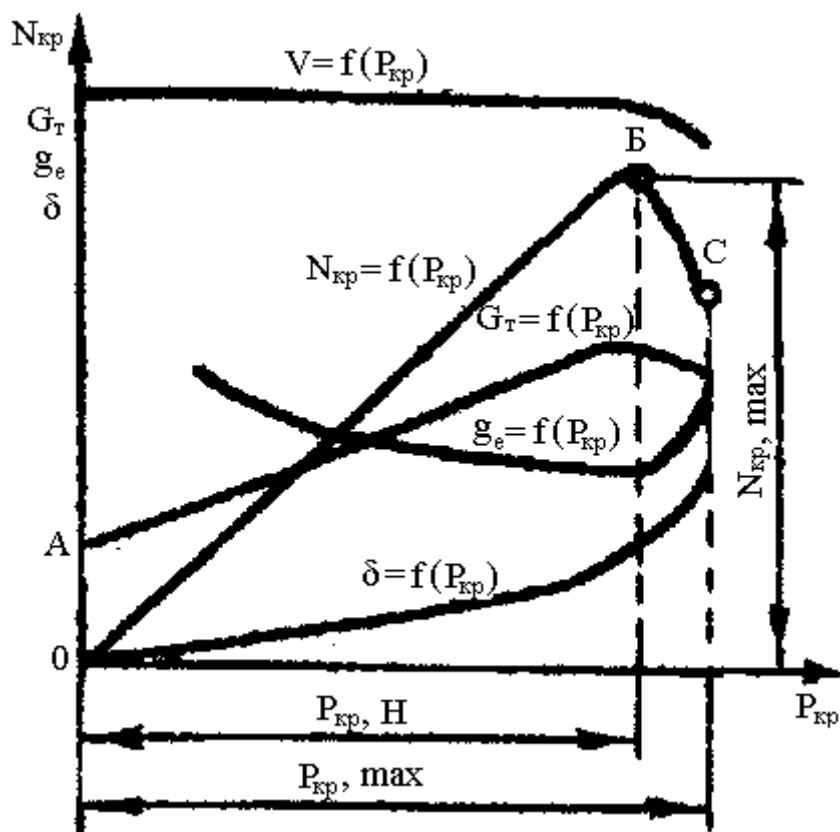


Рисунок 1 - Схема сил опорів, які діють на автомобіль

В ряді випадків розглядаються сумісний опір коченню та підйому:

$$F_{\Psi} = F_f + F_i = G_a * f * \cos\alpha + G_a * \sin\alpha = G_a * (f + i) = G_a * \Psi, \quad (2.4)$$

де Ψ – коефіцієнт опору шляху, величина якого така:

$\Psi = 0,025 - 0,04$ – легкові автомобілі;

$\Psi = 0,015 - 0,025$ – вантажні автомобілі;

$\Psi = 0,018 - 0,03$ – автобуси

Сила опору повітря $F_{\text{в}}$ складається з сили тиску зустрічних частинок повітря, сили, що створюється розрядженням за автомобілем та сили тертя повітря о поверхню автомобіля. Сила опору повітря залежить від лобового перерізу автомобіля, його форми, швидкості руху і щільності повітря та може визначатися з виразу

$$F_{\text{в}} = C_{\omega} * \gamma_{\omega} * A_{\text{в}} * V^2_{\text{а}} / 1300 = k_{\text{в}} * A_{\text{в}} * V^2_{\text{а}} / 1300, \quad (2.5)$$

де C_{ω} – коефіцієнт обтічності автомобіля, який залежить від форми та якості його поверхні;

γ_{ω} - щільність повітря, Н/м³;

$A_{\text{в}}$ - лобова площа автомобіля, м²;

$V_{\text{а}}$ - швидкість руху автомобіля, км/год;

$k_{\text{в}} = C_{\omega} * \gamma_{\omega}$ - коефіцієнт опору повітря, Н*с²/м⁴.

Сила опору повітря враховується при швидкості руху 40 км/год та вище.

Сила опору разгону F_{J} виникає при прискоренні руху та являє собою силу інерції, яка залежить від маси автомобіля $m_{\text{а}}$ та прискорення $J_{\text{а}}$ його руху:

$$F_{\text{J}} = G_{\text{а}} * J_{\text{а}} * \delta_{\text{об}} / g, \quad (2.6)$$

де $G_{\text{а}}$ – сила ваги автомобіля, Н;

g - прискорення вільного падіння, м/с²;

$J_{\text{а}}$ – прискорення автомобіля, м/с²;

$\delta_{\text{об}}$ – коефіцієнт, який враховує маси, що обертаються ($\delta_{\text{об}} = 1 = 0,007 * U_{\text{T}}$).

Ут – К.К.Д. трансмісії.

2.2 Сили опору руху трактора

Сили опору руху колісного трактора визначаються аналогічно силам опору руху автомобіля, які розглянуті вище.

Для гусеничного трактора у зв'язку з незначністю робочих швидкостей руху сила опору повітря невелика та при швидкості до 20 км/год її можна не враховувати.

Розглядаючи загальний випадок руху трактора з прискоренням на підйом з кутом α до горизонту (див. рисунок 2), можна встановити наявність діючих активних та реактивних сил та моментів, які здійснюють, з одного боку, привід трактора до руху, а з іншого, протидію цьому руху.

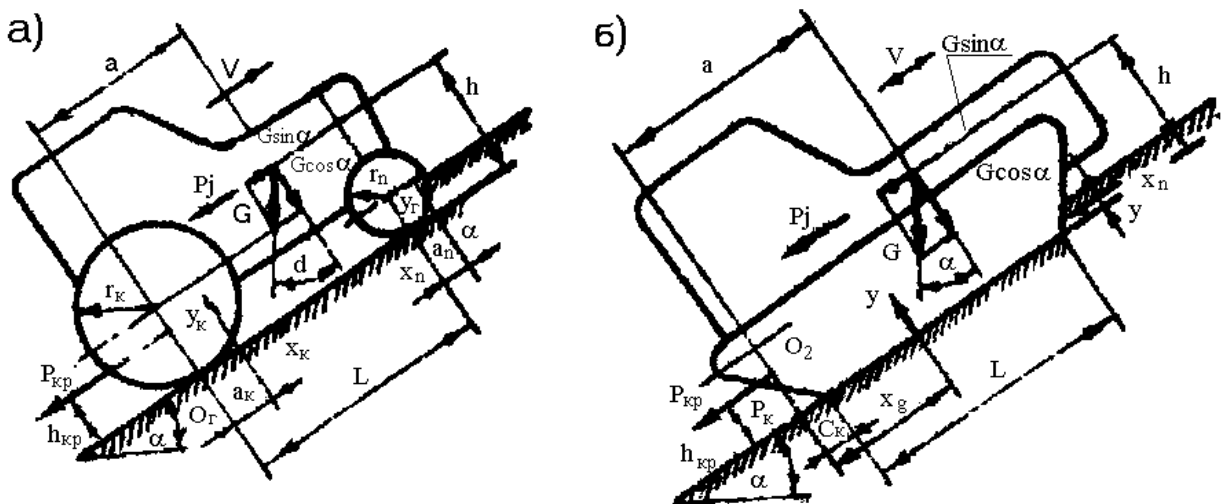


Рисунок 2 - Схема сил, які діють на трактор:
а) колісний; б) гусеничний

Сила X_k , що штовхає ведучі колеса у колісного трактора, а також дотична сила тяги P_k гусеничного трактора є рушійними силами, які викликають переміщення тракторного агрегату. Ці сили спрямовані у бік руху трактора – паралельно поверхні шляху.

Реакція X_n виникає між поверхнею шляху та передніми колесами під впливом зусилля, що штовхає. Вона прикладена з боку остова колісного трактора.

У гусеничного трактора реакція X_{Π} виникає на будь-якій ділянці гусеничного рушія внаслідок деформації шляху. Ця реакція паралельна поверхні дороги та спрямована проти руху трактора.

Приймаючи, що реакція X_{Π} діє відносно осі на плече, що дорівнює їх теоретичному радіусу r_{Π} , можна виразити цю умову таким рівнянням:

$$X_{\Pi} \cdot r_{\Pi} = M_{f\Pi} + M_{j\Pi} + M_{r\Pi}, \quad (2.7)$$

де $M_{f\Pi}$ – момент опору коченню передніх коліс;

$M_{j\Pi}$ – момент дотичних сил інерції передніх коліс, який виникає внаслідок обертання їх з нерівномірною кутовою швидкістю;

$M_{r\Pi}$ – момент тертя в підшипниках передніх коліс.

Передні колеса обертаються, як правило, на підшипниках кочення, тому момент тертя $M_{r\Pi}$ незначний і ним можливо знехтувати. Тоді отримаємо

$$X_{\Pi} = (M_{j\Pi} + M_{f\Pi}) / r_{\Pi}. \quad (2.8)$$

У гусеничного рушія, крім реакції X_{Π} , опір коченню на ведучих колесах створює також момент $M_{r_{yc}}$. Поділивши величину цього моменту на теоретичне значення радіусу r_k ведучого колеса, отримаємо складову силу P_r опору кочення від механічних витрат

$$P_r = M_{r_{yc}} / r_k. \quad (2.9)$$

Таким чином, сила опору коченню P_f гусеничного трактора визначається формулою

$$P_f = X_{\Pi} + P_r \quad (2.10)$$

Маса трактора та її складові прикладені у центрі ваги трактора. При русі його на підйом з кутом α до горизонту силу

ваги G , що спрямована вертикально, можна розкласти на дві складові: $G \cdot \cos \alpha$ та $G \cdot \sin \alpha$. Сила $G \cdot \cos \alpha$ разом з силою тяги на крію притискує колеса або опорну ділянку гусеничного рушія до поверхні шляху. Внаслідок цього виникають відповідні нормальні реакції з боку ґрунту: Y_k на ведучі колеса, Y_p – на ведені або Y на опорній ділянці гусеничного рушія. Реакції Y_k та Y_p зсунуті відносно вертикальної геометричної осі коліс, яка перпендикулярна опорній поверхні, відповідно, на відстань a_k та a_p . Сила $G \cdot \sin \alpha$ спрямована проти руху та виражає додатковий опір, який протидіє руху трактора на підйомах.

Сили інерції P_j окремих частин трактора, що виникають при його нерівномірному прямолінійному русі, можуть бути замінені їх рівнодіючою, яка прикладена у центрі ваги трактора та спрямована в бік, протилежний прискоренню j . Величина цієї рівнодіючої визначається виразом

$$P_j = G \cdot j / g, \quad (2.11)$$

де g – прискорення вільного падіння.

3 ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК АВТОМОБІЛЯ ТА ТРАКТОРА

Сила тяги на ведучих колесах автомобіля витрачається на подолання сил опору руху. Для забезпечення руху автомобіля необхідно, щоб величина сили тяг, що розвивається ведучими колесами, дорівнювала силі сумарного опору, тобто

$$F_T = F_{оп} = F_f + F_i + F_v + F_j. \quad (3.1)$$

Замінюючи позначення сил їх розгорнутими виразами для загального випадку руху автомобіля, отримаємо

$$M_{кр} \cdot U_T \cdot \eta_T / r_o = G \cdot f \cdot \cos \alpha + G \cdot \sin \alpha + k_v \cdot A_v \cdot V^2 a / 1300 + G a \cdot J_a \cdot \delta_{об} / g \quad (3.2)$$

Цей вираз називається рівнянням тягового балансу і дозволяє визначити силу тяги, яка розвивається на ведучих колесах, а також

встановити, як вона розподіляється по різних видах опорів.

Для аналізу тягового балансу зручно користуватися його графічною інтерпретацією. Для цього в координатах $F_T - V_a$ будується крива, яка відображає залежність величини сили тяги від швидкості руху (рисунок 3).

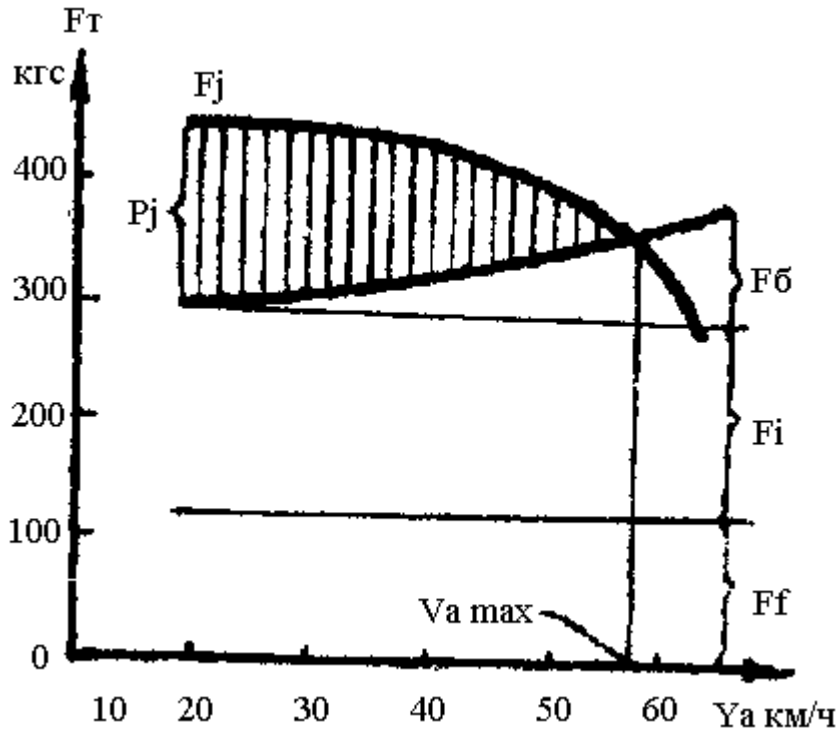


Рисунок 3 - Графік тягового балансу автомобіля

В подальшому від осі абсцис уверх відкладаються: величина сил опору кочення F_f , підйому F_i та повітря F_b . Отримана крива визначить суму сил опору при русі автомобіля з рівномірною швидкістю. Точка перетину цієї кривої та сили тяги визначить величину максимальної швидкості автомобіля в цих умовах. В цій точці $F_j = 0$.

Відрізки вертикальних ліній (P_j), які містяться усередині заштрихованої площі, визначають величину частини тяги, яка може бути використана для прискорення автомобіля.

Графік тягового балансу показує співвідношення між окремими силами опору та силою тяги на колесах і дозволяє підрахувати прискорення розгону автомобіля та опір шляху, який

він може подолати при русі, а також максимальну швидкість.

Залежність між силою тяги і силами опорів руху називається тяговим балансом трактора. Для складання рівняння тягового балансу трактора сумуються проекції усіх сил на вісь, яка паралельна поверхні шляху:

$$X_k = P_{кр} + G \cdot \sin \alpha + X_{п} + P_j, \quad (3.3)$$

Реакція $X_{п}$, яка спрямована проти руху, являє собою силу опору коченню напрямних коліс $P_{фн}$.

Сила, що штовхає, визначається виразом

$$X_k = P_k - M_{fk} / r_k, \quad (3.4)$$

де P_k - дотична сила тяги при сталому русі;

M_{fk} / r_k - сила опору коченню ведучого колеса.

З (3.4) можна написати, що

$$X_k = P_k - P_f, \quad (3.5)$$

Підставивши в рівняння тягового балансу значення X_k та $X_{п}$, отримаємо

$$P_k - P_{f3} = P_{кр} + G \cdot \sin \alpha + P_{фн} + P_j, \quad (3.6)$$

Перетворюючи рівняння (3.6), отримаємо

$$P_k = P_{кр} + G \cdot \sin \alpha + P_j + (P_{фн} + P_j). \quad (3.7)$$

Оскільки сума $P_{фн} + P_j$ є силою P_f опору кочення трактора, то

$$P_k = P_{кр} + G \cdot \sin \alpha + P_j + P_f. \quad (3.8)$$

Отримане рівняння являє собою тяговий баланс трактора при його нерівномірному русі на підйом незалежно від того, має він колісний або гусеничний рушій.

Для сталого руху на горизонтальній ділянці шляху сили $G \cdot \sin \alpha$ та P_j дорівнюють нулю і рівняння тягового балансу набуде вигляду

$$P_k = P_{кр} + P_f . \quad (3.9)$$

Величина моменту, який підводиться до ведучих коліс для створення руху та потрібної сили тяги з навантаженням на кріюку при нерівномірному русі на підйом, може бути визначена з рівняння тягового балансу. Для цього обидві частини рівняння помножуються на радіус колеса r_k :

$$P_k \cdot r_k = P_{кр} r_k + G \cdot r_k \cdot \sin \alpha + P_j \cdot r_k + P_f \cdot r_k \quad (3.10)$$

або

$$M_{вед} = M_{кр} + M_G + M_j + M_f . \quad (3.11)$$

Ведучий момент $M_{вед}$ дорівнює сумі моментів: $M_{кр}$, який відповідає силі тяги на кріюку, M_G , який відповідає складовій масі трактору, M_j , який відповідає силам інерції усього трактора, та M_f , який відповідає опорі кочення, включаючи витрати в механізмі гусеничного рушія.

4 ДИНАМИЧНИЙ ФАКТОР

Якщо в рівнянні тягового балансу автомобіля силу опору повітря перенести у ліву частину, то його можна записати у такому вигляді:

$$F_T - F_B = F_\Psi + F_j . \quad (4.1)$$

Підставивши у (4.1) значення F_Ψ та F_j , отримаємо вираз

$$F_T - F_B = G_a \cdot \Psi + G_a \cdot J_a \cdot \delta_{об} / g \quad (4.2)$$

Поділив обидві частини рівняння на G_a , отримаємо

$$(F_T - F_B) / G_a = \Psi \pm J_a * \delta_{об} / g . \quad (4.3)$$

Ліва частина рівняння являє собою відношення надлишкової сили тяги $F_T - F_B$ до повної сили ваги автомобіля G_a . Це співвідношення називається динамічним фактором:

$$D_a = (F_T - F_B) / G_a . \quad (4.4)$$

Величина D_a залежить тільки від конструктивних параметрів автомобіля і тому її можна визначити для кожної моделі автомобіля. При русі на нижчих передачах величина D_a вище, ніж при русі на вищих передачах у зв'язку збільшенням F_T та зниженням F_B . При русі автомобіля зі швидкістю 4 – 5 км/год D_a визначається за приблизною формулою

$$D_a = F_T / G_a . \quad (4.5)$$

Динамічний фактор може бути також зв'язаний з умовами руху автомобіля. Для цього дорівнюємо D_a до правої частини рівняння (4.3) та отримаємо

$$D_a = \Psi \pm J_a * \delta_{об} / g . \quad (4.6)$$

При $J_a = 0$, тобто при сталому русі автомобіля $D_a = \Psi$. Отже, за допомогою динамічного фактору можна визначити максимальну швидкість автомобіля, яку він розвиває на ділянці шляху з підсумковим опором Ψ , або навпаки, тип шляху, на якому автомобіль може досягти потрібної швидкості.

Для тривалого та неспинного руху автомобіля необхідно дотриматися умови $D_a \geq \Psi$.

При русі автомобіля без буксування ведучих коліс використовуємо межову умову руху машини по зчепленню $F_T = F_\phi = G * \phi$. Тоді, підставивши значення F , отримаємо значення динамічного фактора по зчепленню

$$D_{зч} = (F_{\phi} - F_B) / G_a \quad (4.7)$$

При буксуванні коліс швидкість автомобіля невеличка, тому $F_B = 0$. В цьому разі

$$D_{зч} = G_a * \phi / G_a = \phi \quad (4.8)$$

Отже, рух автомобіля без буксування ведучих коліс можливий при умові $D_{зч} \geq D_a$. З урахуванням виразу $F_k \leq F_{\phi} = G_{зч} * \phi$ умовою руху автомобіля у загальному випадку буде

$$D_{зч} \geq D_a \geq \phi \quad (4.9)$$

Графічна залежність динамічного фактору D_a від швидкості руху автомобіля V_a на різних передачах називається динамічною характеристикою автомобіля (рисунок 4).

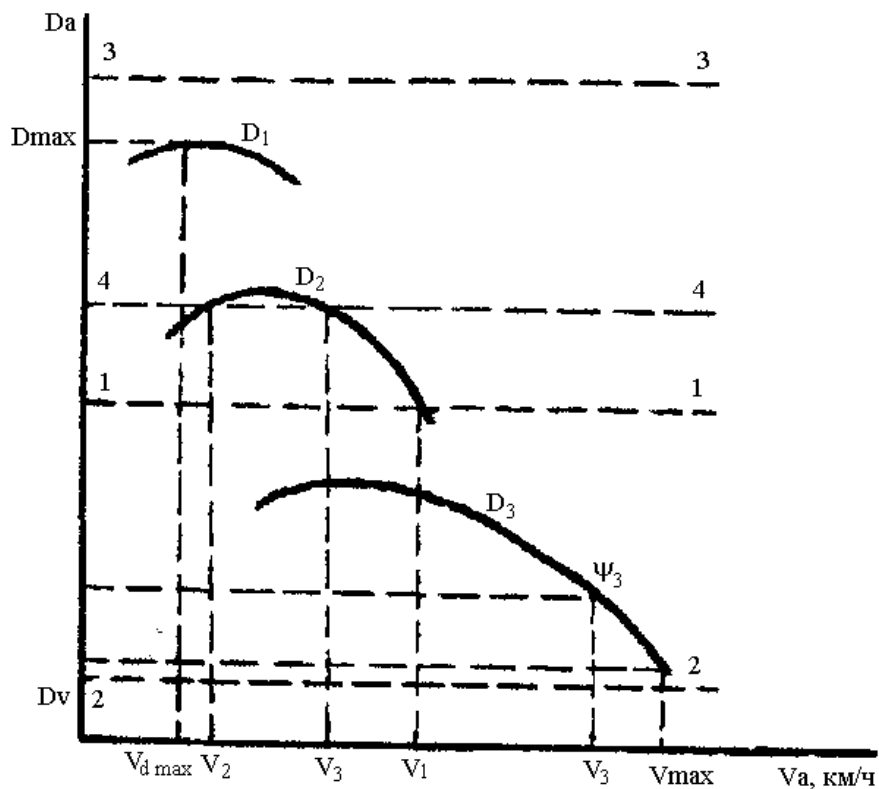


Рисунок 4 - Динамічна характеристика автомобіля

Найбільш зручно користуватися динамічною характеристикою у випадку рівномірного руху, коли $J_a=0$ та динамічний фактор $D_a=\Psi$. У цьому випадку на графіку динамічної характеристики у масштабі динамічних факторів відкладаються значення коефіцієнтів опору шляху, які являють собою прямі лінії, паралельні осі абсцис. За допомогою динамічної характеристики можна визначити максимальну швидкість руху в конкретних умовах, а також вирішити зворотну задачу – визначити підсумковий опір шляху, який подолає автомобіль під час руху з конкретною швидкістю.

В першому випадку необхідно на динамічну характеристику нанести пряму, яка являє собою даний опір шляху. При цьому можливі декілька випадків.

1 Лінія Ψ_1 (на рисунку 4 це 1-1) перетинається з кривою динамічного фактора. Тоді максимальна швидкість дорівнює V_1 (абсциса точки перетинання), тому що при цьому дотримується умова $D_a=\Psi$.

2 Лінія Ψ_2 (на рисунку 4 це 2-2) проходить нижче кривої D_a . В цьому випадку $D_a>\Psi$ та рівномірний рух автомобіля неможливий, тобто відбувається розгон машини.

3 Лінія Ψ_3 (на рисунку 4 це 3 -3) проходить вище кривої D_a . При цьому $D_a<\Psi$ і автомобіль може рухатися тільки уповільнено за рахунок його кінетичної енергії, а також маховика та інших обертальних мас.

4 Лінія Ψ_4 (на рисунку 4 це 4 -4) перетинає криву D_a у двох точках. У цьому випадку автомобіль може рухатися рівномірно (при повністю відчиненій дросельній заслінці) зі швидкістю V_2 або V_3 . Для рівномірного руху зі швидкістю автомобіля менш V_3 необхідно зменшити потужність двигуна, прикривши дросельну заслінку.

Для визначення підсумкового опору шляху при русі автомобіля з заданою швидкістю знаходять величину D_a , яка відповідає вказаній швидкості та, отже, і значенню Ψ . Так, при швидкості V_5 коефіцієнт опору шляху дорівнює Ψ_5 . Найбільше

значення коефіцієнт Ψ може мати при максимальному значенні динамічного фактору D_{\max} (для даної передачі). Для цього проводять пряму, яка паралельна осі абсцисс, та дотичну до кривої D_a на даній передачі. При цьому відрізок на осі ординат укаже величину D_{\max} , та отже і Ψ_{\max} . Абсциса точки дотику визначить $V_{D_{\max}}$, яка є границею між областями стійкого та несталого руху автомобіля. При $V_a > V_{D_{\max}}$ рух стає сталим, а при $V_a < V_{D_{\max}}$ - рух хиткий. Швидкість автомобіля, яка відповідає D_{\max} на прямій передачі, називається критичною за умовою тяги.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- 1 Роговцев В.А. Автомобили и тракторы. Конструкция и теория.-М.: Транспорт, 1986.-311с.
- 2 Венцель Е.С., Гончаров В.Н. Автомобили и тракторы: Учеб. пособие.-Харьков: ХарГАЖТ, 1996.-93с.
- 3 Сергеев В.П. Автотракторный транспорт: Учеб. для ВУЗов.- М.: Высшая школа, 1984.-304с.

Євген Сергійович Венцель
Володимир Миколайович Гончаров

Тягові розрахунки автомобілів та тракторів

Конспект лекцій

Відповідальний за випуск доцент А.В. Погребняк

Редактор

Підписано до друку