

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**МИКОЛАЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-енергетичний факультет

Кафедра «Тракторів та сільськогосподарських машин, експлуатації і ТС»

ЕНЕРГЕТИЧНІ ЗАСОБИ В АПК

методичні рекомендації

до виконання курсової роботи для здобувачів вищої освіти денної та заочної форми навчання спеціальності 208 «Агроінженерія» та 015 «Професійна освіта (Технологія виробництва і переробка продуктів сільського господарства)»

Миколаїв 2019

УДК 631.372

Е61

Друкується за рішенням науково-методичної комісії інженерно-енергетичного факультету Миколаївського національного університету від 26.04.2018 р., протокол № 9

Укладачі:

- Гавриш В.І. – д-р екон. наук, професор, завідуючий кафедри тракторів та сільськогосподарських машин, експлуатації та технічного сервісу, Миколаївський національний аграрний університет
- Грубань В.А. – канд. тех. наук, доцент кафедри тракторів та сільськогосподарських машин, експлуатації і технічного сервісу, Миколаївський національний аграрний університет;
- Галєєва А.П. – канд. пед. наук, доцент кафедри тракторів та сільськогосподарських машин, експлуатації і технічного сервісу, Миколаївський національний аграрний університет

Рецензенти:

- Атаманюк І.П. – д.т.н., професор, завідувач кафедри «Вищої та прикладної математики» МНАУ
- Чередниченко О.К. – к.т.н., доцент кафедри «Експлуатації судових енергетичних установок та теплоенергетики» НУК ім. адмірала Макарова

ЗМІСТ

ЗМІСТ.....	3
ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ.....	5
РОЗДІЛ І. ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК ТРАКТОРА.....	6
1.1. ВИБІР ТЯГОВИХ ЗУСИЛЬ.....	6
1.2. ВИЗНАЧЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ ВАГИ.....	7
1.3. РОЗРАХУНОК ШВИДКОСТІ НА ОСНОВНИХ ПЕРЕДАЧАХ.....	10
1.4. ВИБІР СХЕМИ ТРАНСМІСІЇ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ЇЇ ККД.....	11
1.5. РОЗРАХУНОК НОМІНАЛЬНОЇ ПОТУЖНОСТІ ДВИГУНА.....	11
1.6. РОЗРАХУНОК ПЕРЕДАТОЧНИХ ЧИСЕЛ ТРАНСМІСІЇ Й КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ.....	13
1.7. РОЗРАХУНОК І ПОБУДОВА РЕГУЛЯТОРНОЇ ШВИДКІСНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ.....	15
1.8. РОЗРАХУНОК І ПОБУДОВА ТЕОРЕТИЧНОЇ ТЯГОВОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ.....	18
1.9. ЗАВДАННЯ, ЩО РОЗВ'ЯЗУЮТЬСЯ ЗА ДОПОМОГОЮ ТЕОРЕТИЧНОЇ ТЯГОВОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОРА	24
ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК АВТОМОБІЛЯ.....	29
2.1. ВИЗНАЧЕННЯ МАСИ АВТОМОБІЛЯ.....	29
2.2. ВИБІР КОЛІС ДЛЯ АВТОМОБІЛЯ.....	30
2.3. РОЗРАХУНОК ПОТУЖНОСТІ ТА ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ КОЛІНЧАСТОГО ВАЛА ДВИГУНА АВТОМОБІЛЯ.....	31
2.4. РОЗРАХУНОК ТА ПОБУДОВА ЗОВНІШНЬОЇ ШВИДКІСНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГУНА.....	32
2.5. ВИЗНАЧЕННЯ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА ГОЛОВНОЇ ПЕРЕДАЧИ.....	34
2.6. ПІДБІР ПЕРЕДАТОЧНИХ ЧИСЕЛ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ.....	35
2.7. РОЗРАХУНОК І ПОБУДОВА ДИНАМІЧНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБІЛЯ.....	36
2.8. РОЗРАХУНОК ТА ПОБУДОВА ЕКОНОМІЧНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБІЛЯ.....	38

ПРИКЛАД 1. ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК КОЛІСНОГО ТРАКТОРА	43
1.1. ВИХІДНІ ДАНІ.....	43
1.2. ВИЗНАЧЕННЯ ВАГИ ТРАКТОРА ТА ПОТУЖНОСТІ ДВИГУНА.....	43
1.3 РОЗРАХУНОК І ПОБУДОВА РЕГУЛЯРНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГУНА.....	44
1.4. ВИЗНАЧЕННЯ ТЕОРЕТИЧНИХ ТЯГОВИХ ЗУСИЛЬ.....	48
1.5. ВИЗНАЧЕННЯ ДІЙСНОЇ ШВИДКОСТІ РУХУ ТА ТЯГОВОЇ ПОТУЖНОСТІ.....	49
1.6. ВИЗНАЧЕННЯ ТЯГОВОГО ККД ТРАКТОРА.....	51
1.7. ПОБУДОВА ТЕОРЕТИЧНОЇ ТЯГОВОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ.....	53
ПРИКЛАД 2. ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ	54
2.1. ВИЗНАЧЕННЯ ВАГИ АВТОМОБІЛЯ ТА ПОТУЖНОСТІ ДВИГУНА.....	54
2.2. ВИЗНАЧЕННЯ ВАГИ АВТОМОБІЛЯ ТА ПОТУЖНОСТІ ДВИГУНА.....	55
2.3. РОЗРАХУНОК ШВИДКІСНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГУНА.....	56
2.4. УНІВЕРСАЛЬНА ДИНАМІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА АВТОМОБІЛЯ.....	57
2.5. РОЗРАХУНОК І ПОБУДОВА ЕКОНОМІЧНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ.....	59
ДОДАТКИ.....	61
СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	65
РЕЙТИНГОВА СИСТЕМА БАЛІВ ПО ДИСЦИПЛІНІ.....	66

ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ РОБОТИ

Робота оформляється відповідно до єдиної системи конструкторської документації (ЕСКД) ДСТ 2.105-68 і ГОСТ 2.106-68.

При виконанні контрольної роботи кожен студент одержує індивідуальне завдання від викладача-керівника. При використанні ПЕОМ обґрунтовує вихідні дані для розрахунку автомобіля, користаючись методичними вказівками, інструкціями та технічними характеристиками автомобіля-прототипу, а також іншими довідковими матеріалами.

Викладач перевіряє отримані вихідні дані по етапах виконання і підписує дозвіл на їхнє введення в машину. При одержанні роздруківок студент розшифровує параметри, переносить їх у таблиці, підбирає масштаби і будує на міліметровому папері необхідні залежності.

Необхідно звернути особливу увагу на наступне:

- при виборі параметрів варто обґрунтувати їх значення з посиланнями на літературні джерела;
- рівняння спочатку необхідно записувати в буквеному виді, а потім підставляти числові значення. Варто дотримуватися стандартних позначень величин, з обов'язковим написанням їх розмірностей у системі СІ;
- схеми і графіки потрібно виконувати простим олівцем на міліметровому папері формату 12 (А1) відповідно до ДСТ;
- записку оформлюємо на одній стороні стандартного листа формату 11(А4) (210×297);
- роботу необхідно зброшурувати. Зразок титульного листа приведений на стор.

Мета роботи: сприяти засвоєнню матеріалу одного з найважливіших розділів для майбутнього інженера-механіка, (інженера-педагога) сільського господарства по теорії трактора та автомобіля і придбанню навичок у рішенні задач по тяговому і динамічному розрахунку трактора та автомобіля.

Курсова робота виконується з урахуванням оцінюванням за кредитно модульною системою навчання. Вона є окремим модулем в структурі дисципліни.

Розділ I. ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК ТРАКТОРА

Курсова робота виконується з метою систематизації і закріплення знань, набутих при вивченні курсу "Енергетичні засоби в АПК", розвитку в здобувачів вищої освіти вміння застосовувати отримані інженерні знання для підвищення ефективності використання тракторів та автомобілів. Вихідними даними для тягового розрахунку трактора являються: тип трактора (колісний або гусеничний); номінальне тягове зусилля (у відповідності з ГОСТ 27021 - 86 - це таке зусилля, при якому на стерні твердістю 1,0 - 1,5 МПа і вологості 8 - 18 % тяговий ККД трактора близький до максимального, і для колісних тракторів складає 60 - 65 %, гусеничних 70 - 75 % , а коефіцієнт буксування не перевищує 18 % у колісних 4К2, 16 % у колісних 4К4 і 5 % у гусеничних тракторів); відповідна номінальному тяговому зусиллю розрахункова швидкість рух трактора (теоретична швидкість при номінальній частоті обертання колінчастого вала). Крім того, задається ґрунтовий агрофон для побудови теоретичної тягової характеристики. Курсова робота повинна містити: розрахунково-пояснюючу записку, виконану чітко і грамотно на папері стандартного формату А4 (210×297), схеми і графіки, виконані простимо олівцем, на міліметровому папері формату А1 (594×841).

Завданням тягового розрахунку трактора є визначення основних параметрів трактора, які забезпечують його високі експлуатаційні якості. При виконанні курсової роботи необхідно виконати:

- розрахунок експлуатаційної ваги трактора;
- розрахунок потужності двигуна та побудову його регуляторної характеристики;
- розрахунок та побудову тягової характеристики трактора.

1.1. Вибір тягових зусиль

В залежності від вимог, які пред'являються до трактора при тяговому розрахунку, встановлюють номінальне тягове зусилля на І-й основній передачі ($P_{крn}^1$). Іноді доцільно встановлювати і тягове зусилля на останній робочій передачі ($P_{кр\cdot min}$).

Для нашого тягового розрахунку $P_{крn}^1$ встановлено з урахуванням місця трактора в існуючому типажі тракторів (відповідного класу), а $P_{кр\cdot min}$ вибирається рівним номінальному

зусиллю тракторів попереднього класу. Тоді тяговий діапазон визначається за рівнянням:

$$\delta_T = \varepsilon \cdot \frac{R_{крн}^1}{R_{кр \cdot \min}}, \quad (1.1)$$

де $R_{крн}^1$ - номінальне тягове зусилля на 1-й передачі (по завданню);
 $R_{кр \cdot \min}$ - номінальне тягове зусилля на останній робочій передачі;
 ε - коефіцієнт розширення тягової зони трактора, приймається рівним 1,3.

Для тракторів тягового класу 2...6 кН тяговий діапазон можна взяти $\delta_T = 2$.

1.2. Визначення експлуатаційної ваги

Розрізняють експлуатаційну та конструктивну (суху) вагу. Експлуатаційна вага G включає: конструктивну вагу, вагу експлуатаційних матеріалів (вода, мастило, паливо, інструменти), вагу тракториста, вагу начіпних машин, знарядь та вагу баласту.

Експлуатаційна вага є вихідною величиною при визначенні експлуатаційних показників трактора: питомого тиску на ґрунт, положення центра ваги, опору коченню, тягово-зчіпних властивостей.

Експлуатаційна вага визначається для випадку роботи при сталому режимі на горизонтальній поверхні при забезпеченні зчеплення ходової частини із ґрунтом. Для її визначення розглянемо рівняння тягового балансу трактора.

На трактор діє сила G , що створює експлуатаційну вагу трактора. Точка прикладення цієї сили перебуває в центрі ваги трактора.

На трактор діє тяговий опір $R_{кр}$, що створюється працюючою в агрегаті із трактором машиною або причепом і направлена проти руху, паралельно поверхні поля.

Під час руху трактора під дією штовхаючої сили, між ґрунтом та колесами виникає реакція опору коченню P_f , яка паралельна поверхні поля та направлена проти руху.

Силою опору повітря можна знехтувати, тому що швидкість руху трактора не перевищує 11 м/с і її величина незначна.

Дія ведучого моменту $M_{вед}$ викликає виникнення між колесами та ґрунтом дотичних реакцій, які направлені убік руху і штовхають трактор вперед. Рівнодіюча цих реакцій має назву штовхаючої сили X_k .

Для усталеного руху трактора по горизонтальній поверхні рівняння тягового балансу має вигляд:

$$X_k = P_{kp} + P_f. \quad (1.2)$$

Отже, для розглянутого випадку руху дотична сила тяги дорівнює сумі горизонтального складового тягового опору та сили опору коченню трактора.

Максимальне значення ведучого моменту $M_{вед}$, реалізоване трактором, залежить не тільки від крутного моменту двигуна та передаточного числа силової передачі, але і від зчеплення рушія з ґрунтом або дорогою.

Здатність створювати при взаємодії з ґрунтом дотичні сили характеризують зчіпні якості рушіїв, оцінювані коефіцієнтом зчеплення φ .

Для трактора максимальне значення дотичної сили тяги P_φ визначається рівнянням:

$$P_\varphi = \varphi \cdot G_{сц}, \quad (1.3)$$

де $G_{сц}$ - вага трактора, яка припадає на ведучі колеса.

Дотичну силу тяги, отриману з даного рівняння, називають максимальною дотичною силою тяги за зчепленням.

Вага трактора, що припадає на ведучі колеса, визначається рівнянням:

$$G_{сц} = \lambda \cdot G, \quad (1.4)$$

де λ - коефіцієнт навантаження ведучих коліс.

Значення коефіцієнта навантаження ведучих коліс приймається: для трактора з колісною формулою 4К2 - 0,75...0,8; для гусеничних тракторів з колісною формулою 4К4 - 1,0.

Таким чином, дотичну силу тяги можна визначити по виразу:

$$P_\varphi = \varphi \cdot \lambda \cdot G. \quad (1.5)$$

Значення сили опору коченню P_f визначають дослідним шляхом за показниками динамографів або за рівнянням:

$$P_f = f \cdot G, \quad (1.6)$$

де f - коефіцієнт опору кочення.

Коефіцієнт опору коченню f залежить від виду, стану а властивостей ґрунту або дороги (щільність, структура, вологість і т.д.), від конструкції рушіїв і їхнього технічного стану. Значення коефіцієнтів опору кочення f і зчеплення φ залежно від типу рушія і типу агрофону наведені в додатку 1.

Підставимо вирази для визначення P_f (1.6) і P_φ (1.5) в рівняння (1.2), з огляду на, що $P_\varphi = X_k$:

$$\varphi \cdot \lambda \cdot G = P_{kp} + f \cdot G. \quad (1.7)$$

З рівняння (1.7) знайдемо значення експлуатаційної ваги трактора, необхідного для забезпечення заданого тягового зусилля:

$$G = \frac{P_{kp}}{\varphi \cdot \lambda - f}. \quad (1.8)$$

Знайдена експлуатаційна вага забезпечує оптимальний тяговий ККД тільки для першої основної передачі на обраному агрофоні. Зі зміною тягового зусилля, швидкості руху й агрофона необхідно підбирати вагу баласту таким чином, щоб у кожному конкретному випадку експлуатаційна вага трактора забезпечувала тягово-зчіпні якості трактора і не перевищувала вантажопідйомності шин при рекомендованому тиску.

З метою підвищення продуктивності тракторних агрегатів основні робочі швидкості тракторів повинні мати максимальні значення, які припустимі при сучасному рівні агротехніки та сільськогосподарського машинобудування.

Число робочих передач вибирається виходячи з діапазону основних швидкостей. Тому якщо діапазон швидкостей у сільськогосподарських тракторів невеликий, в теперішній час основні швидкості лежать у межах 5...12 км/год для гусеничних тракторів. Число основних передач у сучасних тракторів лежить у межах 3...5.

Транспортні передачі використовуються при роботі трактора із причепами для перевезення вантажів. У цей час транспортні швидкості

гусеничних тракторів лежать у межах 8,5...15 км/год, колісних - 12...35 км/год.

1.3. Розрахунок швидкості на основних передачах

Тяговий діапазон δ_T забезпечується відповідним набором передач трактора. У тракторів є, як правило, три групи передач: допоміжні, основні та транспортні. При виконанні курсової роботи можна обмежитися розрахунками лише основних передач, які використовуються при виконанні більшості сільськогосподарських операцій.

Вибір структури ряду основних передач проводиться за геометричною прогресією:

$$\frac{V_z}{V_{z-1}} = \dots = \frac{V_3}{V_2} = \frac{V_2}{V_1} = q, \quad (1.9)$$

де $V_1, V_2 \dots V_z$ - швидкості на 1-й, 2-й і т.д. передачах; q - знаменник геометричної прогресії:

Значення q визначається за рівнянням:

$$q = \sqrt[z-1]{\frac{V_z}{V_1}}, \quad (1.10)$$

де V_1 - теоретична швидкість руху на 1-й основній передачі; V_z - теоретична швидкість руху на вищій основній передачі; Z - кількість передач.

У виразі (1.10) $\frac{V_z}{V_1} = \delta_v$ - швидкісний діапазон, який можна виразити через тяговий діапазон δ_T рівнянням:

$$\delta_v = \delta_T \cdot \gamma_{\min}, \quad (1.11)$$

де γ_{\min} - допустимий мінімальний коефіцієнт завантаження двигуна.
 $\gamma_{\min} = 0,85$.

З урахуванням цього:

$$q = \sqrt[z-1]{\delta_v}. \quad (1.12)$$

Визначивши знаменник геометричної прогресії, підраховуємо швидкості V_2, V_3, \dots, V_z використовуючи залежність (1.9), тобто $V_2 = V_1 \cdot q$, $V_3 = V_2 \cdot q$, і т. д.

1.4. Вибір схеми трансмісії та визначення її ККД

Для трактора, який розраховується, може бути прийнята схема трансмісії будь-якого однопісного трактора [6]. ККД трансмісії визначається за рівнянням:

$$\eta_{mp} = \eta_{ц}^{n_{ц}} \cdot \eta_{к}^{n_{к}} \cdot \eta_x, \quad (1.13)$$

де $\eta_{ц}$ і $\eta_{к}$ - відповідно ККД циліндричної і конічної пар шестерень (приймаються рівними відповідно 0,985 і 0,975);
 $n_{ц}$ і $n_{к}$ - число пар відповідно циліндричних і конічних шестерень, які працюють у трансмісії на даній передачі;
 η_x - ККД, який враховує втрати потужності на холостому ході η_x - 0,96.

При визначенні $n_{ц}$ і $n_{к}$ підраховуються числа пар шестерень у силовому потоці від колінчастого валу до одного заднього колеса (шестерні диференціала не враховуються). У випадку двох потокової трансмісії (трактори 4К4) та трьох потокової (трактори 6К6) у зв'язку з певними ускладненнями при розрахунках можна приймати η_{mp} відповідно на 2 і 3 % нижче в порівнянні із значеннями визначеними по формулі (1.13).

1.5. Розрахунок номінальної потужності двигуна

Розрахунок номінальної потужності двигуна проводиться з урахуванням номінального тягового зусилля трактора, сили опору перекочуванню, ваги трактора, втрат потужності в трансмісії та необхідного запасу потужності.

Потужність, яка необхідна для забезпечення заданої швидкості руху V потужностей, витрачених на подолання різних опорів, що виникають при роботі агрегату:

$$N = F \cdot v + N_{BВП}; \quad (1.14)$$

де F - сила опорів;

$N_{ВВП}$ - потужність на валу відбору потужності (ВВП)

Силу опору визначають за рівнянням:

$$F = P_{кр} + f \cdot G. \quad (1.15)$$

Потужність двигуна, яка витрачається на забезпечення руху трактора і ВВП:

$$N = N_e \cdot X_e \cdot \eta_{TP}, \quad (1.16)$$

де N_e - номінальна потужність двигуна;

X_e - коефіцієнт експлуатаційної загрузки двигуна, $X_e = 0,85$.

Підставивши (1.15) в (1.14) і прирівнявши до (1.16) отримаємо:

$$(P_{кр} + f \cdot G) \cdot v + N_{ВВП} = N_e \cdot X_e \cdot \eta_{TP}. \quad (1.17)$$

З виразу (1.17) знайдемо значення номінальної потужності двигуна:

$$N_e = \frac{(P_{кр} + f \cdot G) \cdot v + N_{ВВП}}{X_e \cdot \eta_{TP}}. \quad (1.18)$$

Якщо трактор працює без використання ВВП, то вираз (1.18) прийме вигляд:

$$N_e = \frac{(P_{кр} + f \cdot G) \cdot v}{X_e \cdot \eta_{TP}}. \quad (1.19)$$

На практиці швидкість задається не в м/с, а в км/год. Зв'язок між значеннями швидкості v (м/с) і V (км/год) наступний:

$$v = \frac{V}{3,6}. \quad (1.20)$$

Враховуючи (1.20) остаточно отримаємо:

$$N_e = \frac{(P_{кр} + f \cdot G) \cdot V}{3,6 \cdot X_e \cdot \eta_{TP}}. \quad (1.21)$$

1.6. Розрахунок передаточних чисел трансмісії й коробки передач

Визначимо передаточне число трансмісії колісного трактора на першій передачі. Дотична швидкість колеса:

$$v_1 = r_k \cdot \frac{\pi \cdot n_k}{30}, \quad (1.22)$$

де v_1 - швидкість трактора на першій передачі, м/с;

r_k - радіус кочення колеса, м;

n_k - частота обертання колеса, хв⁻¹.

З урахуванням залежності (1.20) вираз (1.22) прийме вигляд:

$$V_1 = 3,6 \cdot r_k \cdot \frac{\pi \cdot n_k}{30}. \quad (1.23)$$

Звідси знайдемо частоту обертання колеса:

$$n_k = \frac{30}{3,6 \cdot \pi} \cdot \frac{V_1}{r_k}. \quad (1.24)$$

Тоді передаточне число трансмісії трактора:

$$i_{mp1} = \frac{n_n}{n_k} = \frac{3,6 \cdot \pi}{30} \cdot \frac{n_n \cdot r_k}{V_1} = 0,377 \cdot \frac{n_n \cdot r_k}{V_1}, \quad (1.25)$$

де n_n - номінальна частота обертання колінчастого вала двигуна, хв⁻¹.

Радіус кочення ведучого колеса визначається за рівнянням:

$$r_k = 25,4 \cdot 10^{-3} \cdot [0,5 \cdot d + K_{uu} \cdot b], \quad (1.26)$$

де d - зовнішній діаметр ободу колеса, на який монтується шина, дюйм;

b - ширина профілю шини, дюйм;

K_{uu} - коефіцієнт деформації шини ведучого колеса, $K_{uu} = 0,8 \dots 0,85$.

Розміри шин підбираються в залежності від навантаження на одне ведуче колесо трактора.

Для гусеничного трактора передаточне число на першій передачі відповідно визначається за рівнянням:

$$i_{mp} = 0,377 \cdot \frac{n_H \cdot r_K}{V_1}, \quad (1.27)$$

де r_K - радіус початкової окружності привідної зірочки.

Радіус початкової окружності зірочки підраховується за рівнянням:

$$r_K = \frac{z \cdot l_{3\phi}}{2 \cdot \pi}, \quad (1.28)$$

де $l_{3\phi}$ — фактична довжина однієї ланки гусениці, м;

z — число активно діючих зубів зірочки за один оберт.

Інші передаточні числа трансмісії підраховуються за рівнянням:

$$i_{mp2} = \frac{i_{tp1}}{q}; i_{mp3} = \frac{i_{tp2}}{q} \text{ і т.д.}, \quad (1.29)$$

де q - знаменник геометричної прогресії.

Знаючи розрахункові загальні передаточні числа трансмісії на кожній передачі i_{tp} та передаточні числа шестерень із постійним зачепленням трактора-прототипу i_o , визначають передаточні числа коробки зміни передач за рівнянням:

$$\begin{aligned} i_{k1} &= \frac{i_{tp1}}{i_o}; \\ i_{k2} &= \frac{i_{tp2}}{i_o}; \\ i_{k3} &= \frac{i_{tp3}}{i_o} \text{ і т.д.}, \end{aligned} \quad (1.30)$$

де i_o - передаточне число шестерень із постійним зачепленням прототипу:

$$i_o = i_{ГП} \cdot i_{кп}, \quad (1.31)$$

де $i_{ГП}$ - передаточне число головної передачі;

$i_{кп}$ - передаточне число кінцевої передачі.

Далі приводиться схема коробки передач, на якій вказуються які шестерні, перебувають в зачепленні на кожній передачі та підбираються

для них числа зубів відповідно до необхідних передаточних чисел. При необхідності округлення дробових значень чисел зубів шестерень дійсні передаточні числа коробки передач можуть відрізнятися від розрахункових. У цьому випадку відповідно вносяться зміни в загальні передаточні числа трансмісії та у розрахункові швидкості руху трактора.

Підраховані числа зубів шестерень трансмісії та уточнених значень передаточних чисел i_{mp} і швидкостей руху V для всіх основних і транспортних розрахункових передач.

1.7. Розрахунок і побудова регуляторної швидкісної характеристики

Регуляторна характеристика тракторного двигуна показує зміну ефективної потужності, частоти обертання колінчастого валу, крутного моменту, питомої та погодинної витрати палива в залежності від швидкісного та навантажуючих режимів роботи двигуна.

Розрахунок та побудова регуляторної характеристики двигуна у функції від швидкісного режиму рекомендується проводити в такій послідовності:

1. Задаючись різними значеннями частот обертання, у бік зменшення, з інтервалом $\Delta n = 100 \text{ хв}^{-1}$ від номінального значення, визначають текучі значення N_e потужності двигуна на безрегуляторній ділянці характеристики за емпіричним рівнянням:

$$N_e = N_n \cdot \left[C_1 \cdot \left(\frac{n_e}{n_n} \right) + C_2 \cdot \left(\frac{n_e}{n_n} \right)^2 - \left(\frac{n_e}{n_n} \right)^3 \right], \text{кВт}, \quad (1.32)$$

де n_e і n_n - відповідно текуче і номінальне значення частот обертання колінчастого валу;

$C_1 = 0,5$; $C_2 = 1,5$ - для дизелів з безпосереднім вприскуванням палива;

$C_1 = 0,7$; $C_2 = 1,3$ - для дизелів з верхньокамерним сумішоутворенням.

На регуляторній ділянці характеристики приймають зміну потужності N_e за законом прямої лінії від $N_e = 0$ до N_n .

2. Знаючи потужність та частоту обертання колінчастого валу двигуна, визначають крутний момент:

$$M_{kp} = 10^3 \cdot \frac{N_e}{\omega_e}, \text{ н} \cdot \text{м}, \quad (1.33)$$

де $\omega_e = \frac{\pi \cdot n_e}{30}$, - кутова швидкість обертання колінчастого вала, с^{-1} .

3. Ефективну питому витрату палива знаходять з виразу:

$$g_e = g_H \cdot \left[1,35 - 1,35 \cdot \left(\frac{n_e}{n_n} \right) + \left(\frac{n_e}{n_n} \right)^2 \right], \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}, \quad (1.34)$$

де g_H - питома витрата палива при номінальній потужності двигуна (за завданням) $\text{г}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$.

Значення n_e вибирається таким же, як і при визначенні ефективної потужності.

4. Погодинну витрату палива G визначається за рівнянням:

$$G = \frac{g_e \cdot N_e}{10^3}, \text{ кг/год}. \quad (1.35)$$

Погодинна витрата палива на холостому ході визначається із співвідношення:

$$G_{xx} = (0,25 \dots 0,35) \cdot G_H, \quad (1.36)$$

де G_H - погодинна витрата палива на номінальній потужності.

5. Частоту обертання колінчастого вала на холостому ході визначають за рівнянням:

$$n_{xx} = (1 + \delta_p) \cdot n_n, \quad (1.37)$$

де δ_p - коефіцієнт нерівномірності регулятора, $\delta_p = 0,07 \dots 0,08$.

6. Мінімально стійка частота обертання колінчастого вала:

$$n_{\min} = 0,3 \cdot n_n, \text{ хв}^{-1}. \quad (1.38)$$

7. Результати розрахунків n , N , M , G заносять у зведену таблицю 1 для побудови регуляторної характеристики.

Зведена таблиця для побудови регуляторної характеристики

$n, \text{хв}^{-1}$	$N_e, \text{кВт}$	$M, \text{Н}\cdot\text{м}$	$G, \text{кг/год.}$	$g_e,$

8. Визначення параметрів двигуна при максимальному крутному моменті M_{max} починають з розрахунку відповідної частоти обертання n_m колінчастого валу. Для цього розглянемо вираз (1.30) з урахуванням (1.29):

$$M = \frac{30 \cdot N_H}{\pi \cdot n_m} \cdot \left[C_1 \cdot \frac{n_m}{n_H} + C_2 \cdot \left(\frac{n_m}{n_H} \right)^2 - \left(\frac{n_m}{n_H} \right)^3 \right], \text{кН}\cdot\text{м}. \quad (1.39)$$

Диференціюємо (1.36) по n_m та зрівняємо з 0:

$$C_2 \cdot \frac{1}{n_H^2} - 2 \cdot \frac{n_m}{n_H^3} = 0. \quad (1.40)$$

Звідки знайдемо значення n_m :

$$n_m = \frac{C_2}{2} \cdot n_H, \quad \text{хв}^{-1}. \quad (1.41)$$

Тоді потужність двигуна при M_{max} :

$$N_e = N_H \cdot \left[C_1 \cdot \frac{C_2}{2} + \frac{C_2^3}{4} - \frac{C_2^3}{8} \right], \text{кВт}. \quad (1.42)$$

Значення максимального крутного моменту:

$$M_{max} = \frac{60 \cdot N_H}{\pi \cdot C_2 \cdot n_m} \cdot \left[C_1 \cdot \frac{C_2}{2} + \frac{C_2^3}{4} - \frac{C_2^3}{8} \right], \text{кН}\cdot\text{м}. \quad (1.43)$$

Питома витрата палива:

$$g_e = g_n \cdot \left[1,35 - 0,675 \cdot C_2 + 0,25 \cdot C_2^2 \right] \cdot \frac{z}{\kappa \text{Вт} \cdot \text{год}}. \quad (1.44)$$

9. Користуючись отриманими даними, будують графік регуляторної характеристики двигуна у функції від частоти обертання колінчастого вала:

$$N_e, M, G, g_e = f(n). \quad (1.45)$$

В межах $n_n \dots n_x$ будуються лінійні вітки кривих N_e, M, G . Крива g_e будується за точками, які відповідають його значенням, знайденим із співвідношення:

$$g_e = 10^3 \cdot \frac{G_n}{N_e}, \quad (1.46)$$

де G_n і N_e - значення відповідно погодинної витрати палива та потужності двигуна, визначених графічним методом, для чого наносять довільно точки n' і n'' у проміжку $n_n \dots n_x$ і з них проводять вертикальні прямі до перетину з регуляторними вітками потужності та погодинної витрати палива.

1.8. Розрахунок і побудова теоретичної тягової характеристики

Тягова характеристика будується з метою повного уявлення про тягові та економічні якості трактора, а також вона являється основним технічним документом і широко використовується для дослідних та експлуатаційних розрахунків.

Тяговою характеристикою називають графік, який показує зміну тягової потужності трактора $N_{кр}$, погодинної витрати палива, питомої витрати палива g , робочої швидкості V_p , буксування δ та тягового ККД η_r в залежності від сили тяги на гаку, починаючи від холостого ходу до повної зупинки трактора при завантаженні на різних передачах і певних умовах роботи (агрофонах).

Характеристику будують на основі експериментальних даних і розрахунковим шляхом. Тягова характеристика, побудована розрахунковим шляхом, називається теоретичною. Теоретична тягова характеристика будується в наступній послідовності [3].

На листі міліметрового паперу (формат А1) наносяться осі координат, як показаний на рис. 1.1. при цьому на осі X відкладаються у

вибраному масштабі $P_{кр}$, Ne , n , Gn по осі Y - значення $N_{кр}$, V , $g_{кр}$, δ , M_k , η_T .

У лівій нижній частині будується навантажувальна характеристика двигуна, тобто графічні залежності: n_e , Ne , $Gn = f(M_k)$ для чого використовують вже отримані розрахункові значення, зведені в табл. 1.1. При цьому шкала моментів відкладається вниз по осі Y , а значення n_e , Ne , Gn по осі X вліво від точки O .

В лівій верхній частині будують вітки теоретичних швидкостей V_T , в правій нижній – променеву діаграму дотичних сил тяги P_k , в правій верхній – тягову характеристику.

Використовуючи отримані значення розрахункових швидкостей на основних передачах (п. 1.3.) і прийнявши, що вони відповідають номінальному режиму роботи двигуна (n_n) визначають передаточні числа трансмісії за рівнянням:

$$i_{TP} = 0,377 \frac{n_n \cdot r_k}{V_p}, \quad (1.47)$$

де r_k - радіус кочення ведучого колеса, м.

Радіус кочення ведучого колеса визначають за рівнянням:

$$r_k = 25,4 \cdot 10^{-3} \cdot (0,5 \cdot d + K_{ш} \cdot b), \quad \text{м.} \quad (1.48)$$

Для гусеничного трактора:

$$r_k = \frac{Z_k \cdot l}{2 \cdot \pi}, \quad (1.49)$$

де Z_k - число активних зубів ведучого колеса;

l - довжина однієї ланки гусениці, м.

Далі в лівій верхній частині будують діаграму зміни теоретичної швидкості в залежності від зміни частот обертання вала двигуна, використовуючи для розрахунків вираз:

$$V_T = 0,377 \frac{r_k \cdot n}{i_{TP}}, \quad \text{км/ГОД,} \quad (1.50)$$

Теоретичні швидкості представляються прямими (Рис. 1.2.) з початком координат у точці O .

4. Будують променеву діаграму дотичних сил тяги по двигуну. Значення дотичної сили тяги:

$$P_k = \frac{M_k}{r_k}, \quad (1.51)$$

де M_k - момент ведучих коліс, кН·м.

Визначимо крутий момент ведучих коліс. Для цього розглянемо рівняння ККД трансмісії:

$$\eta_{mp} = \frac{N_k}{N_e} = \frac{M_k \cdot n_k}{M \cdot n_n} = \frac{M_k}{M_n} \cdot \frac{1}{i_{mp}}, \quad (1.52)$$

де N_k - потужність на ведучих колесах, кВт;

M - крутий момент двигуна на номінальній потужності, кН.

З рівняння (1.52) визначимо значення крутного моменту на ведучих колесах:

$$M_k = M \cdot \eta_{mp} \cdot i_{mp}. \quad (1.53)$$

Дотична сила тяги по двигуну забезпечує тягове зусилля P_{kp} та подолання опору перекочування:

$$P_k = P_{kp} + P_f. \quad (1.54)$$

Тоді рівняння (1.51) з урахуванням (1.53) та (1.54) остаточно прийме вид:

$$P_k = P_{kp} + P_f = \frac{M \cdot i_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_k}. \quad (1.55)$$

Будують променеву діаграму дотичних сил тяги, для чого їх значення визначають за рівнянням:

$$P_k = P_{kp} + P_f = \frac{M \cdot i_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_d}, \quad (1.56)$$

де P_k - дотична сила тяги, кН;

r_d - динамічний радіус ведучого колеса (при розрахунках приймають $r_d = r_k$).

Як видно із рівняння (1.56), залежність $P_k = f(M)$ представляє собою пряму, яка виходить із точки O_1 (рис. 1.2.), яку розміщаємо на відстані P_f вліво від початку координат, що побудована в тому ж масштабі, що і P_{kp} .

Приймаючи, що буксування ведучих коліс залежить тільки від тягового опору, будують криву буксування, яка являється загальною для всіх передач. На шкалі вибираються довільно через певний проміжок значення P_{kp} (бажано для побудови вибирати не менше 8 точок). Прийняті значення P_{kp} діляться на $G_{зч}$ (зчіпна вага). Для гусеничних та колісних тракторів зі всіма ведучими колісьми $G_{зч} = G$, для колісних тракторів 4К2 зчіпна вага визначається з виразу $G_{зч} = (0,8 \dots 0,85) \cdot G$.

За отриманими відношеннями $P_{kp}/G_{зч}$ використовуючи графік (рис.1.7), знаходять значення буксування для вибраних значень P_{kp} . За отриманими значеннями будують криву буксування $\delta = f(P)$ у верхній правій частині графіку (рис. 1.2.).

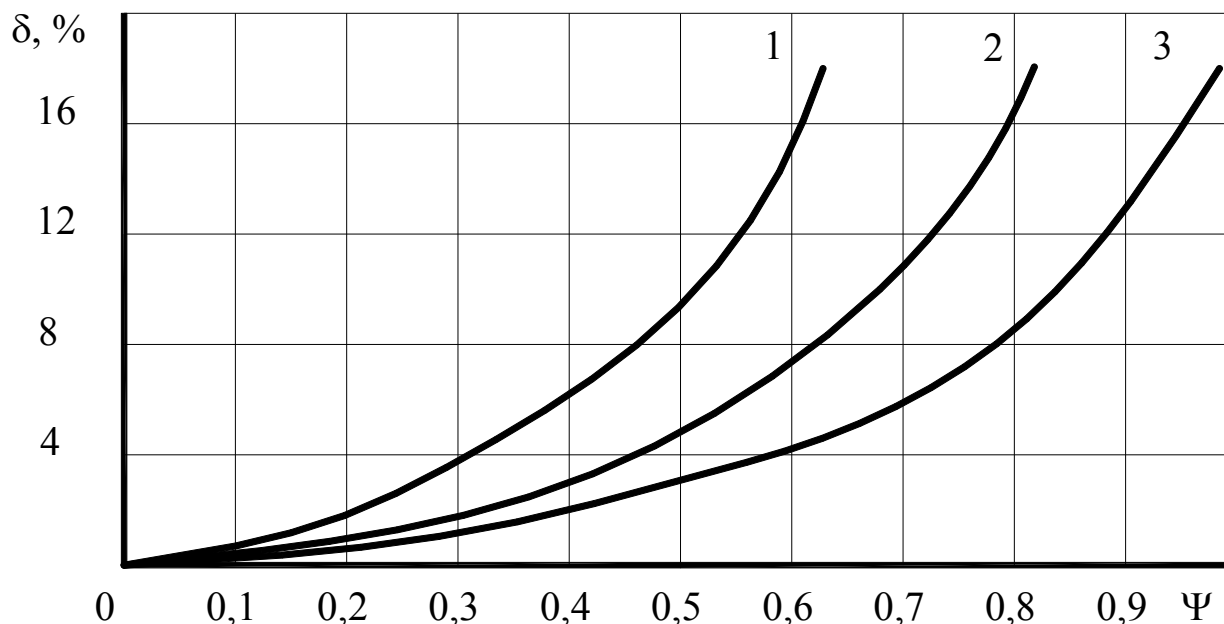


Рис. 1.1. Криві буксування δ в залежності від використання ваги Ψ трактора з колісною формулою 4К4 та гусеничного: 1 – поле, підготовлене під посів; 2 – стерня; 3 – цілина.

У верхній правій частині графіка будують криві дійсних швидкостей руху трактора. Для цього, наприклад для першої передачі, на промені P_k наносяться довільні точки 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8. З цих точок проведено паралельно осі B прямі, як показано на рис. 1.2.

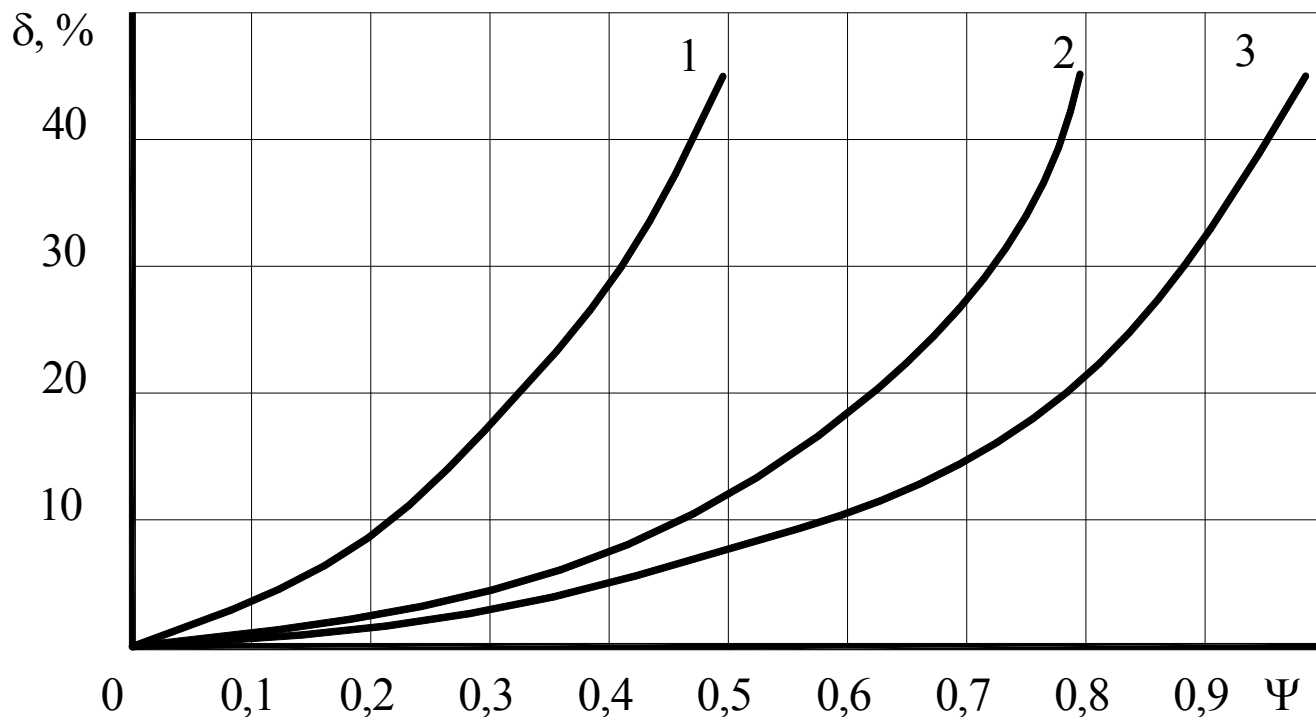


Рис. 1.2. Криві буксування δ в залежності від використання ваги Ψ трактора з колісною формулою 4К2: 1 – поле, підготовлене під посів; 2 – стерня; 3 – цілина.

Характерними точками являються: 1 - холостий хід трактора ($P_{kr} = 0$); точка 5 - відповідає максимальній потужності двигуна; точка 8 - максимальному крутному моменту. З точки 1 проводять пряму паралельну осі X до перетину з кривою частоти обертання колінчастого вала. З отриманої точки $1'$ проводять вертикальну пряму до перетину з променем теоретичної швидкості руху V_{ml} (точка $1''$), проектуючи якої вісь Y отримують точку $1'''$. У цій точці буксування дорівнює 0, а це значить що дійсна швидкість рівняється теоретичній.

Для знаходження значень дійсних швидкостей руху на інших режимах завантаження таким же чином знаходять теоретичну швидкість а дійсну визначають за рівнянням:

$$V_i = V_{Ti} \cdot (1 - \delta_i), \quad (1.57)$$

де V_{ml} і δ_i - теоретична швидкість і коефіцієнт буксування, які відповідають певній точці на промені $P_{кр}$.

Величину дійсної швидкості відкладають у масштабі швидкостей по вертикалі, проведеній з відповідної точки на промені $P_{кр}$.

У верхній правій частині графіка (рис. 1.2.) будують криві тягової потужності, яка визначається за рівнянням:

$$N_{кр} = P_{кр} \cdot V, \text{ кВт}, \quad (1.58)$$

де $P_{кр}$ - тягове зусилля, кН.

Точність побудови цих кривих залежить від кількості значень $P_{кр}$, для яких визначають $N_{кр}$. Їх повинно бути не менше 5 для кожної передачі, обов'язково беруть значення $P_{кр} = 0$, а також ті які відповідають $M_{кн}$ і $M_{кmax}$.

8. Використовуючи побудовані криві визначають значення та будують криві питомої витрати палива, використовуючи вираз:

$$g_{кр} = \frac{G_n}{N_{кр}}, \frac{г}{кВт \cdot год}, \quad (1.59)$$

де G_T - погодинна витрата палива, яка відповідає роботі трактора наданій передачі з тяговою потужністю $N_{кр}$.

Тяговий ККД трактора визначають за рівнянням:

$$\eta_T = \frac{N_{кр}}{N_e}, \quad (1.60)$$

$$\eta_T = \eta_{TP} \cdot \eta_f \cdot \eta_\delta, \quad (1.61)$$

де η_f і η_δ - складові тягового ККД, які враховують втрати потужності відповідно на кочення і буксування:

$$\eta_f = \frac{P_{кр}}{P_k}, \quad \eta_\delta = 1 - \delta. \quad (1.62)$$

Близькість значень η_f знайдених за виразами (1.60) та (1.61) являється одним із критеріїв правильності розрахунків і побудови. При

цьому значення G_n та N_e визначають графічно з навантажувальної характеристики через промені дотичних сил тяги.

Отримані значення розрахункових даних тягової характеристики трактора зводять у табл. 1.2

Таблиця 1.2

Основні показники тягові характеристики трактора

передача	точки	Тягове зусилля, $P_{кр}, кН$	Дійсна швидкість, $V, км/год$	Тягова потужність, $N_{кр}, кВт$	Тягова питома витрата палива, $g_{кр}, г/(кВт·год)$	Тяговий ККД, η_T
1.		3.	4.	5.	6.	7.
I						
II						
III						
IV						

На закінчення 1-ї частини курсової роботи повинний бути проведений аналіз розрахункових показників трактора. На основі порівняння розрахованого трактора і однотипним серійним такого ж тягового класу за основними показниками G_n і N_n роблять обґрунтовані висновки про перевагу одного з них, з точки зору матеріаломісткості і продуктивності.

1.9. Завдання, що розв'язуються за допомогою теоретичної тягової характеристики трактора

Теоретична тягова характеристика надає вичерпну інформацію про потенційні можливості трактора в заданих ґрунтових умовах. З її допомогою можуть бути визначені показники роботи трактора, представлені у вигляді кривих на нижній і верхній частинах характеристики.

Для цього через точку осі $P_{кр}$ відповідного тягового зусилля, при якому необхідно визначити показники роботи трактора, проводять вертикаль, що перетинає криві тягової характеристики. По точках перетину, використовуючи відповідні масштаби, визначають значення показників.

До числа основних завдань, розв'язуваних за допомогою тягової характеристики і тягового розрахунку, ставляться наступні питання:

1. Визначити оптимальні значення тягового навантаження на тракторах $P_{кр}$ і швидкості його руху V_0 , а також оптимальну передачу.

За оптимальні $P_{кpo}$ і V_0 приймають значення, при яких забезпечується максимальна продуктивність і мінімальна витрата палива, що доводиться на одиниці об'єму виконуваної роботи [8].

Оптимальне тягове навантаження має місце при максимальному тяговому ККД, а оптимальна передача, на якій трактор повинен працювати з оптимальним тяговим навантаженням, при максимальній тяговій потужності.

Для вирішення завдання через максимум кривої η_m проводять вертикаль, що у точці перетину з віссю $P_{кр}$ вкаже на $P_{кpo}$. Оптимальній передачі відповідає та крива дійсної швидкості, що перетинається з вертикаллю в найвищій точці. Однак остаточне рішення про оптимальну передачу повинне прийматися з урахуванням коливального характеру $P_{кр}$ і пов'язаної із цим необхідністю резервування частини потужності двигуна (коефіцієнт завантаження двигуна повинен бути 0,85...0,90 і визначатися, як описано в наступному завданні). Значення V_0 знаходять графічно, використовуючи масштаб V тягової характеристики.

Також визначають оптимальні передачі та швидкість при заданому тяговому навантаженні.

2. Визначити коефіцієнти завантаження двигуна на різних передачах з оптимальним тяговим навантаженням $P_{кpo}$.

Через точку осі $P_{кр}$, що відповідає знайденому при рішенні першого завдання оптимальному тяговому зусиллю, провести вертикаль до перетину із кривими регуляторної характеристики двигуна. Відрахувати значення потужності двигуна та визначити їх відношення до номінальної потужності (якщо перпендикуляр перетне коректорну область характеристики, то двигун перевантажений).

Аналогічно визначають ступінь завантаження двигуна при кожному значенні $P_{кр}$.

3. Пояснити, чому використати трактор при тяговому навантаженні більшої та меншої $P_{кpo}$ нераціонально.

Відомо [8], що зі зменшенням тягового ККД трактора зменшується продуктивність, і підвищується витрата палива на одиниці об'єму виконаної роботи. Збільшення та зменшення $P_{кр}$ у порівнянні із $P_{кpo}$, як видно на тяговій характеристиці, призводить до зниження η_m . Крива η_m реальної характеристики є кривою η_m та $N_{кр}$ потенційної тягової характеристики [2]. Потенційна характеристика показує, що збільшення

та зменшення $P_{кр}$ у порівнянні зі значенням, при якому $N_{кр} = \max (\eta_m = \max)$, відбувається в першому випадку через інтенсивне наростання втрат потужності на буксування, а в другому — на кочення. Таким чином, відхилення $P_{кр}$ від оптимального значення сполучені зі зменшенням продуктивності й перевитратою палива, а тому є небажаними.

Однак, якщо за умовами роботи трактора (наприклад, на транспортних роботах) використати його при $P_{кpo}$ не представляється можливим (наприклад, $P_{кр} = 0,5 P_{кpo}$), то максимальна ефективність може бути досягнута лише на тій передачі, на якій розвивається найбільша тягова потужність.

4. Якими будуть показники роботи трактора ($\delta, V, N_{кр}, \eta_m, g_{кр}$) при зміні опору коченню P_f на величину $\pm \Delta P_f$, при русі на підйомі та спуску під кутом α , при розгоні та уповільненні?

Якщо для якогось значення $P_{кр}$ визначені зазначені показники, то, щоб відповісти на поставлене запитання, необхідно внести виправлення в значення $P_{кр}$ і знову визначити ці показники. Очевидно, виправлення в першому випадку буде $\pm \Delta P_f$, у другому $\pm G \cdot \sin \alpha$ та у третьому $\frac{G}{g} j$, де j — прискорення трактора, g — прискорення вільного падіння (наприклад: $\Delta P_f = 0,5 \cdot P_f \cdot \alpha = 10^\circ, j = 0,1 \text{ м/с}^2$).

5. Визначити потужності, що розвивають двигуном при холостому ході трактора на різних передачах.

Для вирішення завдання необхідно через початок координат тягової характеристики, що відповідає нульовому значенню тягового навантаження, провести вертикаль до перетину із кривими регуляторної характеристики двигуна, а потім відрахувати значення потужності двигуна.

6. Визначити складові тягового ККД трактора при заданих значеннях тягового навантаження ($P_{кр} = 0,5 \cdot P_{кpo}$; $P_{кр} = P_{кpo}$ і $P_{кр} = 1,25 \cdot P_{кpo}$).

Точка, що відповідає заданому тяговому навантаженню, указує й на значення дотичної сили тяги P_k . Тому ККД, що враховує втрати на кочення η_f , визначається без побудов:

$$\eta_f = \frac{P_{кр}}{P_k}$$

Для визначення ККД, що враховують втрати на буксування η_δ та у трансмісії η_{mp} , необхідно через точку, що відповідає заданому значенню

$P_{кр}$, провести вертикаль до перетину із кривими δ і η_m . Визначивши значення δ та η_m обчислюються вихідні ККД:

$$\eta_{\delta} = 1 - \delta,$$

$$\eta_{mp} = \frac{\eta_m}{\eta_f \cdot \eta_{\delta}}.$$

7. По регуляторній характеристиці двигуна (нижній частині тягової характеристики) пояснити причини зниження потужності двигуна при переході від постійного навантаження до перемінної.

Через точки осі $P_{кр}$ провести три вертикалі: відповідну 85 %-му постійному навантаженню двигуна на який-небудь (наприклад, другий) передачі та дві рівновіддалені від першої і по обох боках від неї розташовані, що вказують межі, у яких коливається навантаження, причому, вертикаль, що відповідає верхній межі навантаження, повинна перетинати область, перевантаження двигуна.

Порівнювання потужності двигуна при постійному навантаженні з її середнім значенням, знайденими з використанням граничних, вказує на факт її зниження, а аналогічне порівняння частот обертання колінчастого вала - на причину цього зниження (зменшення середньої частоти обертання колінчастого вала двигуна через не лінійність регуляторної характеристики двигуна).

8. По тяговій характеристиці пояснити причини зниження використовуваної тягової потужності трактора при переході від постійного навантаження до коливного.

Для пояснення використовуються вертикалу, наведені для другої передачі при рішенні наступного завдання. На основі порівняння тягових потужностей, що відповідають другій і першій передачам, можна зробити висновок про ступінь зниження тягової потужності.

Причина полягає в тому, що при перевантаженнях двигуна, що виникають внаслідок коливань навантаження, трактор використовують на зниженій (у цьому випадку – на першій) передачі.

Варто звернути увагу на те, що, якщо трактор оснащений автоматичною безступеневою трансмісією і його роботою відбиває потенційна тягова характеристика (чисельно провести обвідну кривих $N_{кр}$ на окремих передачах), то використовувана тягова потужність значно більше і при коливаннях навантаження.

9. Як визначити тягові показники трактора при випадковому характері тягового навантаження?

Розрахунковий метод рішення завдання заснований на наступних положеннях теорії випадкових процесів; диференціальний закон розподілу величини g представляється у вигляді:

$$g(y) = f(\psi(y)) | \psi'(y) |,$$

де вважаються відомими диференціальна щільність розподілу x (а саме $f(x)$), пряма та зворотна функціональні залежності $y = \varphi(x)$ і $x = \psi(y)$, а $\psi'(y)$ - похідна $\frac{dx}{dy}$.

У розглянутому завданні в якості X виступає $P_{кр}$, а в — тягова потужність $N_{кр}$ або питома витрата палива $g_{кр}$.

У зв'язку з відсутністю аналітичної залежності $N_{кр} = f(P_{кр})$ завдання вирішується графо - аналітичним методом

10. Якщо наведені вище завдання будуть вирішені, то студент зможе самостійно відповісти на наступні питання:

- а) які фактори впливають на тяговий ККД трактора;
- б) в якому випадку тягова потужність трактора може знижуватися, при переході на вищі передачі, і в якому - на нижчі і чому;
- в) в якому випадку вищі передачі можуть бути оптимальними;
- г) що являє собою обвідні криві тягової потужності;
- д) як впливає збільшення числа передач на тягові та економічні показники роботи трактора;
- е) яка потреба змінити основні параметри трактора (G і N_H), для того, щоб збільшити $P_{кро}$, V_0 ;
- ж) як змінюються значення $P_{кро}$ та V_0 при переході трактора із твердого агрофону на м'який і навпаки.

2. ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК АВТОМОБІЛЯ

Завданням тягового розрахунку є визначення основних параметрів автомобіля: маси автомобіля, розміру коліс, потужності та характеристики двигуна, числа ступенів коробки передач та передаточних чисел трансмісії.

2.1. Визначення маси автомобіля

Маса автомобіля дуже впливає на його тягову динаміку та паливну економічність.

Повна маса автомобіля складається з власної маси m_c і маси номінального корисного навантаження (номінальної вантажопідйомності m_n) автомобіля:

$$m = m_c + m_n. \quad (2.1)$$

Власна маса автомобіля (чи маса автомобіля в спорядженому стані без навантаження) складається з конструктивної маси, маси змащення, палива, охолодної рідини, комплекту інструментів, запасного колеса і додаткового устаткування.

До вантажопідйомності легкових автомобілів входять маса пасажирів, разом з водієм, і маса багажу. У вантажних автомобілів вантажопідйомність складається з номінального корисного навантаження, маси водія та пасажирів у кабіні.

Масу водія та кожного пасажиря приймають рівної 80 кг.

При розрахунках власна маса автомобіля знаходиться в залежності від корисного навантаження за рівнянням:

$$m_c = \frac{m_n}{\eta_m}, \quad (2.2)$$

де m_c - власна маса автомобіля, кг;

m_n - корисне навантаження (вантажопідйомність), кг;

η_m - коефіцієнт вантажопідйомності автомобіля.

Коефіцієнт вантажопідйомності автомобіля вибирається з урахуванням призначення автомобіля, вантажопідйомності, кількості ведучих мостів, стану та завантаженості доріг. При розрахунку η_m визначається за вантажопідйомністю та масі прототипу.

Повна вага визначається за заданою вантажопідємністю, масі пасажирів і водія з урахуванням власної маси автомобілів (маса однієї людини приймається рівної 80 кг):

$$G = g \cdot [(1 + \eta_m) \cdot m_v + 0.001 \cdot (m_n + m_b)], \quad (2.3)$$

де η_m - коефіцієнт використання маси, що являє собою відношення номінальної вантажопідємності до власної маси автомобіля (приймається, орієнтуючись на серійні автомобілі близької вантажопідємності);

g - прискорення вільного падіння.

Для існуючих вантажних автомобілів загального призначення (колісна формула 4×2) $\eta_m = 0,9-1,2$, для вантажних автомобілів високої прохідності (колісна формула 4×4 чи 6×6) $\eta_m = 0,5 - 0,8$ для легкових автомобілів $\eta_m = 0,25 - 0,40$

Підвищення коефіцієнта вантажопідємності автомобіля досягається ретельною розробкою конструкції, широким застосуванням легких сплавів і культурою виробництва.

2.2. Вибір коліс для автомобіля

Розподіл повної маси автомобіля по осях визначається поздовжньою координатою центра ваги. У легкових автомобілів, а також у вантажних, при відсутності вантажу на платформі маса автомобіля розподіляється рівномірно по осях. При наявності вантажу, що відповідає корисному навантаженню вантажного автомобіля при рівномірному розподілі його на платформі кузова, на задні колеса приходить близько 60...65 % повної маси автомобіля.

У тривісних автомобілів розподіл нормальних навантажень між колесами залежить ще від системи підвіски середнього та заднього ведучих мостів до рами автомобіля. При звичайній підвісці мостів на балансирний візок з реактивними штангами тривісний автомобіль може розглядатися як двохосьовий, подовжня база якого дорівнює відстані між віссю передніх коліс і віссю кочення заднього візка. Знайшовши сумарну нормальну реакцію на візок, можна потім розкласти її по колесах середнього і заднього мостів, виходячи з умови рівноваги візка щодо своєї осі кочення.

При русі автомобіля відбувається перерозподіл навантаження між передніми і задніми колесами, при цьому на ведучі колеса навантаження збільшується приблизно на 15...20 % стосовно статичного.

Шини коліс вибираються по максимальному ваговому навантаженні, що приходить на одне колесо під час руху автомобіля. Тому що розміри задніх і передніх коліс вибираються однаковими, тоді необхідно орієнтуватися на колесо, що сприймає максимальне навантаження.

Зовнішній діаметр обода і висоту профілю можна визначити за номінальним радіусом колеса, що знаходиться у вільному стані:

$$r_0 = \frac{d}{2} + b. \quad (2.4)$$

Під дією навантаження, що приходить на колесо, шина піддається деформації. Величина деформації залежить від діючого на нього навантаження, радіальної твердості шини, а також твердості опірної поверхні.

Динамічний радіус колеса r_k знаходимо за виразом:

- при позначенні розміру шин у дюймах:

$$z_k = 0,0254 \cdot [0,5 \cdot d + (1 - k) \cdot b], \quad [3.5]$$

- при позначенні розміру шин, у мм:

$$r_k = [0,5 \cdot d + (1 - k) \cdot b] \cdot 10^{-3}, \quad [2.6]$$

де k - коефіцієнт радіальної деформації шин.

При розрахунках приймають для стандартних і широкопрофільних шин 0,1...0,16; для пневмокатів та аркових шин 0,2...0,3.

2.3. Розрахунок потужності та частоти обертання колінчастого вала двигуна автомобіля

Потужність N_e двигуна, необхідну для руху цілком навантаженого автомобіля зі сталою максимальною швидкістю V_{max} у заданих дорожніх умовах, визначають за рівнянням:

$$N_e = \frac{V_{max}}{3600 \cdot \eta_{mp}} \cdot \left(G \cdot \psi + \frac{K \cdot F \cdot V_{max}^2}{12,96} \right), \quad (3.7)$$

де G - вага автомобіля з вантажем, Н;

V_{max} - максимальна швидкість руху автомобіля на прямій передачі в заданих дорожніх умовах, км/год;

Ψ - приведений коефіцієнт дорожнього опору;

K - коефіцієнт обтічності автомобіля. Для вантажних машин приймають 0,6...0,75, кг/м³;

F - площа лобового опору автомобіля.

η_{mp} - механічний ККД. трансмісії приймають для режиму максимальної швидкості рівним 0,85...0,90.

Площа лобового опору визначається за фрівнянням:

$$F = H \cdot B, \text{ м}^2, \quad (2.8)$$

H - габаритна висота автомобіля, м;

B - колія, м.

При проектуванні для забезпечення необхідного динамічного фактора в області середніх експлуатаційних швидкостей руху визначають максимальну потужність двигуна по формулі:

$$N_{e_{max}} = (1,05...1,10) \cdot N_e. \quad (2.9)$$

Частота обертання колінчатого вала двигуна, що відповідає максимальній потужності, визначається коефіцієнтом обертості двигуна η_n , що дорівнює відношенню частоти обертання колінчатого вала двигуна до відповідного швидкості руху автомобіля:

$$\eta_n = \frac{n_{max}}{V_{max}} \quad (3.10)$$

Звідси:

$$n_{max} = \eta_n \cdot V_{max}. \quad (2.11)$$

Для вантажних автомобілів коефіцієнт обертості η_n приймають рівним у межах 30 - 40 відповідно до прототипу автомобіля та розрахунковою максимальною потужністю двигуна.

2.4. Розрахунок та побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна

З деякою часткою погрішності зовнішня швидкісна характеристика може бути визначена і побудована для карбюраторних та інжекторних чотиритактних двигунів на підставі наступних даних:

Таблиця 2.1

Основні показники швидкісної характеристики двигуна

$n, \%$	20	40	60	80	100	120
$n, \text{хв.}^{-1}$						
$Ne, \%$	20	50	73	92	100	92
$Ne, \text{кВт}$						

Для дизельних автомобільних чотирьохтактних двигунів залежність ефективної потужності і частоти обертання колінчатого вала у відсотках приймають:

Таблиця 2.2

Основні показники швидкісної характеристики двигуна

$n, \%$	20	40	60	80	100	110
$n, \text{хв.}^{-1}$						
$Ne, \%$	17	41	67	87	100	0
$Ne, \text{кВт}$						

Таким чином, одержавши в результаті розрахунку N_{max} і N_{max} та прийнявши їх за 100 %, можемо графічно побудувати зовнішню швидкісну характеристику для двигуна проєктованого автомобіля.

Крива питомої витрати палива для двигуна будується на підставі наступних даних:

Таблиця 2.3

Основні показники швидкісної характеристики

$n, \%$	20	40	60	80	100	120
$n, \text{хв.}^{-1}$						
$b_e, \%$	110	100	95	95	100	115
$\frac{z}{b_e, \text{кВт} \cdot \text{год}}$						

На графік також наноситься крива крутного моменту двигуна кожна точка якої визначається по формулі:

$$M_{kr} = \frac{Ne}{\omega} = \frac{30 \cdot Ne}{\pi \cdot n}, \text{ Н} \cdot \text{м.} \quad (2.12)$$

За 100 % питомої витрати палива при номінальній частоті обертання колінчастого вала приймається для карбюраторного двигуна зі

ступенем стиску 6,5...7 приблизно 305...325 г/(кВт·год), для дизельних двигунів 240...250 г/(кВт · год).

Погодинна витрата палива для кожного значення частоти обертання колінчатого вала двигуна наноситься на графік швидкісної характеристики та визначається за рівнянням:

$$G_T = be \cdot Ne \cdot 10^{-3}, \text{ кг/год} \quad (2.13)$$

2.5. Визначення передаточного числа головної передачі

Користуючись виразом для визначення швидкості руху автомобіля

$$V = 0,377 \cdot \frac{n_v \cdot r_k}{i_k \cdot i_0}, \quad (2.14)$$

можливо знайти передаточне число головної автомобіля. При русі автомобіля на прямій передачі передаточне число коробки передач $i_k = 1$, а швидкість руху V буде максимальною, тоді:

$$i_0 = \frac{0,377 \cdot n_v \cdot r_k}{V_{\max}}, \quad (2.15)$$

де n_v - частота обертання колінчатого вала двигуна при максимальній швидкості руху автомобіля на прямій передачі;

r_k - розрахунковий радіус ведучих коліс автомобіля, м.

При виконанні розрахунків можна прийняти середню величину динамічного радіуса постійної і виразити її в залежності від радіуса шини у вільному стані:

$$r_k = \lambda \cdot r_0, \quad (2.16)$$

де λ - коефіцієнт деформації шини. Для шин вантажних автомобілів приймають рівним 0,93...0,935.

Радіус шини у вільному стані підраховується за виразом:

$$r_k = 0,0254 \cdot (0,5 \cdot d + K_{ш} \cdot b), \text{ м}, \quad (2.17)$$

де d - діаметр обода колеса в дюймах;

b - висота профілю покришки в дюймах.

Маркування та розмір шин для вантажних автомобілів, що застосовуються в сільському господарстві, в залежності від навантаження та тиску повітря в шині приведені в табл. 2.5.

2.6. Підбір передаточних чисел коробки передач

Для визначення передаточних чисел коробки передач спочатку визначають передаточне число на першій - найнижчій передачі.

Передаточне число першої передачі повинне задовольняти умові забезпечення подолання найбільшого дорожнього опору руху автомобіля. Максимальне значення дотичної сили тяги $P_{k \max}$ буде дорівнює максимальному опору руху:

$$P_{k \max} = \frac{M_{kp \max} \cdot i_{k1} \cdot i_0 \cdot \eta_{Tp}}{r_k} = G_a \cdot \psi_{\max}. \quad (2.18)$$

Звідси передаточне число коробки передач на першій передачі:

$$i_{k1} = \frac{G_a \cdot \psi_{\max} \cdot r_k}{M_{kp \max} \cdot \eta_{Tp} \cdot i_0}, \quad (2.19)$$

де G_a - сила ваги автомобіля, кН;
 ψ_{\max} - приведений максимальний коефіцієнт дорожнього опору;
 r_k - розрахунковий радіус кочення ведучих коліс, м;
 $M_{kp \max}$ - максимальний крутний момент двигуна по зовнішній швидкісній характеристиці, Нм;
 η_{Tp} - ККД трансмісії на першій передачі;
 i_0 - передаточне число головної передачі.

Знаючи передаточне число I - і ступені коробки передач, переходять до визначення передаточних чисел на проміжних передачах.

Якщо виходити з умови збереження постійного інтервалу зміни - чисел оборотів колінчатого вала двигуна, при розгоні на різних передачах, що обумовлює найбільшу продуктивність та економічність автомобіля, то одержимо ряд передаточних чисел, що підкоряються закону геометричної прогресії, звідки:

$$i_{k2} = \frac{i_{k1}}{q}; i_{k3} = \frac{i_{k2}}{q}, \quad (2.20)$$

звідси знаменник геометричної прогресії:

$$q = z^{-1} \sqrt[z]{i_{k1}}. \quad (2.21)$$

В окремому випадку, коли вища передача є прямою:

$$(i_z = 1), \text{ тоді } q = z^{-1} \sqrt[z]{i_{k1}}, \quad (2.22)$$

де z - задане число передач коробки.

Знаючи передаточне число першої передачі, інші передаточні числа коробки передач можуть бути знайдені за рівняннями, що наведені в табл. 2.4.

Таблиця 2.4

Передаточні числа коробки передач

Передача	Коробка передач		
	трьохступенева	чотирьохступенева	п'ятиступенева
Перша	i_1	i_1	i_1
Друга	$\sqrt{i_1}$	$\sqrt[3]{i_1^2}$	$\sqrt[4]{i_1^3}$
Третя	1	$\sqrt[3]{i_1}$	$\sqrt[4]{i_1^2}$
Четверта	-	1	$\sqrt[4]{i_1}$
П'ята	-	-	1

Знаючи передаточні числа коробки передач і головної передачі, визначають передаточні числа трансмісії $i_{Tp} = i_k \cdot i_0$, а потім і швидкість руху автомобіля при постійній частоті обертання колінчатого вала двигуна.

2.7. Розрахунок і побудова динамічної характеристики автомобіля

Динамічною характеристикою автомобіля називають графічно виражену залежність динамічного фактору від швидкості руху автомобіля на різних передачах.

Динамічний фактор являє собою відношення надлишкової дотичної сили до сили ваги автомобіля:

$$D = \frac{P_k - P_a}{G_a} = \frac{\frac{M_{kp} \cdot i_k \cdot i_0 \cdot \eta_{Tp}}{r_k} - \frac{k \cdot F \cdot V^2}{12,96}}{G_a}, \quad (2.23)$$

де P_k - дотична сила тяги автомобіля;

P_a - сила опору повітря;

G_a - вага автомобіля з вантажем.

Величина динамічного фактору залежить від характеру протікання кривої крутного моменту двигуна передаточного числа трансмісії, швидкості руху автомобіля та його маси.

З метою одержання даних для побудови динамічної характеристики автомобіля проводять ряд розрахунків у наступній послідовності:

1. Задаються рядом значень частот обертання колінчатого вала - 20, 40, 60, 80 і 100, 120 % від номінальної частоти обертання колінчастого вала.

2. Для обраних частот обертання колінчатого вала двигуна підраховують величини швидкостей автомобіля на кожній передачі за рівнянням:

$$V = 0,377 \cdot \frac{n_i \cdot r_k}{i_k \cdot i_0}, \text{ км/год.} \quad (2.24)$$

3. Визначають величину дотичної сили тяги по передачах:

$$P_k = \frac{M_{kp} \cdot i_k \cdot i_0 \cdot \eta_{mp}}{r_k}, \text{ Н.} \quad (2.25)$$

Величину M_{kp} при кожному значенні частоти обертання колінчатого вала визначають за раніш побудованій зовнішній швидкісній характеристиці двигуна.

4. Підраховуються значення сили опору повітря для швидкостей руху автомобіля, що відповідають вихідним значенням частоти обертання колінчатого вала двигуна за рівнянням:

$$P_a = \frac{k \cdot F \cdot V^2}{12,96}, \text{ Н.} \quad (2.26)$$

5. Визначають величину динамічного фактора для кожної швидкості на всіх передачах за виразом:

$$D = \frac{P_k - P_a}{G_a} \quad (2.27)$$

6. Отримані дані заносять у таблицю:

Таблиця 2.4

Зведені дані динамічної характеристики автомобіля

Передача	V , км/год	n_v , хв. ⁻¹	M_{kp} , Н·м	p_k , Н	P_{Π} , Н	D

7. За розрахунковими даними будують криві динамічного фактору для кожної передачі, рис. 5.

8. За динамічною характеристикою автомобіля необхідно визначити:

- максимальну швидкість руху на прямій передачі по горизонтальному асфальтованому шосе;
- максимальний динамічний фактор на вищій та нижчій передачах;
- величину максимального-можливого підйому автомобіля в градусах на вищій та нижчій передачах при русі по асфальтованому шосе і сухій ґрунтовій дорозі.

2.8. Розрахунок та побудова економічної характеристики автомобіля

Паливну економічність автомобіля прийнято оцінювати витратою палива в літрах на 100 км пройденного шляху.

Якщо відомий погодинна витрата палива двигуна Bm кг/год та швидкість руху автомобіля V км/год, то витрата Q_s палива в літрах на 100 км пробігу виразиться у виді наступної залежності:

$$Q_s = \frac{100 \cdot be \cdot Ne}{V \cdot \rho}, \text{ л/100 км,} \quad (2.28)$$

де be - питома витрата палива, г/кВт·год;

Ne - потужність двигуна, яка необхідна для руху автомобіля в заданих умовах, кВт;

ρ - густина палива, кг/л; для бензину $\rho = 0,725$ кг/л; для дизельного палива $\rho = 0,825$ кг/л.

Ефективна потужність двигуна N_e , яка потрібна для руху автомобіля в заданих дорожніх умовах визначається за рівнянням:

$$N_e = \frac{P_k \cdot V}{\eta_{Tp}} = \frac{V}{\eta_{Tp}} \cdot \left(G_a \cdot \psi + \frac{k \cdot F \cdot V^2}{12,96} \right). \quad (2.29)$$

Підставивши значення потужності двигуна в рівняння витрати палива, одержимо:

$$Q_s = \frac{100 \cdot be \cdot N_e}{V \cdot \rho} = \frac{be}{\eta_{Tp} \cdot \rho} \cdot \left(G_a \cdot \psi + \frac{k \cdot F \cdot V^2}{12,96} \right), \text{ л/100 км.} \quad (2.30)$$

При виконанні роботи необхідно врахувати, що питома витрата палива be є величиною перемінної, залежної від швидкісного і навантажувального режимів роботи двигуна. Щоб врахувати цей вплив, питому витрату палива be визначають за рівнянням:

$$g_e = K_n \cdot K_N \cdot be_n, \quad (2.31)$$

де be_n - питома затрата палива при максимальній потужності двигуна по зовнішній швидкісній характеристиці, кг/(кВт·год);

K_n і K_N - коефіцієнти, що враховують вплив на питому витрату палива відповідно швидкісного та навантажувального режимів роботи двигуна.

Величина коефіцієнтів K_n і K_N визначають з графіків (рис. 6, а, б), де значення коефіцієнта K_n дане у функції від залежності поточної частоти обертання колінчатого вала двигуна при даній швидкості руху до частоти обертання вала при максимальній швидкості автомобіля; значення коефіцієнта K_N дане у функції від відношення потужності, витраченої на подолання опорів з даною швидкістю від потужності двигуна при тій же частоті обертання вала по зовнішній швидкісній характеристиці. Ця залежність приведена у виді двох кривих: для карбюраторних автомобільних двигунів, для дизельних двигунів.

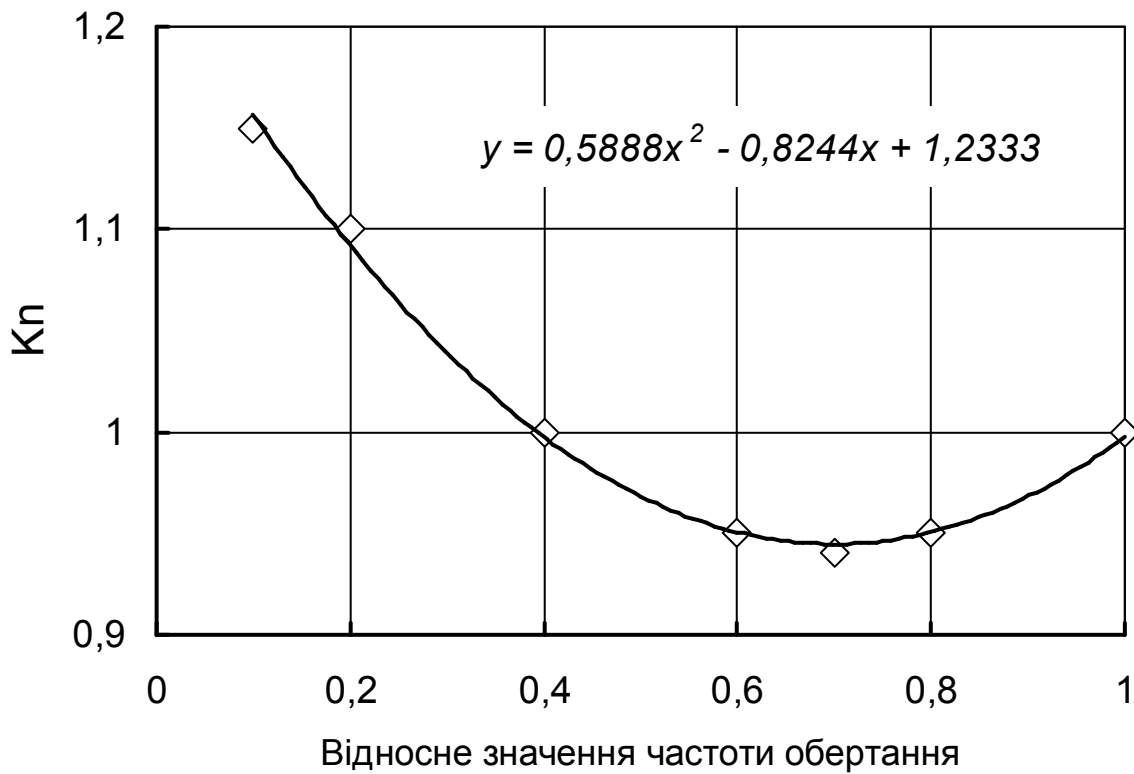


Рис. 2.1. Залежність коефіцієнту K_n від частоти обертання колінчастого валу

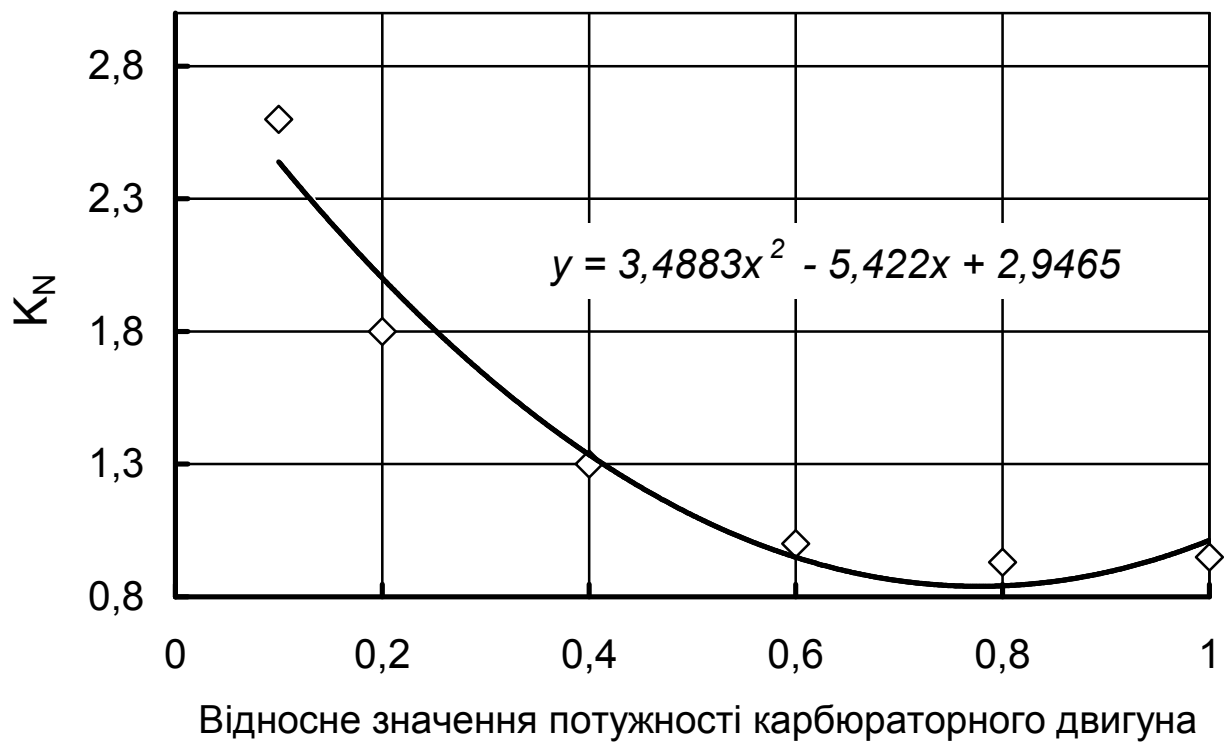


Рис. 2.2. Залежність коефіцієнту K_N від потужності карбюраторного двигуна

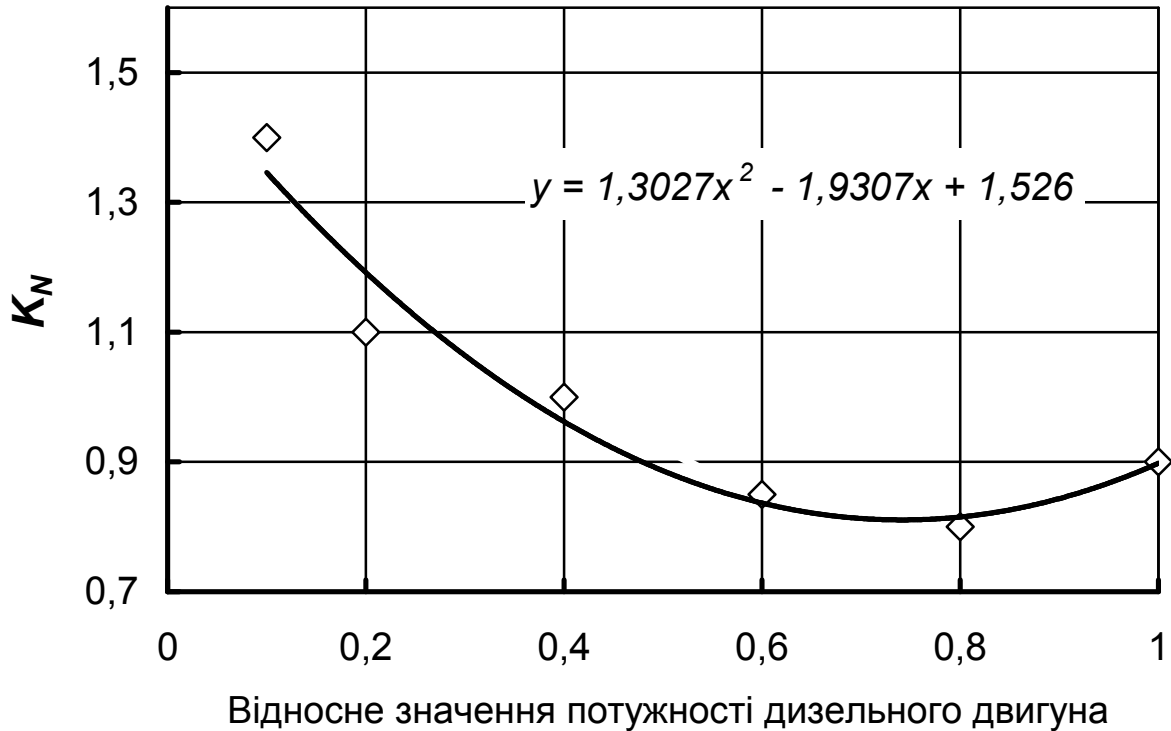


Рис. 2.3. Залежність коефіцієнту K_N від потужності дизельного двигуна

Для кращого представлення про економічність автомобіля будується графік, що показує залежність витрати палива автомобіля на 100 км пробігу від швидкості руху і дорожнього опору, ця характеристика називається економічною характеристикою автомобіля.

Звичайно теоретична економічна характеристика будується для умов рівномірного прямолінійного руху автомобіля на різних швидкостях у різних дорожніх умовах.

Для побудови економічної характеристики автомобіля по осі абсцис відкладають у масштабі швидкості руху автомобіля зі значеннями $V = 10, 20, 30 \dots$ км/год. Для курсової роботи необхідно прийняти рух автомобіля на дорозі, що характеризується приведеним коефіцієнтом дорожнього опору руху ψ з повним навантаженням на прямій передачі.

Розрахунок економічної характеристики проводимо в такій послідовності:

1. З врахуванням зовнішньої швидкісної характеристики знаходять швидкість автомобіля на прямій передачі за формулою:

$$V = 0,377 \cdot \frac{r_k \cdot n}{i_{Tp}}, \text{ км/год.} \quad (2.32)$$

2. Визначають потужність двигуна необхідну для руху автомобіля на різних швидкостях на одній із заданих доріг до повного завантаження двигуна:

$$N_e = \frac{V}{i_{Tr}} \left(G_a \cdot \psi + \frac{k \cdot F \cdot V^2}{12,96} \right). \quad (2.33)$$

3. Знаючи частоту обертання колінчатого вала двигуна для різних швидкостей руху автомобіля, визначають залежності $\frac{n}{n_v}$, $\frac{n}{n_{va \max}}$ згідно яким за графіком знаходять значення коефіцієнтів K_n

4. За графіком зовнішньої швидкісної характеристики двигуна для прийнятих частот обертання колінчатого вала знаходять значення ефективної потужності N_e і відповідно до залежності за графіком (рис. 6 б) згідно типу двигуна встановлюють значення коефіцієнта K_n .

5. За виразом $g_e = K_n \cdot K_N \cdot g_{eNe(\max)}$ витрата палива для різних швидкостей руху автомобіля.

6. Відповідно до отриманих значень g_e і N_e для різних швидкостей руху на прямій передачі автомобіля визначають витрата палива на 100 км шляху за рівнянням:

$$Q_s = \frac{100 \cdot b_e \cdot N_e}{V \cdot \rho}, \text{ л/100 км.} \quad (2.34)$$

7. Аналогічно проводиться розрахунок витрати палива на 100 км пробігу автомобіля для інших опорів доріг з урахуванням коефіцієнтів опорів.

8. На підставі отриманих розрахункових даних складається таблиця.

9. Роблять побудову економічної характеристики автомобіля для заданих дорожніх умов.

10. За графіком економічної характеристики автомобіля проводиться аналіз його роботи: визначають найбільш економічну швидкість руху, відзначають ділянки підвищених витрат палива в зонах великих та малих швидкостей руху, встановлюють максимально можливі швидкості руху в залежності від дорожніх опорів.

Тяговий розрахунок колісного трактора

1.1. Вихідні дані

1. Прототип трактора.....	T- 150К.
2. Номінальне тягове зусилля $P_{кр}$, кН.....	35.
3. Швидкість на 1-й передачі V_1 , км/год.....	8.
4. Швидкість на вищій передачі V_v , км/год.....	30.
5. Кількість передач, z	4.
6. Агрофон.....	стерня.
7. Коефіцієнт навантаження ведучих коліс, λ	1.
8. Коефіцієнт зчеплення з поверхнею, φ	0,60.
9. Коефіцієнт опору перекочуванню, f	0,10.
10. Кількість циліндричних пар шестерень, n_u	4.
11. Кількість конічних пар шестерень, n_k	2.
12. Питома витрата палива $b_{ен}$, к/(кВт год).....	0,249.
13. Частота обертання колінчастого вала n , об/хв.....	2100.
14. Коефіцієнт, який враховує опір перекочуванню, що долається частиною дотичної реакції ґрунту ξ	1,00.
15. Діаметр ободу ведучого колеса d , дюйм.....	24,0.
16. Ширина шини d , дюйм.....	21,3.

1.2. Визначення ваги трактора та потужності двигуна

1. Експлуатаційна вага трактора:

$$G = \frac{P_{кр}}{\lambda \cdot f \cdot \xi} = \frac{35}{0,6 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,1} = 70 \text{ кН.}$$

2. ККД трансмісії:

$$\eta = \eta_u \cdot \eta_u^{n_u} \cdot \eta_k^{n_k} = 0,96 \cdot 0,985^4 \cdot 0,975^2 = 0,859.$$

3. Номінальна потужність двигуна:

$$N_{ен} = \frac{(P_{кр} + f \cdot G) \cdot V_1}{3,6 \cdot X_e \cdot \eta} = \frac{(35 + 0,1 \cdot 70) \cdot 8}{3,6 \cdot 0,850 \cdot 0,859} = 127,818 \text{ кВт.}$$

4. Розрахунковий радіус кочення ведучого колеса:

$$r = 0,0254 \cdot (0,5 \cdot d + 0,8 \cdot b) = 0,0254 \cdot (0,5 \cdot 24 + 0,8 \cdot 21,3) = 0,738 \text{ м.}$$

5. Знаменник геометричної прогресії:

$$q = \sqrt[z-1]{\frac{V_v}{V_1}} = \sqrt[z-1]{\frac{30}{8}} = 1,554.$$

6. Передаточне число трансмісії на першій передачі:

$$i_1 = 0,377 \cdot \frac{n_H \cdot r_K}{V_1} = 0,377 \cdot \frac{2100 \cdot 0,738}{8} = 72,996.$$

7. Передаточне число трансмісії на вищій передачі:

$$i_v = 0,377 \cdot \frac{n_H \cdot r_K}{V_v} = 0,377 \cdot \frac{2100 \cdot 0,738}{30} = 19,466.$$

8. Сила опору кочення:

$$Pf = f \cdot G = 0,1 \cdot 70 = 7 \text{ кН.}$$

1.3 Розрахунок і побудова регулярної характеристики двигуна

1.3.1. Розрахункові залежності

Потужність двигуна:

$$Ne = Ne_n \cdot \left[0,5 \cdot \frac{n}{n_H} + 1,5 \cdot \left(\frac{n}{n_H} \right)^2 - \left(\frac{n}{n_H} \right)^3 \right], \text{ кВт.}$$

Питома витрата палива:

$$be = be_n \cdot \left[1,35 - 1,35 \cdot \left(\frac{n}{n_H} \right) + \left(\frac{n}{n_H} \right)^2 \right], \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}.$$

Крутний момент:

$$M = \frac{30}{\pi \cdot n} \cdot Ne, \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Погодинна витрата палива:

$$B = be \cdot Ne, \text{ кг} / \text{год}.$$

Витрата палива на холостому ході:

$$B_{xx} = 0,3 \cdot B_n, \text{ кг} / \text{год},$$

де B_n - погодинна витрата палива на номінальній потужності, $\text{кг} / \text{год}$.

Частота обертання на холостому ході:

$$n_{xx} = 1,07 \cdot n_n, \text{ хв}^{-1}.$$

Мінімально стійка частота обертання колінчастого вала:

$$n_{\min} = 0,3 \cdot n_n, \text{ хв}^{-1}.$$

1.3.2. Результати розрахунків

Розрахунок даних на мінімальній частоті обертання двигуна.

Частота обертання на холостому ході

$$n_{xx} = 1,07 \cdot 2100 = 2247 \text{ хв}^{-1}.$$

Мінімально стійка частота обертання колінчастого вала:

$$n_{\min} = 0,3 \cdot 2100 = 630 \text{ хв}^{-1}.$$

Потужність на мінімально стійкій частоті обертання колінчастого вала:

$$N_e = 127,82 \cdot \left[0,5 \cdot \frac{630}{2100} + 1,5 \cdot \left(\frac{630}{2100} \right)^2 - \left(\frac{630}{2100} \right)^3 \right] = 32,98 \text{ кВт}.$$

Питома витрата палива:

$$b_e = 0,249 \cdot \left[1,35 - 1,35 \cdot \left(\frac{630}{2100} \right) + \left(\frac{630}{2100} \right)^2 \right] = 0,258 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}.$$

Крутний момент:

$$M = \frac{30}{\pi \cdot 630} \cdot 32,98 = 0,50 \text{ кН} \cdot \text{м} = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Погодинна витрата палива:

$$B = 0,261 \cdot 32,98 = 8,601 \text{ кг/год}.$$

Розрахунки на інших режимах виконуються аналогічно. Результати розрахунків зводимо в табл. П.1.1 та на рис. П.1.1.

Таблиця П.1.1

Регуляторна характеристика дизеля

№	n , об/хв	N_e , кВт	M , Н·м	b_e , кг/(кВт·год)	B , кг/год
1.	2247	0,000	0,000		9,548
2.	2100	127,818	581,520	0,249	31,827
3.	1900	120,103	603,937	0,236	28,326
4.	1700	109,572	615,805	0,227	24,895
5.	1500	96,888	617,123	0,223	21,614
6.	1300	82,714	607,893	0,223	18,485
7.	1100	67,711	588,113	0,228	15,465
8.	900	52,543	557,785	0,238	12,496
9.	700	37,872	516,907	0,252	9,535
10.	630	32,977	500,107	0,258	8,499

Частота обертання колінчастого вала при максимальному крутному моменті:

$$n_m = 0,75 \cdot n_H = 0,75 \cdot 2100 = 1575 \text{ хв}^{-1}.$$

Потужність при максимальному крутному моменті:

$$Ne_{\max} = 127,82 \cdot \left[0,5 \cdot \frac{1575}{2100} + 1,5 \cdot \left(\frac{1575}{2100} \right)^2 - \left(\frac{1575}{2100} \right)^3 \right] = 101,86 \text{ кВт}.$$

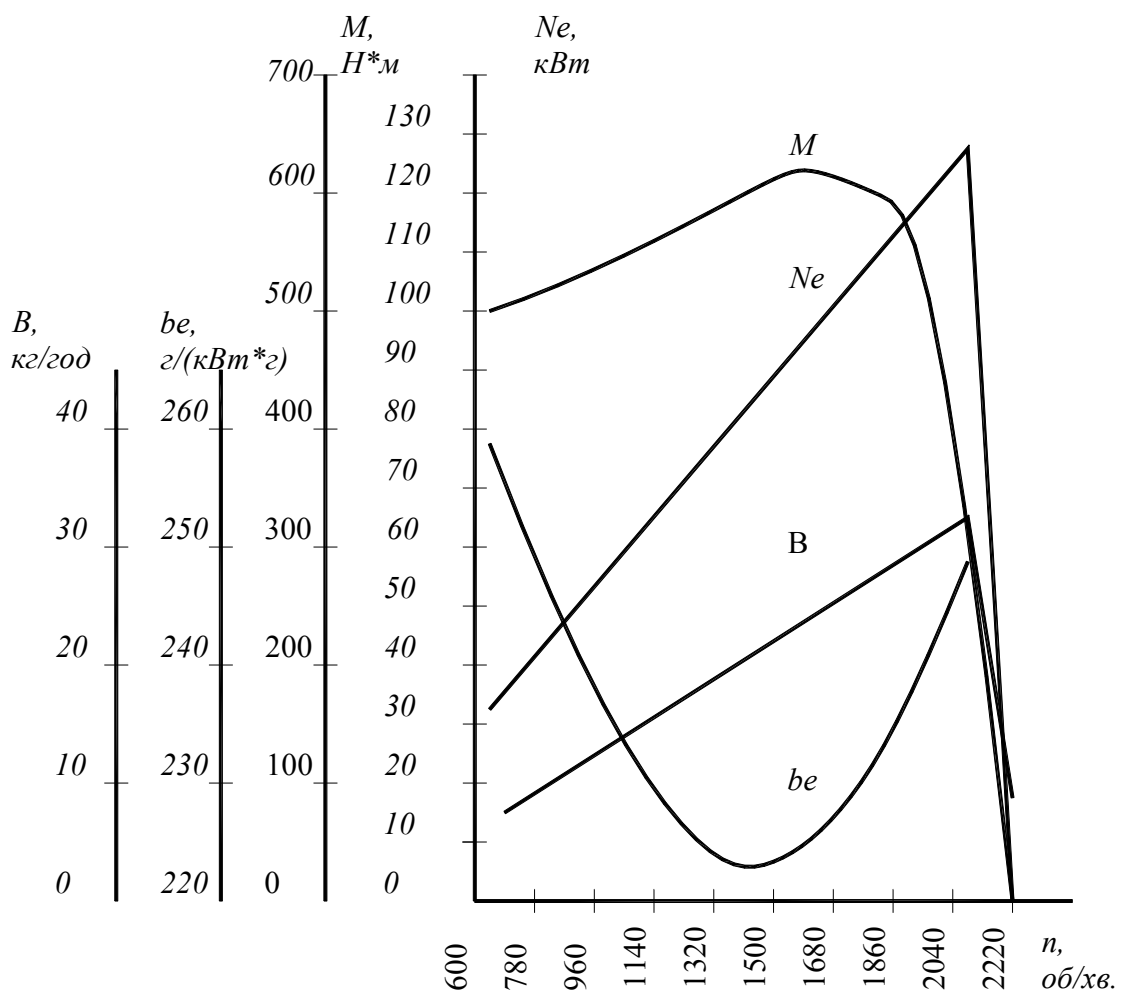


Рис. П.1.1. Швидкісна характеристика дизеля

Максимальний крутний момент:

$$M_{\max} = \frac{30}{\pi \cdot 1575} \cdot 82,71 \cdot 10^3 = 617,87 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Питома витрата палива при максимальному крутному моменті:

$$be = 0,249 \cdot \left[1,35 - 1,35 \cdot \left(\frac{1575}{2100} \right) + \left(\frac{1575}{2100} \right)^2 \right] = 0,224 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}.$$

Погодинна витрата палива при максимальному крутному моменті:

$$B_{\max} = 0,224 \cdot 101,86 = 28,82 \text{ кг/год}.$$

1.4. Визначення теоретичних тягових зусиль

Дотична сила тяги при номінальній частоті обертання колінчастого вала двигуна на 1 - й передачі:

$$P_{kp} = \frac{M_n \cdot i_1 \cdot \eta}{r_k} - Pf = \frac{581,52 \cdot 72,96 \cdot 0,859}{0,738} - 7,0 = 42,438 \text{ кН}.$$

Дотична сила тяги при номінальній частоті обертання колінчастого вала двигуна на 4 - й передачі:

$$P_{kp4} = \frac{M_n \cdot iv \cdot \eta}{r_k} - Pf = \frac{581,52 \cdot 19,466 \cdot 0,859}{0,738} - 7 = 6,183 \text{ кН}.$$

Максимальна дотична сила тяги при максимальному крутному моменті двигуна на 1- й передачі:

$$P_{kp1.m} = \frac{M_{\max} \cdot i_1 \cdot \eta}{r_k} - Pf = \frac{617,87 \cdot 72,996 \cdot 0,859}{0,738} - 7 = 45,528 \text{ кН}.$$

Максимальна дотична сила тяги при максимальному крутному моменті двигуна на 4 - й передачі:

$$P_{kp4.m} = \frac{M_{\max} \cdot iv \cdot \eta}{r_k} - Pf = \frac{617,87 \cdot 19,466 \cdot 0,859}{0,738} - 7 = 7,007 \text{ кН}.$$

1.5. Визначення дійсної швидкості руху та тягової потужності

Розрахункові залежності:

Коефіцієнт ψ :

$$\psi = \frac{P_{kp}}{\lambda \cdot G}.$$

Дійсна швидкість руху:

$$V = V_0 \cdot (1 - \delta), \text{ км/год.}$$

Тягова потужність трактора:

$$Nm = \frac{P_{kp} \cdot V}{3,6}, \text{ кВт.}$$

Крутий момент двигуна:

$$M = (P_{kp} + P_f) \cdot \frac{r_k}{i \cdot \eta}, \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Теоретична швидкість руху:

$$V_0 = \begin{cases} 3,6 \cdot \frac{\pi \cdot r_k}{30 \cdot i} \cdot \left(n_{xx} + \frac{(n_n - n_{xx})}{M_n} \cdot M \right), & \text{якщо } M < M_n; \\ 3,6 \cdot \frac{\pi \cdot r_k}{30 \cdot i} \cdot \left(n_n + \frac{(0,25 \cdot n_n)}{M_{max} - M_n} \cdot (M_n - M) \right), & \text{якщо } M \geq M_n. \end{cases}$$

Результати розрахунків зводимо в табл. П2.

Таблиця П.1.2

Дійсна швидкість руху та тягова потужність

№	Сила тяги, $R_{кр}$, кН	$M_{кр}$, Н·м	V_0 , км/год	Ψ	Коефі- цієнт буксуван- ня, δ	Швидкість руху, V , км/ГОД	Тягова потуж- ність, N_t , кВт
1	2	3	4	5	6	7	8
Перша передача							
1	0,0	82,3	8,5	0,000	0,000	8,476	0,000
2	5,3	144,7	8,4	0,076	0,008	8,352	12,307
3	10,6	207,1	8,4	0,152	0,006	8,309	24,487
4	15,9	269,5	8,3	0,227	0,008	8,232	36,391
5	21,2	331,9	8,2	0,303	0,014	8,121	47,868
6	26,5	394,3	8,2	0,379	0,024	7,978	58,777
7	31,8	456,7	8,1	0,455	0,039	7,802	68,979
8	37,1	519,1	8,1	0,530	0,057	7,595	78,339
9	42,4	581,5	8,0	0,606	0,080	7,357	86,726
10	45,5	617,9	5,3	0,650	0,095	4,776	60,399
Вища передача							
1	0,0	308,8	31,0	0,000	0,000	30,969	0,000
2	0,8	342,9	30,8	0,011	0,013	30,455	6,539
3	1,5	377,0	30,7	0,022	0,012	30,366	13,040
4	2,3	411,1	30,6	0,033	0,011	30,275	19,500
5	3,1	445,1	30,5	0,044	0,010	30,180	25,919
6	3,9	479,2	30,4	0,055	0,009	30,083	32,294
7	4,6	513,3	30,2	0,066	0,008	29,982	38,624
8	5,4	547,4	30,1	0,077	0,008	29,879	44,906
9	6,2	581,5	30,0	0,088	0,007	29,773	51,139
10	7,0	617,9	21,9	0,100	0,007	21,745	42,326
Друга передача							
1	0,0	127,9	13,1	0,000	0,000	13,1	0,000
2	3,1	184,6	13,0	0,044	0,010	12,9	11,109
3	6,2	241,3	12,9	0,089	0,007	12,8	22,133
4	9,3	298,0	12,8	0,133	0,006	12,8	33,024
5	12,4	354,7	12,8	0,177	0,006	12,7	43,735
6	15,5	411,4	12,7	0,222	0,007	12,6	54,222
7	18,6	468,1	12,6	0,266	0,010	12,5	64,439
8	21,7	524,8	12,5	0,310	0,015	12,3	74,344
9	24,8	581,5	12,4	0,355	0,020	12,2	83,895
10	26,8	617,9	12,4	0,383	0,025	12,1	89,812
Третя передача							
1	0,0	198,7	20,2	0,000	0,000	20,2	0,000
2	1,7	246,6	20,1	0,024	0,011	19,8	9,292

Продовження табл. П.1.2

1	2	3	4	5	6	7	8
3	3,4	294,4	20,0	0,048	0,009	19,8	18,518
4	5,1	342,3	19,9	0,072	0,008	19,7	27,665
5	6,7	390,1	19,7	0,096	0,007	19,6	36,723
6	8,4	438,0	19,6	0,120	0,006	19,5	45,679
7	10,1	485,8	19,5	0,144	0,006	19,4	54,523
8	11,8	533,7	19,4	0,169	0,006	19,3	63,241
9	13,5	581,5	19,3	0,193	0,006	19,2	71,825
10	14,8	617,9	19,2	0,211	0,007	19,1	78,249

1.6. Визначення тягового ККД трактора

Розрахункові залежності:

Тяговий ККД:

$$\eta = \frac{Nm}{Ne}$$

Погодинна витрата палива:

$$B = \begin{cases} B_{\min} + \frac{(B_H - B_{\min})}{M_H} \cdot M, & \text{якщо } M < M_{\max}; \\ B_H + \frac{(B_{\max} - B_H)}{M_{\max} - M_H} \cdot (M - M_H), & \text{якщо } M \geq M_H. \end{cases}$$

Потужність двигуна:

$$Ne = Ne_n \cdot \frac{M}{M_H}, \text{кВт.}$$

Тягова питома витрата палива:

$$b_m = \frac{B}{Ne_m}, \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}$$

Результати розрахунків зводимо в табл. П.3.

Тягові ККД та питома витрата палива

№	Тягове зусилля трактора $P_{кр}$, кН	Тягова потужність трактора, N_t , кВт	Погодина витрата палива, B , кг/год	Потужність двигуна, N_e , кВт	Тяговий ККД, η_t	Тягова питома витрата палива, $b_{кр}$, кг/(кВт·год)
1	2	3	4	5	6	7
Перша передача						
1	0,000	0,000	8,499	18,098		
2	5,305	12,307	14,305	31,813	0,387	1,162
3	10,609	24,487	16,808	45,528	0,538	0,686
4	15,914	36,391	19,311	59,243	0,614	0,531
5	21,219	47,868	21,814	72,958	0,656	0,456
6	26,524	58,777	24,317	86,673	0,678	0,414
7	31,828	68,979	26,820	100,388	0,687	0,389
8	37,133	78,339	29,324	114,103	0,687	0,374
9	42,438	86,726	31,827	127,818	0,679	0,367
10	45,528	60,399	22,826	101,855	0,593	0,378
Вища передача						
1	0,000	0,000	8,499	67,867		
2	0,773	6,539	22,253	75,361	0,087	3,403
3	1,546	13,040	23,621	82,855	0,157	1,811
4	2,319	19,500	24,988	90,349	0,216	1,281
5	3,092	25,919	26,356	97,843	0,265	1,017
6	3,865	32,294	27,724	105,337	0,307	0,858
7	4,638	38,624	29,091	112,830	0,342	0,753
8	5,411	44,906	30,459	120,324	0,373	0,678
9	6,183	51,139	31,827	127,818	0,400	0,622
10	7,007	42,326	22,826	101,855	0,416	0,539
Друга передача						
1	0,000	0,000	8,499	28,117		
2	3,103	11,109	13,630	40,580	0,274	1,227
3	6,205	22,133	15,905	53,042	0,417	0,719
4	9,308	33,024	18,179	65,505	0,504	0,550
5	12,411	43,735	20,454	77,968	0,561	0,468
6	15,513	54,222	22,729	90,430	0,600	0,419
7	18,616	64,439	25,003	102,893	0,626	0,388
8	21,719	74,344	27,278	115,356	0,644	0,367
9	24,821	83,895	29,552	127,818	0,656	0,352
10	26,810	89,812	22,826	101,855	0,882	0,254
Третя передача						
1	0,000	0,000	8,499	43,683		
2	1,685	9,292	18,391	54,200	0,171	1,979

1	2	3	4	5	6	7
3	3,371	18,518	20,310	64,717	0,286	1,097
4	5,056	27,665	22,230	75,234	0,368	0,804
5	6,741	36,723	24,149	85,751	0,428	0,658
6	8,426	45,679	26,068	96,268	0,475	0,571
7	10,112	54,523	27,988	106,784	0,511	0,513
8	11,797	63,241	29,907	117,301	0,539	0,473
9	13,482	71,825	31,827	127,818	0,562	0,443
10	14,762	78,249	22,826	101,855	0,768	0,292

1.7. Побудова теоретичної тягової характеристики

На листі міліметрового паперу наносяться осі координат, як показано на рис. П.2.2

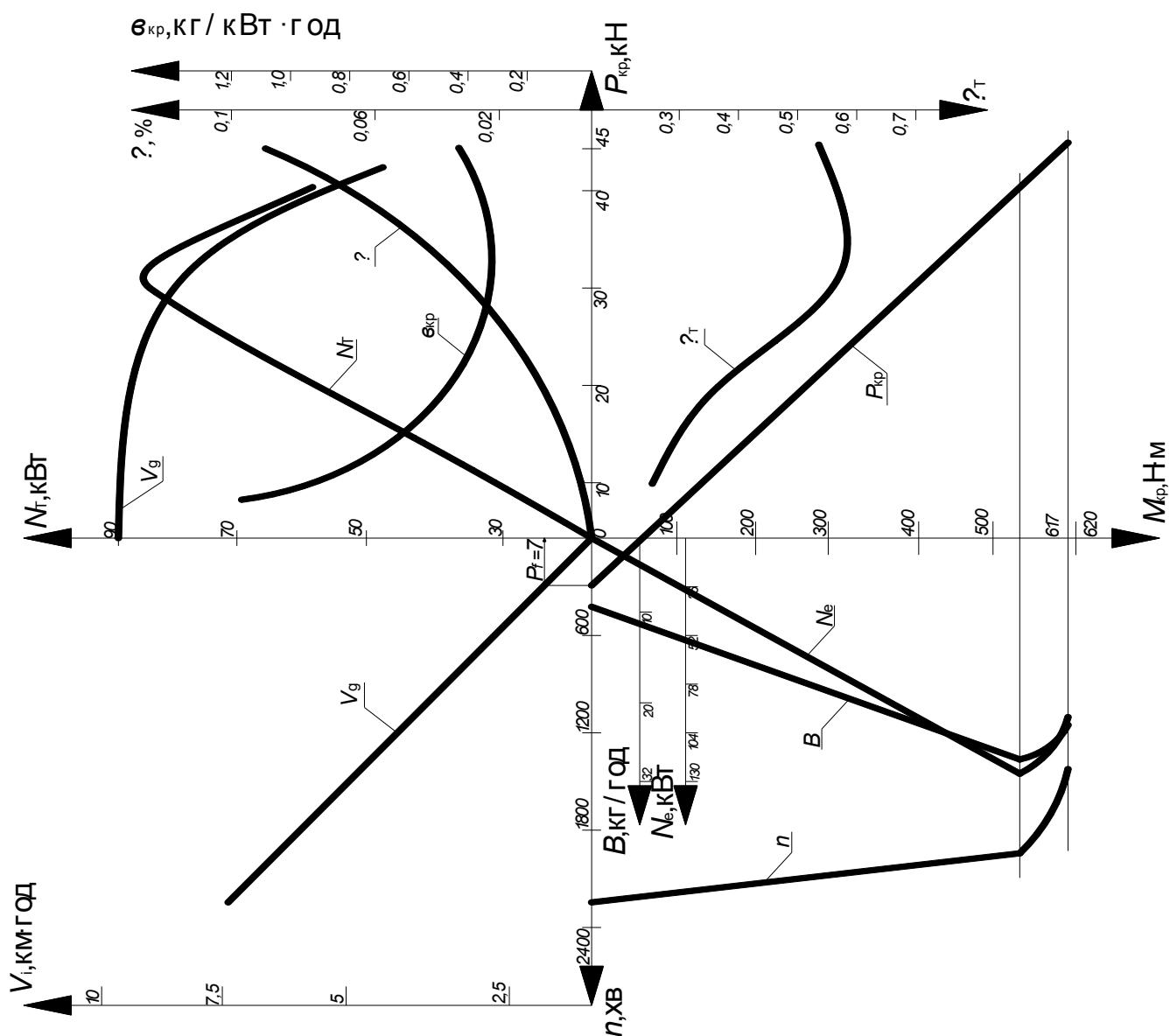


Рис. П.1.2. Тягова характеристика трактора

Тяговий розрахунок вантажного автомобіля

Таблиця П.2.1

2.1. Вихідні дані

№	Показник	Формула або джерело	Значення
1	2	3	4
1.1.1. Основні вихідні дані			
1	Прототип	Задано	ГАЗ-53А
2	Вантажність автомобіля, m , т	Задано	3,80
3	Максимальна швидкість руху, V_{\max} , км/год	Задано	84,00
4	Приведений коефіцієнт дорожніх опорів, Ψ	Задано	0,0250
5	Кількість основних передач, z	Задано	4,00
1.1.2. Додаткові дані			
1	Коефіцієнт навантаження ведучих коліс, λ	Приймаємо	0,75
2	Коефіцієнт зчеплення з опорною поверхнею (дорогою), ϕ	Приймаємо	0,60
3	Коефіцієнт використання маси, η_m		0,81
4	Колія автомобіля, B , м		2,38
5	Висота автомобіля, H , м		2,22
6	Маса людини, m_p , кг		80,00
7	Кількість пасажирів, n_p , чол		1,00
8	Кількість циліндричних пар шестерень, n_u	Приймаємо	4,00
9	Кількість конічних пар шестерень, n_k	Приймаємо	2,00
10	Питома витрата палива, b_{en} , кг/(кВт*год)	Задано	0,297

Продовження табл. П.2.1

1	2	3	4
11	Діаметр ободу ведучого колеса, d , мм	Приймаємо	508,00
12	Ширина шини, b , мм	Приймаємо	210
13.	Густина бензину, ρ , кг/м ³	Приймаємо	0,717

2.2. Визначення ваги автомобіля та потужності двигуна

Експлуатаційна вага автомобіля, кН:

$$G = 10 \cdot (1 + \eta_m) \cdot m + 0,01 \cdot 2 \cdot m_p = \\ = 10 \cdot (1 + 0,81) \cdot 3,8 + 0,01 \cdot 2 \cdot 80 = 69,58 \text{ кН}.$$

Вага не завантаженого автомобіля, кН:

$$G_a = 10 \cdot \eta_m \cdot m = 10 \cdot 0,81 \cdot 3,80 = 30,78 .$$

ККД трансмісії:

$$\eta = 0,96 \cdot 0,985^{n_u} \cdot 0,975^{n_k} = 0,96 \cdot 0,985^4 \cdot 0,975^2 = 0,859 .$$

Сила опору повітря, кН:

$$P_w = \frac{k \cdot B \cdot H \cdot V^2 \max}{13 \cdot 10^3} = \frac{0,5 \cdot 2,38 \cdot 2,22 \cdot 84^2}{13 \cdot 10^3} = 2,294 .$$

Номінальна потужність двигуна, кВт:

$$N_{ен} = 1,1 \cdot \frac{(\Psi \cdot G_a + P_w) \cdot V \max}{3,6 \cdot \eta} = 1,1 \cdot \frac{(0,025 \cdot 30,78 + 2,294) \cdot 84,0}{3,6 \cdot 0,859} = 120,517 .$$

Розрахунковий радіус кочення ведучого колеса, м:

$$r_K = 0,001 \cdot (0,5 \cdot d + 0,8 \cdot b) = \\ = 0,001 \cdot (0,5 \cdot 0,508 + 0,8 \cdot 0,21) = 0,422 .$$

Частота обертання колінчастого вала двигуна, об/хв:

$$n_H = 30 \cdot V_{\max} = 30 \cdot 84,00 = 2520.$$

Передаточне число трансмісії на прямій передачі:

$$i_0 = \frac{0,377 \cdot r_K \cdot n_H}{V_{\max}} = \frac{0,377 \cdot 0,422 \cdot 2520}{84,00} = 4,773.$$

Передаточне число трансмісії на першій передачі:

$$i_{k1} = \frac{\varphi \cdot \lambda \cdot G \cdot r_K}{M_{\max} \cdot \eta \cdot i_0} = \frac{0,6 \cdot 0,75 \cdot 69,58 \cdot 0,422}{576,685 \cdot 0,859 \cdot 4,773} = 6,638.$$

Знаменник геометричної прогресії:

$$q = z - \sqrt[k]{i_{k1}} = 4 - \sqrt[4]{6,638} = 1,879.$$

Передаточне число трансмісії на третій передачі:

$$i_{k2} = i_0 \cdot q = 4,773 \cdot 1,879 = 8,970.$$

Передаточне число трансмісії на другій передачі:

$$i_{k3} = i_0 \cdot q^2 = 4,773 \cdot 1,879^2 = 16,858.$$

2.3. Розрахунок швидкісної характеристики двигуна

Результати розрахунку швидкісної характеристики заносимо в табл.

П 2.2.

Таблиця П.2.2

Швидкісна характеристика двигуна

№	Частота обертання колінчастого валу, n , об/хв	Потужність двигуна, N_e , кВт	Крутний момент, $M_{кр}$, Н*м	Питома витрата палива, b_e , кг/(кВт*год)	Погодинна витрат палива, B , кг/год
1	2	3	4	5	6
1	2696,4	0,000	0,000		10,738
2	2520	120,517	456,921	0,297	35,794
3	2320	117,481	483,808	0,289	33,991

Продовження табл. П.2.2

1	2	3	4	5	6
4	2120	112,421	506,645	0,284	31,927
5	1920	106,060	527,765	0,281	29,803
6	1720	98,397	546,570	0,280	27,586
7	1520	89,434	562,145	0,282	25,223
8	1320	79,169	573,022	0,286	22,647
9	1120	67,603	576,685	0,292	19,768
10	756	43,214	546,127	0,310	13,396

2.4. Універсальна динамічна характеристика автомобіля

Динамічний фактор автомобіля визначаємо за рівнянням:

$$D = \frac{P_k - P_w}{G}$$

Результати розрахунків заносимо в таблицю П 2.3.

Таблиця П.2.3

Універсальна динамічна характеристика автомобіля

№	Частота обертання колінчастого валу, <i>n</i> , об/хв	Швидкість руху, <i>V</i> , км/год	Дотична сила тяги, <i>P_k</i> , кН	Опір повітря, <i>P_w</i> , кН	Динаміч- ний фактор, <i>D</i>
1	2	3	4	5	6
Передача 4					
1	2520	84,0	4,44	2,29	0,0308
2	2320	77,3	4,70	1,94	0,0396
3	2120	70,7	4,92	1,62	0,0474
4	1920	64,0	5,13	1,33	0,0546
5	1720	57,3	5,31	1,07	0,0610
6	1520	50,7	5,46	0,83	0,0665
7	1320	44,0	5,57	0,63	0,0710
8	1120	37,3	5,60	0,45	0,0740
9	756	25,2	5,31	0,21	0,0733
Передача 3					
1	2520	44,7	8,34	0,65	0,1106
2	2320	41,1	8,83	0,55	0,1191
3	2120	37,6	9,25	0,46	0,1264
4	1920	34,1	9,64	0,38	0,1331
5	1720	30,5	9,98	0,30	0,1391
6	1520	27,0	10,26	0,24	0,1441

Продовження табл. П.2.3

1	2	3	4	5	6
7	1320	23,4	10,46	0,18	0,1478
8	1120	19,9	10,53	0,13	0,1495
9	756	13,4	9,97	0,06	0,1425
Передача 2					
1	2520	23,8	15,68	0,18	0,2227
2	2320	21,9	16,60	0,16	0,2364
3	2120	20,0	17,39	0,13	0,248
4	1920	18,1	18,11	0,11	0,2588
5	1720	16,2	18,76	0,09	0,2683
6	1520	14,3	19,29	0,07	0,2763
7	1320	12,5	19,66	0,05	0,2819
8	1120	10,6	19,79	0,04	0,2839
9	756	7,1	18,74	0,02	0,2691

Результати розрахунків представлені на рис. П 2.1.

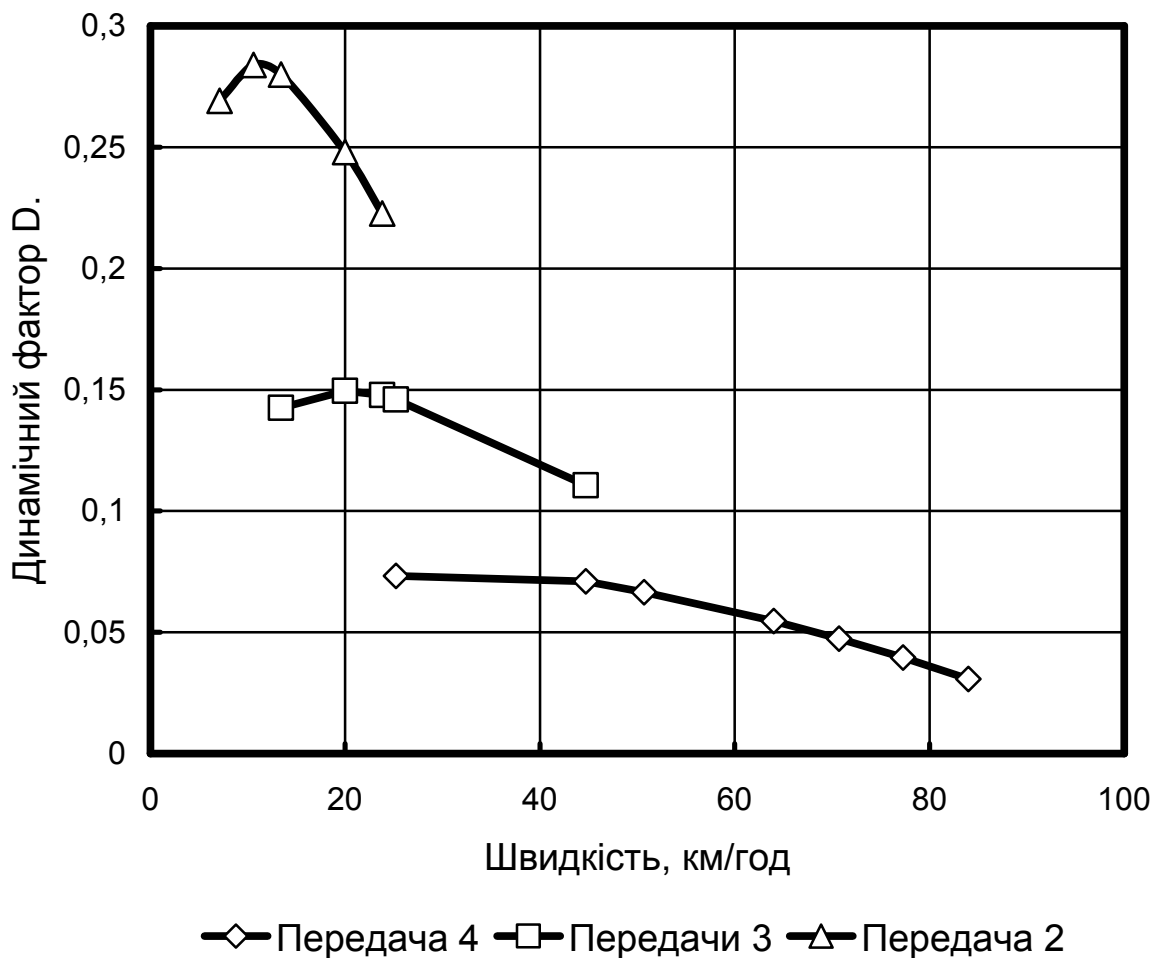


Рис. П.2.1. Динамічна характеристика автомобіля

2.5. Розрахунок і побудова економічної характеристики

Потужність двигуна визначаємо за рівнянням:

$$N_e = \frac{(\Psi \cdot G + P_w) \cdot V_{\max}}{3,6 \cdot \eta}$$

Питома витрата палива визначається з урахуванням режиму роботи двигуна:

$$b_e = b_{en} \cdot K_n \cdot K_N$$

Витрату палива на 100 км шляху розраховуємо за рівнянням:

$$Q_s = \frac{b_e \cdot N_e \cdot 100}{V \cdot \rho}$$

Результати розрахунків заносимо у таблицю П 2.4.

Таблиця П.2.4

Економічна характеристика автомобіля

№	Швидкість автомобіля, V , км/год	Аеродинамічний опір, P_w , кВт	Потужність двигуна, N_e , кВт	Питома витрата палива, b_e , кг/(кВт*год)	Погодинна витрата палива, B , кг/год	Витрата палива на 100 км, Q_s , л/100 км
1	2	3	4	5	6	7
$\Psi = 0,0200$						
1	84,0	2,3	100,1	0,287	28,740	47,72
2	77,3	1,9	83,4	0,305	25,421	45,85
3	70,7	1,6	68,9	0,343	23,627	46,63
4	64,0	1,3	56,4	0,394	22,186	48,35
5	57,3	1,1	45,6	0,452	20,626	50,18
6	50,7	0,8	36,5	0,516	18,820	51,80
7	44,0	0,6	28,8	0,584	16,787	53,21
8	37,3	0,5	22,3	0,655	14,596	54,53
9	25,2	0,2	13,0	0,797	10,379	57,44
$\Psi = 0,0250$						
1	84,0	2,3	109,6	0,285	31,197	51,80
2	77,3	1,9	92,1	0,288	26,523	47,83
3	70,7	1,6	76,8	0,316	24,308	47,98
4	64,0	1,3	63,6	0,361	22,934	49,98
5	57,3	1,1	52,1	0,416	21,651	52,67
6	50,7	0,8	42,2	0,478	20,169	55,52

Продовження табл. П.2.4

1	2	3	4	5	6	7
7	44,0	0,6	33,7	0,546	18,415	58,37
8	37,3	0,5	26,5	0,620	16,405	61,29
9	25,2	0,2	15,9	0,768	12,179	67,40
$\Psi = 0,02875$						
1	84,0	2,3	116,6	0,289	33,708	55,97
2	77,3	1,9	98,6	0,280	27,643	49,85
3	70,7	1,6	82,8	0,300	24,876	49,10
4	64,0	1,3	69,0	0,339	23,410	51,02
5	57,3	1,1	56,9	0,391	22,261	54,15
6	50,7	0,8	46,4	0,452	20,995	57,79
7	44,0	0,6	37,4	0,520	19,453	61,66
8	37,3	0,5	29,6	0,594	17,600	65,75
9	25,2	0,2	18,0	0,747	13,431	74,33

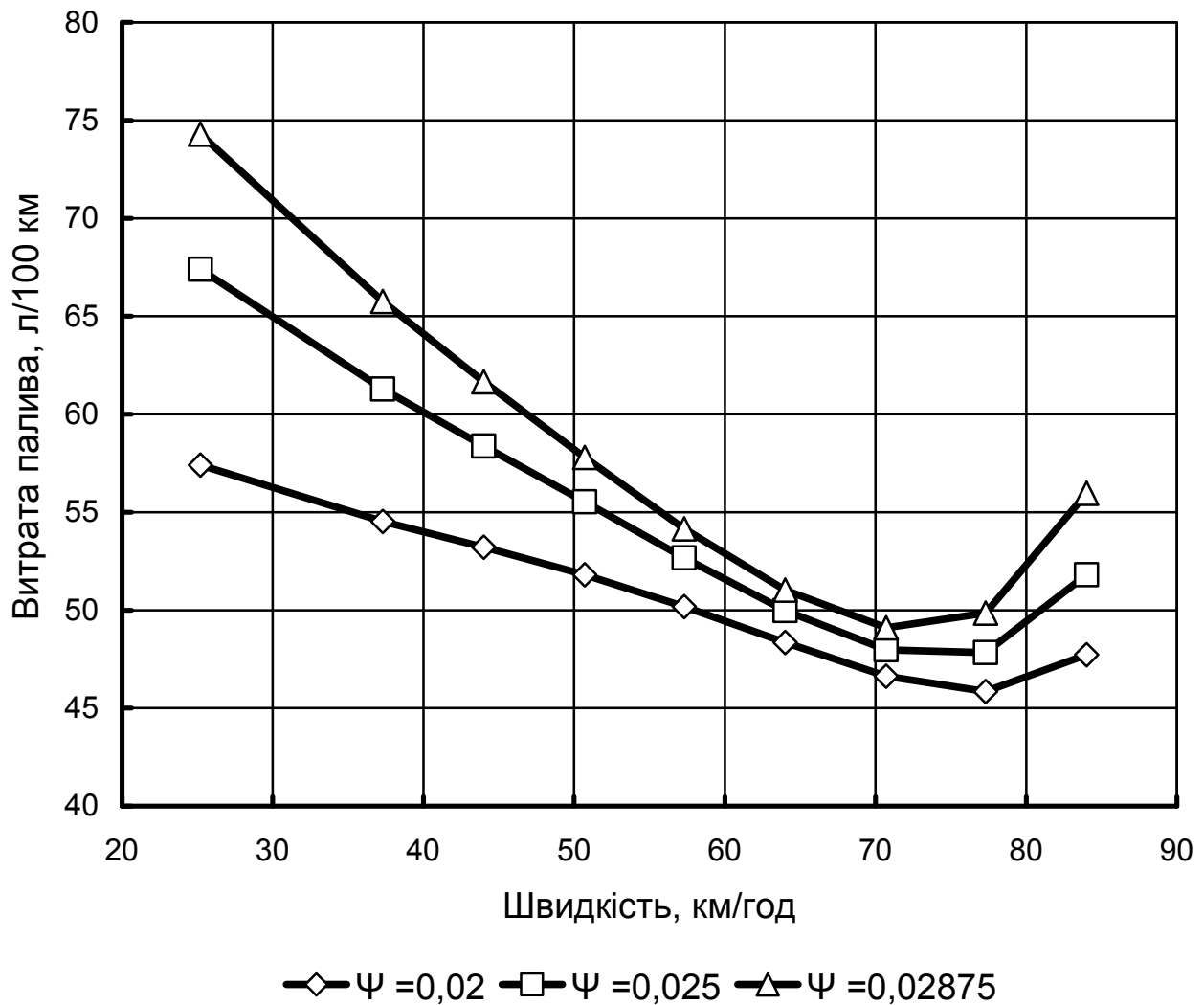


Рис. П 2.3. Економічна характеристика автомобіля

ДОДАТКИ

Коефіцієнти опору кочення f і коефіцієнти зчеплення φ

Вид ґрунту чи дороги	Трактори на пневматичних шинах		Гусеничні трактори	
	f	φ	f	φ
Трактори				
Асфальтоване шосе	0,01-0,02	0,8-0,9	-	-
Гравійне шосе	0,02-0,03	0,6	-	-
Ґрунтова суха дорога	0,025-0,045	0,6-0,8	0,02-0,07	0,9-1,0
Цілина	0,03-0,07	0,7-0,9	0,06-0,07	1,0-1,1
Заліж 2-3 років	0,06-0,08	0,6-0,8	0,06-0,07	0,9-1,0
Стерня	0,08-0,10	0,6-0,8	0,06-0,08	0,8-1,0
Переоране поле	0,12-0,18	0,5-0,7	0,08-0,10	0,6-0,8
Поле підготовлене під посів	0,16-0,18	0,4-0,6	0,10-0,12	0,6-0,7
Скошений лан, вогкий	0,08	0,6-0,8	0,07	0,7-0,9
Укатана сніжна дорога	0,03-0,04	0,3-0,4	0,06-0,07	0,5-0,7
Дорога вкрита льодом	0,02-0,025	0,1-0,3	0,03-0,04	0,2-0,4
Болотно-торф'яна цілина осуш.	-	-	0,11-0,14	0,4-0,6
Пісок	0,16-0,18	0,3-0,4	0,10-0,15	0,4-0,5

Автомобілі

Асфальтоване шосе	0,015-0,020	0,6-0,75
Гравійно-щебнева дорога	0,020-0,030	0,5-0,65
Булижна мостова	0,025-0,035	0,4-0,5
Суха ґрунтова	0,03-0,05	0,5-0,7
Ґрунтова дорога після дощу	0,05-0,15	0,35-0,5
Пісок	0,17-0,30	0,65-0,75
Сніжна укатана дорога	0,03-0,04	0,3-0,35

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
МИКОЛАЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІНЖЕНЕРНО-ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра тракторів та
сільськогосподарських
машин, експлуатації і
ТС

ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК ТРАКТОРА ТА АВТОМОБІЛЯ
Курсова робота

Виконав :
Здобувач вищої освіти гр.

_____ / _____

Перевірив :

_____ / _____

“ ____ ” _____ 200_ р.

Миколаїв 200_

ІНДИВІДУАЛЬНЕ ЗАВДАННЯ

Здобувачу вищої освіти _____ шифр _____

По першій частині курсової роботи

1. Прототип трактора
2. Номінальне тягове зусилля P_n , кН
3. Агрофон
4. Кількість основних передач
5. Розрахункова швидкість руху на низькій робочій передачі при номінальному тяговому зусиллі V_{n1} , км/год
6. Максимальна транспортна швидкість V_{trmax} , км/год
7. Частота обертів колінчастого вала двигуна при номінальній потужності n_n , xv^{-1}
8. Питома витрата палива при номінальній потужності двигуна g_e , г/(кВт·год)

По другій частині курсової роботи

1. Прототип автомобіля
2. Вантажопідйомність
3. Кількість передач
4. Питома витрата палива при номінальній потужності двигуна g_e , г/(кВт·год)
5. Максимальна швидкість руху на прямій передачі V_{max} , км/год
6. Приведений коефіцієнт дорожнього опору ψ
7. Коефіцієнт завантаження автомобіля (автопоїзда) Γ_{max}

Підпис викладача

Дата видачі завдання

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Автомобильные и тракторные двигатели / под ред. И.М. Ленина. – М.: Высшая школа, 1969 – 656 с.
2. Болтинский В.Н. Трактора и автомобили. – М.: Колос, 1970. – 384 с.
3. Гуревич А.М. Тракторы и автомобили / А.М. Гуревич, Е.М. Сорокин – М.: Колос. – 1974 – 400 с.
4. Ждановский И.С. Надежность и долговечность автотракторных двигателей / И.С. Ждановский, А.В. Николаенко – Л.: Колос, 1981 – 295 с.
5. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов – М.: Высшая школа, 1980. – 400 с.
6. Гуревич А.М. Конструкция тракторов и автомобилей / А.М. Гуревич, А.К. Болотов, В.И. Судин. – М.: Агроиздат, 1989. – 368 с.
7. Николаенко А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. – М.: Колос, 1984. – 335 с.
8. Гавриш В.І. Основи теорії розрахунку мобільних енергетичних засобів. / О.В. Бондаренко – М.: МДАУ, 2011. – 285 с.

Рейтингова система балів по дисципліні “Енергетичні засоби в АПК”

Оцінювання знань здобувачів вищої освіти здійснюється за рейтинговою системою балів. Для забезпечення конкретної оцінки всіх видів роботи студента максимальна кількість залікових балів за кожний модуль приймається 100 з наступним перерахунком в загальну оцінку через коефіцієнт вагомості модуля. Оцінка виставляється у відповідності із приведеною шкалою.

Шкала оцінок

За шкалою ECTS	За національною шкалою	За шкалою навчального закладу (як приклад)
A	5 (відмінно)	90 – 100
BC	4 (добре)	75 – 89
DE	3 (задовільно)	60 – 74
FX	2 (незадовільно) з можливістю повторного складання	35 – 59
F	2 (незадовільно) з обов’язковим повторним курсом	1 – 34

Навчальне видання

ЕНЕРГЕТИЧНІ ЗАСОБИ В АПК

Методичні рекомендації

Укладачі:

Гавриш Валерій Іванович

Грубань Василь Анатолійович

Галєєва Антоніна Петрівна

Формат 60×84 1/16 Ум. друк. арк. ____.

Тираж ____ прим. Зам. № ____

Надруковано у видавничому відділі

Миколаївського національного аграрного університету.

54010, м. Миколаїв, вул. Георгія Гонгадзе, 9

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК №4490 від 20.02.2013 р.

