

**Методичні рекомендації для виконання
курсowego проєкту
«Автомобілі та двигуни»**

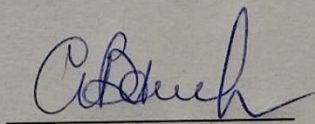
| | |
|------------------------------|------------------------------------|
| освітньо-професійна програма | <u>Автомобільний транспорт</u> |
| спеціальність | <u>274 Автомобільний транспорт</u> |
| галузь знань | <u>27 Транспорт</u> |
| рівень вищої освіти | перший (<u>бакалаврський</u>) |
| факультет | <u>інженерно-технологічний</u> |

Автомобілі та двигуни. Методичні рекомендації для виконання курсового проєкту здобувачів вищої освіти за освітньо-професійною програмою «Автомобільний транспорт» першого (бакалаврського) рівня вищої освіти за спеціальністю 274 Автомобільний транспорт. Харак Р.М. Полтава, РВВ ПДАУ, 2025.

Розробник: Руслан ХАРАК, доцент кафедри механічної та електричної інженерії, кандидат технічних наук, доцент

Методичні рекомендації розглянуті та схвалені на засіданні кафедри механічної та електричної інженерії, протокол № 1 від «01» вересня 2025 року.

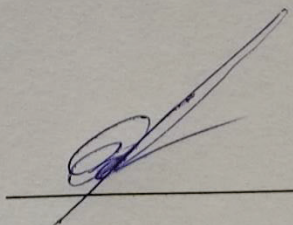
Завідувач кафедри механічної та електричної інженерії



Станіслав ПОПОВ

Методичні рекомендації розглянуті та схвалені радою з якості вищої освіти спеціальності «Автомобільний транспорт» протокол № 1 від «01» вересня 2025 року.

Голова ради з якості вищої освіти спеціальності



Володимир ЛАВРЕНКО

ЗАГАЛЬНІ МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

Курсовий проєкт «Автомобілі та двигуни» є самостійною інженерною роботою здобувачів вищої освіти (з.в.о.) та займає особливе місце в системі підготовки здобувачів вищої освіти за освітньо-професійною програмою «Автомобільний транспорт» за спеціальністю 274 Автомобільний транспорт. Виконання проєкту закріплює та узагальнює знання, які з.в.о. отримали під час аудиторних занять. У процесі курсового проєктування з.в.о. виконує комплексну задачу, готуючись до виконання складнішого завдання – дипломного проєктування. Під час виконання цього курсового проєкту з.в.о. повинен опиратися на знання та навички, отримані під час вивчення таких курсів: Технічна механіка, Автомобілі, Електричне та електронне обладнання автомобілів. Поряд з цим курсове проєктування повинно навчити з.в.о. роботі з довідковою літературою, державними та міжнародними стандартами, нормами, вміло поєднуючи їх з теоретичними знаннями, отриманими в процесі вивчення теоретичних положень відповідної дисципліни.

Мета курсового проєктування «Автомобілі та двигуни» – зміцнення, поглиблення та узагальнення знань, отриманих при вивченні дисциплін «Автомобілі» і «Автомобільні двигуни» та набуття практичних навичок розрахунку та основ проєктування автомобілів.

Компетентності та програмні результати навчання для з.в.о. наведені у таблиці 1.

Таблиця 1 – Компетентності та програмні результати навчання для з.в.о.

| <i>Загальні компетентності</i> |
|--|
| ЗК 2. Здатність застосовувати знання у практичних ситуаціях. |
| ЗК 10. Здатність до адаптації та дії в новій ситуації |
| <i>Фахові компетентності</i> |
| ФК 1. Здатність використовувати у професійній діяльності знання нормативно-правових, законодавчих актів України, Правил технічної експлуатації автомобільного транспорту України, інструкцій та рекомендацій з експлуатації, ремонту та обслуговування дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту та їх систем. |
| ФК 2. Здатність використовувати у професійній діяльності знання з основ конструкції, експлуатаційних властивостей, робочих процесів і основ розрахунку автомобільних транспортних засобів |
| ФК 3. Здатність проведення вимірювального експерименту і обробки його результатів. |
| ФК 6. Здатність розробляти з урахуванням безпекових, економічних, екологічних та естетичних параметрів технічні завдання і технічні умови на проєктування об'єктів автомобільного транспорту, його систем та окремих елементів; складати плани розміщення устаткування, технічного оснащення та організації робочих місць, розраховувати завантаження устаткування та показники якості технологічних процесів. |

Продовження таблиці 1

| |
|---|
| ФК 14. Здатність брати активну участь у дослідженнях та експериментах, аналізувати, інтерпретувати і моделювати окремі явища і процеси у сфері автомобільного транспорту. |
| ФК 15. Здатність застосовувати математичні та статистичні методи збирання, систематизації, узагальнення та обробки інформації. |
| <i>Програмні результати навчання:</i> |
| ПРН 1. Мати концептуальні наукові та практичні знання, необхідні для розв'язання спеціалізованих складних задач автомобільного транспорту, критично осмислювати відповідні теорії, принципи, методи і поняття. |
| ПРН 9. Аналізувати та оцінювати об'єкти автомобільного транспорту, їх системи та елементи. |
| ПРН 11. Розробляти та впроваджувати технологічні процеси, технологічне устаткування і технологічне оснащення, засоби автоматизації та механізації у процесі експлуатації, при ремонті та обслуговуванні об'єктів автомобільного транспорту, їх систем та елементів. |
| ПРН 23. Аналізувати техніко-експлуатаційні та техніко-економічні показники автомобільних транспортних засобів, їх систем та елементів. |
| ПРН 25. Презентувати результати досліджень та професійної діяльності фахівцям і нефахівцям, аргументувати свою позицію. |

На курсове проектування «Автомобілі та двигуни» відводиться 90 годин навчального навантаження, що відповідає 3 кредитам ЄКТС.

Задачею курсового проекту є систематизація і закріплення теоретичних знань студентів по основних питаннях теорії автомобіля, що має для інженера автомобільного транспорту першорядне значення.

Курсовий проект «Автомобілі та двигуни» складається з пояснювальної записки обсягом до 40 сторінок і 2 графічних листів.

Текст у пояснювальній записці пишеться (друкується) на одній стороні листа А4. Сторінки повинні мати наскрізну нумерацію, а ілюстрації (схеми, графіки) – порядкові номери та підписуючі підписи. Таблиці також нумеруються й повинні мати заголовки. Графіки і таблиці розташовуються безпосередньо після відповідних розрахунків. У тексті записки повинні бути посилання на всі рисунки і таблиці.

Розрахунки виконуються в Міжнародній системі одиниць СІ. Індеси в розрахункових формулах приймаються відповідно до рекомендацій основних підручників і методичної розробки з курсового проекту.

Формули, коефіцієнти, нормативні розміри і т.д. повинні супроводжуватися посиланням на літературне джерело за допомогою цифр у квадратних дужках, що відповідають нумерації списку використаної літератури, наведеного наприкінці записки.

Графічна частина виконується, дотримуючись вимог ЄСКД, на двох листах формату А1, з рамками і заповненими кутовими штампами. Всі графіки, схеми і таблиці повинні бути пронумеровані і підписані. На графіках наносять рівномірні шкали всіх параметрів, вказують одиниці їх вимірювання. При здачі

проекту на перевірку графічні листи складають штампами назовні.

Курсовий проект оформляється у вигляді зброшурованої пояснювальної записки з обкладинкою (титульним листом) і вкладених у неї графічних листів.

Індивідуальне завдання підшивається одразу після титульного листа.

Виконаний курсовий проект вкладається в підписану папку і в такому вигляді здається на реєстрацію та перевірку методисту кафедри (кімн. 309).

Після перевірки курсовий проект захищається в призначений термін перед комісією. Лист оцінювання представлений в додатку А.

Розділ 1. Тепловий та динамічний розрахунок двигуна

1.1 Тепловий розрахунок та визначення його основних розмірів

Тиск наприкінці впуску визначається за формулою:

$$P_a = P_o - \Delta P_a, \text{ МПа} \quad (1.1)$$

де P_o – тиск навколишнього середовища, МПа;

ΔP_a – витрати тиску за рахунок опору впускної системи і затухання швидкості руху заряду в циліндрі, МПа.

Коефіцієнт залишкових газів розраховується за формулою:

$$\gamma_r = \frac{T_o + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon \cdot P_a - P_r}, \quad (1.2)$$

де T_o – температура навколишнього середовища, К;

ΔT – підігрів заряду від нагрітих деталей двигуна, К;

T_r – температура на випуску, К;

P_r – тиск на випуску, МПа;

ε – ступінь стиску (вказується в завданні).

Температура в кінці впуску:

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad (1.3)$$

Коефіцієнт на поповнення циліндрів:

$$\eta_v = \frac{T_o}{P_o} \cdot \left(\frac{P_a}{T_a} - \frac{P_r}{\varepsilon \cdot T_r} \right) \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \quad (1.4)$$

Параметри процесу стиску визначаються за формулами:

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}, \quad (5)$$

$$T_a = T_c \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}, \quad (6)$$

де n_1 – показник політропи стиску, який визначається за формулою:

$$n = 1,41 - 0,02 \cdot (11 - C_m), \quad (1.5)$$

де C_m – швидкість поршня, м/с, який визначається за формулою:

$$C_m = \frac{S \cdot n}{30}, \quad (1.6)$$

де S – хід поршня, м;

n – номінальна частота обертання колінчастого валу, хв^{-1} .

Визначаємо кількість газів, що знаходяться в циліндрі в кінці стиску.

Теоретична кількість повітря, необхідна для згорання 1 кг палива:

$$L'_o = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right), \frac{\text{кг повітря}}{\text{кг палива}} \quad (1.7)$$

або

$$L_o = \frac{L'_o}{29}, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} \quad (1.8)$$

Дійсна кількість повітря, необхідного для згорання 1 кг палива:

$$L_d = a \cdot L_o, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} \quad (1.9)$$

Кількість залишкових газів у циліндрі:

$$M_r = \gamma_r \cdot a \cdot L_o, \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}} \quad (1.10)$$

Кількість газів, які знаходяться в циліндрі після згорання при $\alpha \geq 1$:

$$M_z = a \cdot L_o (H \cdot \gamma_r) + \frac{H}{4} + \frac{P}{32} \quad (1.11)$$

Коефіцієнт молекулярної зміни:

$$M_z = \frac{M_z}{M_c}, \quad (1.12)$$

де M_c – загальна кількість газів, що знаходяться в циліндрі в кінці стиску.

$$M_c = \alpha \cdot L_o (1 + \gamma_z) \quad (1.13)$$

Температура T_z визначається з рівняння:

$$M_z \cdot C_{pv} \cdot T_z = \frac{\xi \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_o \cdot (1 + \gamma_r)} + T_c \cdot (C_{vc} + \lambda_p R_o) \quad (1.14)$$

де середні молекулярні теплоємності:

– повітря при постійному об'ємі:

$$C_{vc} = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c, \text{ кДж/кг}$$

– газів при постійному тиску:

$$C_{pz} = C_{vc} + R_o = 29,082 + 0,0024125 \cdot T_z$$

– газів при постійному об'ємі при $\alpha > 1$:

$$C_{vz} = \left(\frac{20,2}{1} + \frac{0,02}{1,6} \right) + \left(1515 + \frac{13,8}{1,6} \right) \cdot 10^{-4} T_z = 20,815 + 0,00247 \cdot T_z$$

ξ_z – коефіцієнт використання теплоти,

Q_H – нижча теплоутворююча здатність палива, кДж/кг.

$$P_z = \lambda_p \cdot P_c, \text{ МПа} \quad (1.15)$$

де λ_p – степінь підвищення тиску.

Степінь попереднього розширення для дизельних двигунів:

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} = \frac{M_z}{\lambda_p} \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad (1.16)$$

Степінь наступного розширення:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad (1.17)$$

Тиск в кінці розширення для дизельних двигунів:

$$P_B = \frac{P_z}{\delta^{n-1}}, \text{ МПа} \quad (1.18)$$

Побудова і аналіз індикаторної діаграми.

На вісі абсцис відкладаємо відрізок, що зображає в об'ємі камеру згорання V_c . Цей відрізок прийемо за 1. Потім в прийнятому масштабі відкладаємо об'єми

$$V_z = \rho \cdot V_c = 1,3814 \cdot V_c; \quad V_a = \varepsilon \cdot V_c = 15 \cdot V_c = V_c + V_n$$

Обравши на вісі ординат масштаб тисків в МПа/мм відкладаємо: $P_0, P_a, P_B, P_r, P_c, P'_z, P_z$.

Через точки P'_z і P_z , P_o і P_r проводимо прямі паралельні вісі абсцис.
Точки а і с з'єднуємо політропою тиску.

$$P_x = P_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_x}\right)^m ; \quad (1.19)$$

а точки z і b – політропою розширення:

$$P_x = P_b \cdot \left(\frac{V_b}{V_x}\right)^m . \quad (1.20)$$

По побудованій діаграмі визначаємо середній теоретичний індикаторний тиск:

$$P_i = \mu \frac{F}{l_d} \quad (1.21)$$

де F – площа індикаторної діаграми.

l_d – довжина діаграми відрізок (V_n)

Для перевірки підраховуємо аналітичним шляхом:

$$P_{ip} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[(\lambda \rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n-1}} \right) - \frac{1}{n - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n-1}} \right) \right] \quad (1.22)$$

Точність побудови індикаторної діаграми:

$$\Delta = \frac{P_{ip} - P'_i}{P_{ip}} \cdot 100\% \quad (1.23)$$

Середній індикаторний тиск:

$$P_i = P_i \cdot v - \Delta P \quad (1.24)$$

де $v = 0,97$ – коефіцієнт неповноти діаграми.

$\Delta P = |P_2 - P_a|$ – втрати індикаторного тиску на здійснення газообміну.

Індикаторний к.к.д. двигуна:

$$\eta_i = \frac{P_i \cdot \alpha L_o}{Q_H \rho_H \eta_v} \quad (1.25)$$

Індикаторна питома витрата палива:

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \cdot \eta_i}, \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}} \quad (1.25)$$

Середній тиск механічних втрат:

$$P_H = 0,089 + 0,0118 C_H, \text{ МПа} \quad (1.26)$$

Середній ефективний тиск:

$$P_e = P_i - P_H, \text{ МПа} \quad (1.27)$$

Механічний ккд двигуна:

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad (1.28)$$

Літровий об'єм циліндра:

$$V_n = \frac{60\tau \cdot N_{ен}}{P_e \cdot i \cdot n}, \quad (1.29)$$

де $N_{ен}$ – потужність двигуна;

$\tau = 2$ для 4-тактних двигунів - коефіцієнт тактності.

Діаметр циліндра:

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4V_n}{\pi\psi}}, \text{мм} \quad (1.30)$$

$$\psi = S/D = 1,077 \text{ (по прототипу)}$$

Хід поршня:

$$S = D \cdot \psi, \text{мм} \quad (1.31)$$

Приймаємо остаточно діаметр циліндра і визначаємо основні показники двигуна.

Літраж двигуна:

$$V_L = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S_i}{4 \cdot 10^6}, \text{л} \quad (1.32)$$

Ефективна потужність:

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_L \cdot n}{60\tau}, \text{кВт} \quad (1.33)$$

Ефективний крутний момент:

$$M_e = \frac{30N_e}{\pi \cdot n}, \text{кНм} \quad (1.34)$$

Годинна витрата палива:

$$G_T = \frac{N_e \cdot g_e}{1000}, \frac{\text{кг}}{\text{год}} \quad (1.35)$$

Середня швидкість поршня:

$$C_n = \frac{S \cdot n}{30}, \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (1.36)$$

Питома ефективна витрата палива:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m}, \frac{\text{г}}{\text{екВт} \cdot \text{год}} \quad (1.37)$$

Ефективний ККД двигуна:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (1.38)$$

Розбіжність між раніше прийнятою величиною швидкості поршня C_n і остаточно встановленими параметрами двигуна складає:

$$\Delta = \frac{12,47 - 10,7}{12,42} \cdot 100\% \quad (1.39)$$

Проаналізуємо причини виникнення такої розбіжності.

Швидкість поршня:

$$C_n = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{n}{30} \cdot S \quad (1.40)$$

тобто при одному й тому ж числі обертів колінчастого валу, визначеному завданням на проектуванні, швидкість поршня цілком залежить від ходу поршня S .

Збільшення потужності неодмінно збільшить літраж V_L двигуна.

$$N'_{ен} = \frac{P_e \cdot V_L \cdot n}{60\tau} = \kappa \cdot V_L \quad (1.41)$$

який в свою чергу прямо пропорційний ходу поршня:

$$V_{\text{л}} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} = \frac{\pi \cdot \left(\frac{S}{\psi}\right)^2 \cdot S \cdot i}{4 \cdot 10^6} = K' \cdot S^3 \quad (1.42)$$

$$K' = \frac{\pi \cdot i}{4 \cdot 10^6 \cdot \psi^2}; \quad \psi = \frac{S}{D} - \text{величина стала, що приймається по}$$

прототипу.

Отже при фіксованій величині ψ літраж двигуна, а отже і потужність, цілком залежать від S .

Необхідність збільшення номінальної потужності двигуна викликана вимогою завдання на проектуванні забезпечити розрахункову швидкість на I робочій передачі $V_{p1} = 2,7$ м/с при збереженні номінальної сили тяги прототипу $P_H = 50$ кН. Швидкість же прототипу на I робочій передачі I режиму.

$$V_{p1} = 0,105 \frac{N_{a1} \cdot \tilde{A}_e}{i_{од}} = 0,105 \cdot \frac{1900 \cdot 0,78}{170,82} = 0,91 \frac{\text{л}}{\text{н}} \quad (1.43)$$

Дані заносимо до таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Результати теплового розрахунку двигуна

| | | | | | |
|---------------------------------|----------|--|-------------------------|----------------|--|
| Тиск газів, МПа | P_a | | Температура газів, К | T_a | |
| | P_c | | | T_c | |
| | P_z | | | T_z | |
| | P_b | | | T_b | |
| | P_r | | | T_r | |
| Ккд. | η_i | | Основні розміри, мм | D | |
| | η_m | | | S | |
| | η_e | | | $V_{\text{л}}$ | |
| Середній індикаторний тиск, МПа | | | | P_i | |

1.2 Динамічний розрахунок двигуна.

На поршневий палець діють сили тиску газів P_r та сили інерції мас кривошипно-шатунного механізму, що рухаються зворотно-поступально.

$$P_r = \frac{\pi \cdot D^2}{4} (P_x - P_c), \text{ кН} \quad (1.44)$$

де P_x - значення тиску газів по індикаторній діаграмі, МПа. Під відрізком V_n на вісі абсцис індикаторної діаграми будуємо півколо радіусом рівним половині цього відрізка. Праворуч по горизонталі від центра півкола відкладаємо відрізок рівний:

$$\frac{r\lambda}{2}, \text{ мм} \quad (1.45)$$

де r – радіус кривошипу в масштабі діаграми, мм;

$\lambda = \alpha_{\text{к}}/l$ – відношення радіуса кривошипу до довжини шатуна (за прототипом).

Із одержаної точки О проводимо ряд променів під кутами 0°, 30°, 60°, 90°, 120°, 180°, 160° до перетину з півколами. Проекції кінців променів на окремі частини індикаторної діаграми показують які точки робочого процесу відповідають тим чи іншим кутам повороту колінчастого вала. Значення P_r при різних кутах повороту к.в. протягом робочого циклу заносимо до таблиці 2.

Сила інерції мас кривошипно-шатунного механізму, що рухається зворотно-поступально прикладемо до поршневого кільця.

$$P_i = -m r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \quad (1.46)$$

де:

$$m = m_n + 0,275 \cdot m_n, \text{ кг}$$

$$\omega = \pi \cdot N / 30 - \text{кутова швидкість, с}^{-1}$$

$$r = \frac{S}{2} - \text{радіус кривошипа, м.}$$

Визначивши P_r і P_i , будуємо графік результуючих сил K , що діють на поршневий палець. P_r і P_i будується за результатами розрахунку. Сила P_i підраховується шляхом алгебраїчного додавання сил P_r і P_i .

На шатунну шийку діють дві сили P_t , що з'являються від дії результуючої P_e сили і направлена по шатуну і відцентрова сила інерції мас, що обертається.

Геометрична сума P_t та P_e дає результуючу силу R .

$$P_t = \frac{P_i}{\cos \beta}; \quad (1.47)$$

$$P_e = 0,725 \cdot m_M \cdot r \cdot \omega^2.$$

Для подальших розрахунків сил R , силу P_t розкладемо на дві складові: Z , спрямовану по радіусу кривошипу і тангенціальну T , перпендикулярну до радіусу.

$$T = P_t \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}; \quad Z = P_t \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta};$$

Сила T вважається додатньою, якщо вона співпадає з напрямком обертання к.в. і від'ємною якщо вона направлена до центру к.в.

Результуюча сила R :

$$R = \sqrt{(P_e \pm Z)^2 + T^2} \quad (1.48)$$

Результати розрахунку для різних положень к.ш.м. заносимо до таблиці 1.2.

На підставі отриманих даних будуємо графіки $R = f(\varphi)$ та $T = f(\varphi)$.

Таблиця 1.2 – Результати розрахунку сили для різних положень к.ш.м.

| φ° , пов. кв. | Сили, кН | | | | | | |
|-------------------------------|----------|-------|-------|-----|-----|-------|-----|
| | P_r | P_i | P_t | T | Z | P_e | R |
| 0 | | | | | | | |
| 20 | | | | | | | |
| 40 | | | | | | | |
| 60 | | | | | | | |

| | | | | | | | |
|-----|--|--|--|--|--|--|--|
| 80 | | | | | | | |
| 100 | | | | | | | |
| 120 | | | | | | | |
| 140 | | | | | | | |
| 160 | | | | | | | |
| 180 | | | | | | | |
| 200 | | | | | | | |
| 220 | | | | | | | |
| 240 | | | | | | | |
| 260 | | | | | | | |
| 280 | | | | | | | |
| 300 | | | | | | | |
| 320 | | | | | | | |
| 340 | | | | | | | |
| 360 | | | | | | | |
| 380 | | | | | | | |
| 400 | | | | | | | |
| 420 | | | | | | | |
| 440 | | | | | | | |
| 460 | | | | | | | |
| 480 | | | | | | | |
| 500 | | | | | | | |
| 520 | | | | | | | |
| 540 | | | | | | | |
| 560 | | | | | | | |
| 580 | | | | | | | |
| 600 | | | | | | | |
| 620 | | | | | | | |
| 640 | | | | | | | |
| 660 | | | | | | | |
| 680 | | | | | | | |
| 700 | | | | | | | |
| 720 | | | | | | | |

Визначаємо середню ординату діаграми $T = f(\varphi)$:

$$\rho = \frac{\Sigma F_H - \Sigma F_0}{l_d}, \text{ мм} \quad (1.49)$$

де ΣF_0 – сумарні площі всіх ділянок діаграми, розташованих під віссю абсцис відповідно, мм^2 .

l_d – довжина діаграми, мм.

По величині ρ перевіряється правильність побудови сумарної діаграми тангенціальних зусиль. Побудова вірна якщо:

$$\rho \cdot v \cdot \mu_l \cdot r \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot \eta_m = N_{ен}, \text{ кВт} \quad (1.50)$$

де μ_l – масштаб сил діаграми, кН/мм .

Ординату ρ відкладаємо на сумарній діаграмі тангенціальних зусиль, після чого знаходимо ділянку, на якій надлишкова площа має максимальне значення $F_{\text{надл.макс.}}$. Відповідно її надлишкова робота:

$$L_{\text{ндл.}} = \mu \cdot F_{\text{надл.макс.}}, \quad \text{кНм} \quad (1.51)$$

Момент інерції маховика I_M , необхідний для забезпечення заданого ступеня нерівномірності обертання к.в. $\delta = 0,01 \dots 0,03$:

$$I_M = \frac{0,8 \cdot L_{\text{ндл.макс.}}}{\delta \cdot \omega^2} \quad (1.52)$$

Маса маховика:

$$m = \frac{4 \cdot I_M}{D_{\text{max}}^2}, \text{ кг} \quad (1.53)$$

де D_{max} – діаметр маховика.

РОЗДІЛ 2. ДИНАМІЧНИЙ ТА ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК АВТОМОБІЛЯ

Продуктивність автомобіля головним чином визначають маса вантажу, що перевозиться (з врахуванням можливості роботи із причепом) і можлива швидкість його руху в певних дорожніх умовах.

Швидкість автомобіля при заданому завантаженні найзручніше визначати за методикою, заснованою на використанні динамічної характеристики, яка, в свою чергу, розраховується і будується за даними зовнішньої швидкісної характеристики двигуна. Така методика дозволяє знаходити граничні числові значення тягово-швидкісних властивостей автомобіля при повній подачі палива в циліндри двигуна.

Основним показником динамічної характеристики є динамічний фактор, що дозволяє не тільки оцінити тягово-швидкісні якості автомобіля, але і порівнювати автомобілі різних конструкцій.

Оцінку витрати палива та паливної економічності автомобіля при рухові у різних шляхових умовах з певним завантаженням можна зробити за економічною характеристикою, яка відображає залежність витрати палива від швидкості руху і опору шляхової поверхні. Економічна характеристика дозволяє вибрати найбільш економічну швидкість автомобіля для конкретних умов його роботи.

Метою другої частини курсової роботи є опанування методики розрахунку та побудови швидкісної характеристики двигуна, динамічної та економічної характеристики автомобіля і їх використання для аналізу тягово-швидкісних та економічних властивостей автомобіля.

2.1. Визначення номінальної потужності двигуна

Розрахунок починаємо з визначення номінальної потужності двигуна. Якщо згідно завдання потрібно виконувати тепловий і динамічний розрахунок автомобільного двигуна, то розрахунок його потужності виконуємо в розділі 1.

Потужність двигуна, необхідну для руху повністю навантаженого автомобіля з рівномірною заданою швидкістю в заданих шляхових умовах визначаємо за формулою:

$$N_e = \frac{v_{max} \cdot (G \cdot \psi + P_w)}{\eta_{mp}}, \quad (2.1)$$

де G – вага автомобіля з вантажем, кН.

$$G = G_0 + G_r, \quad (2.2)$$

де $G_r = M_r \cdot g$ – вага вантажу, кН;

M_r – задана маса вантажу, т.

G_0 – вага порожнього автомобіля, кН. Її визначаємо, орієнтуючись на вагу прототипу. Для цього знаходимо номінальний коефіцієнт вантажопідйомності прототипу за формулою:

$$\eta_{Gn} = \frac{M_{gn}}{M_n}, \quad (2.3)$$

де M_{gn} – вантажопідйомність автомобіля-прототипу;

M_n – маса прототипу.

Коефіцієнт вантажопідйомності η_{Gn} можна також взяти із таблиці 4 Додатків до курсової роботи.

Маса проектного автомобіля, кг:

$$M_0 = \frac{M_g}{\eta_g}. \quad (2.4)$$

Вага проектного автомобіля, кН:

$$G_0 = M_0 \cdot g \cdot 10^{-3}. \quad (2.5)$$

Сила опору повітря, кН:

$$P_w = K \cdot F \cdot v_{max}^2 \cdot 10^{-3}, \quad (2.6)$$

де v_{max} – задана максимальна швидкість руху, м/с;

$\Psi = 0,04$ – коефіцієнт шляхового опору для ґрунтової дороги;

$K = 0,6 \dots 0,75$ кг/м³ – коефіцієнт обтічності;

F – площа лобового опору, м², яка при вантажопідйомності автомобіля близькій до прототипу приймається за прототипом, або визначається за формулою:

$$F = H \cdot B, \quad (2.7)$$

де H – габаритна висота автомобіля, м; B – ширина колії, м (ці параметри вибираються з таблиці 4 додатків);

$\eta_{тр}$ – к.к.д. трансмісії на вищій передачі. Визначається за тією ж формулою, що і для трактора. Кількість пар шестерень, що знаходяться в зачепленні на даній передачі визначається з кінематичної схеми трансмісії (схеми представлені в додатках).

Для забезпечення необхідного динамічного фактора в області середніх експлуатаційних швидкостей руху автомобіля визначаємо максимальну потужність двигуна за формулою:

$$N_{e,max} = (1,05 \dots 1,10) \cdot N_e. \quad (2.8)$$

Далі для проектного автомобіля приймаємо за прототипом або згідно завдання тип двигуна і номінальну частоту обертання колінвалу.

2.2. Розрахунок і побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна автомобіля

Зовнішня швидкісна характеристика представляє собою графічну залежність техніко-економічних показників двигуна (ефективної потужності, крутного моменту, годинної і питомої ефективної витрати палива) від частоти обертання або кутової швидкості колінвалу. Характеристика отримується при повній подачі палива (горючої суміші).

Зовнішня швидкісна характеристика для карбюраторних чотиритактних двигунів може бути розрахована і побудована на основі даних залежності

ефективної потужності від частоти обертання колінвалу, представлених в таблиці 1.

Таблиця 2.1 – Залежність ефективної потужності двигуна від частоти обертання колінвалу для карбюраторного двигуна

| | | | | | | |
|---------------------------------------|----|----|----|----|-----|-----|
| n, % від n _н | 20 | 40 | 60 | 80 | 100 | 120 |
| n, хв. ⁻¹ | | | | | | |
| ω, с ⁻¹ | | | | | | |
| N _е , % від N _н | 20 | 50 | 73 | 92 | 100 | 92 |
| N _е , кВт | | | | | | |

Для дизельних автомобільних чотиритактних двигунів з однорежимним регулятором частоти обертання колінвалу залежність ефективної потужності від частоти обертання приводиться в таблиці 2.

Таблиця 2.2 – Залежність ефективної потужності двигуна від частоти обертання колінвалу для чотиритактного дизеля

| | | | | | | |
|---------------------------------------|----|----|----|----|-----|-----|
| n, % від n _н | 20 | 40 | 60 | 80 | 100 | 110 |
| n, хв. ⁻¹ | | | | | | |
| ω, с ⁻¹ | | | | | | |
| N _е , % від N _н | 17 | 41 | 67 | 87 | 100 | 0 |
| N _е , кВт | | | | | | |

За даними таблиць 1 або 2 потрібно побудувати графік залежності ефективної потужності від кутової швидкості колінвалу.

На графік також наноситься крива крутного моменту двигуна, кожна точка якого у відповідності з кривою ефективної потужності і кутовою швидкістю колінвалу визначається за формулою:

$$M_e = \frac{N_e}{\omega} \quad (2.9)$$

Крива питомої ефективної витрати палива розраховується і будується за даними залежності ефективної витрати від частоти колінвалу, представленими в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Залежність питомої ефективної витрати палива від частоти обертання колінвалу

| | | | | | | |
|--|-----|-----|----|----|-----|-----|
| n, % від n _н | 20 | 40 | 60 | 80 | 100 | 120 |
| n, хв. ⁻¹ | | | | | | |
| ω, с ⁻¹ | | | | | | |
| g _е , % від g _{ен} | 110 | 100 | 95 | 95 | 100 | 115 |
| g _е , г/кВт·год | | | | | | |

Питому витрату палива двигуном при номінальній потужності g_{ен} приймаємо за прототипом (таблиці 1-2 додатків).

Годинну витрату палива визначаємо за формулою:

$$G_T = \frac{g_e \cdot N_e}{10^3} \quad (2.10)$$

Результати розрахунків швидкісної характеристики заносимо в таблицю 4.

Таблиця 2.4 – Результати розрахунків зовнішньої швидкісної характеристики двигуна.

| № точок | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|------------------------------------|---|---|---|---|---|---|
| $n, \text{хв.}^{-1}$ | | | | | | |
| $\omega, \text{с}^{-1}$ | | | | | | |
| $N_e, \text{кВт}$ | | | | | | |
| $M_e, \text{кН}\cdot\text{м}$ | | | | | | |
| $g_e, \text{г/кВт}\cdot\text{год}$ | | | | | | |
| $G_T, \text{кг/год}$ | | | | | | |

За даними таблиці 2.4 будемо швидкісну характеристику двигуна, приклад якої представлений на рисунку 2.1.

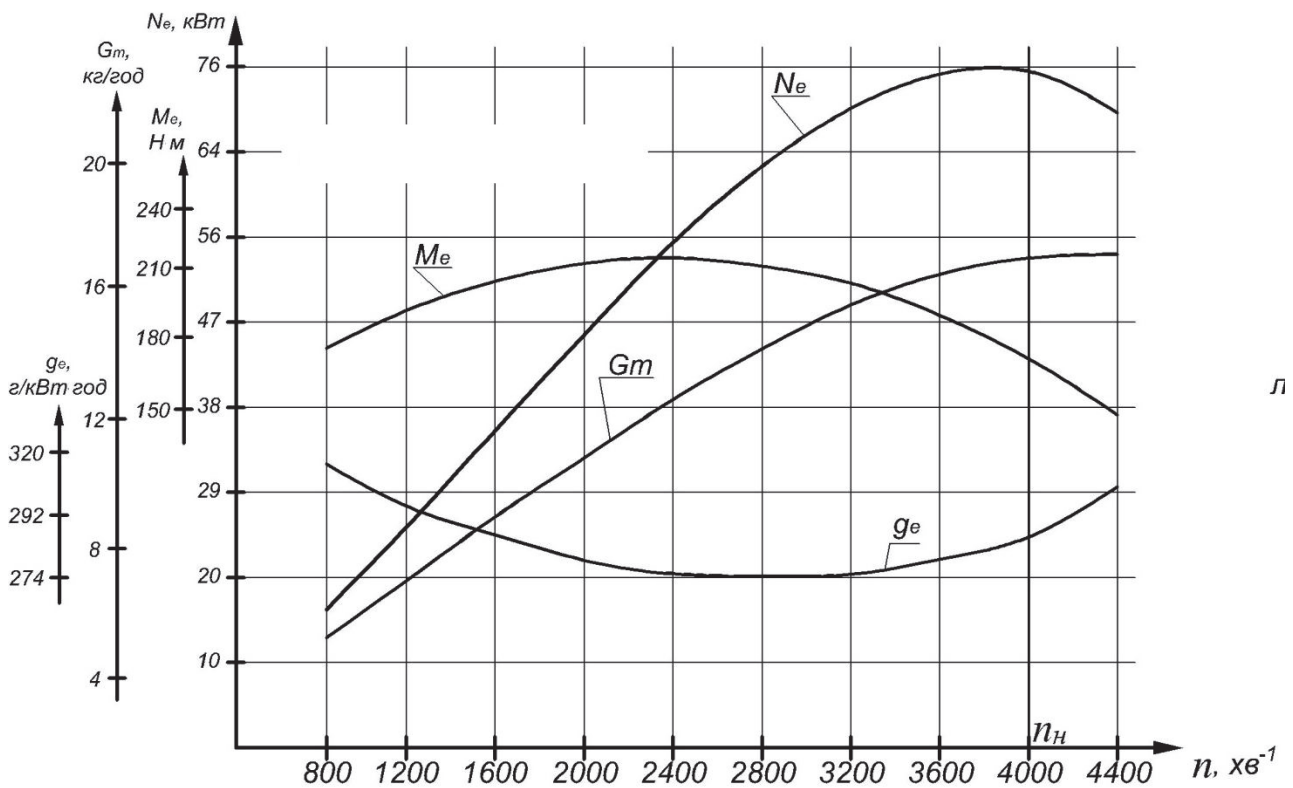


Рисунок 2.1 – Зовнішня швидкісна характеристика карбюраторного двигуна

2.3. Визначення передавального числа головної передачі

Передавальне число головної передачі визначається за формулою:

$$i_0 = \frac{\omega_n \cdot r_k}{i_{k,z} \cdot v_n}, \quad (2.11)$$

де ω_n – номінальна кутова швидкість колінвалу, с^{-1} (задається в завданні по курсовому проекту);

$i_{k,z}$ – передавальне число коробки передач на вищій передачі (визначається за прототипом);

v_H – вказана у завданні швидкість руху автомобіля, м/с;
 r_k – радіус ведучих коліс, м. Приймаємо за прототипом.

2.4. Визначення передавальних чисел коробки передач.

Передавальне число коробки передач на першій передачі визначають за формулою:

$$i_{k1} = \frac{G \cdot \psi_{max} \cdot r_k}{M_{e,max} \cdot \eta_{тр.1} \cdot i_0}, \quad (2.12)$$

де G – повна вага автомобіля, кН;

$M_{e,max}$ – максимальний крутний момент двигуна, кН·м (вибирається з зовнішньої швидкісної характеристики двигуна);

$\eta_{тр.1}$ – к.к.д. трансмісії на першій передачі (визначається аналогічно як для трактора з врахуванням числа пар шестерень з циліндричними і конічними зубцями, що передають крутний момент на даній передачі. Кількість пар шестерень визначається з аналізу кінематичної схеми трансмісії автомобіля – прототипу);

ψ_{max} – максимальний приведений коефіцієнт шляхового опору, що визначається за формулою:

$$\psi_{max} = f_{max} + i_{max}, \quad (2.13)$$

де f_{max} – максимальне значення коефіцієнта опору коченню. Визначається за довідковими таблицями (табл.). Наприклад, при рухові по піщаній дорозі коефіцієнт опору коченню знаходиться в межах 0,17...0,30;

i_{max} – значення максимального схилу дороги, на який повинен піднятися автомобіль на вищій передачі. Рекомендується приймати в межах 0,05...0,10.

Для визначення передавальних чисел коробки передач на інших передачах, знаходимо знаменник геометричної прогресії ряду передач за формулою:

$$q = z^{-1} \sqrt{\frac{i_{k1}}{i_z}}, \quad (2.14)$$

де z – число передач переднього ходу (приймаємо за прототипом);

i_z – передавальне число коробки передач на вищій передачі.

Якщо вища передача автомобіля підвищуюча ($i_k < 1$), передавальне число вищої передачі приймаємо за прототипом, або з інших міркувань, а передавальне число передостанньої передачі бажано приймати рівним 1 (пряма передача), оскільки вона забезпечує найбільший к.к.д. трансмісії.

Передавальні числа коробки передач і трансмісії визначаємо за формулами, відповідно:

$$i_{ki} = \frac{i_{k(i-1)}}{q}, \quad (2.15)$$

$$i_{мп.і} = i_{k.і} \cdot i_0; \quad (2.16)$$

де $i_{k,i}$ – передавальне число коробки передач на даній передачі;
 $i_{k(i-1)}$ – передавальне число коробки передач на попередній передачі;
 $i_{тр,i}$ – передавальне число трансмісії на даній передачі.

Передавальне число трансмісії на задній передачі визначаємо, орієнтуючись на прототип.

Результати розрахунків передавальних чисел заносимо в таблицю 2.5.

Таблиця 2.5 – Результати попередніх розрахунків передавальних чисел трансмісії

| Передача | I | II | III | IV | V | Задній хід |
|-----------|---|----|-----|----|---|------------|
| $i_{к,п}$ | | | | | | |
| $i_{тр}$ | | | | | | |

Після виконання розрахунків передавальних чисел трансмісії проектуємо, орієнтуючись на прототип, кінематичну схему трансмісії, викреслюємо її на аркуші 3 і підбираємо число зубців шестерень для кожної передачі (в тому числі і для задньої передачі) за тим же принципом, що і для тракторної трансмісії. Результати синтезу трансмісії заносимо в таблицю 2.6.

З врахуванням числа зубців визначаємо уточнені передавальні числа трансмісії.

Синтез трансмісії повинен бути виконаний так, щоб передавальні числа трансмісії на кожній передачі не відрізнялись від попередньо визначених більше, ніж на 3 %.

Таблиця 2.6 – Результати синтезу трансмісії автомобіля

| Шестерні | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 |
|--------------|---|---|---|---|---|---|---|---|---|----|----|----|----|
| Число зубців | | | | | | | | | | | | | |

| Передачі | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | Задній хід | Головна |
|--------------------------------|---|---|---|---|---|------------|---------|
| Шестерні в зачепленні | | | | | | | |
| Передавальне число трансмісії | | | | | | | $i_0 =$ |
| Швидкість руху номінальна, м/с | | | | | | | – |

2.5. Розрахунок і побудова динамічної характеристики автомобіля.

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

Для порожнього автомобіля динамічний фактор визначають за формулою:

$$D = \frac{P_k - P_w}{G_0}, \quad (2.17)$$

де P_k – дотична сила тяги, кН.

P_w – сила опору повітря, кН;

G_0 – вага порожнього автомобіля, кН.

Величина динамічного фактора залежить від характеру протікання крутного моменту двигуна, передавального числа трансмісії, швидкості руху автомобіля і його ваги.

Для отримання даних для побудови динамічної характеристики порожнього автомобіля виконуємо розрахунки в такій послідовності:

1. Задаємося рядом значень частоти обертання колінчастого валу ω двигуна через певний інтервал в межах зовнішньої швидкісної характеристики двигуна (відповідно до таблиці 4, точки 1...6).

2. Для вибраних частот обертання колінвалу (точки 1...6) визначаємо швидкість руху автомобіля на кожній передачі за формулою:

$$v = \frac{\omega \cdot r_k}{i_{mp}} \quad (2.18)$$

3. Визначаємо величину дотичної сили тяги по передачах за формулою:

$$P_k = \frac{M_e \cdot i_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_k}, \quad (2.19)$$

Значення крутного моменту двигуна M_e в залежності від кутової швидкості колінвалу ω вибираємо з зовнішньої швидкісної характеристики двигуна (табл.4, точки 1...6), або з графіка зовнішньої швидкісної характеристики.

4. Визначаємо силу опору повітря для різних передач і швидкостей руху за формулою:

$$P_w = k \cdot F \cdot v^2 \cdot 10^{-3} \quad (2.20)$$

5. Визначаємо динамічний фактор за формулою:

$$D = \frac{P_k - P_w}{G_0} \quad (2.21)$$

Отримані дані заносимо в таблицю 2.7. За даними таблиці будуємо динамічну характеристику порожнього автомобіля на передачах переднього ходу (рис. 2.2). По вісі абсцис відкладаємо швидкість руху автомобіля, м/с або км/год, а по вісі ординат – динамічний фактор.

Далі виконуємо побудову номограми завантажень для отримання універсальної динамічної характеристики. Для цього по осі абсцис відкладаємо значення коефіцієнта завантаження автомобіля, що визначається за формулою:

$$\Gamma = 1 + \eta_G, \quad (2.22)$$

де η_G – коефіцієнт вантажопідйомності. Значення $\Gamma=1$ відкладаємо по осі ординат при значенні швидкості руху $v = 0$. Значення $\Gamma=2$ відкладаємо при швидкості руху, наприклад, 20 м/с. Враховуючи масштаб коефіцієнта Γ відкладаємо значення Γ_n , що визначається за формулою:

$$\Gamma_n = 1 + \eta_{Gn}. \quad (2.23)$$

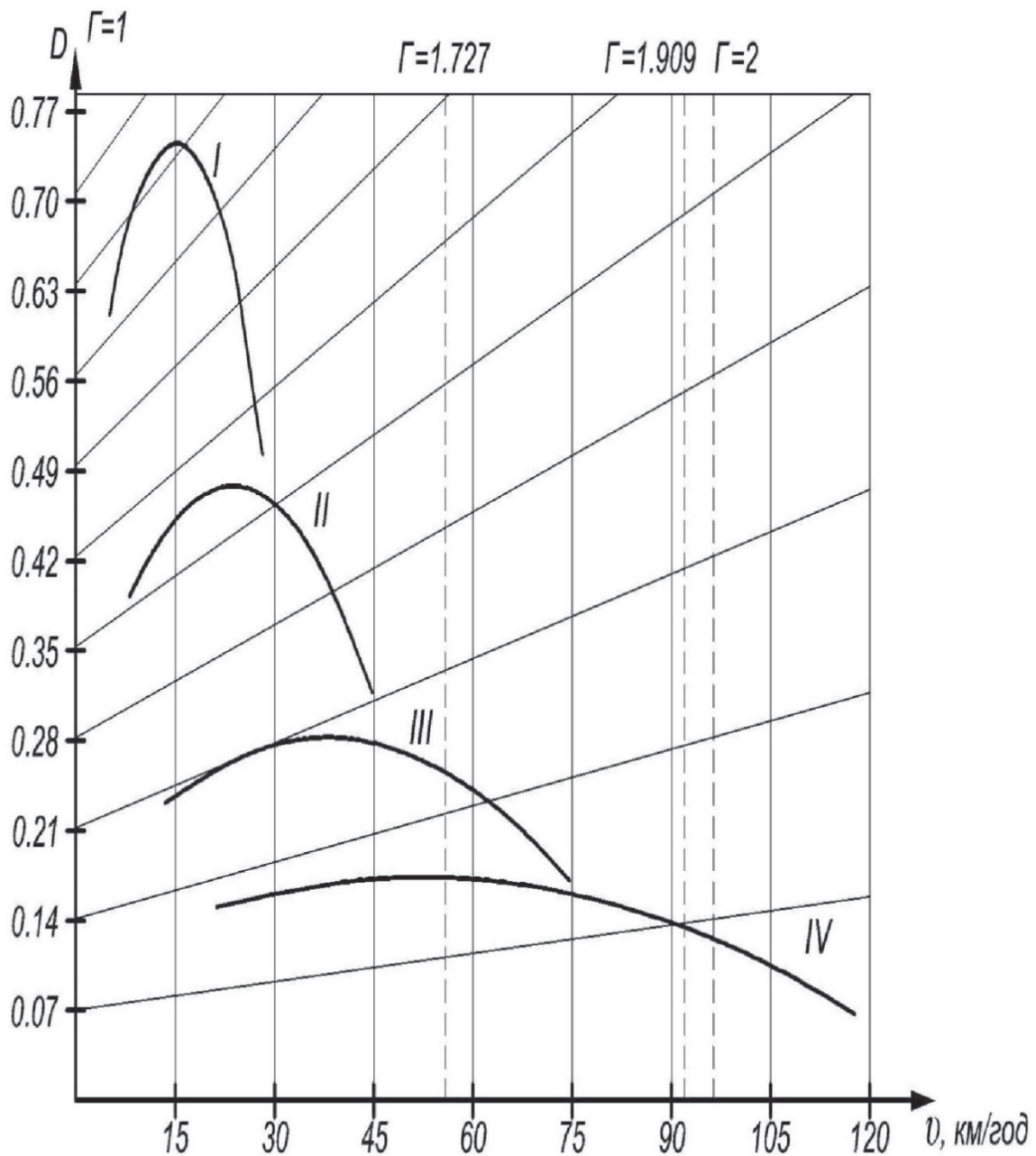


Рисунок 2.2 – Динамічна характеристика автомобіля

Значення η_{GH} визначено у процесі розрахунку ваги автомобіля (формула 3).

Далі проводимо промені універсальної динамічної характеристики за такою методикою. Наприклад, при значенні динамічного фактора $D = 0,04$ і $\Gamma=1$ ордината променя дорівнює 20 мм. Тоді при $\Gamma=2$ ця ордината дорівнюватиме 40 мм. Відповідно, при $D = 0,08$ ординати будуть, відповідно 40 мм і 80 мм і т.п.

Після проведення променів універсальної динамічної характеристики виконуємо перевірку правильності її розрахунків і побудови. Для цього по вісі ординат відкладаємо значення приведенного коефіцієнта опору дороги ψ що дорівнює тому, за яким визначалась потужність двигуна, проводимо промінь до

перетину з ординатою Γ_n і з точки перетину проводимо горизонталь до перетину з кривою динамічного фактора на вищій передачі, далі опускаємо вертикаль до перетину з віссю абсцис. На вісі абсцис знаходимо значення швидкості руху автомобіля на вищій передачі. Швидкість не повинна відрізнятись від вказаної в завданні більше, ніж на 3%.

При більшій похибці необхідно проаналізувати хід розрахунків і побудови динамічної характеристики і внести поправки.

Таблиця 2.7 – Результати розрахунків універсальної динамічної характеристики автомобіля

| Передача | Точки | n , хв. ⁻¹ | ω , с ⁻¹ | M_e , кН·м | v , м/с | P_k , кН | P_w , кН | $D_{\Gamma=1}$ | D_{Γ_n} |
|----------|-------|----------------------------|-------------------------------|-----------------|--------------|---------------|---------------|----------------|----------------|
| I | 1 | | | | | | | | |
| | 2 | | | | | | | | |
| | 3 | | | | | | | | |
| | 4 | | | | | | | | |
| | 5 | | | | | | | | |
| | 6 | | | | | | | | |
| II | 1 | | | | | | | | |
| | 2 | | | | | | | | |
| | 3 | | | | | | | | |
| | 4 | | | | | | | | |
| | 5 | | | | | | | | |
| | 6 | | | | | | | | |
| III | 1 | | | | | | | | |
| | 2 | | | | | | | | |
| | 3 | | | | | | | | |
| | 4 | | | | | | | | |
| | 5 | | | | | | | | |
| | 6 | | | | | | | | |
| IV | 1 | | | | | | | | |
| | 2 | | | | | | | | |
| | 3 | | | | | | | | |
| | 4 | | | | | | | | |
| | 5 | | | | | | | | |
| | 6 | | | | | | | | |
| | 1 | | | | | | | | |
| | 2 | | | | | | | | |
| | 3 | | | | | | | | |

| | | | | | | | | | |
|---|---|--|--|--|--|--|--|--|--|
| V | 4 | | | | | | | | |
| | 5 | | | | | | | | |
| | 6 | | | | | | | | |

По динамічній характеристиці необхідно також визначити, який схил може здолати автомобіль, рухаючись на вищій передачі порожній і повністю завантажений і з якою швидкістю він буде при цьому рухатися.

2.6. Розрахунок і побудова економічної характеристики автомобіля.

Економічна характеристика відображає залежність витрати палива на 100 км пробігу автомобіля від швидкості руху при різних значеннях приведенного коефіцієнта опору шляху Ψ . Характеристика розраховується тільки для вищої передачі і повністю навантаженого автомобіля.

Для розрахунку і побудови економічної характеристики автомобіля на вісі абсцис відкладаємо в масштабі швидкості руху на вищій передачі при різних значеннях частоти обертання (кутової швидкості) колінвалу. Значення частоти обертання рекомендується брати такі ж, як у зовнішній швидкісній характеристиці двигуна (табл. 4), або динамічній характеристиці автомобіля (табл. 7).

По вісі ординат відкладаємо витрату палива Q_s , л/100 км.

Задаємося значеннями приведенного коефіцієнта шляхового опору $\Psi = 0,04; 0,05; 0,06$.

Розрахунок економічної характеристики ведемо в такій послідовності.

1. Визначаємо швидкість руху на вищій передачі при заданій кутовій швидкості колінвалу за формулою (ці дані можна взяти з таблиці 7 для вищої передачі):

$$g = \frac{\omega \cdot r_k}{i_{mp}}$$

7. За формулою:

$$N_e = \frac{g \cdot (G \cdot \Psi + P_w)}{\eta_{mp}}$$

визначаємо потужність двигуна, необхідну для руху автомобіля в заданих умовах.

3. Визначаємо відношення n_i/n_n , де n_i – вибране значення частоти обертання колінвалу, хв.^{-1} ; n_n – номінальна частота обертання. По відношенню n_i/n_n – з графіка (Додатки, рис. 1) знаходимо значення коефіцієнта обертості K_n .

4. З зовнішньої швидкісної характеристики двигуна для прийнятих частот обертання колінвалу знаходимо значення потужності $N_{e(вн)}$, і згідно відношенню $N_e/N_{e(вн)}$ з графіка (Додатки, рис. 2) визначаємо коефіцієнт навантаження двигуна K_N .

5. Визначаємо питому витрату палива двигуном для різних швидкостей руху і значень опору шляху Ψ за формулою:

$$g_e = K_n \cdot K_N \cdot g_{en}. \quad (2.24)$$

Значення номінальної питомої витрати палива g_{en} визначено при рорахунку швидкісної характеристики двигуна.

6. Згідно отриманих значень g_e і N_e відповідно значенням шляхового опору Ψ для різних швидкостей руху автомобіля визначаємо витрату палива на 100 км (л/100 км) пробігу за формулою:

$$Q_s = \frac{g_e \cdot N_e}{36 \cdot \rho \cdot \gamma_T}, \quad (2.25)$$

де γ_T – густина палива. Для дизельного палива $\gamma_T = 0,85$ кг/л, а для бензину $\gamma_T = 0,76$ кг/л.

7. Аналогічні розрахунки виконуємо для значень $\psi = 0,04; 0,05; 0,06$.
Результати розрахунків заносимо в таблицю 2.8.

Таблиця 2.8 – Результати розрахунків економічної характеристики автомобіля

| Ψ | Точ-ки | $\omega, \text{с}^{-1}$ | $n, \text{хв}^{-1}$ | $v, \text{м/с}$ | n_i/n_H | K_H | $N_e, \text{кВт}$ | $N_{e(\text{вн})}, \text{кВт}$ | $\frac{N_e}{N_{e(\text{вн})}}$ | K_N | $g_e, \text{г/кВт}\cdot\text{год}$ | $Q_s, \text{л/100 км}$ |
|--------|--------|-------------------------|---------------------|-----------------|-----------|-------|-------------------|--------------------------------|--------------------------------|-------|------------------------------------|------------------------|
| 0,04 | 1 | | | | | | | | | | | |
| | 2 | | | | | | | | | | | |
| | 3 | | | | | | | | | | | |
| | 4 | | | | | | | | | | | |
| | 5 | | | | | | | | | | | |
| | 6 | | | | | | | | | | | |
| 0,05 | 1 | | | | | | | | | | | |
| | 2 | | | | | | | | | | | |
| | 3 | | | | | | | | | | | |
| | 4 | | | | | | | | | | | |
| | 5 | | | | | | | | | | | |
| | 6 | | | | | | | | $\leq 1,0$ | | | |
| 0,06 | 1 | | | | | | | | | | | |
| | 2 | | | | | | | | | | | |
| | 3 | | | | | | | | | | | |
| | 4 | | | | | | | | | | | |
| | 5 | | | | | | | | $\leq 1,0$ | | | |

Якщо при значеннях ψ більше 0,04 не вистачає потужності двигуна для руху автомобіля, тобто $N_e > N_{e(\text{вн})}$, потрібно прийняти менші значення ψ . При розрахунках економічної характеристики розрахунки потрібно виконувати до тих пір, доки потужність, необхідна для руху автомобіля N_e буде дорівнювати потужності двигуна за зовнішньою швидкісною характеристикою, тобто

$N_e \leq N_{e(вн)}$. При значеннях $\psi > 0,04$ визначення максимальної швидкості руху автомобіля можна здійснити підбором частоти обертання колінвалу.

За даними розрахунків будуємо економічну характеристику автомобіля (рис. 3).

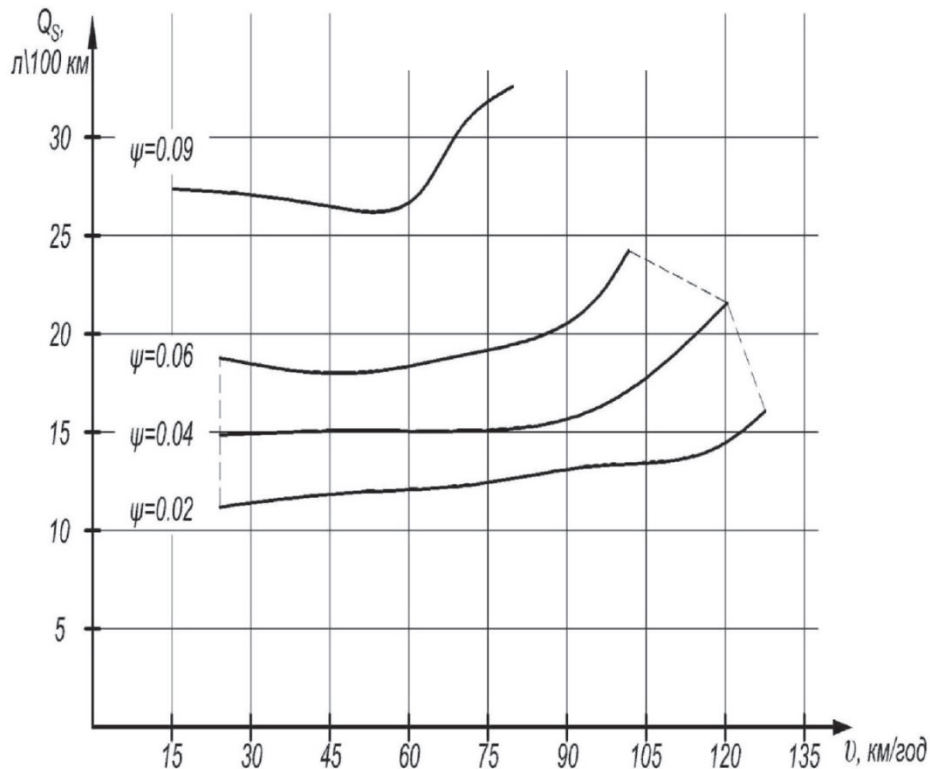


Рисунок 2.3 – Економічна характеристика автомобіля

Про правильність розрахунків економічної характеристики можна зробити висновок, якщо при заданому значенні коефіцієнта $\psi = 0,04$ автомобіль буде розвивати швидкість руху, близьку до вказаної в завданні на курсову роботу з похибкою не більше 5%.

Аналізуємо економічну характеристику, знаходячи на графіках точки, при яких буде найменша витрата палива і вказуємо відповідні швидкості руху автомобіля. Виділяємо також точки, відповідні максимальним швидкостям руху, що розвиваються при різних значеннях шляхового опору і витрату палива в цих точках.

Далі складаємо таблицю порівняльних показників проектного автомобіля і прототипу (табл. 2.9). Виконуємо аналіз показників і пояснюємо причини отримання гірших і кращих показників.

Таблиця 2.9 – Порівняльні показники автомобіля-прототипу і проектного

| Показники | Позначення | Прототип | Проект |
|---|------------|----------|--------|
| Власна вага автомобіля, кН | G_0 | | |
| Вантажопідйомність, т | G_T | | |
| Номінальна потужність двигуна, кВт | N_H | | |
| Номінальна частота обертання колінвалу, хв. ⁻¹ | n_H | | |

| | | | |
|---|-------------|--|--|
| Номінальний крутний момент двигуна, кН·м | M_H | | |
| Максимальний крутний момент двигуна, кН·м | M_{max} | | |
| Частота обертання колінвалу при M_{max} , хв. ⁻¹ | n_M | | |
| Номінальна питома витрата палива, г/кВт·год | $g_{ен}$ | | |
| Максимальний динамічний фактор навантаженого автомобіля по передачах | D_1 | | |
| | D_2 | | |
| | D_3 | | |
| | D_4 | | |
| | D_5 | | |
| Максимальні швидкості руху автомобіля по передачах, м/с (км/год) | v_1 | | |
| | v_2 | | |
| | v_3 | | |
| | v_4 | | |
| | v_5 | | |
| Економічна швидкість руху при $\psi = 0,04$ на вищій передачі, м/с (км/год) | $v_{ек}$ | | |
| Мінімальна витрата палива при $\psi = 0,04$, л/100 км | $Q_{s.min}$ | | |
| Коефіцієнт вантажопідйомності | η_G | | |
| Передавальне число головної передачі | i_o | | |
| Передавальні числа трансмісії по передачах | $i_{тр1}$ | | |
| | $i_{тр2}$ | | |
| | $i_{тр3}$ | | |
| | $i_{тр4}$ | | |
| | $i_{тр5}$ | | |
| | $i_{з.х}$ | | |

Аналізуємо отримані результати за даними таблиці 2.9. Довідковий матеріал по автомобілю-прототипу беремо з довідкових матеріалів до курсового проекту.

РЕКОМЕНДОВАНІ ДЖЕРЕЛА ІНФОРМАЦІЇ

1. Захарчук В.І. Основи теорії та конструкції автомобільних двигунів. Київ : Каравела, 2022. 232 с.
2. Ладанюк А.П., Власенко Л.О., Кишенько В.Д. Технічна експлуатація автомобілів. навч. посіб. Київ : Ліра-К, 2020. 352 с.
3. Данильян О., Дзьобань О. Технічна експлуатація автомобілів : підручник. Харків : Право. 2019. 368 с.
4. Кисликов В. Ф., Лущик В. В. Будова й експлуатація автомобілів : підручник – 6-те вид. Київ : Либідь, 2018. 400 с.
5. Дубянський О.В., Хрунь В.М. Конструювання та розрахунок автомобіля : навч. посібник. Львів : Вид-во Львів. політехніки, 2014. Ч. 1: Трансмісія автомобіля. 170 с.
6. Дубянський О.В., Хрунь В.М. Конструювання та розрахунок автомобіля : навч. посібник. Львів : Вид-во Львів. політехніки, 2014. Ч. 2: Ходова частина, системи керування, підвіска автомобіля та гусеничних машин. 172 с.
7. Головчук А.Ф., Орлов В.Ф., Строков О.П. Експлуатація та ремонт сільськогосподарської техніки. Кн. 1. Трактори : підруч. / за ред. А.Ф. Головчука. Київ : Грамота, 2003. 336 с.
8. Трактори та автомобілі. Ч. 1. Автотракторні двигуни : навч. посіб. / М.Г. Сандомирський та ін. / за ред. А. Т. Лебедева. Київ : Вища школа, 2000. 477 с.
9. Надикто В.Т., Крижачківський М.Л., Кюрчев В.М., Абдула С.Л. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві : навч. посіб. Мелітополь, 2005. 337 с.
10. Гавриш В.І., Бондаренко О.В. Основи теорії розрахунку мобільних енергетичних засобів : навч. посіб. Миколаїв : МДАУ, 2011. 284 с.
11. Білоконь Я.Ю., Окоча А.І., Коханівський С.П., Антоненко А.Ф. Трактори / За ред. Я. Ю. Білоконя. Київ : Урожай, 1998. 368 с.
12. Розрахунок автомобільних двигунів : навч. посіб. / В.Г. Дяченко та ін. / за ред. В. Г. Дяченка, В.С. Саловського. Кіровоград : КДТУ, 2003. 266 с.

ПОЛТАВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет _____ Форма навчання _____
 Спеціальність _____ Курс _____, група _____

ЛИСТ ОЦІНЮВАННЯ
курсого проекту
«Автомобілі та двигуни»

здобувача вищої освіти _____
 на тему _____

Обсяг курсового проекту _____ Кількість використаних джерел _____

Результати оцінювання

| № п/п | Критерії оцінювання курсового проекту | Максимальна кількість балів | Отримані бали |
|---|--|-----------------------------|---------------|
| 1 | Відповідність змісту курсового проекту вимогам навчально-методичних рекомендацій щодо його виконання; | 5 | |
| 2 | Обґрунтування основних інженерних, технологічних рішень, відповідність прийнятих рішень виданому завданню на проектування; | 10 | |
| 3 | Дотримання під час виконання розрахунків, проектування та конструювання вимог державних норм; | 10 | |
| 4 | Забезпечення ефективності та раціональності прийнятих рішень та відповідність отриманих результатів сучасній практиці; | 10 | |
| 5 | Використання сучасних комп'ютерних технологій; | 10 | |
| 6 | Уміння працювати з нормативними та довідковими документами, наявність посилань на використані джерела; | 5 | |
| 7 | Оформлення пояснювальної записки, графічних матеріалів згідно з вимогами конструкторської та технологічної документації, ДСТУ. | 9 | |
| Загальна кількість балів за виконання курсового проекту (до захисту) | | 59 | |

Висновки (підкреслити):

- рекомендувати до захисту без доопрацювання;
- рекомендовано до захисту за умови доопрацювання: _____
- не рекомендовано до захисту, необхідно суттєво доопрацювати _____

Роботу перевіряв: _____ (_____)

« _____ » _____ 20__ р.