

**Чернігівський національний педагогічний університет  
імені Т. Г. Шевченка**

# **ОСНОВИ ТЕОРІЇ АВТОМОБІЛЯ І ТРАКТОРА**

**НАВЧАЛЬНО-МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ  
ДО ВИВЧЕННЯ ДИЦИПЛІНИ**

**Чернігів – 2013**

УДК 378:016:629.3(076)

ББК Ч 489.516

О 75

### **Рецензенти**

*А.А. Давиденко – д.пед.н., професор, завідувач кафедри природничо-математичних дисциплін та інформаційних технологій Чернігівського обласного інституту післядипломної педагогічної освіти імені К.Д. Ушинського*

*М.О. Ховрич – к.пед.н., доцент, завідувач кафедри технологічної освіти та інформатики Чернігівського національного педагогічного університету імені Т.Г. Шевченка*

**О 75 Основи теорії автомобіля і трактора.** Методичні рекомендації до вивчення дисципліни. Для студентів технологічного факультету / Укл. Коляда А.М., Неговський І.В. – Чернігів: ЧНПУ, 2013 – 120 с.

ББК Ч 489.516

УДК 378:016:629.3(076)

Рекомендовано до друку Вченою радою технологічного факультету Чернігівського національного педагогічного університету імені Т.Г. Шевченка (протокол № 2 від 19 вересня 2013 року)

© Коляда А.М., 2013

© Неговський І.В., 2013

© ЧНПУ, 2013

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ I	
ЛАБОРАТОРНИЙ ПРАКТИКУМ.....	5
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 1.....	5
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 2.....	14
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 3.....	19
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 4.....	25
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 5.....	31
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 6.....	44
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 7.....	53
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 8.....	59
РОЗДІЛ II	
ІНСТРУКТИВНО-МЕТОДИЧНІ МАТЕРІАЛИ ДО САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТІВ .....	65
1. ВИБІР ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА .....	65
1.1. Загальні відомості.....	65
1.2. Методика проведення теплового розрахунку .....	66
2. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА .....	72
2.1. Процес наповнення.....	72
2.2. Процес стискання .....	76
2.3. Процес згоряння .....	79
2.4. Процеси розширення і випуску.....	86
2.5. Індикаторні показники циклу.....	89
2.6. Ефективні показники двигуна .....	91
2.7. Основні розміри циліндра двигуна .....	94
2.8. Показники напруженості двигуна.....	95
2.9. Побудова індикаторної діаграми.....	97
2.10. Тепловий баланс двигуна.....	100
3. ПРИКЛАД ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА.....	104
ВАРІАНТИ ІНДИВІДУАЛЬНИХ ЗАВДАНЬ ДО ВИКОНАННЯ ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ ДВИГУНА.....	111
ПРИЙНЯТІ ПОЗНАЧЕННЯ .....	112
РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА.....	119

## ВСТУП

Сучасна продукція автомобіле- і тракторобудування вирізняється високими потужностями й економічними показниками, достатньою надійністю і довговічністю. Однак подальше підвищення ефективності використання автомобілів і тракторів вимагає вдосконалення їх силових установок, що неможливо без глибоких знань конструкції, теоретичних основ процесів, які супроводжують роботу і рух транспортних засобів, та розрахунку їх елементів.

Знання робочих процесів, основ конструювання та розрахунку деталей автомобілів і тракторів необхідно не тільки конструкторам та дослідникам, які створюють силові установки, але й майбутнім педагогам, які готуватимуть технічний персонал, що експлуатує та ремонтує їх.

Завданням даних методичних рекомендацій є розгляд методик проведення розрахунків, що стосуються теорії руху транспортних засобів та виконання теплового розрахунку двигуна внутрішнього згоряння. У зв'язку з цим пропонувані методичні рекомендації містять необхідну інформацію не тільки для підготовки студента до виконання лабораторних і самостійних робіт з дисципліни, але і для розрахунків при виконанні дипломних проектів. Вихідні дані для виконання роботи використовуються з індивідуального завдання до самостійної роботи студентів. Виконання індивідуального завдання «Тепловий розрахунок двигуна» включає розрахунково-графічний матеріал та конструкторську частину (підбір параметрів двигуна).

Методика викладу матеріалу окремих розділів максимально адаптована до сучасних методів аналізу працездатності, а також термічної і динамічної навантаженості механізмів транспортних засобів з використанням електронно-обчислювальної техніки. У навчальний матеріал включені новітні досягнення в конструюванні, які використовуються в засобах транспорту.

Дані методичні рекомендації призначені для використання студентами технологічних факультетів вищих педагогічних навчальних закладів, які навчаються за спеціальністю 6.010104 «Професійна освіта» (транспорт).

# РОЗДІЛ I

## ЛАБОРАТОРНИЙ ПРАКТИКУМ

### ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 1.

#### СИЛИ, ЩО ДІЮТЬ НА АВТОМОБІЛЬ. ТЯГОВА ДИНАМІКА АВТОМОБІЛЯ

**Мета:** навчитись теоретично визначати силу тяги на ведучих колесах автомобіля, к.к.д. трансмісії, опір руху дороги, опір повітря, нормальні реакції дороги, складати рівняння руху автомобіля, розраховувати силу тяги по умовах зчеплення шин з дорогою.

#### Теоретичний блок

Сила ваги автомобіля умовно прикладається в центрі маси, розташованому на відстані  $a$  від передньої осі,  $b$  - від задньої і  $L$  - від площини дороги:

- для задніх коліс

$$R_{z2} = G_a \cdot \cos \alpha \cdot \frac{a}{L - \varphi \cdot h_0}$$

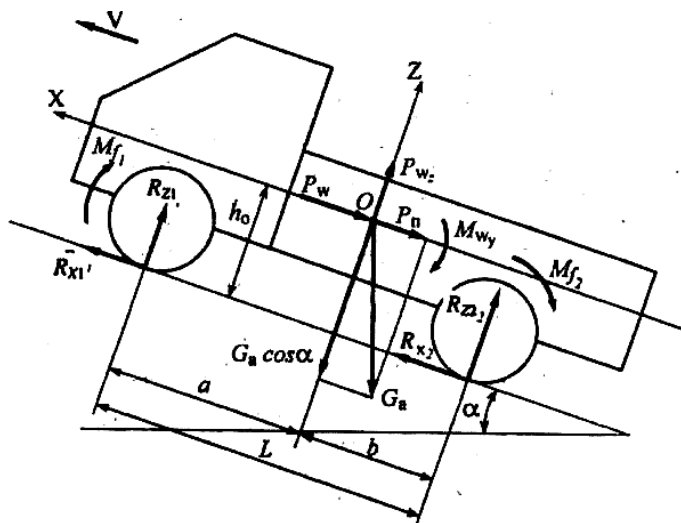
$$R_{x2} = \frac{M_K}{r_K} - f \cdot R_{z2} = \frac{M_K}{r_K} - f \cdot G_a \cdot \cos \alpha \cdot \frac{a}{L - \varphi \cdot h_0}$$

Основною рушійною силою, що діє на автомобіль, являється сила тяги, прикладена до ведучих коліс. Сила тяги виникає в результаті взаємодії ведучих коліс з дорогою.

При нерівномірному прямолінійному русі діють сили опору руху.

Сила тяги при рівномірному русі, Н

$$P_K = \frac{M_K}{r_K} = \frac{M_e \cdot i_K \cdot i_{\dot{A}\dot{E}} \cdot i_0 \cdot \eta_{\dot{O}D}}{r_K}$$
$$P_K = \frac{M_K}{r_K} + \frac{M_j}{r_K} = \frac{M_e \cdot i_K \cdot i_{\dot{A}\dot{E}} \cdot i_0 \cdot \eta_{\dot{O}D}}{r_K} + \delta_{BP} \cdot P_j$$



**Рис. 1.1. Сили, що діють на автомобіль**

У статичному положенні автомобіля нормальні реакції на передні і задні колеса, Н

$$R_{Z1} = G_a \cdot \frac{b}{L}, \quad R_{Z2} = G_a \cdot \frac{a}{L}$$

При рівномірному рухів автомобіля відбувається зміна нормальних реакцій, і виникають дотичні реакції, Н, дороги: - для передніх коліс

$$R_{Z1} = G_a \cdot \cos \alpha \cdot \frac{b - \varphi \cdot h_0}{L - \varphi \cdot h_0},$$

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e} \cdot 10^3$$

Механічний ККД трансмісії для вантажних автомобілів знаходиться в межах: 0,85-0,88, для легкових - 0,90-0,98, для повноприводних - 0,80-0,85.

Коефіцієнт врахування обертових мас

$$\delta_{BP} = 1 + \frac{J_{ДВ} \cdot i_{TP}^2 \cdot \eta_{TP} + \sum J_K}{m_a \cdot r_K^2}$$

Приблизно коефіцієнт врахування обертових мас дорівнює:

$$\delta_{BP} = 1,05 + 0,07 \cdot i_K^2$$

Радіус кочення колеса, м

$$r_K = 0,0254 \cdot (0,5 \cdot d + \lambda_\phi \cdot b_\phi)$$

або

$$r_K = (0,5 \cdot d + \lambda_\phi \cdot b_\phi) \cdot 10^{-3}$$

Сила опору коченню, Н

$$P_f = f \cdot G_a \cdot \cos \alpha$$

При русі із швидкістю більше 14 м/с

$$f = f_0 \cdot \left( 1 + \frac{v_a^2}{1500} \right)$$

Повна вага автомобіля

$$G_a = G_0 + G_H + 750 \cdot n_z$$

Сила опору повітря, Н

$$P_w = k_w \cdot F_w \cdot v_a^2 = W_a \cdot v_a^2$$

Площа лобового опору, м<sup>2</sup>:

- для легкових автомобілів

$$F_w = 0,78 \cdot B \cdot H$$

- для вантажних автомобілів

$$F_w = B_a \cdot H$$

Швидкість руху автомобіля, км/год

$$v_a = 0,377 \cdot \frac{n_e \cdot r_K}{i_{TP}}$$

Передаточне число трансмісії

$$i_{TP} = i_K \cdot i_{DK} \cdot i_0$$

Сила опору при русі автомобіля на підйом або під уклон - Н

$$P_i = G_a \cdot \sin \alpha$$

$$P_j = \delta_{BP} \cdot m_a \cdot j = \delta_{BP} \cdot \frac{G_a}{g} \cdot j$$

При русі автомобіля на підйомі під час його розгону приведена сила інерції, Н

$$P_j = \left( 1 + \frac{J_{ДВ} \cdot i_{TP}^2 \cdot \eta_{TP}^2 + \sum J_K}{m_a \cdot r_K^2} \right) \cdot m_a \cdot j$$

Величина сумарного дорожнього опору, Н

$$P_{\psi} = P_f + P_i = f \cdot G_a \cdot \cos \alpha + G_a \cdot \sin \alpha = G_a \cdot (f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) = G_a \cdot \psi$$

Рівняння потужнісного балансу, кВт:

- у загальному випадку

$$N_K = N_e \cdot \eta_{TP} = N_f + N_w \pm N_i \pm N_j$$

- у розгорненому вигляді

$$N_K = \frac{P_K \cdot v_a}{1000} = \frac{f \cdot G_a \cdot v_a \cdot \cos \alpha}{1000} + \frac{k_w \cdot F_w \cdot v_a^3}{1000} \pm \frac{G_a \cdot \sin \alpha \cdot v_a}{1000} \pm \frac{G_a \cdot j \cdot \delta_{BP} \cdot v_a}{g \cdot 1000}$$

При рівномірному русі автомобіля по рівній горизонтальній дорозі

$$N_K = N_e \cdot \eta_{TP} = N_{\psi} + N_w = \frac{\psi \cdot G_a \cdot v_a + k_w \cdot F_w \cdot v_a^3}{1000}$$

Величина динамічного фактора

$$D = \frac{P_K - P_w}{G_a} = \psi + \frac{\delta_{BP}}{g} \cdot j = (f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) + \frac{\delta_{BP}}{g} \cdot j$$

Із зміною ваги автомобіля величина динамічного фактора змінюється:

$$D_x = D \cdot \frac{G_a}{G_x}$$

Для тривалого безупинного руху автомобіля необхідно дотримувати умови. Граничне значення сили тяги за умовами зчеплення ведучих коліс з дорогою

$$D_{\dot{\sigma}} = \varphi \cdot \frac{G_x}{G_a}$$

Рух автомобіля без буксування ведучих коліс можливо при умові.

Максимальне значення динамічного фактора:

- для легкових автомобілів

$$D_{\max} = 0,3 \dots 0,4$$



- для вантажних автомобілів дорожньої прохідності

$$D_{\max} = 0,26 \dots 0,36$$

- для вантажних підвищеної прохідності

$$D_{\max} = 0,57 \dots 0,8$$

Прискорення автомобіля,  $\text{м/с}^2$ .

$$j = \frac{v_H - v_K}{3,6 \cdot t_p}$$

Максимальний кут підйому, який може подолати автомобіль, який рухається рівномірно, (за динамічною характеристикою)

$$\alpha = \arcsin(D - f)$$

$$\sin \alpha = D - f$$

Максимальний кут підйому збільшується, якщо автомобіль має додаткове прискорення:

$$\sin \alpha = D - f + \frac{\delta_{BP}}{g} \cdot j \quad \alpha = \arcsin \left( D - f + \frac{\delta_{BP}}{g} \cdot j \right)$$

$$j = \frac{D - \psi}{\delta_{BP}} \cdot g$$

### Практичний блок

**Завдання 1.1.** Визначити величини радіальних реакцій між колесами автомобіля і дорогою в статичному стані і при його русі, а також коефіцієнти зміни реакцій. Вага автомобіля 50 кН, відстань від центру мас до осі передніх коліс автомобіля 2,4 метра до осі задніх коліс 1,6 метра. Висота центру тяжіння 0,8 м. Дорога горизонтальна з коефіцієнтом зчеплення 0,7.

Рішення задачі. База автомобіля

$$L = a + b = 2,4 + 1,6 = 4,0 \text{ м}$$

Радіальні реакції (вага) доводяться на передню і задню осі в статичному стані;

$$R_{Z1} = G_1 = \frac{G_a b}{L} = \frac{50000 \cdot 1,6}{4} = 20000 \text{ Н}$$

$$R_{Z2} = G_2 = \frac{G_a a}{L} = \frac{50000 \cdot 2,4}{4} = 30000 \text{ Н}$$

Радіальні реакції, що доводяться на передню і задню осі автомобіля при його русі:

$$R_{Z1} = G_a \cdot \cos \alpha \cdot \frac{b - \varphi \cdot h_0}{L - \varphi \cdot h_0} = 50000 \cdot 1 \cdot \frac{1,6 - 0,7 \cdot 0,8}{4 - 0,7 \cdot 0,8} = 15116H$$

або

$$R_{Z2} = G_a \cdot \cos \alpha \cdot \frac{a}{L - \varphi \cdot h_0} = 50000 \cdot 1 \cdot \frac{2,4}{4 - 0,7 \cdot 0,8} = 34884H$$

Коефіцієнт зміни реакцій

$$m_1 = \frac{R_{Z1}}{G_1} = \frac{15116}{20000} = 0,776$$

$$m_2 = \frac{R_{Z2}}{G_2} = \frac{34884}{30000} = 1,163$$

**Завдання 1.2.** Розрахувати повну вагу вантажного автомобіля вантажопідйомністю 80 кН, що має тримісну кабіну. Коефіцієнт спорядженої маси 0,75 ; вага людини 750 Н; вага багажу на одну людину 50 Н.

Рішення задачі. Споряджена вага автомобіля

$$G_0 = G_H \cdot K_r = 80000 \cdot 0,75 = 60000H$$

Повна вага автомобіля

$$\begin{aligned} G_a &= G_0 + G_H + (G_y + G_d) \cdot n_{\pm} = \\ &= 60000 + 80000 + (750 + 50) \cdot 3 = 142400H \end{aligned}$$

**Завдання 1.3.** Розрахувати швидкість руху автомобіля при частоті обертання колінчастого валу 2000 об/хв, якщо передаточні числа коробки передач рівні: 6,4; 3,09; 1,69; 1,0; головної передачі 6,67; радіус колеса 0,44 м.

Рішення задачі. Передаточне число трансмісії

$$i_{TP} = i_K \cdot i_0$$

першої передачі

$$i_{TP1} = 6,04 \cdot 6,67 = 40,29$$

другої передачі

$$i_{TP2} = 3,09 \cdot 6,67 = 20,61$$

третьої передачі

$$i_{TP3} = 1,69 \cdot 6,67 = 11,27$$

четвертої передачі

$$i_{TP4} = 1 \cdot 6,67 = 6,67$$

Частота обертання коліс:

$$n_K = \frac{n_e}{i_{TP}} \hat{a} / \tilde{\omega}$$

першої передачі

$$n_{e1} = \frac{2000}{40,29} = 49,24 \hat{a} / \tilde{\omega}$$

другої передачі

$$n_{e2} = \frac{2000}{20,61} = 97,04 \hat{a} / \tilde{\omega}$$

третьої передачі

$$n_{e3} = \frac{2000}{11,27} = 177,46 \hat{a} / \tilde{\omega}$$

четвертій передачі

$$n_{e4} = \frac{2000}{6,67} = 299,85 \hat{a} / \tilde{\omega}$$

Довжина кола колеса

$$S = 2 \cdot \pi \cdot r_K = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,44 = 2,76 \hat{a}$$

Швидкість руху автомобіля:

$$v_a = \frac{S \cdot n_K}{60} \hat{a} / \tilde{n}$$

на першій передачі

$$v_{a1} = \frac{2,76 \cdot 49,64}{60} = 2,28 \hat{a} / \tilde{n}$$

на другій передачі

$$v_{a2} = \frac{2,76 \cdot 97,04}{60} = 4,46 \hat{a} / \tilde{n}$$

на третій передачі

$$v_{a3} = \frac{2,76 \cdot 177,46}{60} = 8,16 \text{ м/с}$$

**Завдання 1.4.** Визначити дотичну силу тяги і потужність, яка підводиться до ведучих коліс автомобіля, що рухається по горизонтальній дорозі на прямій передачі. Максимальний крутний момент на колінчастому валу двигуна 450 Н·м при частоті обертання 1400 об/хв. Передаточне число головної передачі 6,45; ККД трансмісії 0,85; Діаметр обода колеса 0,508 м; ширина профілю колеса 0,26 м.

$$M_K = M_e \cdot i_K \cdot i_0 \cdot \eta_{TP} = 450 \cdot 1 \cdot 6,45 \cdot 0,85 = 2467 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Радіус кочення колеса

$$r_g = 0,5 \cdot d + b = 0,5 \cdot 0,508 + 0,260 = 0,514 \text{ м}$$

Дотична сила тяги, що розвивається на ведучих колесах

$$P_K = \frac{M_K}{r_K} = \frac{2467}{0,514} = 4800 \text{ Н}$$

Рішення задачі. Максимальний крутний момент підведений до ведучих коліс автомобіля

Частота обертання коліс при максимальному крутному моменті

$$n_K = \frac{n_e}{i_K \cdot i_0} = \frac{1400}{1 \cdot 6,45} = 217,1 \text{ об/хв}$$

Довжина кола колеса

$$S = 2 \cdot \pi \cdot r_K = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,514 = 3,23 \text{ м}$$

Швидкість руху автомобіля

$$v_a = \frac{n_K \cdot S}{60} = \frac{217,1 \cdot 3,23}{60} = 11,7 \text{ м/с}$$

Потужність, що підводиться до провідних коліс

$$N_K = \frac{P_K \cdot v_a}{1000} = \frac{4800 \cdot 11,7}{1000} = 56,2 \text{ кВт}$$

**Завдання 1.5.** Визначити силу і потужність опору коченню легкового автомобіля вагою 17,9 кН при його русі з швидкостями 10 м/с і 20 м/с, якщо коефіцієнт опору коченню при русі з малою швидкістю дорівнює 0,014.

Рішення задачі. Сила опору коченню:

при швидкості 10 м/с

$$P_K = f_0 \cdot G_a = 0,014 \cdot 17900 = 250,6 \text{ Ї}$$

при швидкості 20 м/с

$$f = f_0 \cdot \left( 1 + \frac{v_a^2}{1500} \right) = 0,014 \cdot \left( 1 + \frac{400}{1500} \right) = 0,018,$$

$$P_K = f \cdot G_a = 0,018 \cdot 17900 = 322,2$$

Потужність опору коченню: при швидкості 10 м/с

$$N_K = \frac{P_K \cdot v_a}{1000} = \frac{250,6 \cdot 10}{1000} = 2,51 \text{ кВт}$$

при швидкості 20 м/с

$$N_K = \frac{322,2 \cdot 20}{1000} = 6,44 \text{ кВт}$$

### Контрольні питання

1. Перерахуйте всі радіуси колеса.
2. Що розуміється під кінематичним радіусом колеса?
3. Що розуміється під моментом опору коченню?
4. Що розуміється під силою опору коченню?
5. Перерахуйте чинники, що впливають на коефіцієнт зчеплення шини з дорогою.
6. На що витрачається потужність, що підводиться до колеса?
7. Чи впливає нахил дороги на опір коченню?
8. Що спільного між силами опору коченню і підйому?

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 2

### ПАЛИВНА ЕКОНОМІЧНІСТЬ АВТОМОБІЛЯ

**Мета:** навчитись теоретично визначати питому ефективну витрату палива; годинну витрату палива; витрату палива на 100 км. шляху; витрату палива на одиницю виконаної роботи.

#### Теоретичний блок

Паливна економічність автомобіля розглядається в залежності від ступеня використання потужності двигуна, швидкості руху, ступеня використання вантажопідйомності, від дорожніх умов.

У завданнях по паливній економічності враховані експериментальні дані випробувань автомобілів. Питома ефективна витрата палива, г/кВт·год, пов'язанна з годинною і має мінімальне значення при використанні потужності, близької до 100%:

$$g = \frac{1000 \cdot G_T}{N_e}$$

$g_e$  - годинна витрата палива двигуном, кг/год;

$N_e$  - ефективна потужність двигуна, кВт.

Питома витрата палива,  $g_e^i$ , залежно від швидкісного і навантажувального режимів роботи двигуна

$$g_e^i = k_n \cdot k_N \cdot g_{e(N_{e\max})}$$

Годинна витрата палива, кг/год, з наведеної вище формули

$$G_T = \frac{g_e \cdot N_e}{1000}$$

Годинна витрата палива, кг/год, залежно від потужності, підведеної до ведучих коліс автомобіля:

$$G_T = \frac{g_e \cdot N_K}{1000 \cdot \eta_{TP}} = \frac{g_e \cdot (N_\psi + N_w + N_j)}{1000 \cdot \eta_{TP}} = \frac{g_e \cdot v_a \cdot (P_\psi + P_w + P_j)}{\eta_{TP}}$$

Між шляховою і годинною витратами палива, л/100 км., існує залежність

$$G_S = 1000 \cdot \frac{G_T}{36 \cdot v_a \cdot \rho_T} = \frac{g_e \cdot N_e}{36 \cdot v_a \cdot \rho_T} =$$

$$= \frac{g_e \cdot (N_\psi + N_w + N_j)}{36 \cdot v_a \cdot \rho_T \cdot \eta_{TP}} = \frac{g_e \cdot (P_\psi + P_w + P_j)}{3,6 \cdot 10^4 \cdot \rho_T \cdot \eta_{TP}}$$

Витрата палива на 100 км. шляху;

- у кілограмах, кг/100 км.

$$G_S = 100 \cdot \frac{G_T}{v_a}$$

- у літрах, л/100 км.

$$G_S = 100 \cdot \frac{G_T}{v_a \cdot \rho_T}$$

Витрата палива на одиницю транспортної роботи:

- для вантажного автомобіля, л/100 т·км.

$$G_{TP} = 100 \cdot \frac{G_T}{36 \cdot v_a \cdot G_i \cdot K_i \cdot \rho_\partial} = \frac{g_e \cdot N_e}{36 \cdot v_a \cdot G_i \cdot K_i \cdot \rho_\partial} =$$

$$= \frac{g_e \cdot (N_\psi + N_w + N_j)}{36 \cdot v_a \cdot G_i \cdot K_i \cdot \rho_\partial} = \frac{g_e \cdot (P_\psi + P_w + P_j)}{36 \cdot v_a \cdot G_i \cdot K_i \cdot \eta_{\partial P}}$$

- для пасажирського автомобіля, л/100 пас·км

$$G_{TP} = 100 \cdot \frac{G_T}{36 \cdot v_a \cdot G_H \cdot K_r \cdot \rho_\partial} = \frac{g_e \cdot N_e}{36 \cdot v_a \cdot G_H \cdot K_r \cdot \rho_\partial} =$$

$$= \frac{g_e \cdot (N_\psi + N_w + N_j)}{36 \cdot v_a \cdot G_H \cdot K_r \cdot \rho_\partial} = \frac{g_e \cdot (P_\psi + P_w + P_j)}{36 \cdot v_a \cdot G_H \cdot K_r \cdot \eta_{\partial P}}$$

### Практичний блок

**Завдання 1.** Визначити шляхову витрату палива легкового автомобіля вагою 17,9 кН, з коефіцієнтом обтічності 0,6 Нс<sup>2</sup>/м<sup>2</sup>, що рухається із швидкістю 10 м/с по дорозі з асфальтованим покриттям, що характеризується коефіцієнтом дорожнього опору 0,081. Величина питомої ефективної витрати палива 350 г/кВт·год, а його густина 0,78 кг/л. Величина ККД трансмісії 0,9.

Рішення задачі. Шляхова витрата палива, л/100 км  
 Потужність, яка підводиться до ведучих коліс, кВт:

$$N_K = N_\psi + N_w = v_a \cdot (P_\psi + P_w) = v_a \cdot (G_a \cdot \psi + W \cdot v_a^2)$$

$$N_K = v_a \cdot (17900 \cdot 0,081 + 0,6 \cdot 100) = 1510 \cdot v_a \text{ еАд}$$

Отже

$$G_s = \frac{350 \cdot 1510}{3,6 \cdot 10^4 \cdot 0,78 \cdot 0,9} = 20,9 \text{ л/100 км}$$

**Завдання 2.** Автомобіль, рухаючись із швидкістю 54 км/год витрачає за годину 18 кг палива. Підрахувати, скільки він витратить палива на шляху 80 км.

**Завдання 3.** По графіку питомої витрати палива двигуном (рис. 2.1) знайти, скільки літрів палива витратить автомобіль на ділянці в 24 км. при русі на прямій передачі із швидкістю 55 км/год. Прийняти питому вагу бензину 0,75 г/см<sup>3</sup>. Технічні дані автомобіля: передаточне число головної передачі - 6,67; радіус колеса - 0,44 м, потужність двигуна при заданій швидкості 51,5 кВт.

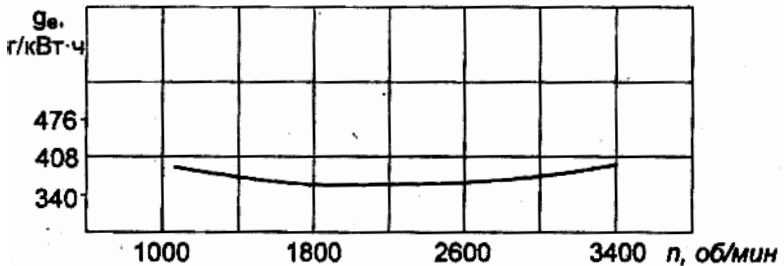
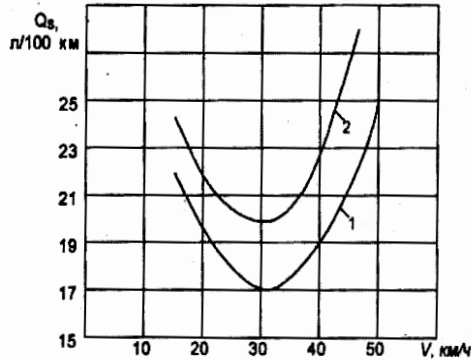


Рис. 2.1. Графік питомої витрати палива двигуном

**Завдання 4.** Використовуючи умову завдання 3, визначити зміну витрати палива при русі автомобіля із швидкістю 36 км/год. Потужність двигуна при цьому 36,8 кВт.

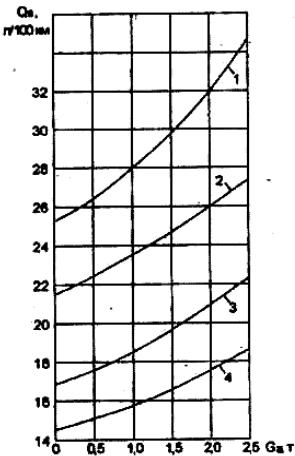
**Завдання 5.** Економічна характеристика автомобіля при русі з вантажем і без вантажу приведена на рис. 2.2. Автомобіль проїхав з вантажем і без вантажу по 60 км. з середньою швидкістю руху з вантажем 40 км/год, без вантажу 50 км/год. Знайти витрату палива на пробіг автомобіля з вантажем і без вантажу.





**Рис.2.2. Економічна характеристика вантажного автомобіля:**  
**1 - при русі без вантажу; 2 - при русі з вантажем**

**Завдання 6.** Характеристика середньої витрати палива вантажним автомобілем на різних дорогах і при різному корисному навантаженні виражена графіком на рис. 2.3. Знайти середню витрату палива в л/100 км., якщо автомобіль 50% шляхів пропуск по дорозі 1 з вантажем 1,5 т; 20% шляхів - по дорозі 2 з вантажем 2,5 т; 10% шляхів - по дорозі 3 без вантажу; 20% шляхів - по дорозі 4 з вантажем 2,5 т.



**Рис. 2.3 Характеристика середньої витрати палива вантажним автомобілем:** 1 - ґрунтова дорога; 2 - міський рух; 3 - рівне асфальтоване шосе з горбистим рельєфом; 4 - рівне асфальтоване шосе з рівнинним рельєфом

### Контрольні питання

1. Які величини характеризують паливну економічність автотранспортних засобів.
2. У чому принципова різниця в показниках транспортної і шляхової витрати палива?
3. Чому при одній і тій же швидкості руху шляхова витрата палива на зниженій передачі більше, ніж на підвищеній?
4. У чому відмінність міського їздового циклу від міжміського їздового циклу?
5. Вкажіть основні фактори, що визначають витрату палива при експлуатації автомобіля в умовах міста.
6. Який взаємозв'язок питомої та вартісної витрат палива?
7. Як залежить питома витрата палива від швидкісного і навантажувального режимів роботи двигуна?
8. Як впливає потужність, що підводиться до коліс автомобіля, на годинну витрату палива?
9. Який взаємозв'язок між шляховою і годинною витратами палива?

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 3

### ПОПЕРЕЧНА СТІЙКІСТЬ АВТОМОБІЛЯ

**Мета:** навчитись теоретично визначати показники поперечної стійкості автомобіля: критичний кут поперечного нахилу дороги; критичну швидкість руху на повороті за умовами перекидання та бічного ковзання; критичний радіус повороту.

#### Теоретичний блок

Стійкість – це здатність автомобіля зберігати задану швидкість, напрям руху, а також орієнтацію поздовжньої і вертикальної осей автомобіля в результаті дії на нього різних збурюючих сил.

Втрата автомобілем стійкості виражається в його перекиданні або ковзанні. Залежно від напрямку ковзання або перекидання розрізняють поперечну або подовжню стійкість.

Найбільш вірогідною і небезпечною є втрата автомобілем поперечної стійкості, яка відбувається під дією відцентрової сили  $P_{цв}$ , поперечної складової сили тяжіння автомобіля  $G_{ay}$ , сили бічного вітру  $P_{wy}$ , а також в результаті ударів об нерівності дороги.

Показниками поперечної стійкості автомобіля є: максимально можлива швидкість руху по колу з мінімально можливим радіусом  $R_{min}$  і максимальним кутом поперечного нахилу дороги  $\beta_{min}$ .

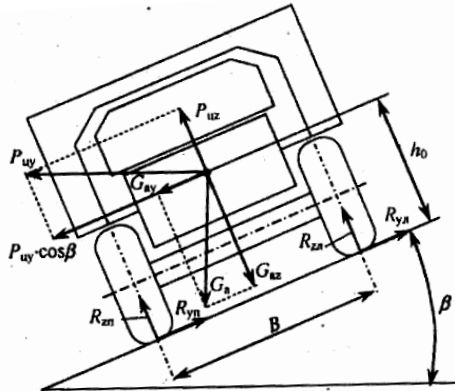


Рис 3.1. Сили, що впливають на поперечну стійкість автомобіля при русі по зовнішньому краю дороги

Граничний критичний кут поперечного нахилу дороги – за умовами перекидання на дорозі: а) у статичному стані

$$\operatorname{tg} \beta_{\max} = \frac{B}{2 \cdot h_0} = \eta_a$$

б) при повороті

$$\operatorname{tg} \beta_{\max} = \frac{g \cdot R \cdot B + 2 \cdot v^2 \cdot h_0}{2 \cdot g \cdot R \cdot h_0 - v^2 \cdot B}$$

- за умовами бічного ковзання автомобіля:

а) у статичному стані

$$\operatorname{tg} \beta_{\max} = \varphi$$

б) при повороті

$$\operatorname{tg} \beta_{\max} = \frac{v^2 - \varphi \cdot g \cdot R}{\varphi \cdot v^2 + g \cdot R}$$

- умова неможливості бічного перекидання

$$\varphi < \frac{B}{2 \cdot h_0} = \eta_a$$

Максимальна (критична) швидкість, яку може розвинути автомобіль на повороті, без небезпеки перекидання, м/с:

- на дорозі з поперечним нахилом

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{B + 2 \cdot h_0 \cdot \operatorname{tg} \beta}{2 \cdot h_0 - B \cdot \operatorname{tg} \beta}} \cdot R \cdot g$$

або

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{(B + 2 \cdot h_0 \cdot \operatorname{tg} \beta) \cdot L}{(2 \cdot h_0 - B \cdot \operatorname{tg} \beta) \cdot \Theta}} \cdot g$$

- на дорозі без поперечного нахилу

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{B \cdot g \cdot R}{2 \cdot h_0}}$$

або

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{B \cdot g \cdot L}{2 \cdot h_0 \cdot \Theta}}$$

Максимальна (критична) швидкість, яку може розвинути автомобіль на повороті, за умовами бічного ковзання (занесення), м/с:

- на дорозі з поперечним нахилом

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{\varphi + \operatorname{tg} \beta}{1 - \varphi \cdot \operatorname{tg} \beta}} \cdot R \cdot g$$

або

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{(\varphi + \operatorname{tg} \beta) \cdot L}{(1 - \varphi \cdot \operatorname{tg} \beta) \cdot \Theta}} \cdot g$$

- на дорозі без поперечного нахилу

$$v_{\max} = \sqrt{\varphi \cdot g \cdot \frac{L}{\Theta}}$$

або

$$v_{\max} = \sqrt{\varphi \cdot g \cdot \frac{L}{\Theta}}$$

де  $\Theta \approx \frac{L}{R}$  радіан - кут повороту керованих коліс.

Максимальний (критичний) радіус повороту автомобіля, м:

- по бічному перекиданню:

а) на дорозі з поперечним ухилом

$$R_{\max} = \frac{(2 \cdot h_0 - B \cdot \operatorname{tg} \beta) \cdot v^2}{(B + 2 \cdot h_0 \cdot \operatorname{tg} \beta) \cdot g}$$

б) на дорозі без поперечного ухилу

$$R_{\max} = \frac{2 \cdot h_0 \cdot v^2}{B \cdot g}$$

- по бічному ковзанню (занесенню):

а) на дорозі з поперечним нахилом

$$R_{\max} = \frac{(1 - \varphi \cdot \operatorname{tg} \beta) \cdot v^2}{(\varphi + \operatorname{tg} \beta) \cdot g}$$

б) на дорозі без поперечного нахилу

$$R_{\max} = \frac{v^2}{\varphi \cdot g}$$

Умова стійкості по бічному ковзанню (занесенню), Н:  
- передніх коліс

$$R_{y1} \leq \sqrt{(\varphi_1 \cdot R_{z1})^2 - R_{x1}^2}$$

-задніх коліс

$$R_{y2} \leq \sqrt{(\varphi_2 \cdot R_{z2})^2 - R_{x2}^2}$$

Критична швидкість сталого колового руху автомобіля за умовами бічного ковзання (занесення), м/с: - передніх коліс

$$v_{\max 1} = \sqrt{g \cdot R \cdot \sqrt{\varphi_1 - K_{x1}}}$$

- задніх коліс

$$v_{\max 2} = \sqrt{g \cdot R \cdot \sqrt{\varphi_2 - K_{x2}}}$$

$$\text{де } K_{x1} = \frac{R_{y1}}{R_{z1}} \quad K_{x2} = \frac{R_{y2}}{R_{z2}}$$

Критична швидкість бічного відведення автомобіля (максимальна швидкість руху без зростаючого відведення), м/с:

$$K_1 = \frac{R_{y1}}{\delta_1} \quad K_2 = \frac{R_{y2}}{\delta_2}, \text{ Н / } \ddot{\alpha} \text{ } \ddot{\alpha}$$

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{g \cdot L}{\frac{G_2}{K_2} - \frac{G_1}{K_1}}}$$

### Практичний блок

**Завдання 1.** Визначити можливість бічного перекидання автомобіля при русі по дорозі з коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою 0,4. Ширина колії 1,7 м; висота центру мас 1,4 м (рис. 3.2).

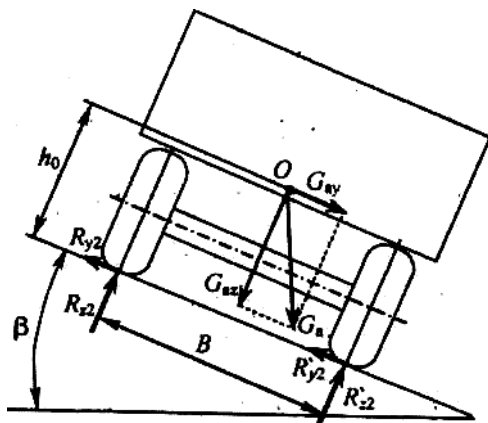


Рис. 3.2. Схема сил, що діють на автомобіль при русі по дорозі з поперечним нахилом

Рішення задачі. З умови стійкого руху автомобіля

$$\varphi < \frac{b}{2 \cdot h_0} = 0,4 < \frac{1,7}{2 \cdot 1,4} = 0,608$$

видно, що перекидання автомобіля неможливе, можливе тільки його ковзання.

**Завдання 2.** Знайти максимальне значення висоти центра мас автомобіля, що допускає його рівномірний стійкий рух по дорозі з поперечним нахилом  $22^\circ$ . При рішенні прийняти, що стійкість автомобіля по умові бічного ковзання забезпечена. Ширина колії автомобіля 1,6 м.

**Завдання 3.** Визначити коефіцієнт стійкості автомобіля проти бічного ковзання задньої осі при його русі по дорозі, що характеризується коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою 0,5. Технічні дані автомобіля: база 3,4 м; відстань від центра мас до передньої осі 1,8 м; колія задніх коліс 1,6 м; висота центра мас 0,8 м. Величина коефіцієнта тягового зусилля 0,2.

**Завдання 4.** Колесо, навантажене нормальною силою 10,0 кН, рухається по дорозі з коефіцієнтом зчеплення колеса з дорогою, 0,7. Знайти граничну по зчепленню величину бічної реакції, що передається колесом, якщо вона: а) вдвічі більша подовжньої реакції; б) вдвічі менше подовжньої реакції.

**Завдання 5.** Визначити граничні по перекиданню і боковому ковзанню кути для автокрана, що рухається прямолінійно накатом. Прийняти: колію 1,8 м; висоту центру мас 2,4 м; коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою 0,5. На скільки відсотків слід змінити висоту центру мас, щоб граничні кути по ковзанню і перекиданню були рівні між собою?

**Завдання 6.** Визначити, чи зможе рухатися автомобіль по дорозі з поперечним нахилом  $35^\circ$  без бічного ковзання або перекидання. Прийняти: коефіцієнт зчеплення шин з дорогою 0,6; висоту центру мас 1,2 м; колію 1,4м. Тягову силу на ведучих колесах прийняти рівною нулю.

### **Контрольні питання**

1. Що розуміється під поперечною стійкістю автомобіля?
2. Вкажіть ознаки порушення поперечної стійкості.
3. Назвіть фактори, що визначають значення критичної швидкості автомобіля на повороті при бічному ковзанні.
4. Для яких автомобілів характерні занесення при русі на слизьких дорогах?
5. Що повинен зробити водій для ліквідації занесення автомобіля?
6. Чому передньопривідний автомобіль стійкіший по боковому ковзанню, чим задньопривідний?
7. Чим пояснити перехід автомобіля в бічне ковзання при різкому гальмуванні на повороті?
8. Чому крен кузова впливає та поперечну стійкість автомобіля по перекиданню?
9. Чому рівний критичний радіус повороту?
10. Для чого потрібний поперечний нахил дорожнього полотна на закругленнях автодоріг?



## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 4

### ПОЗДОВЖНЯ СТІЙКІСТЬ АВТОМОБІЛЯ

**Мета:** навчитися теоретично визначати показники поздовжньої стійкості автомобіля: граничний кут підйому, що може подолати автомобіль по умовах перекидання та зчеплення передніх та задніх коліс з дорогою; умову неможливості перекидання автомобіля.

#### Теоретичний блок

Найбільший (граничний) кут підйому, що може подолати автомобіль по умовах перекидання (відрив передніх коліс):

- одиночним автомобілем

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a}{h_0} \quad \text{или} \quad \operatorname{tg} \alpha = \frac{b - f \cdot r_K}{h_0}$$

-автопоїздом

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{G_a \cdot (b - f \cdot r_K) - f \cdot G_{\text{іД}} \cdot h_{\text{ЕД}}}{G_a \cdot h_0 + G_{\text{іД}} \cdot h_{\text{ЕД}}}$$

або

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{G_a \cdot a}{G_a \cdot h_0 + G_{\text{іД}} \cdot h_{\text{ЕД}}}$$

Найбільший кут підйому, що може подолати автомобіль по умовах зчеплення задніх ведучих коліс з дорогою (буксування ведучих коліс):

- одиночним автомобілем

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{b \cdot \varphi}{L - \varphi \cdot h_0}$$

або

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\varphi \cdot (a + f \cdot r_K) - f \cdot L}{L - \varphi \cdot h_0}$$

- автопоїздом

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{b \cdot \varphi \cdot G_a - f \cdot G_{\text{іД}}}{G_a \cdot (L - \varphi \cdot h_0) + G_{\text{іД}} \cdot (L - \varphi \cdot h_0)}$$

або

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{(L - a) \cdot \varphi \cdot G_a}{G_a \cdot (L - \varphi \cdot h_0) + G_{\text{ІВ}} \cdot (L - \varphi \cdot h_0)}$$

або

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{G_a \cdot [\varphi \cdot (a + f \cdot r_K) - f \cdot L] - f \cdot G_{\text{ІВ}} \cdot (L - \varphi \cdot h_{\text{ІВ}})}{G_a \cdot (L - \varphi \cdot h_0) + G_{\text{ІВ}} \cdot (L - \varphi \cdot h_{\text{ІВ}})}$$

Найбільший кут підйому що може подолати автомобіль по умовах зчеплення передніх ведучих коліс з дорогою (буксування ведучих коліс):

- одиночним автомобілем (зі всіма ведучими колесами)

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\varphi \cdot (b - f \cdot r_{\hat{E}}) - f \cdot L}{L + \varphi \cdot h_0}$$

-автопоїздом

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{G_a \cdot [\varphi \cdot (b - f \cdot r_K) - f \cdot L] - f \cdot G_{\text{ІВ}} \cdot (L + \varphi \cdot h_{\text{ІВ}})}{G_a \cdot (L + \varphi \cdot h_0) + G_{\text{ІВ}} \cdot (L + \varphi \cdot h_{\text{ІВ}})}$$

Найбільший кут підйому, що може подолати автомобіль по умовах зчеплення передніх і задніх ведучих коліс з дорогою (буксування ведучих коліс);

- одиночним автомобілем (зі всіма ведучими колесами)

$$\operatorname{tg} \alpha = \varphi$$

- автопоїздом (автомобіль-тягач зі всіма ведучими колесами)

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\varphi \cdot G_a - f \cdot G_{\text{ІВ}}}{G_a + G_{\text{ІВ}}}$$

Або

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\varphi \cdot G_a}{G_a + G_{\text{ІВ}}}$$

Умова неможливості перекидання автомобіля із задніми ведучими колесами:

$$R_{z1} > 0 \quad \text{або} \quad \varphi < \frac{b}{h_0}$$

При русі на поперечному нахилі:

-ковзання наступить раніше перекидання

$$\frac{B}{2 \cdot h_0} < \varphi$$

-перекидання наступить раніше ковзання

$$\frac{B}{2 \cdot h_0} \langle \varphi$$

Коефіцієнт стійкості бічного ковзання задньої осі (і, отже, всього автомобіля)

$$\eta_a = \sqrt{\varphi^2 \cdot \left(1 + \gamma_\partial \cdot \frac{h_0}{B}\right)^2 - \frac{\left(\gamma_\partial \cdot \frac{L}{B}\right)^2}{1 - \left(\frac{2 \cdot \varphi \cdot h_0}{B}\right)^2}}$$

Де  $\gamma_T = \frac{P_K}{G_2}$  коефіцієнт тягового зусилля (відношення

сумарного тягового зусилля на ведучих колесах автомобіля до ваги, що доводиться на ведучу вісь).

### Практичний блок

**Завдання 1.** Використовуючи схему зважування вантажного автомобіля (рис. 4.1), визначити відстань від його центру мас до поверхні дороги. Покази терезів  $Q = 17,6$  кН. Кут нахилу поздовжньої осі автомобіля  $\alpha = 30^\circ$ . Технічні дані автомобіля: відстань від центру мас по поздовжній осі автомобіля до передньої осі  $a = 1,7$  м, до задньої осі  $b = 1,6$  м; вага, що доводиться на задні колеса  $G_2 = 16$ кН; радіус колеса  $r = 0,4$  м.

Рішення задачі. Користуючись схемою; складаємо рівняння моментів всіх сил щодо точки опори передніх коліс:

$$Q \cdot (a + b) \cdot \cos \alpha - G_a \cdot a \cdot \cos \alpha - G_a \cdot (h_0 - r_K) \cdot \sin \alpha = 0$$

Вирішуючи рівняння щодо висоти центру тяжіння  $h_0$ , знайдемо:

$$h_0 = \frac{Q}{G_a} \cdot (a + b) \cdot \operatorname{ctg} \alpha - a \cdot \sin \alpha + r_K$$

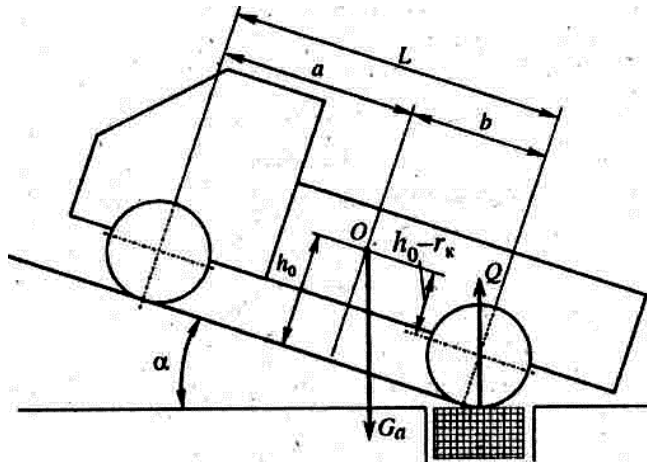


Рис. 4.1. Визначення положення центру тяжіння

але оскільки

$$G_a = G_2 \cdot \frac{a+b}{a}$$

після перетворення маємо:

$$h_0 = a \cdot \operatorname{ctg} \alpha \cdot \left( \frac{Q}{G_2} - 1 \right) + r_k$$

$$h_0 = 1,7 \cdot \sqrt{3} \cdot (1,1 - 1) + 0,4 = 0,694 \text{ м}$$

**Завдання 2.** Визначити поздовжній статичний кут підйому автомобіля-тягача, що має задні ведучі колеса, з причепом. Вага автомобіля 76,0 кН; вага причепа 52,0 кН; координати центру мас автомобіля: відстань від центру мас до передньої осі 1,2 м; висота центру тяжіння 1,4 м. Висота розташування тягово-зчіпного пристрою причепа рівна 1,3 м.

Рішення задачі. Користуючись формулою

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{G_a \cdot a}{G_a \cdot h_0 + G_{\text{пр}} \cdot h_{\text{зч}}}$$

знаходимо кут підйому

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{76000 \cdot 1,2}{76000 \cdot 1,2 + 52000 \cdot 1,3} = 29^\circ 50'$$

**Завдання 3.** Знайти граничну величину підйому, яку може подолати автомобіль-тягач, що має задні ведучі колеса, з причепом. Коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою 0,4. При розрахунку прийняти: вага автомобіля 80,0 кН; його база 4,2 м; висота центру мас 1,1 м; відстань від центру мас до передньої осі 1,8 м; вага причепа 45,0 кН; висота розташування тягово-зчіпного пристрою 1,0 м.

Рішення задачі. Граничний кут підйому, що може бути подоланий автомобілем-тягачем з причепом:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{(L - a) \cdot \varphi \cdot G_a}{G_a \cdot (L - \varphi \cdot h_0) + G_{\text{пД}} \cdot (L - \varphi \cdot h_{\text{пД}})}$$

Знаходимо кут підйому

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{(4,2 - 1,8) \cdot 0,4 \cdot 80000}{80000 \cdot (4,2 - 0,4 \cdot 1,1) + 45000 \cdot (4,2 - 0,4 \cdot 1)} = 9^\circ 20'$$

**Завдання 4.** Визначити за умовами зчеплення коліс з дорогою можливість руху автомобіля на підйом з кутом  $16^\circ$  по дорозі з коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою 0,4. При розрахунку прийняти: база автомобіля 3,2 м; відстань від центру мас до передньої осі 1,7 м; висота центру мас 1 м.

Рішення задачі. Граничний кут підйому, може бути подоланий автомобілем:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a \cdot \varphi}{L - \varphi \cdot h_0} \quad \alpha = \operatorname{arctg} \frac{1,7 \cdot 0,4}{3,2 - 0,4 \cdot 1,0} = 13^\circ 40'$$

Оскільки граничний кут підйому менше заданого, то рух неможливий.

**Завдання 5.** Знайти граничний кут підйому, обмежений стійкістю автомобіля з вантажем. При розрахунку прийняти: повна вага автомобіля 54,0 кН; вага, що доводиться на передню вісь, 16,0 кН; база автомобіля 3,3 м; висота центру мас 1,21 м. Опором повітря і опором коченню коліс нехтувати.

**Завдання 6.** Визначити можливість перекидання автомобіля назад при його рівномірному русі з підйомом  $24^\circ$ . Опором повітря і опором коченню коліс нехтувати. Технічні дані автомобіля: висота центру тяжіння 1,2 м; відстань від центру тяжіння до осі ведучих коліс по горизонталі 1,1 м.

### **Контрольні питання**

1. Що розуміється під траєкторією стійкості автомобіля?
2. Що розуміється під курсовою стійкістю автомобіля?
3. Що розуміється під подовжньою стійкістю автомобіля?
4. Які ознаки втрати подовжньої стійкості?
5. Чому відбувається втрата стійкості при екстремому гальмуванні автомобіля?

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 5

### КЕРОВАНІСТЬ АВТОМОБІЛЯ

**Мета:** навчитись теоретично визначати умови керованості автомобіля: мінімальний радіус повороту автомобіля за умов бічного ковзання та перекидання автомобіля; умови нейтральної, недостатньої та надмірної повертаємості автомобіля.

#### Теоретичний блок

Зміна положення подовжньої осі автомобіля на площині дороги за допомогою зміни положення керованих коліс називається поворотом автомобіля (рис. 5.1).

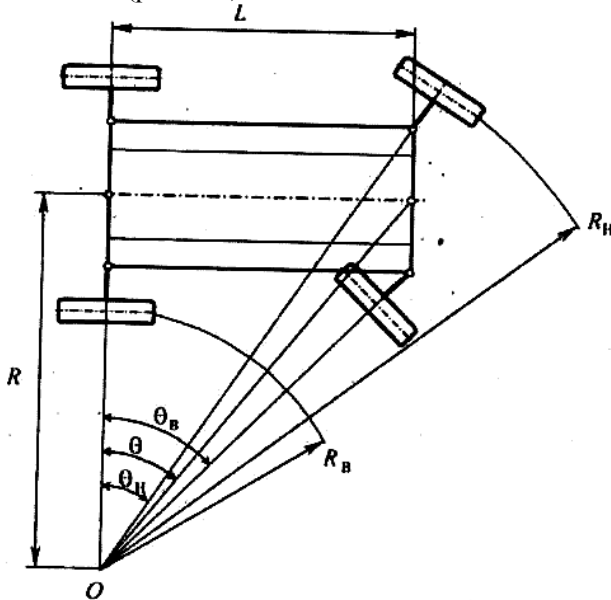


Рис. 5.1. Схема повороту автомобіля без бічного відведення

Властивість автомобіля зберігати заданий напрям руху або змінювати його відповідно до дії на органи керування називається керованістю.

Властивість автомобіля змінювати напрям руху заданої траєкторії, при дії на органи управління, називається *повертаємістю*.

*Траєкторне відхилення* - це відхилення вектора швидкості від напрямку траєкторії руху.

*Курсове відхилення* - це відхилення подовжньої осі автомобіля від напрямку траєкторії руху.

Здатність автомобіля здійснювати повороти характеризується *поворотливістю*.

Хороша поворотливість можлива при виконанні наступних умов:

1. Керовані колеса котяться без бічного ковзання.
2. Рульовий привід забезпечує правильне співвідношення кутів повороту керованих коліс.
3. Компоновка автомобіля, підвіска і шини забезпечують оптимальне співвідношення між кутами відведення передніх і задніх коліс.
4. Конструкція рульового керування дозволяє судити про сили, що діють з боку дороги на керовані колеса.

Умова можливості повороту автомобіля

$$f \langle \varphi \cdot \cos \Theta$$

Величини теоретично необхідних кутів повороту керованих коліс при відсутності їх відведення:

- зовнішнього

$$\operatorname{tg} \Theta_H = \frac{L}{R + l_0}$$

- внутрішнього

$$\operatorname{tg} \Theta_B = \frac{L}{R - l_0}$$

Кут відведення, зумовлений дією на колесо бічної сили, рад:

$$\delta = \frac{P_y}{K_y}$$



Співвідношення між кутами повороту керованих коліс автомобіля:

$$\operatorname{ctg} \Theta_H - \operatorname{ctg} \Theta_B = \frac{l_0}{L}$$

$$\operatorname{ctg} \Theta_H + \operatorname{ctg} \Theta_B = \frac{2 \cdot R}{L}$$

$$\operatorname{ctg} \Theta = 0,5 \cdot (\operatorname{ctg} \Theta_H + \operatorname{ctg} \Theta_B)$$

або

$$\Theta = 0,5 \cdot (\Theta_H + \Theta_B)$$

Кут повороту рульового колеса автомобіля, град:

$$\Theta_{\acute{O}K} = \Theta \cdot i_{\delta i} \cdot i_{\delta i'}$$

Середній радіус повороту автомобіля на горизонтальній дорозі, м:

- за відсутності відведення осей (з жорсткими шинами)

$$R = L \cdot \operatorname{ctg} \Theta$$

- при відведенні передньої і задньої осі (з еластичними шинами)

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg}(\Theta - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2}$$

або

$$R = \frac{L^2 - \frac{G_a}{g} \cdot v_a^2 \cdot (a \cdot k_{y2} - b \cdot k_{y1})}{L \cdot \Theta}$$

Мінімальний радіус повороту автомобіля, м:

$$R_{\min} = \frac{L}{\sin \Theta_{\max}}$$

Мінімальний радіус повороту автомобіля за умов бічного ковзання при рівномірному русі з постійним кутом повороту, м:

$$R_{\min} = \frac{v_a^2}{g \cdot \varphi}$$

Мінімальний радіус повороту автомобіля з умов перекидання при рівномірному русі з постійним кутом повороту; м:

$$R_{\min} = \frac{2 \cdot v_a^2 \cdot h_0}{B \cdot g}$$

Зовнішній габаритний радіус повороту автомобіля, м:

$$R_{\text{ааамакс}} = R_{\min} + \Delta_1$$

Внутрішній габаритний радіус повороту автомобіля, м:

$$R_{\text{ааамін}} = R_{\min} - \Delta_2$$

Поворотна ширина по сліду коліс, м:

$$B_l = R_{\min} - R_{\text{ааамін}}$$

Габаритна смуга руху, м:

$$B_r = R_{\text{ааамакс}} - R_{\text{ааамін}}$$

Кут відведення колеса, зумовлений дією на нього бічної сили, рад:

$$\delta = \frac{P_y}{k_y}$$

Коефіцієнт опору відведенню колеса з урахуванням умов його роботи, рад/Н:

$$k_y = k_{y0} \cdot q_z \cdot q_T \cdot q_\phi$$

Залежність коефіцієнта опору відведенню колеса від розмірів і тиску повітря в шині, рад/Н:

$$k_{y0} = 0,76 \cdot b_\phi \cdot (d + 2 \cdot b_\phi) \cdot (0,1 + D_\phi) \cdot 10^6$$

Коефіцієнт корекції, що враховує відхилення нормального навантаження від оптимального:

$$q_z = 2,4 \cdot a_z - 1,8 \cdot a_z^2 + 0,4 \cdot a_z^3$$

$$\text{де } a_z = \frac{R_z}{R_{z\text{ндо}}}$$

Коефіцієнт, що враховує нелінійну залежність бічної сили від кута відведення колеса:

$$q_T = \frac{\sqrt{1 - \left( \frac{R_x}{\phi \cdot R_z} \right)^2}}{1 + 0,375 \cdot \frac{R_x}{R_z}}$$

Коефіцієнт корекції, що враховує вплив поздовжньої сили, яка діє на колесо:

$$q_\varphi = \frac{\arctg \left[ \frac{\pi \cdot k_{y0} \cdot (\delta - \delta_0)}{2 \cdot \varphi \cdot R_z} \right]}{\pi \cdot k_{y0} \cdot (\delta - \delta_0)} \cdot \frac{1}{2 \cdot \varphi \cdot R_z}$$

Кут бічного відведення передніх коліс, рад:

$$\delta_1 = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{v_a^2}{R \cdot \cos \Theta} \cdot \frac{a}{k_{y1} \cdot L}$$

Кут бічного відведення задніх коліс, рад:

$$\delta_2 = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{v_a^2}{R} \cdot \frac{a}{k_{y2} \cdot n_k \cdot L}$$

де  $n_k$ - число коліс на одній осі.

### Повертаємість автомобіля:

- нейтральна (рис. 5.2)

$$\delta_1 = \delta_2 \quad \text{или} \quad \frac{\omega_a}{\Theta} = \frac{v_a}{L}$$

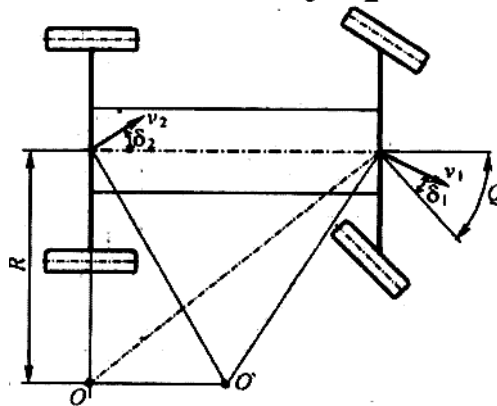


Рис. 5.2. Схема повороту автомобіля з нейтральною повертаємістю

- недостатня (рис. 5.3)

$$\delta_1 > \delta_2 \quad \text{или} \quad \frac{\omega_a}{\omega} = \frac{v_a}{L}$$

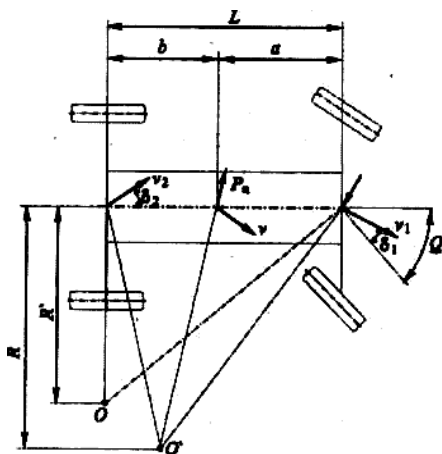


Рис. 5.3. Схема повороту автомобіля з недостатньою повертаємістю

- надмірна (рис. 5.4)

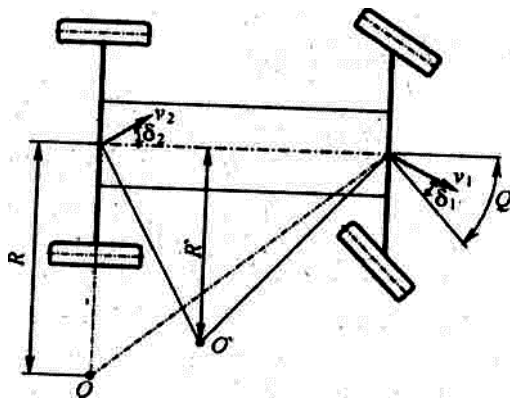


Рис. 5.4. Схема повороту автомобіля з надмірною повертаємістю

$$\delta_1 \langle \delta_2 \quad \text{або} \quad \frac{\omega_a}{\Theta} \rangle \frac{v_a}{L}$$

Координати точки нейтральної повертаємості:

$$a = \frac{L \cdot k_{y1}}{k_{y1} + k_{y2}}$$

$$b = \frac{L \cdot k_{y2}}{k_{y1} + k_{y2}}$$

Відстань від точки нейтральної повертаємості до центру мас (запас статичної курсової стійкості)

$$l = \frac{k_{y1} \cdot b - k_{y2} \cdot a}{k_{y1} + k_{y2}}$$

Параметри керованості одиночного автомобіля при коловому русі:

- радіус повороту, м

$$R = \frac{L - k_{i\ddot{A}} \cdot v_a^2}{\Theta}$$

де

$$k_{i\ddot{A}} = \frac{m_2}{k_{y2}} - \frac{m_1}{k_{y1}}, \text{ с}^2/\text{М}$$

- відстань від центру повороту до задньої осі, м

$$\tilde{N} = \frac{m_2 \cdot v_a^2}{k_{y2}}$$

- кутова швидкість повороту:

а) за відсутності відведення коліс, рад/с

$$\omega_a = \frac{v_a \cdot \Theta}{L - k_{i\ddot{A}} \cdot v_a^2}$$

або

$$\omega_a = \frac{v_a}{R} = \frac{v_a \cdot \text{tg}\Theta}{L}$$

б) при відведенні передньої і задньої осей, рад/с

$$\omega_a = \frac{v_a}{R} = \frac{v_a \cdot [tg(\Theta - \delta_1) + tg \delta_2]}{L}$$

- чутливість до управління, с<sup>-1</sup>

$$\frac{\omega_a}{\Theta} = \frac{v_a^2}{L - k_{i\ddot{A}} \cdot v_a^2}$$

Кривизна траєкторії при повороті, м<sup>-1</sup>

$$K = \frac{\Theta_p}{i_{py} \cdot (L - k_{i\ddot{A}} \cdot v_a^2)}$$

Або

$$K = \frac{1}{R}$$

Повертаючий момент, що створюється силою тяги передньопривідного автомобіля, Нм:

$$M_f = D_e \cdot L \cdot \sin \Theta$$

Бічні сили, що діють на колеса при повороті, Н: на передні

$$P_{y1} = \frac{G_1}{g} \cdot \frac{v_a^2}{L} \cdot \sin \Theta$$

або

$$P_{y1} = \frac{G_1}{g} \cdot \frac{v_a^2}{R} \cdot \cos \Theta$$

-на задніх

$$P_{y2} = \frac{G_2}{g} \cdot \frac{v_a^2}{R}$$

Відцентрова сила, що діє на центр мас автомобіля при повороті, Н:

$$P_{\ddot{o}} = \frac{G}{g} \cdot \frac{v_a^2}{R \cdot \cos \beta_p}$$

Критична швидкість сталого рульового руху (повороту) автомобіля на горизонтальній дорозі м/с:

- по бічному ковзанню занесенню

$$v_a = \sqrt{2 \cdot \varphi \cdot g \cdot R}$$

- по бічному перекиданню

$$v_a = \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot B}{2 \cdot h_0}}$$

-на повороті

$$v_a = \sqrt{\frac{g \cdot L^2}{G_a \cdot (a \cdot k_{y2} - b \cdot k_{y1})}}$$

Критична швидкість руху автомобіля при повороті автомобіля на дорозі з поперечним нахилом (на віражі), м/с:

- по бічному ковзанню (занесенню)

$$v_a = \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot (\varphi + \operatorname{tg} \beta)}{2 \cdot h_0 - B \cdot \operatorname{tg} \beta}}$$

- по бічному перекиданню

$$v_a = \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot (B + 2 \cdot h_0 \cdot \operatorname{tg} \beta)}{2 \cdot h_0 - B \cdot \operatorname{tg} \beta}}$$

Критична швидкість руху автомобіля, м/с:

- по керованості

$$v_a = \sqrt{\left( \frac{\varphi^2 - f^2}{\operatorname{tg} \Theta} - f \right) \cdot g \cdot L \cdot \cos \Theta}$$

- по бічному відведенню коліс

$$v_a = \sqrt{\frac{g \cdot L}{\frac{G_2}{k_{y2}} - \frac{G_1}{k_{y1}}}}$$

Гранична швидкість, до якої не відбудеться бічного перекидання автомобіля на дорозі без поперечного нахилу, м/с:

$$v_a^2 + m \cdot v_a^2 - n = 0$$

$$\text{де } m = \frac{b}{L} \cdot \frac{L^2 + R^2}{R} \cdot \omega_K$$

$$m = g \cdot R \cdot \frac{B}{2 \cdot h_0} - C \cdot L \cdot j$$

$$\text{тут } C = \frac{a}{L}$$

$$\omega_K = \frac{d\Theta}{dt}, \text{с}^{-1}$$

### Практичний блок

**Завдання 1.** Використовуючи приведену на рис. 5.5 схему сил, визначити мінімальні радіуси повороту автомобіля з умов ковзання і перекидання.

Автомобіль рухається на повороті за інерцією із швидкістю 54 км/год. Дорога горизонтальна, слизька з коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою 0,3. Технічні дані автомобіля: висота центру мас 0,9 м; ширина колії 1,4 м.

Рішення задачі. Мінімальний радіус повороту автомобіля з умов бічного ковзання. При рівномірному русі з постійним кутом повороту.

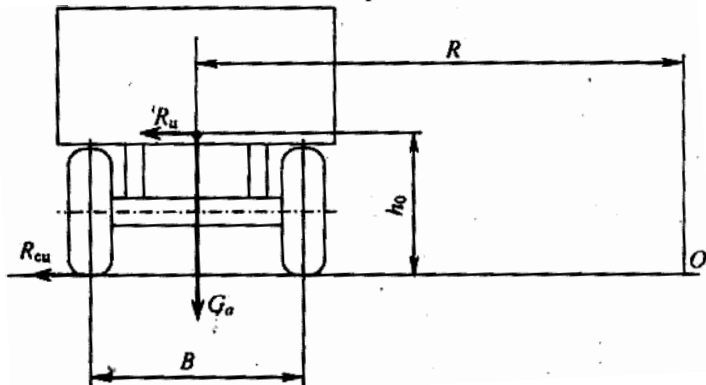


Рис. 5.5. Схема сил, що діють на автомобіль при повороті

$$R_{\min} = \frac{v_a^2}{3,6^2 \cdot g \cdot \varphi} = \frac{54^2}{3,6^2 \cdot 9,81 \cdot 0,3} = 76,5 \text{ м}$$

Мінімальний радіус повороту автомобіля з умов перекидання при рівномірному русі з постійним кутом повороту



$$R_{\min} = \frac{2 \cdot v_a^2 \cdot h_0}{3,6^2 \cdot B \cdot g} = \frac{2 \cdot 54^2 \cdot 0,9}{3,6^2 \cdot 1,4 \cdot 9,81} = 29,5 \text{ м}$$

Отже, ковзання наступить раніше, ніж перекидання.

**Завдання 2.** Автомобіль рухається на повороті з радіусом 60 м по слизькій дорозі, що характеризується коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою 0,2. Знайти граничне значення швидкості, до якої автомобіль може рухатися на повороті без небезпеки появи бічного ковзання. При рішенні задачі прийняти, що по умові бічного перекидання стійкість автомобіля забезпечується.

Рішення задачі, з умови мінімального радіусу повороту автомобіля по бічному ковзанню, м:

маємо

$$R_{\min} = \frac{v_a^2}{g \cdot \varphi}$$

або

$$v_a = \sqrt{g \cdot \varphi \cdot R_{\min}} = \sqrt{9,81 \cdot 0,2 \cdot 60} = 10,85 \text{ м/с}$$

$$v_a = 10,85 \cdot 3,6 = 39 \text{ км/ч}$$

**Завдання 3.** Автомобіль рухається за наявності бічного відведення шин і середній величині кута повороту передніх коліс  $10^\circ 30'$ . По траєкторії радіусом 20 м. База автомобіля 3,7 м. Знайти величину кута відведення задніх коліс і повертаємість автомобіля, якщо кут відведення шин передніх коліс складає  $5^\circ$ .

Рішення задачі. Середній радіус повороту автомобіля на горизонтальній дорозі з урахуванням відведення шин передніх і задніх коліс, м

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg}(\Theta - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2}$$

звідки

$$\operatorname{tg} \delta_2 = \frac{L \cdot R \cdot \operatorname{tg}(\Theta - \delta_1)}{R} = \frac{3,7 - 20 \cdot \operatorname{tg}(10^\circ 30' - 5^\circ)}{20} = 0,0887$$

$$\delta_2 = \operatorname{arctg} 0,0887 = 5^\circ$$

Так як  $\delta_1 = \delta_2 = 5^\circ$ , то автомобіль має нормальну повертаємість.

**Завдання 4.** Знайти критичну (граничну) швидкість автомобіля за умовами бічного відведення коліс, якщо повна вага складає 8400 Н, база 2,16 м, коефіцієнт навантаження на ведучі колеса 0,55; коефіцієнт опору відведенню передніх коліс 392 Н/град, задніх коліс 436 Н/град.

Рішення задачі. Критична швидкість руху автомобіля по боковому відведенню коліс, м/с:

$$v = \sqrt{\frac{g \cdot L}{\frac{G_2}{k_{y2}} - \frac{G_1}{k_{y1}}}}$$

$$G_2 = 0,55 \cdot G_a = 0,55 \cdot 8400 = 4620 \text{ Н}$$

$$G_1 = G_a - G_2 = 8400 - 4620 = 3780 \text{ Н}$$

$$v = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 2,16}{\frac{4620}{436} - \frac{3780}{392}}} = 4,6 \text{ м/с}$$

**Завдання 5.** На який середній кут необхідно повернути передні керовані колеса легкового автомобіля при його русі з середньою швидкістю 54 км/год по дорозі, що має радіус кривизни 100 м? Технічні дані автомобіля: вага 19,6 кН; база 2,8 м; відстань по горизонталі від центру мас до осі ведучих коліс 1,3 м; коефіцієнт бічного відведення коліс задньої осі 1810 Н/рад, довше передній осі 2105 Н/рад.

**Завдання 6.** Визначити граничну швидкість автомобіля на повороті, вище за яку рух буде нестійким. Завдання вирішити за наявності кутової швидкості повороту керованих коліс. Технічні дані автомобіля: база 4,0 м; колія коліс 1,3 м; висота центру мас 1,0 м; величина  $c = \frac{b}{L} = 0,4$ . Автомобіль рухається на повороті по дорозі, що не має поперечного нахилу і характеризується коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою 0,7. Радіус повороту 40 м;

прискорення при поступальному русі  $0,8 \text{ м/с}^2$ ; кутова швидкість повороту керованих коліс  $\omega_K = 0,4 \text{ с}^{-1}$

**Завдання 7.** Знайти величину критичної (граничної) швидкості стійкого руху автомобіля на повороті. Технічні дані автомобіля: база  $3,5 \text{ м}$ ; відстань по горизонталі від центру мас до задньої осі  $1,3 \text{ м}$ ; коефіцієнт бічного відведення коліс задньої осі  $1,7 \cdot 10^5$ ; передньої осі  $2,2 \cdot 10^5$ ; вага автомобіля  $27,0 \text{ кН}$ .

### Контрольні питання

1. Що розуміється під бічним відведенням колеса?
2. Від чого залежить величина кута відведення колеса?
3. Чи впливає відведення коліс на траєкторію руху автомобіля?
4. Чи впливає прискорення або уповільнення автомобіля на величину бічних реакцій, що прикладаються до його коліс при русі на поворотах?
5. Що розуміється під керованістю автомобіля?

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 6

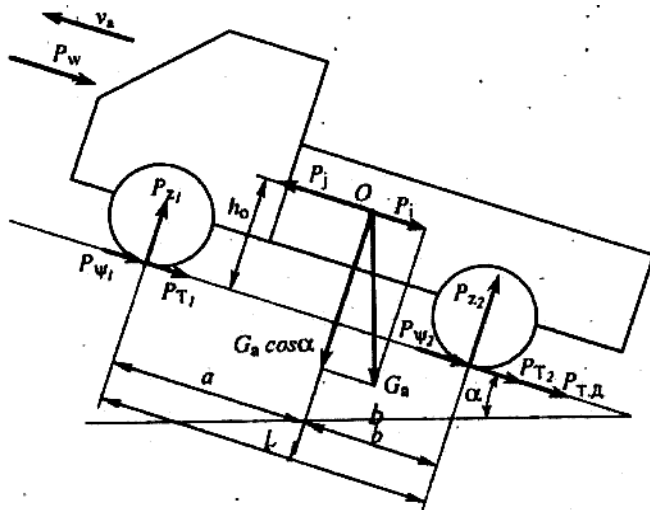
### ГАЛЬМІВНА ДИНАМІКА АВТОМОБІЛЯ

**Мета:** навчитись теоретично визначати показники гальмівних властивостей автомобіля: максимальне значення сповільнення; мінімальний гальмівний шлях; мінімальний час гальмування, скласти рівняння автомобіля при гальмуванні.

#### Теоретичний блок

*Основні способи гальмування:* гальмівною системою, двигуном, комбінований (спільно гальмівною системою і двигуном). Режими гальмування: службовий і аварійний. Показники гальмівних властивостей автомобіля:

1. Максимальне значення сповільнення.
2. Мінімальний гальмівний шлях, який проходить автомобіль від початку гальмування до необхідної швидкості або повної зупинки.
3. Мінімальний час гальмування, необхідний для проходження мінімального гальмівного шляху.



**Рис. 6.1** Сили, що діють на автомобіль при гальмуванні на підйомі

Рівняння руху гальмуючого колеса,  $H$ :

$$R_x = \frac{M_{TK}}{r_A} + f \cdot R_z - \frac{J_{\dot{\theta}} \cdot J_C}{r_A \cdot r_E}$$

Рівняння руху автомобіля при гальмуванні

$$D_O + D_{O\dot{A}} + D_\varphi + D_w - P_j \pm P_i = 0$$

Гальмівна сила

$$P_T = \frac{M_{TK}}{r_K}$$

де  $M_{TK} = (\varphi - f) \cdot R_z \cdot r_K + J_K \cdot \omega_K$ ,  $H_M$

Максимальне значення гальмівної сили по зчепленню коліс з дорогою,  $H$ :

а) при гальмуванні коліс задньої осі

$$P_T = \varphi \cdot \frac{G_a \cdot (a + f \cdot r_K) \cdot \cos \alpha \pm G_a \sin \alpha + P_w \cdot (h_w - h_0)}{L + \varphi \cdot h_0}$$

або

$$P_T = \varphi \cdot \frac{G_a \cdot \left[ (L - b) \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha - \frac{j_3 \cdot h_0}{g} \right]}{L}$$

- без урахування опору повітря при русі по горизонтальній ділянці дороги

$$P_T = \varphi \cdot \frac{G_a \cdot (a + f \cdot r_K) \pm G_a \sin \alpha}{L + \varphi \cdot h_0}$$

або

$$P_T = \varphi \cdot \frac{G_a \cdot \left[ (L - b) - \frac{j_3 \cdot h_0}{g} \right]}{L}$$

б) при гальмуванні коліс передньої осі

$$P_T = \varphi \cdot \frac{G_a \cdot \left( b \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha + \frac{j_3 \cdot h_0}{g} \right)}{L}$$

- при русі по горизонтальній ділянці дороги

$$P_T = \varphi \cdot \frac{G_a \cdot \left( b + \frac{j_3 \cdot h_0}{g} \right)}{L}$$

в) при гальмуванні всіх коліс

$$P_T = \varphi \cdot G_a \cdot \cos \alpha$$

- при русі по горизонтальній ділянці дороги

$$P_T = \varphi \cdot G_a$$

Сила тертя в двигуні, приведена до ведучих коліс:

$$P_{\partial \dot{\alpha}} = \frac{\dot{I} \cdot \partial \ddot{\alpha} \cdot \partial \dot{\alpha}}{\eta_l \cdot r_{\dot{E}}}$$

Момент тертя в чотиритактному двигуні, Н·м, приблизно визначається по формулі:

$$\dot{I} \cdot \partial \dot{\alpha} \approx 0,8 \cdot V_h \cdot (0,35 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot n_e)$$

або

$$M_{\partial \dot{\alpha}} \approx 0,8 \cdot p_M \cdot V_h \cdot i_{\partial}$$

де  $V_h$  робочий об'єм циліндра, м<sup>3</sup>;

$i_{\partial}$  - число циліндрів;

$p_M$  - тиск механічних втрат. Значення механічних втрат

$$p_M = a + b \cdot c_i$$

>для карбюраторних двигунів  $a = 0,035$ ;  $b = 0,012$

>для дизельних двигунів з неподіленими камерами згоряння  
 $a = 0,113$ ;  $b = 0,007$

>для дизельних двигунів з розділеними камерами згоряння  
 $a = 0,113$ ;  $b = 0,010$  Середня швидкість поршня, м/с:

$$\tilde{N}_i = \frac{S_i \cdot \omega_e}{\pi}$$

Гальмівний динамічний фактор

$$D_T = \frac{P_T + P_{\partial \dot{\alpha}} + P_w}{G_a}$$

Сповільнення при гальмуванні автомобіля, м/с<sup>2</sup>:

$$j_3 = \frac{P_T + P_{O\ddot{A}} + D_\varphi + D_w}{\delta_{\dot{A}D} \cdot \dot{I}_a}$$

Максимальне значення уповільнення, м/с<sup>2</sup>:

$$j_3 = \frac{g}{G_a} \cdot (\varphi \cdot G_a \cdot \cos \alpha + f \cdot G_a \cdot \cos \alpha + G_a \cdot \sin \alpha + k \cdot F \cdot v_a^2)$$

У зв'язку із зниженням швидкості руху автомобіля можна прийняти  $P_w = 0$  Якщо гальмування проводиться тільки гальмівною системою, то  $P_{O\ddot{A}} = 0$  Тоді сповільнення автомобіля, м/с<sup>2</sup>:

$$j_3 = \frac{\varphi + \psi}{\delta_{BP} \cdot k_y}$$

Унаслідок того, що  $\varphi$  набагато більше  $\psi$  з достатньою степінню точності можна прийняти

$$j_3 = \frac{\varphi \cdot g}{\delta_{BP} \cdot k_y} \cdot g$$

Мінімальний гальмівний шлях при дії гальм на всіх колесах, м:

а) без урахування опору повітря

$$S_T = \frac{v_H^2 - v_H'^2}{2 \cdot g} \cdot \frac{1}{(\varphi + f) \cdot \cos \alpha + \sin \alpha}$$

б) з урахуванням опору повітря

Мінімальний гальмівний шлях, м:

$$S_T = \frac{G_a}{2 \cdot g \cdot k \cdot F} \cdot \ln \frac{G_a \cdot (\varphi + f) + k \cdot F \cdot v_H^2}{G_a \cdot (\varphi + f) + k \cdot F \cdot v_H'^2}$$

або

$$S_T = \frac{v_H^2 - v_H'^2}{2 \cdot j_3}$$

Повний (зупиночний) гальмівний шлях, м:

$$S_T = (t_1 + t_2) \cdot v_H + \frac{v_H^2}{2 \cdot \varphi \cdot g} \cdot \delta_{BP} \cdot k_y$$

де  $k_y = 1,2$  - для легкових автомобілів;

$k_y = 1,4$  - для вантажних автомобілів.

Мінімальний час ефективного гальмування до повної зупинки автомобіля, с:

$$t_T = \frac{2 \cdot S_T}{v_H - v_K}$$

або

$$t_T = \frac{\delta}{g \cdot \varphi} \cdot (v_H - v_K) \cdot k_y$$

Повний зупиночний час, с:

$$t_{TO} = t_1 + t_2 + \frac{\delta}{g \cdot \varphi} \cdot (v_H - v_K) \cdot k_y$$

При гальмуванні автомобіля двигуном повинна дотримуватися умова

$$j_3 < \frac{M_{TK} \cdot r_K}{J_{\dot{A}\dot{A}} \cdot i_{TP}^2 \cdot \eta_{TP}^2}$$

При перевищенні значення  $j_3$ , тобто недотриманні нерівності, гальмування двигуном недоцільно.

Коефіцієнт врахування обертових мас, при гальмуванні автомобіля:

- з від'єднаним двигуном

$$\delta_{BP} = 1 + \frac{J_e \cdot i_{TP}^2}{M_a \cdot r_{\dot{A}} \cdot r_{\dot{E}} \cdot \eta_{OD}} + \frac{\sum J_K}{M_a \cdot r_{\dot{A}} \cdot r_{\dot{E}}}$$

- з від'єднаним двигуном

$$\delta_{BP} = 1 + \frac{\sum J_K}{M_a \cdot r_{\dot{A}} \cdot r_{\dot{E}}}$$

Гальмівний шлях до повної зупинки автомобіля, м:

$$S_T = \frac{v_K^2}{2 \cdot \varphi \cdot g} \cdot \delta_{BP} \cdot k_y$$

В процесі гальмування автомобіля-тягача з причепом (автопоїзда) їх взаємодія між собою залежить від питомих



гальмівних сил автомобіля-тягача і причепа, тобто від значення сил зчеплення між ними. Можливі 3 випадки:

1.  $\gamma_I = \gamma_{\partial}$ , т.е.  $D_N = 0$ . При цьому відбувається їх одночасне гальмування. Ідеальний випадок.

2.  $\gamma_I > \gamma_{\partial}$ , т.е.  $D_N > 0$ . Причеп підсилює гальмування автомобіля-тягача. Відбувається розтяжка автопоїзда, що виключає складання і підвищує стійкість.

3.  $\gamma_I < \gamma_{\partial}$ , т.е.  $D_N < 0$ . Причеп наочується на автомобіль-тягач і відбувається складання автопоїзда.

При гальмуванні автопоїзда, вважаючи  $D_w = 0$ , сповільнення буде рівне, м/с:

-тягача

$$j_{\zeta\partial} = g \cdot \gamma_T + \frac{P_c}{M_a}$$

- причепа

$$j_{\zeta\partial} = g \cdot \gamma_I - \frac{P_c}{M_I}$$

Питомі гальмівні сили:

- тягача 
$$\gamma_{\partial} = \frac{\sum R_{xa}}{G_a}$$

- причепа 
$$\gamma_{\partial} = \frac{\sum R_{\partial I}}{G_I}$$

Сила зчеплення між автомобілем-тягачем і причепом, Н:  
 $D_N = G_{AI} \cdot (\gamma_I - \gamma_{\partial})$

Приведена сила тягіння автопоїзда, Н:

$$G_{AI} = \frac{G_a \cdot G_I}{G_a + G_I}$$

Максимальні значення гальмівних сил на осях, Н:  
 -тягача

$$D_{\partial I} = \frac{\varphi \cdot G_a \cdot (b + \varphi \cdot h_0)}{L}$$

$$D_{02} = \frac{\varphi \cdot G_a \cdot [(L - b) - \varphi \cdot h_0]}{L}$$

- причепа

$$D_{\delta i 1} = \frac{\varphi \cdot G_i \cdot (l + \varphi \cdot h_0)}{2 \cdot l}$$

$$D_{\delta i 2} = \frac{\varphi \cdot G_i \cdot (l - \varphi \cdot h_0)}{2 \cdot l}$$

Мінімальний гальмівний шлях автопоїзда до повної зупинки, м:

$$S_T = \frac{v_H^2}{2 \cdot \varphi \cdot g} \cdot \delta_{BP} \cdot \frac{G_a + n_i \cdot G_i}{G_a + n_{i\delta} \cdot \lambda_{\delta} \cdot G_i \varphi}$$

або

$$S_T = \frac{0,004 \cdot v_a^2 \cdot (G_a + n_i \cdot G_i)}{(G_a + n_{i\delta} \cdot m_{\delta} \cdot G_i \varphi) \cdot \varphi \cdot \cos \alpha + (G_a + n_i \cdot G_i) \cdot \sin \alpha}$$

### Практичний блок

**Завдання 1.** Визначити шлях, час гальмування і сповільнення легкового автомобіля, що рухається із швидкістю 20 м/с, з від'єднаним двигуном до повної зупинки. Дорога горизонтальна суха з бетонним покриттям, така, що має коефіцієнт зчеплення 0,6. Коефіцієнт зниження ефективності гальмування 1,2. Час: реакції водія 0,8 с, до початку спрацьовування гальмівної системи 0,2 с. Коефіцієнт врахування обертових мас, 1,05.

Рішення задачі. Гальмівний шлях до повної зупинки

$$S_T = \frac{v_a^2}{2 \cdot \varphi \cdot g} \cdot \delta_{BP} \cdot k_y = \frac{20^2}{2 \cdot 0,6 \cdot 9,81} \cdot 1,05 \cdot 1,2 = 42,8 \text{ м}$$

Зупиночний час

$$t_{TO} = t_1 + t_2 + \frac{v_a^2}{g \cdot \varphi} \cdot \delta_{BP} \cdot k_y = 0,8 + 0,2 + \frac{20}{9,81 \cdot 0,6} \cdot 1,05 \cdot 1,2 = 5,3 \text{ с}$$

Сповільнення автомобіля

$$j_3 = \frac{\varphi \cdot g}{\delta_{BP} \cdot k_y} \cdot g = \frac{0,6 \cdot 9,81}{1,05 \cdot 1,2} = 4,67 \text{ м/с}^2$$

**Завдання 2.** Повністю завантажений автомобіль вагою 57,7 кН рухається по дорозі з нахилом  $5^\circ$ , що має коефіцієнт зчеплення коліс; з дорогою 0,7. Визначити максимальну гальмівну силу за умовами зчеплення коліс з дорогою.

Рішення задачі.  $D_0 = \varphi \cdot G_a \cdot \cos \alpha = 0,7 \cdot 57700 \cdot \cos 5^\circ = 40236$  кН.

**Завдання 3.** Визначити, чи можливо гальмування двигуном автомобіля масою 7400 кг, що рухається на другій передачі по горизонтальній сухій ґрунтовій дорозі, що має коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою 0,6, якщо момент на колінчастому валу двигуна складає 250 Н·м. Технічні дані автомобіля: передаточне число трансмісії при другій передачі в коробці зміни передач 21,05; радіус колеса 0,47 м; момент інерції двигуна  $0,28 \text{ м} \cdot \text{с}^2$ ; ККД трансмісії 0,9.

Рішення задачі. Умова можливості гальмування двигуном

$$j_T < \frac{M_{TK} \cdot r_K}{J_{\dot{A}\dot{A}} \cdot i_{0D}^2 \cdot \eta_{0D}^2}$$

Сповільнення автомобіля

$$j_T = \varphi \cdot \frac{g}{\delta_{BP}} = 0,6 \cdot \frac{9,81}{1,07} = 5,5 \text{ м/с}^2$$

Коефіцієнт врахування обертових мас

$$\delta_{BP} = 1 + \frac{J_{\dot{A}\dot{A}} \cdot i_{TP}^2 \cdot \eta_{TP}}{M_a \cdot r_K^2} = 1 + \frac{0,28 \cdot 21,05^2 \cdot 0,9}{7400 \cdot 0,47^2} = 1,07$$

Друга частина нерівності

$$\frac{M_{TK} \cdot r_K}{J_{\dot{A}\dot{A}} \cdot i_{TP}^2 \cdot \eta_{TP}^2} = \frac{250 \cdot 0,47}{0,28 \cdot 21,05 \cdot 0,9^2} = 24,6 \text{ м/с}^2$$

Так як  $5,5 < 24,6$  то гальмування двигуном можливо.

**Завдання 4.** Нехтуючи опором повітря, визначити, як зміниться максимальне значення сповільнення, якщо в першому випадку автомобіль загальмовується на горизонтальній ділянці дороги, а в другому випадку - на ділянці дороги з кутом підйому  $6^\circ$ . Обидві ділянки характеризуються однаковим коефіцієнтом зчеплення коліс з дорогою 0,5 і однаковим коефіцієнтом опору коченню 0,025.

**Завдання 5.** Повністю навантажений автомобіль вагою 54,0 кН необхідно загальмувати на дорозі з нахилом  $5^\circ$ . Коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою 0,6. Яку максимальну гальмівну силу можна отримати, виходячи з умов зчеплення коліс з дорогою?

**Завдання 6.** Використовуючи умови завдання 5, визначити, як змінилась би величина можливої максимальної гальмівної сили, якщо б автомобіль мав гальма тільки на задніх колесах. Технічні дані автомобіля: база 3,3 м; відстань від центру тяжіння до передньої осі 2,3 м; коефіцієнт опору коченню 0,025. Прийняти висоту центру тяжіння парусності  $h_w$  рівну висоті центру мас.

### **Контрольні питання**

1. Перерахуйте сили, що викликають сповільнення автомобіля при гальмуванні.
2. Перерахуйте можливі способи гальмування.
3. Поясніть, чому двигун може гальмувати автомобіль?
4. Що розуміється під часом спрацьовування гальмівного приводу?
5. Чим зупиночний шлях відрізняється від гальмівного?

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 7

### ПРОХІДНІСТЬ АВТОМОБІЛЯ

**Мета:** навчитись теоретично визначати показники прохідності автомобіля: поздовжній і поперечний радіуси прохідності; передній і задній кути звісу; максимальний кут підйому та ін.

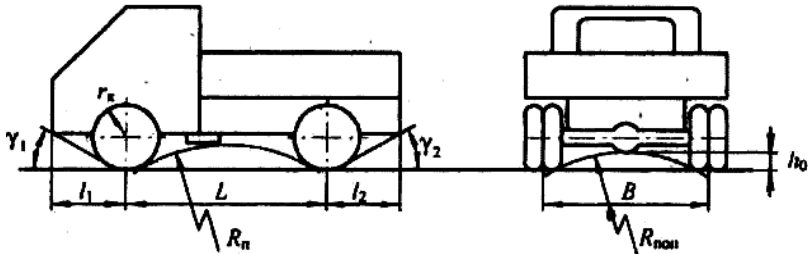
#### Теоретичний блок

*Прохідність* - експлуатаційна властивість автомобіля, яка визначає можливість його руху в погіршених дорожніх умовах, по бездоріжжю і при подоланні різних перешкод.

Повна втрата прохідності - це припинення руху автомобіля.

Часткова втрата прохідності - це зниження швидкості руху автомобіля.

По рівню прохідності автомобілі поділяються на дорожні (тобто звичайній прохідності), підвищеної прохідності і високої прохідності.



**Рис. 7.1** Геометричні параметри прохідності автомобіля

Умова руху автомобіля

$$\psi \leq D_a \leq D_{\bar{N}\bar{O}}$$

Динамічний фактор зчеплення коліс з дорогою

$$D_{\bar{N}\bar{O}} = \frac{G_2}{G_a} \cdot \varphi \cdot \cos \alpha$$

Питомий тиск колеса на дорогу, Н/м<sup>2</sup>

$$G_{\bar{O}\bar{A}} = \frac{G_K}{F_K}$$

Контурна площа плями контакту колеса, м<sup>2</sup>:

$$F_K = \pi \cdot h_z \cdot \sqrt{D_{CB} \cdot b_y}$$

Величина радіальної деформації шини, м:

$$h_z = \frac{G_K}{C_\emptyset}$$

Жорсткість шини, Н/м:

$$\tilde{N}_\emptyset \approx \pi \cdot k \cdot (P_w + P_0) \cdot \sqrt{D_{CP} \cdot b_y}$$

Поздовжній радіус прохідності, м:

$$R_I = 0,5 \cdot \hat{A} + \sqrt{0,25 \cdot \hat{A}^2 + \hat{I}^2}$$

де  $\hat{A} = \frac{0,25 \cdot L^2 + h_H^2 - C^2 - 2 \cdot r_K \cdot h_H}{2 \cdot h_H}$

$$H = \frac{C^2 \cdot (h_H - r_K)}{2 \cdot h_H}$$

Поперечний радіус прохідності, м:

$$R_{III} = \frac{\hat{A}_{\hat{A}}^2 + 4 \cdot h_H^2}{8 \cdot h_H}$$

Висота вертикальної стінки, м, подоланої:

- ведучими колесами

$$h_c = r_c \cdot \left[ 1 - \frac{1 - \frac{h_z}{r_c}}{\sqrt{1 + \left( \frac{P_x + \varphi \cdot P_x}{P_z - \varphi \cdot P_z} \right)^2}} \right]$$

- веденими колесами

$$h_c = r_c \cdot \left[ 1 - \frac{1 - \frac{h_z}{r_c}}{\sqrt{1 + \left(\frac{P_x}{P_z}\right)^2}} \right]$$

Ширина рову, подолана колесом, м:

$$B_p = 2 \cdot \sqrt{D_{CT} \cdot h_p - h_p^2}$$

або

$$B_p = \left( \frac{\gamma \cdot \varphi}{\sqrt{1 + \gamma^2 \cdot \varphi^2}} \right) \cdot D_{CT}$$

де  $\gamma = \frac{G_2}{G_1}$  - для веденого колеса;

$\gamma = 1$  - для ведучого колеса.

Середній тиск колеса на ґрунт, Н/м<sup>2</sup>:

- у плямі контакту

$$P_K = \frac{R_z}{F_K}$$

- по виступах малюнка протектора

$$P_{iD} = \frac{R_z}{F_{iD}}$$

Коефіцієнт насиченості протектора

$$k_H = \frac{F_{iD}}{F_{\hat{E}}}$$

Узагальнений коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою:

- при заблокованому диференціалі

$$\varphi_{i\acute{a}} = \frac{\varphi_{\min} + \varphi_{\max}}{2}$$

- при шестеренчастому незаблокованому диференціалі

$$\varphi_{i\acute{a}} = \varphi_{\min}$$

- при диференціалі підвищеного внутрішнього тертя

$$\varphi_{i\dot{a}} = \frac{\varphi_{\min}}{2 \cdot (1 - k_{\ddot{a}})}$$

Потужність, що витрачається на буксування ведучих коліс повнопривідного автомобіля кВт:

$$N_{\dot{a}} = \varphi \cdot R_z \cdot (r_{K1} - r_{K2}) \cdot \omega_K \cdot 10^{-3}$$

Розподіл диференціалом крутних моментів між не буксуючим і буксуючим колесами, Н·м:

$$M_H = 0,5 \cdot (M + M_{\dot{D}\ddot{A}})$$

$$M_H = 0,5 \cdot (M - M_{\dot{D}\ddot{A}})$$

де  $M$  - крутний момент на ведучій шестерні, Н·м;

$M_{\text{трд}}$  - момент тертя в диференціалі, Н·м.

Максимальна сумарна сила тяги на двох ведучих колесах, Н:

$$P_{TMAX} = 2 \cdot P_{\dot{n}\min} + \frac{M_{\dot{D}\ddot{A}}}{r_K}$$

де  $P_{ci\min}$  - сила тяги на колесах з меншим зчепленням, Н.

Максимальна сила тяги на ведучих колесах при дії самоблокуючого диференціалу, Н:

$$P_{Tmax} = \varphi_{\max} \cdot \frac{P_T}{2}$$

### Практичний блок

**Завдання 1.** Знайти подовжній радіус прохідності, якщо база автомобіля рівна 2,8 м; відстань від нижчої точки, розташованої посередині бази, до поверхні дороги 0,28 м; розмір шин 280-508.

Вирішення завдання. Радіус колеса

$$r_K = 0,5 \cdot d + b_{\phi} = 0,508 + 0,28 = 0,534 \text{ м}$$

Радіус подовжньої прохідності:

$$R_y = 0,5 \cdot \dot{A} + \sqrt{0,25 \cdot \dot{A}^2 + \dot{f}^2} = 0,5 \cdot 3,106 + \sqrt{0,25 \cdot 3,106^2} = 3,106 \dot{a}$$



$$\begin{aligned} \overset{\circ}{A} &= \frac{0,25 \cdot L^2 + h_H^2 - C^2 - 2 \cdot r_K \cdot h_H}{2 \cdot h_H} = \\ &= \frac{0,25 \cdot 2,8^2 + 0,28^2 - 0^2 - 2 \cdot 0,534 \cdot 0,28}{2 \cdot 0,28} = 3,106 \text{ м} \end{aligned}$$

$$H = \frac{C^2 \cdot (h_H - r_K)}{2 \cdot h_H} = \frac{0^2 \cdot (0,28 - 0,534)}{2 \cdot 0,28} = 0$$

**Завдання 2.** Відстань від картера ведучого моста вантажного автомобіля до поверхні дороги 0,25 м; колія ведучого моста із здвосними шинами коліс 1,85 м; розмір шин 280-508. Визначити поперечний радіус прохідності.

Рішення задачі. Радіус поперечної прохідності

$$R_{\text{III}} = \frac{B_{\text{BH}}^2 + 4 \cdot h_H^2}{8 \cdot h_H} = \frac{1,29^2 + 4 \cdot 0,25^2}{8 \cdot 0,25} = 0,955 \text{ м}$$

де  $B_{\text{BH}}$  - внутрішня відстань між шинами

$$B_{\text{BH}} = B - 2 \cdot b_{\phi} = 1,85 - 2 \cdot 0,28 = 1,29 \text{ м}$$

**Завдання 3.** Габаритна довжина міського автобуса 11,54 м; база 5,92 м; задній занос складає 51,4% бази; відстані найбільш виступаючих точок в передній і задній частинах автобуса від поверхні дороги дорівнюють 0,55 і 0,48 м відповідно. Розрахувати передній і задній кути звісу.

Рішення задачі. Відстань від осі задніх коліс до найбільш виступаючої точки в задній частині автобуса

$$l_2 = L \cdot 0,514 = 5,92 \cdot 0,514 = 3,04 \text{ м}$$

Відстань від осі передніх коліс до найбільш виступаючої точки в передній частині автобуса

$$l_1 = 11,54 - (L + l_2) = 11,54 - 8,96 = 2,58 \text{ м}$$

Кут звісу передніх коліс

$$\gamma_1 = \arctg \frac{0,55}{2,58} = 12^\circ$$

Кут звісу задніх коліс

$$\gamma_2 = \arctg \frac{0,48}{3,04} = 9^\circ$$

**Завдання 4.** У легкового автомобіля із задніми ведучими колесами, відстань від центру мас до передньої осі 1,29 м; до задньої осі 1,11 м; до опорної поверхні 0,6 м. Визначити максимальний кут підйому, який може подолати автомобіль по зчепленню ведучих коліс, з дорогою, якщо коефіцієнт зчеплення дорівнює 0,7.

**Завдання 5.** Як треба змінити положення центру мас по довжині, щоб автомобіль з приводом на передні колеса долаючи такий же максимальний підйом, як і автомобіль, дані по якому приведені в завданні 4. База, висота центру мас і коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою передньопривідного і задньопривідного автомобілів однакові.

**Завдання 6.** Якої висоти перешкоду може подолати передніми веденими колесами автомобіль, якщо штовхаюче зусилля складає 2,2 кН; діаметр колеса 0,89 м; повна вага автомобіля 55,9 кН; вага, що доводиться на задню вісь, 35,0 кН.

**Завдання 7.** Яку частину від вільного радіусу колеса становить висота стінки, подоланої передніми ведучими колесами легкового автомобіля повною вагою 13,4 кН? На передню, вісь доводиться 50,4% повної ваги; штовхаюча сила 4,0 кН; вільний радіус коліс 0,284 м; коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою 0,7.

### **Контрольні питання**

1. З яких властивостей складається прохідність?
2. Перерахуйте основні види нерівностей, що впливають на прохідність автомобілів.
3. Чим обмежується максимальний кут подоланого підйому?
4. Чи впливає колісна формула на максимальний кут подоланого підйому?
5. Що характеризує величина дорожнього просвіту?
6. Поясніть, чому блокування диференціала забезпечує підвищення прохідності автомобіля?
7. Чому застосування широкопрофільних шин сприяє підвищенню прохідності автомобіля?

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 8

### ПЛАВНІСТЬ ХОДУ АВТОМОБІЛЯ

**Мета:** навчитись теоретично визначати показники плавності ходу автомобіля: кутову частоту коливань; технічну частоту коливань; амплітуду коливань ; найбільше відхилення кузова автомобіля від положення рівноваги; швидкість коливань; прискорення коливань; швидкість наростання прискорень коливань; лінійне переміщення вздовж осей; кутове переміщення навколо осей.

#### Теоретичний блок

Плавність ходу - це експлуатаційна властивість автомобіля, що характеризує його здатність рухатися в заданому інтервалі швидкостей по дорогах з нерівною поверхнею без значних вібраційних та ударних дій на водія, пасажирів і вантаж, що перевозиться.

Плавність ходу оцінюється за допомогою декількох показників: - період коливань  $T$ , с – час, протягом якого кузов автомобіля здійснює повний коливальний рух;

- кутова (циклічна) частота коливань

$$\omega = \frac{1}{T}, \text{ Гц}$$

- технічна частота коливань кіл/хв.

$$n = \frac{60}{T}$$

Амплітуда коливань  $z_{\max}$ , -найбільше відхилення кузова автомобіля від положення рівноваги.

Швидкість коливань  $v_k$ , м/с- похідна переміщення за часом.

Прискорення коливань  $j$ , м/с<sup>2</sup>- друга похідна переміщення за часом; тобто похідна швидкості коливань за часом.

Швидкість наростання прискорень коливань  $j'$ , м/с<sup>3</sup> – третя похідна переміщень за часом, тобто похідна прискорень коливань за часом.

Лінійне переміщення вздовж осей називають посмикуванням ( $S_x$ ) гойданням ( $S_y$ ) і підскакуванням ( $S_z$ )

Кутове переміщення навколо осей – погойдуванням  $\alpha_x$  галопуванням  $\alpha_y$  и вилянням  $\alpha_z$

Статична деформація пружини (прогин) під дією сили тяжіння, м:

$$f_i = \frac{G}{C_i}$$

Переміщення підресореної маси, що коливається, см:

$$Z_K = A_{\max} \cdot \sin \omega \cdot t = A_{\max} \cdot \sin \sqrt{\frac{C_{i\partial 1} + \tilde{N}_{i\partial 2}}{m}} \cdot t$$

Швидкість коливань, см/с:

$$v_k = \frac{dZ}{dt} = A_{\max} \cdot \omega \cdot \cos \omega \cdot t$$

Прискорення коливань, см/с<sup>2</sup>:

$$j = \frac{d^2Z}{dt^2} = -A_{\max} \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega \cdot t$$

Швидкість наростання прискорення, см/с<sup>3</sup>:

$$j' = \frac{d^3Z}{dt^3} = -A_{\max} \cdot \omega^3 \cdot \cos \omega \cdot t$$

Число коливань(технічна частота), кол/хв:

$$n = \frac{60}{T} = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{C_n}{m}} = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{f}} \approx \frac{300}{\sqrt{f}}$$

Сумарний прогин підвіски і шини, м:

$$f_{\tilde{n}\partial i} = \frac{G}{C_{i\partial}}$$

Приведена жорсткість підвіски і шини, Н/м:

$$\tilde{N}_{i\partial} = \frac{\tilde{N}_i \cdot \tilde{N}_\phi}{\tilde{N}_i + \tilde{N}_\phi}$$

Відсутність галопу автомобіля:

$$\frac{\tilde{N}_{i\partial 1}}{\tilde{N}_{i\partial 2}} = \frac{b}{a}$$

$$f_{i\partial 1} = f_{i\partial 2}$$

$$\varepsilon = \frac{\rho_E^2}{a \cdot b} = 1$$

Коефіцієнт підресорених мас

$$\mu = \frac{m - m_H}{m_H}$$

Загальний статичний прогин підвіски (з урахуванням деформації шин), м:

$$f_{ia} = f_i + f_\phi = \frac{m - m_H}{C_{iD1}} + \frac{m - m_H}{C_{iD2}}$$

де  $f_i = f_{i1} + f_{i2}$

Відстань від центру пружності до центру мас, м:

$$X = \frac{C_{i1} \cdot f_{i1} \cdot a - C_{i2} \cdot f_{i2} \cdot b}{C_{i1} \cdot f_{i1} + C_{i2} \cdot f_{i2}}$$

якщо  $f_{i1} = f_{i2}$  то

$$X = \frac{C_{i1} \cdot a - C_{i2} \cdot b}{C_{i1} + C_{i2}}$$

Підресорна маса передньої частини автомобіля, кг:

$$m_1 = \frac{m_K \cdot \rho_K^2}{a \cdot L}$$

Підресорна маса в центрі мас автомобіля, кг:

$$m_2 = \frac{m_K \cdot \rho_K^2}{b \cdot L}$$

Підресорна маса задньої частини автомобіля, кг:

$$m_3 = m_K \cdot \left( 1 - \frac{\rho_K^2}{a \cdot b} \right)$$

Для поліпшення плавності ходу автомобіля необхідно, щоб

$$\frac{\rho_K}{a \cdot b} = 1$$

тобто  $m_3 = 0$ ,

Якщо центр мас збіжиться з центром пружності, то

$$X = \frac{C_{i1} \cdot a - C_{i2} \cdot b}{C_{i1} + C_{i2}} = 0$$

Отже

$$C_{i1} \cdot \dot{a} = \tilde{N}_{i2} \cdot b$$

$$\frac{C_{i1}}{\tilde{N}_{i2}} = \frac{b}{a}$$

Парціальна частота власних коливань підресорної маси з вантажем:

- автомобіля, що має ресору з підресорником:

$$\omega_{2r}^2 = \frac{2 \cdot (C_p + C_{\ddot{A}\ddot{A}})}{m_{02} + m_{r2}} = \frac{2 \cdot (C_p + C_{\ddot{A}\ddot{A}})}{m_{K2}}$$

-автомобіля, що має пружину:

$$\omega_{2r}^2 = \frac{2 \cdot C_i}{m_{02} + m_{r2}} = \frac{2 \cdot C_i}{m_{K2}}$$

Статичний прогин підвіски під дією вантажу, м:

- автомобіля, що має ресору з підресорником:

$$\Delta_{\tilde{N}\dot{O}\ddot{A}} = \frac{g \cdot (m_{02} + \alpha \cdot m_{r2})}{2 \cdot C_p} + \frac{F_{\max} - g \cdot (m_{02} + \alpha \cdot m_{r2})}{2 \cdot (C_p + C_{\ddot{A}\ddot{A}})}$$

- автомобіля, що має пружину:

$$\Delta_{\tilde{N}\dot{O}\ddot{A}} = \frac{g \cdot (m_{02} + \alpha \cdot m_{r2})}{2 \cdot C_i} + \frac{F_{\max} - g \cdot (m_{02} + \alpha \cdot m_{r2})}{2 \cdot \tilde{N}_i}$$

де  $\alpha = 0,5 \dots 0,75$

$$F_{\max} = K_{\ddot{A}} \cdot g \cdot (m_{02} + m_{\ddot{A}2}) = \hat{E}_{\ddot{A}} \cdot g \cdot m_{K2}$$

Тут  $K_{\ddot{A}}$ - коефіцієнт динамічності підвіски ( $\hat{E}_{\ddot{A}} = 1,8 \dots 2,2$ )

Середнє значення опору амортизатора

$$K_{pc} = \frac{2 \cdot \psi}{\sqrt{C_{\Pi} \cdot m_{02}}}$$

де  $\psi = 0,15 \dots 0,25$ - коефіцієнт відносного затухання для легкових автомобілів;

$\psi = 0,15 \dots 0,25$ - коефіцієнт відносного затухання для вантажних автомобілів.

## Практичний блок

**Завдання 1.** Статичний прогин передньої підвіски автомобіля з повним навантаженням складає 0,25 м. Визначити технічну частоту і період коливань.

Вирішення завдання. Технічна частота коливань

$$n = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{f}} = \frac{30}{3,14} \cdot \sqrt{\frac{9,81}{0,25}} = 59,9 \text{ кол/хв}$$

Період коливань

$$T = \frac{60}{n} = \frac{60}{59,9} \approx 1,0 \text{ с}$$

**Завдання 2.** Знайти приведені жорсткості передньої і задньої підвісок вантажного автомобіля. Жорсткості передніх ресор 255 кН/м; задніх ресор 700 кН/м; шин передніх коліс 1262 кН/м; шин задніх коліс 3175 кН/м. На скільки відсотків приведені жорсткості підвісок відрізняються від жорсткості ресор?

Рішення задачі. Приведена жорсткість передньої підвіски

$$C_{\text{пр1}} = \frac{C_{\text{п1}} \cdot C_{\text{ш1}}}{C_{\text{п1}} + C_{\text{ш1}}} = \frac{255 \cdot 1262}{255 + 1262} = 212 \text{ кН/м}$$

Приведена жорсткість задньої підвіски

$$C_{\text{пр2}} = \frac{C_{\text{п2}} \cdot C_{\text{ш2}}}{C_{\text{п2}} + C_{\text{ш2}}} = \frac{700 \cdot 3175}{700 + 3175} = 573, \text{ кН/м}$$

Відмінність приведених жорсткостей підвісок від жорсткостей ресор:

- передньої підвіски

$$\frac{C_{\text{п1}} \cdot C_{\text{пр1}}}{C_{\text{п1}}} \cdot 100 = \frac{255 - 212}{255} \cdot 100 = 16,9 \%$$

- задньої підвіски

$$\frac{C_{\text{п2}} \cdot C_{\text{пр2}}}{C_{\text{п2}}} \cdot 100 = \frac{700 - 573,5}{700} \cdot 100 = 18,1 \%$$

**Завдання 3.** Знайти закон переміщення кузова автомобіля, якщо максимальна амплітуда рівна 6 см, а технічна частота коливань 120 кол/хв.

Рішення задачі. Закон переміщення підресорного кузова автомобіля, що коливається

$$Z_K = A_{\max} \cdot \sin \omega \cdot t = 6 \cdot \sin 4 \cdot \pi \cdot t$$

$$\text{де } \omega = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60} = \frac{\pi \cdot 120}{30} = 4 \cdot \pi$$

**Завдання 4.** Знайти значення швидкості і прискорення коливань кузова автомобіля за проміжок часу 1,2 с, а також їх максимальні значення. Закон переміщення кузова  $Z_K = 2 \cdot \sin 4 \cdot \pi \cdot t$

**Завдання 5.** Розрахувати приведену жорсткість передньої важільної підвіски легкового автомобіля. Жорсткість однієї пружини підвіски 130 кН/м; відстань від шарніра важеля підвіски до центра колеса 0,53 м, а до центру опори пружини 0,22 м; жорсткість однієї шини переднього колеса 220 кН/м. Пружина встановлена в підвісці вертикально.

**Завдання 6.** Вантаж масою 1000 кг коливається на підвісці, жорсткість якої 100 кН/м. Початкові умови коливань: переміщення 0,03 м; швидкість 0,05 м/с. Визначити прискорення вантажу в початковий момент; максимальне значення переміщення, швидкості і прискорення вантажу.

### Контрольні питання

1. Перерахуйте основні види коливань корпусу.
2. Які функції виконують амортизатори, направляючі і пружні пристрої підвіски?
3. Що розуміється під підресореною масою автомобіля?
4. У чому полягає згладжуюча здатність шин?
5. У чому відмінність вимушених коливань від власних?
6. Від чого залежить інтенсивність затухання власних коливань корпусу автомобіля?
7. Чому безпружинні маси здійснюють високочастотні коливання?
8. Чи впливає швидкість автомобіля на частоту вимушених коливань?
9. Як змінюється частота вимушених коливань від збільшення довжини нерівностей?
10. Чи впливають коливання автомобіля на опір руху?



## РОЗДІЛ II.

# ІНСТРУКТИВНО-МЕТОДИЧНІ МАТЕРІАЛИ ДО САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТІВ

## 1. ВИБІР ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

### 1.1. Загальні відомості

Завданнями теплового розрахунку робочого циклу двигуна внутрішнього згоряння є визначення його показників, що характеризують економічність і ефективність робочого процесу, а також визначення максимального тиску в циліндрі і змінних тисків в залежності від ходу поршня, необхідних для розрахунку деталей двигуна на міцність.

На основі теплового розрахунку з достатньою для практики точністю будується індикаторна діаграма, розраховується індикаторний тиск, а за заданою потужністю визначається кількість і розміри циліндрів для проектного двигуна.

Розрахунок робочого циклу і динамічний розрахунок виконуються для режиму роботи двигуна, відповідної номінальної (повної) потужності і нормальних умов навколишнього середовища, за винятком випадків, обумовлених у завданні.

Попередньо всі розрахунки виконуються на чернетках і узгоджуються з викладачем.

Для проведення теплового розрахунку проектного двигуна вибираємо значення номінальної ефективної потужності  $P_e$  кВт, та номінальної частоти обертання колінчастого вала  $n_N$ ,  $\text{хв}^{-1}$ .

Далі підбирається прототип, в якості якого слід вибирати двигун однаковий з проектованим за призначенням, який має більш високі динамічні та економічні показники серед інших двигунів. Потужність проектного двигуна може відрізнятись, і навіть значно, від потужності прототипу. Необхідна потужність може бути отримана шляхом змін (в допустимих межах розмірів циліндрів, кількості циліндрів, частоти обертання колінчастого вала,

застосування наддування, підвищення ступеня стиску, зміна форми камери згорання або сумішоутворення і т.д. Крім цього, вибираються, з урахуванням перспективи розвитку автотракторних двигунів, значення наступних додаткових параметрів:

1. Параметри навколишнього середовища: при роботі двигуна без наддуву: тиск  $p_0$  і температура  $T_0$ ; при роботі двигуна з наддувом (параметри після нагнітача): тиск  $p_k$  і температура  $T_k$ .

2. Елементарний склад і нижча теплота згорання палива: рідкого  $H_u$ ;

газоподібного  $H'_u$ .

3. Ступінь стиснення  $\varepsilon$ .

4. Коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$ .

5. Параметри залишкових газів: тиск  $p_r$  і температура  $T_r$ .

6. Підігрів свіжого заряду від стінок  $\Delta T$ .

7. Ступінь підвищення тиску газів при згоранні (тільки для дизелів)  $\lambda$ .

8. Коефіцієнт використання теплоти при згоранні  $\xi_z$

9. Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми  $\phi_{pd}$ .

10. Відношення ходу поршня до діаметра циліндра  $m = S/D$ .

## 1.2. Методика проведення теплового розрахунку

*Параметри навколишнього середовища.*

а). При роботі двигуна без наддуву:

Тиск свіжого заряду  $p_0$ , що надходить до двигуна з атмосфери, приймається рівним атмосферному тиску

$$p_0 \approx 0,1 \text{ МПа};$$

температура свіжого заряду  $T_0$  приймається рівною температурі, атмосферного повітря

$$T_0 \approx 273 + 15 = 288 \text{ К}.$$

б). При роботі двигуна з наддувом. Тиск наддувочного повітря  $p_k$  рекомендується:

- при низькому наддуві  $p_k \approx 0,15 \text{ МПа};$

- при середньому наддуві  $p_k \approx (0,15 \dots 0,22) \text{ МПа};$

- при високому наддуві  $p_k \approx (0,22 \dots 0,25) \text{ МПа}.$

Температура наддувочного повітря  $T_k$  залежить від ступеня підвищення тиску в нагнітачі, типу нагнітача, ступеня охолодження

корпусу нагнітача і зниження температури повітря (горючої суміші) в охолоджувачі.

$$T_K = T_0 \left( \frac{p_K}{p_0} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} - \Delta T_{\text{охол}} \quad (1.1)$$

де  $T_0$  - температура атмосферного повітря ( $T_0 = 288 \text{ К}$ ),  $p_K$  - тиск наддувочного повітря, МПа;  $p_0$  - атмосферний тиск повітря ( $p_0 \approx 0,1 \text{ МПа}$ );  $n_K$  - показник політропи стиснення повітря в нагнітач (компресор);  $\Delta T_{\text{охол}}$  - зміна температури заряду при його охолодженні в повітряному холодильнику, К.

Слід врахувати, що проміжне охолодження зазвичай застосовують при  $p_K > 0,15 \text{ МПа}$  і коли температура повітря після компресора вище  $55 \dots 65^\circ\text{C}$ , в інших випадках  $\Delta T_{\text{охол}} = 0$ .

Показник політропа  $n_K$  рекомендується приймати:

для відцентрових нагнітачів з охолодженою корпусом  $n_K = 1,4 \dots 1,6$ ; для відцентрових нагнітачів з неохолоджуваних корпусом  $n_K = 1,8 \dots 2,0$ ; для поршневих нагнітачів  $n_K = 1,4 \dots 1,6$ ; для об'ємних нагнітачів  $n_K = 1,55 \dots 1,75$ . Елементарний склад і нижча теплота згоряння палива ( $H_U$ ). Елементарний склад рідких палив зазвичай виражається в одиницях маси (кг) або відносних масових частках. При цьому

$$C + H + O = 1 \text{ кг}, \quad (1.2)$$

де  $C$  - масова частка вуглецю в 1 кг палива;  $H$  - масова частка водню в 1 кг палива;  $O$  - масова частка кисню в 1 кг палива.

Теплота згоряння рідких палив  $H_U$  зазвичай обчислюється на одиницю маси, тобто в кДж/кг (табл. 1.1).

Якщо відомий елементарний склад рідкого палива, то нижча теплота згоряння, кДж/кг, приблизно може бути знайдена за емпіричної формулою Д.І. Менделєєва

$$H_U = (34,013C + 125,6H - 10,9(O - S) - 2,512(9H + W))10^3, \quad (1.3)$$

де  $C, H, O, S$  - масові частки вуглецю, водню, кисню і сірки в паливі;  $9H$  - кількість водяної пари, що створюється при згоранні водню;  $W$  - масова частка води в паливі.

Для газоподібних палив (стиснуті та зріджені газу) склад зазвичай виражається в об'ємних одиницях м<sup>3</sup> або молях. Тоді для одного моля (або м<sup>3</sup>) склад газоподібного палива

$$\sum C_n H_m O_r + N_2 = 1, \quad (1.4)$$

де N<sub>2</sub> - об'ємний вміст азоту в газі.

**Таблиця 1.1**

**Характеристика рідких палив**

Паливо	Елементарний склад в одиницях маси			Найнижча теплота згорання палива Н <sub>U</sub> , кДж/кг
	С	Н	О	
Бензин	0,855	0,145	-	4,40·10 <sup>4</sup>
Дизельне паливо	0,870	0,126	0,004	4,25·10 <sup>4</sup>
Спирт метиловий (метанол)	0,375	0,125	0,500	2,03·10 <sup>4</sup>
Спирт етиловий	0,522	0,130	0,348	2,76·10 <sup>3</sup>

Склад стисненого природного газу (СПГ) включає метан, групу більш складних вуглеводнів (етан, пропан, бутан) і не більше 7% негорючих компонентів. Питома нижча теплота згорання СПГ Н<sub>U</sub> залежно від його складу знаходиться в межах (3,2...3,6)·10<sup>4</sup> кДж/м<sup>3</sup> (у розрахунках зазвичай беруть 3,5·10<sup>4</sup> кДж/м<sup>3</sup>).

Зріджені нафтові газу (ЗНГ) – це горючі газу, основними компонентами в яких є пропан С<sub>3</sub> Н<sub>8</sub> і бутан С<sub>4</sub> Н<sub>10</sub>. При цьому нижча теплота згорання у пропану і бутану відповідно - 45,97·10<sup>3</sup> кДж /кг і 45,43·10<sup>3</sup> кДж /кг.

Для газоподібного палива нижчу теплоту згорання можна приблизно підрахувати за емпіричною формулою

$$H'_U = (12,8CO + 10,8H_2 + 35,8CH_4 + 56,0C_2H_2 + 59,5C_2H_4 + 63,4C_2H_4 + 91C_3H_8 + 120C_4H_{10} + 144C_5H_{12}) \cdot 10^3,$$

де CO, Н<sub>2</sub> і т.д. - об'ємні частки компонентів газової суміші.

Ступінь стиснення ε вибирається насамперед залежно від способу сумішоутворення, роду палива, форми камери згорання, типу і призначення двигуна. У двигунах з запалюванням від електричної іскри ε обмежується за умови попередження явища

детонації і її вибір залежить від антидетонаційних властивостей палива:

Октанове число бензину	73...76	77...78	81...90	91...100	більше 100
$\epsilon$	6,6...7	7,1...7,5	7,6...8,5	8,6...9,5	до 12

У двигунах з запалюванням від стискання вибір  $\epsilon$  залежить в основному від способу сумішоутворення і виходить із умови забезпечення надійного займання паливно-повітряної суміші на всіх режимах роботи, включаючи запуск холодного двигуна.

Залежно від вищезгаданих факторів ступінь стиснення  $\epsilon$  для двигунів різних типів знаходиться у таких межах:

бензинові двигуни	6...11;
газові двигуни	7...12;
дизелі з нерозділеними камерами згоряння і об'ємним сумішоутворенням	14...17;
дизелі з розділеними камерами	16...21;
дизелі з М - процесом	до 27;
дизелі з наддувом	12... 16

*Коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha$*  вибирають залежно від сорту палива, виду сумішоутворення, типу двигуна і інших факторів. При номінальній потужності двигуна значення  $\alpha$  знаходяться в наступних межах.

Карбюраторні бензинові двигуни:	
легкові автомобілі	0,8...0,9;
вантажні автомобілі	0,9...0,95.
бензинові двигуни з упорскуванням палива та електричним запалюванням	
газові двигуни:	- 0,7 .1.
при роботі на стислому метановому газі	1,0...1,05;
при роботі на зрідженому пропано-бутановому газі	0,9...0,95.

Для дизельних двигунів значення  $\alpha$  залежать від типу сумішоутворення і знаходяться у таких межах:

дизелі з камерами нерозділеними і об'ємним сумішоутворенням	1,50. 1,80;
дизелі з камерами напіврозділеними	

і плівковим сумішоутворенням	1,20...1,40;
вихрекамерні і предкамерні дизелі	1,25...1,45;
дизелі з наддувом	1,4...2,20.

*Параметри залишкових газів.* Після завершення кожного циклу в циліндрі двигуна залишаються продукти згоряння з тиском  $p_r$ , температурою  $T_r$ . Значення  $p_r$  визначається тиском середовища, в яке відбувається випуск відпрацьованих газів, тобто тиском  $p_0$  при випуску в атмосферу або  $p_r$  при установці на випуску глушителя, нейтралізатора відпрацьованих газів або збірки при газотурбінному наддуві.

Для автомобільних і тракторних двигунів без наддуву, а також з наддувом і випуском в атмосферу величина тиску залишкових газів  $p_r$  знаходиться в межах  $(1,05...1,25)p_0$ , МПа. Великі значення  $p_r$  приймаються для двигунів з високою частотою обертання колінчатого вала, а також при наявності в системі випуску нейтралізатора відпрацьованих газів.

Для двигунів з газотурбінним наддувом

$$p_r = (0,75...0,98) p_K, \text{ МПа.}$$

Орієнтовні межі значень  $p_r$  чотиритактних автотракторних двигунів наступні:

для карбюраторних двигунів 0,102...0,120 МПа;

для дизелів без наддуву 0,105...0,125 МПа.

Тиск залишкових газів залежить від частоти обертання колінчатого вала  $n$  і при необхідності визначення  $p_r$  на різних швидкісних режимах двигуна можна використовувати формулу наближену формулу

$$p_r(n) = 1,035 p_0 + (p_{rN} - 1,035 p_0) \cdot (n/n_N)^2 \quad (1.6)$$

де  $P_{rN}$  - тиск залишкових газів на номінальному режимі, МПа;  
 $n_N$  - частота обертання колінчатого вала на номінальному режимі,  $\text{хв}^{-1}$ .

Температура газів, що відробили  $T_r$  залежить від ряду факторів, у тому числі від складу суміші, частоти обертання, ступеня стиснення і типу двигуна.

При встановленні величини  $T_r$  необхідно мати на увазі, що зі збільшенням частоти обертання колінчатого вала температура

залишкових газів зростає, а при збагаченні суміші і збільшення ступеня стиснення - знижується.

При номінальному режимі температура залишкових газів варіює в межах:

для бензинових двигунів	900 ...1100 К;
для дизелів	700 ...900 К;
для газових двигунів	750 ...1000 К.

Підігрів свіжого заряду ( $\Delta T$ ). Величина підігріву свіжого заряду від стінок  $\Delta T$ , що залежить від наявності спеціального пристрою для підігріву, від конструкції впускного трубопроводу, типу системи охолодження, швидкохідності двигуна і наддування, зазвичай коливається в межах:

для карбюраторних двигунів	0...+25°C;
для дизелів без наддуву	+20...+400 С;
для двигунів з наддувом	(-5)...+100С.

Підігрів свіжого заряду  $\Delta T$  має менше значення для двигунів з вприскуванням бензину і рідинним обігрівом впускного трубопроводу; для двигунів з повітряним охолодженням значення  $\Delta T$  більше.

*Ступінь підвищення тиску газів  $\lambda$*  при згоранні задається лише для дизельного двигуна.

Величина  $\lambda$  залежить від циклової подачі палива, способу сумішоутворення, періоду затримки займання і лежить в межах:

- для дизелів з нерозділеними камерами згорання і об'ємним сумішоутворенням 1,6...2,5;

- для вихрекамерних і передкамерних дизелів, а також для дизелів з нерозділеними камерами і плівковим сумішоутворенням 1,2...1,8.

- для дизелів з наддувом зазвичай величина  $\lambda = 1,4$  (значення  $\lambda$  остаточно уточнюються з урахуванням допустимих значень тиску  $p_2$  і температури  $T_2$  наприкінці видимого процесу згорання).

При виборі  $\lambda$  для дизелів слід керуватися такими міркуваннями: чим вище  $\lambda$ , тим більша кількість палива буде згоряти при ізохорному процесі. Це веде до зростання тиску газів і площі індикаторної діаграми, а, отже, зменшення втрати тепла і витрати палива. Однак при більшому значенні збільшення тиску газів погіршує умови роботи кривошипно-шатунного механізму, підвищує шумність роботи двигуна і знижує його механічний ККД.

При менших значеннях  $\lambda$  знижується економічність двигуна, тому більша частина палива згорає при ізобарному процесі, тобто в більшому обсязі і при значному тепловідводі.

*Величина коефіцієнта використання теплоти при згоранні  $\xi_z$  знаходиться в межах:*

для карбюраторних двигунів 0,80-0,95;

для швидкохідних дизелів з нерозділеними камерами згорання 0,70...0,88;

для дизелів з розділеними камерами згорання 0,65...0,80;

для газових двигунів 0,80...0,85.

*Величина коефіцієнта повноти індикаторної діаграми  $\phi_{пд}$  зазвичай коливається в межах:*

для карбюраторних двигунів 0,94-0,97;

для дизелів 0,92-0,95.

Відношення ходу поршня до діаметра циліндра  $m = S/D$  для сучасних автомобільних двигунів зазвичай лежить в межах:

карбюраторні двигуни 0,8...1,0;

автомобільні дизелі 0,9...1,05;

тракторні дизелі 0,9-1,2.

Зменшення величини  $m$  двигуна сприяє зниженню маси і висоти двигуна, збільшення індикаторного ККД і коефіцієнта наповнення, а також зниження швидкості поршня і зносів деталей циліндро-поршневих груп. У той же час при зменшенні  $m$  зростають газові навантаження на поршень та інші деталі циліндро-поршневої групи, погіршується сумішоутворення і збільшується габаритна довжина двигуна.

В розрахунковій роботі відношення  $S/D$  вибирають за прототипом.

## **2. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ЦИКЛУ ДВИГУНА**

### **2.1. Процес наповнення**

Тепловий розрахунок робочого двигуна виконується після вибору додаткових параметрів. Слід врахувати, що помилка при визначенні одного з параметрів тягне за собою спотворення результатів всього розрахунку. У зв'язку з цим рекомендується



отримані значення зіставляти з аналогічними, наявними в літературі. Чисельні розрахунки необхідно проводити з точністю до третьої значущої цифри.

Процес характеризується наступними основними параметрами: тиском  $p_r$  і температурою  $T_a$  заряду в кінці процесу наповнення – початку стискання; тиском  $p_r$  і температурою  $T_r$  залишкових газів; коефіцієнтом залишкових газів  $\lambda_r$ ; коефіцієнтом наповнення  $\eta_v$ .

*Тиск заряду в кінці наповнення  $p_a$ .* Тиск  $p_a$ (МПа) визначають нехтуючи незначною зміною щільності свіжого заряду при його русі у впускній системі і беручи початкову швидкість повітря  $\omega_v=0$

$$p_a = p_K - (\beta^2 + \xi_{вп}) \frac{\omega_{вп}^2}{2} \cdot \rho_K \cdot 10^{-6} \quad (2.1)$$

де  $p_K$  - тиск на впуску повітря, МПа, при відсутності наддування  $p_K=p_0$  і  $\rho_K=\rho_0$ ;  $\beta$  - коефіцієнт загасання швидкості руху заряду, у розглянутому перетині;  $\xi_{вп}$ , - коефіцієнт опору впускної системи, віднесеної до найбільш вузькому її перетину;  $\omega_{вп}$  - середня швидкість руху заряду в найменшому перетині впускної системи (як правило, в клапані або в продувальних вікнах);  $\rho_K$  і  $\rho_0$  - щільність заряду на впуску відповідно при наддуві і без нього.

За досвідченими даними в сучасних автомобільних двигунів на номінальному режимі  $(\beta^2 + \xi_{вп}) = 2,5 \dots 4$  і  $\xi_{вп} = 50 \dots 130$  м/с.

Щільність заряду,  $\text{кг/м}^3$ , на впуску

$$\rho_R = \frac{p_K \cdot 10^{-6}}{R_B \cdot T_K}; \quad \text{чи} \quad \rho_0 = \frac{p_0 \cdot 10^{-6}}{R_B \cdot T_0} \quad (2.2)$$

де  $R_B$  - питома газова стала повітря

$$R_B = \frac{\mu R}{\mu B} = \frac{8314}{28,36} = 287$$

де  $\mu R = 8314$  Дж/(кмоль·град) - універсальна газова постійна;  $T_K$  - температура заряду на впуску, К, (при відсутності наддування  $T_K = T_0$ ).

Орієнтовно для чотиритактних ДВЗ без наддуву  $p_a = (0,85 \dots 0,9)p_0$ , для чотиритактних з наддувом  $p_a = (0,9 \dots 0,96)p_K$ .

*Коефіцієнт залишкових газів  $\lambda_r$*  Величина коефіцієнта залишкових газів  $\lambda_r$  характеризує якість очищення циліндра від продуктів згорання і визначає відносний вміст їх у горючій суміші.

Коефіцієнт залишкових газів для чотиритактних дизелів: без обліку продування і дозарядки циліндра

$$\gamma_r = \frac{T_K + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r} \quad (2.3)$$

з урахуванням продування і дозарядки циліндра

$$\gamma_r = \frac{T_K + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_{оч} p_r}{\varepsilon \psi_{доз} p_a - \varphi_{оч} p_r \cdot \varphi_t} \quad (2.4)$$

де  $\varepsilon$  - ступінь стискання;  $\Delta T$  - температура підігріву заряду в процесі впуску;  $\varphi_{оч}$  - коефіцієнт очищення,  $\varphi_{оч} = 1 \dots 0$  (при  $\varphi_{оч} = 1$  продувка камери згорання не проводиться; у разі ж  $\varphi_{оч} = 0$  відбувається повне очищення камери згорання від залишкових газів), приймаємо  $\varphi_{оч} = 1$ ;  $\psi_{доз}$  - коефіцієнт дозарядки,  $\psi_{доз} = 1.02 \dots 1.15$ , причому великі значення характерні для більш високооборотних двигунів. При відсутності дозарядки  $\psi_{доз} = 1$ ;  $\varphi_t$  - коефіцієнт, що враховує відмінності у теплоємкостях свіжого заряду і остаточних газів (коефіцієнт нерівності теплоємність)

Значення коефіцієнта  $\varphi_t$  залежить від коефіцієнта надлишку повітря  $\alpha_1$  (табл. 2.1).

Таблиця 2.1.

Значення коефіцієнта  $\varphi_t$ 

Тип двигуна	Бензинові двигуни				Дизелі
Коефіцієнт надлишку повітря $\alpha$	0.8	1.0	1.2	1.4	1.5...1.8
Коефіцієнт $\varphi_t$	1.13	1.17	1.14	1.11	1.1

Орієнтовні значення  $\lambda_r$  для двигунів:

Чотиритактних дизелів без наддуву 0,03...0,06;

з наддувом 0,02...0,04;

чотиритактних карбюраторних при повному

відкритті дросельної заслінки 0,06...0,08.

*Температура в кінці наповнення  $T_a$ .* Температура  $T_a$  визначається підігрівом заряду від нагрітих деталей двигуна  $\Delta T$ , температурою залишкових газів  $T_r$ , і коефіцієнтом залишкових газів  $\lambda_r$ ,

$$T_a = \frac{T_K + \Delta T + \varphi_t \psi_{\text{ДОЗ}} \gamma_r T_r}{1 + \psi_{\text{ДОЗ}} \cdot \gamma_r} \quad (2.5)$$

Температура в кінці впуску  $T_a$  без урахування дозарядки циліндра і нерівності теплоємності свіжого заряду і залишкових газів:

$$T_a = (T_K + \Delta T + \gamma_k T_r) / (1 + \gamma_r) \quad (2.6)$$

У сучасних чотиритактних двигунах температура в кінці впуску  $T_a$  змінюється в межах:

для бензинових двигунів 320... 370 К;

для дизелів 310...350 К;

для чотиритактних двигунів

з наддувом (без проміжного охолодження) 320.400 К.

*Коефіцієнт наповнення  $\eta_v$*  характеризує якість процесу впуску й являє собою поправку, яка враховує відхилення умов усередині циліндра від умов на впуску у двигун.

Для чотиритактних двигунів з урахуванням продування, дозарядки циліндра і нерівності теплоємність залишкових газів і свіжого заряду:

$$\eta_V = \psi_{\text{ДОЗ}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_K} \cdot \left( 1 - \frac{\varphi_{\text{ОЧ}} \varphi_t}{\varepsilon \psi_{\text{ДОЗ}}} \cdot \frac{p_r}{p_a} \right) \cdot \frac{T_K}{T_K + \Delta T} \quad (2.7)$$

Якщо знехтувати продувкою, дозарядкою і нерівністю теплоємність, то  $\varphi_{\text{ОЧ}} = \psi_{\text{ДОЗ}} = \varphi_t = 1$ . Тоді

$$\eta_V = \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{T_K}{T_K + \Delta T} \cdot \frac{1}{p_K} (\varepsilon p_a - p_r)$$

Коефіцієнт наповнення для автотракторних ДВЗ при роботі в номінальному режимі знаходиться в межах:

для карбюраторних двигунів 0,70...0,90;

для дизелів без наддуву 0,80...0,94;

для дизелів з наддувом 0,80,0,97.

При спеціально налаштованих впускних системах значення  $\eta_V$  можуть досягати до 1,0 і вище за рахунок використання інерційно-хвильових явищ.

## 2.2. Процес стискання

Процес стискання характеризується тиском  $p_c$  і температурою  $T_c$  робочого тіла в кінці процесу.

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}, \text{ МПа} \quad (2.8)$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}, \text{ К} \quad (2.9)$$

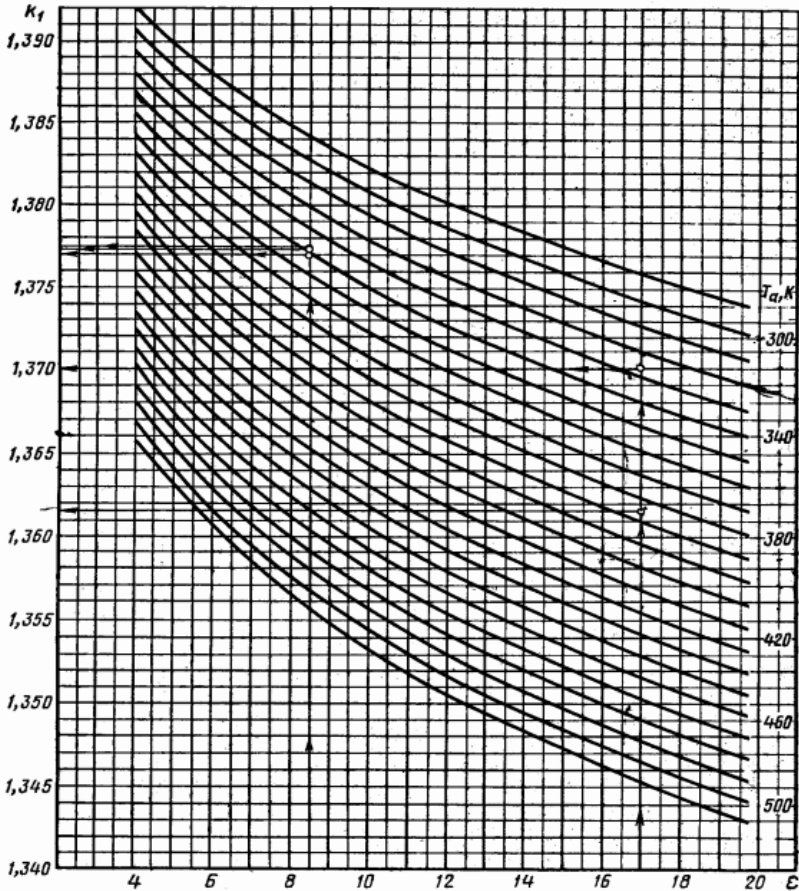
де  $n_1$  - показник політропи стискання.

Значення  $n_1$  може бути визначено за номограми (рис.2.1) або методом послідовних наближень зі ступенем точності, що складає 0,001, за формулою [16]

$$n_1 = 1 + \frac{8,314}{20,16 + 1,788 \cdot 10^{-3} (\varepsilon^{K_1 - 1} + 1) \cdot T_a} \quad (2.10)$$

де  $k_1$  - показник адіабати.

Задаючись будь-яким значенням  $k_1 = 1,35...1,38$  і вирішуючи дане рівняння методом послідовних наближень, визначаємо нове шукане значення  $n_1$ .



**2.1. Номограма для визначення показника адіабати стиску  $k_1$**

Значення показника адіабати  $k_1$  за номограми (рис.2.1) визначається наступним чином. Через прийняте значення ступеня стискання  $\epsilon$  проводиться ордината до перетину з відповідною кривою температур  $T_a$ . Через отриману точку перетину проводять

лінію, паралельну осі абцисс до перетину з віссю ординат, на якій нанесені в масштабі значення  $k_I$

Показник адиабати  $k_I$  служить орієнтиром для уточнення при виборі  $n_1$ , що виключає грубі помилки і як наслідок спотворення теплообміну між стискуємим зарядом і стінками циліндра. Можна припустити, що  $n_1 = k_{1-0,04}^{+0,02}$

Значення показника політропи стискання  $n_1$  залежить від частоти обертання колінчатого вала, ступеня стиску, розмірів циліндра, матеріалу поршня і циліндра, інтенсивності охолодження циліндрів і т.д., зазвичай лежать у межах: для бензинових і газових двигунів 1,3...1,39; для двигунів без наддуву 1,35...1,4; для дизеля з наддувом (при тиску наддування  $p_k \leq 0,2$  МПа і без проміжного охолодження повітря після компресора) 1,35...1,38.

Величина  $n_1$  зростає із збільшенням частоти обертання вала двигуна, а також із зменшенням співвідношення поверхні охолодження до об'єму циліндра. Падає  $n_1$  зі збільшенням ступеня стискання і збільшенням інтенсивності охолодження. У двигунах з повітряним охолодженням.

Значення параметрів робочого тіла в кінці стискання  $p_c$  і  $T_c$  для сучасних автотракторних двигунів знаходяться у таких межах:

$p_c$ , МПа  $T_c$ , К

для карбюраторних двигунів

(при повному відкритті дроселя) 0,9...2,0 650...800;

для дизелів без наддуву 2,9...6,0 700...900;

для дизелів з наддувом (при тиску наддування  $p_k \leq 0,2$  МПа і без проміжного охолодження повітря після компресора) 6...8 900...1000.

Середня мольна теплоємність свіжого заряду в кінці стискання без урахування впливу залишкових газів (у бензинових двигунах та дизелях теплоємність свіжого заряду зазвичай приймається рівною теплоємності повітря, тобто без урахування впливу парів палива, і в газових двигунах - без обліку різниці в теплоємностях газоподібного палива і повітря) в інтервалі температур 273...1800 К визначається за рівнянням

$$mC'_{vcp} = a_c + b_c T_c = 20,16 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c, \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}} \quad (2.12)$$

### 2.3. Процес згоряння

*Параметри свіжого заряду.* Теоретична маса (кількість повітря, необхідного для повного згоряння 1 кг рідкого палива

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} C + 8H - O_T \right) \quad (2.13)$$

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_T}{32} \right) \quad (2.14)$$

де  $l_0$  - маса необхідного повітря, кг;  $L_0$  - кількість необхідного повітря, кмоль,

$$L_0 = \frac{l_0}{\mu_B} \quad (2.15)$$

де  $\mu_B$  - мольна маса повітря, ( $\mu_B = 28,96$  кг/кмоль).

Теоретично необхідну кількість повітря (кмоль або  $m^3$ ) для згоряння 1 кмоль ( $m^3$ ) газоподібного палива  $\sum C_n H_m O_r$

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \sum \left( n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) C_n H_m O_r, \frac{\text{моль.пов}}{\text{моль.газу}} \left( \frac{m^3 \text{ пов}}{m^3 \text{ газу}} \right), \quad (2.16)$$

де  $n$ ,  $m$  і  $r$  - відповідно числа атомів вуглецю (0-5), водню (0-12) і кисню (0-2).

Кількість, кмоль, свіжого заряду (горючої суміші) перед згорянням

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{\mu_T}, \text{ кмоль} \quad (2.17)$$

де  $\mu_T$  - молекулярна маса парів палива:

для автомобільного бензину  $\mu_T = 110 \dots 120$  кг/кмоль;

для дизельного палива  $\mu_T = 180 \dots 200$  кг/кмоль.

Величиною  $1/\mu_T$  при визначенні  $M_1$  для двигунів із запалюванням від стискання можна знехтувати.

В газових двигунах горюча суміш складається з 1 кмоль ( $m^3$ ) газу і  $\alpha L_0$  кмоль ( $m$ ) повітря

$$M_1 = \alpha L_0 + 1, \text{кмоль}(\text{м}^3) \quad (2.18)$$

*Параметри кінця процесу згоряння.* Склад і кількість, кмоль, продуктів згоряння на 1 кг рідкого палива.

При  $\alpha \geq 1$  (повне згоряння)

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{кмоль} \quad (2.19)$$

Кількість окремих складових продуктом згорання кмоль при  $\alpha > 1$

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12}; M_{H_2O} = \frac{H}{2}; M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L_0; M_{N_2} = 0,79\alpha L_0 \quad (2.20)$$

Тоді після перетворення а для  $\alpha > 1$

$$M_2 = \alpha L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O_T}{32}, \text{кмоль} \quad (2.21)$$

Кількість кіломолив продуктів згоряння при  $\alpha = 1$

$$(M_2)_{\alpha=1} = L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O_T}{32}, \text{кмоль} \quad (2.22)$$

*Кількість, кмоль, продуктів згоряння газоподібного палива*  
 $\Sigma C_n H_m O_r$

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}, \text{кмоль} \quad (2.23)$$

Кількість окремих складових, кмоль, при згоранні 1 кмоль газоподібного палива  $\Sigma C_n H_m O_r$

$$M_{CO_2} = \sum n(C_n H_m O_r); \quad M_{H_2O} = \sum \frac{m}{2}(C_n H_m O_r); \quad (2.24)$$

$$M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L_0; \quad M_{N_2} = 0,79\alpha L_0 + N_2'$$

де  $N_2$  - кількість атома азоту в газі, кмоль або  $\text{м}^3$ .



Тоді для  $\alpha > 1$ , враховуючи, що  $\sum C_n H_m O_r + N_2 = 1$ , отримаємо

$$(M_2)_{\alpha>1} = \sum \left( \frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1 \right) C_n H_m O_r + 1 + \alpha L_0, \text{ кмоль}, \quad (2.25)$$

для  $\alpha = 1$

$$(M_2)_{\alpha=1} = \sum \left( n + \frac{m}{2} \right) C_n H_m O_r + 0,79L_0 + N_2, \text{ кмоль}, \quad (2.26)$$

*Склад і кількість продуктів згорання при  $\alpha < 1$  (неповне згорання рідкого палива)*

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{CO} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,79\alpha L_0, \text{ кмоль} \quad (2.27)$$

Кількість кожного компонента, кмоль

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - 0,42 \frac{1-\alpha}{1+K} L_0; \quad M_{CO} = 0,42 \frac{1-\alpha}{1+K} L_0$$

$$M_{H_2} = 0,42K \frac{1-\alpha}{1+K} L_0; \quad M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 0,42K \frac{1-\alpha}{1+K} L_0 \quad (2.28)$$

$$M_{N_2} = 0,79\alpha L_0$$

де  $K$  - відношення числа молей водню і окису вуглецю, тобто.  $K = M_{H_2} / M_{CO}$  і є функцією відносини  $H/C$  (складу палива).

При  $H/C = 0,17 \dots 0,19$ ,  $K = 0,45 \dots 0,50$ ; при  $H/C = 0,13$ ,  $K = 0,30$ .

*Зміна кількості, кмоль, газу при згоранні визначається як різниця:*

$$\Delta M = M_2 - M_1 \quad (2.30)$$

Для двигунів із запалюванням від стискання ( $\alpha > 1$ )

$$\Delta M = H/4 + O/32 \quad (2.31)$$

Для двигунів з зовнішнім сумішоутворенням  $\alpha < 1$  (неповне згорання)

$$\Delta M = \frac{H}{4} + \frac{O}{32} + 0,21(1-\alpha) \frac{1}{\mu_T} \quad (2.32)$$

Зміна об'єму при згоранні 1 кмоль (або 1м<sup>3</sup>) газоподібного палива

$$\Delta M = \sum \left( \frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1 \right) C_n H_m O_r \quad (2.33)$$

Якщо у з'єднанні виду  $\Sigma C_n H_m O_r$  кількість атомів водню  $m < (4-2r)$ , то зміна об'єму  $\Delta M$  негативно, тобто об'єм робочого тіла в результаті згорання зменшиться. При  $m > (4-2r)$  значення  $\Delta M$  позитивно, тобто об'єм робочого тіла зростає.

*Коефіцієнт молекулярного зміни свіжої суміші* (теоретичний коефіцієнт) –  $\mu_0$

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = 1 + \frac{\Delta M}{M_1} \quad (2.34)$$

*Коефіцієнт молекулярного вимірювання робочої суміші* (дійсний коефіцієнт) –  $\mu$

$$\mu = \frac{M_Z}{M_C} = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (2.35)$$

де  $M_Z = M_2 + M_r$  - число молей газів після згорання в точці Z;  $M_C = M_1 + M_r$  - число молей газів в кінці стиску до згорання в точці C. Значення  $\mu$  залежно від  $\alpha$  перебувають у таких межах:

для чотиритактних карбюраторних двигунів  $\mu = 1,02...1,12$ ;

для чотиритактних дизелів  $\mu = 1,01...1,05$ ;

для дизелів з газоподібним двигуном  $\mu = 0,92...0,98$ .

*Середня мольна теплоємність  $tc$  продуктів згорання.* Для розрахунків робочих процесів двигунів зазвичай користуються середніми мольними теплоємностями при постійному об'ємі  $tc_v$  і при постійному тиску  $tc_p$ .

Тоді  $tc''_v$  продуктів згорання при  $V = \text{const}$ .

$$mc_V'' = \sum_{i=1}^{i-n} r_i (mc_{Vi}), \frac{\kappa Дж}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}$$

де  $r_i$  - об'ємна частка кожного газу, що входить до складу продуктів згорання, визначається за формулою  $r_i = M_i/M_2$ , при цьому  $\sum r_i = 1$ .

При неповному згоранні палива ( $\alpha < 1$ ) продукти згорання складаються із суміші вуглекислого газу  $CO_2$ , окису вуглецю,  $CO$ , водяної пари  $H_2O$ , вільного водню  $H_2$  і азоту  $N_2$ .

При цьому

$$mc_V'' = \frac{1}{M_2} [M_{CO_2} mc_{VCO_2} + M_{CO} mc_{VCO} + M_{H_2O} mc_{VH_2O} + M_{H_2} mc_{VH_2} + M_{N_2} mc_{VN_2}] \quad (2.36)$$

При повному згоранні палива ( $\alpha \geq 1$ ) продукти згорання полягають із суміші вуглекислого газу, водяної пари, азоту, а при  $\alpha > 1$  і кисню. При цьому

$$mc_{VZ}'' = \frac{1}{M_2} [M_{CO_2} mc_{VCO_2} + M_{H_2O} mc_{VH_2O} + M_{N_2} mc_{VN_2} + M_{O_2} mc_{VO_2}] \quad (2.37)$$

Для визначення середніх мольних теплоємностей окремих газів в залежності від температури використовують або емпіричні формули у вигляді  $mc_v = a + b T$ , або довідкові таблиці або графіки [К].

Для теплоємності продуктів згорання в залежності від  $\alpha$  можуть бути використані наступні співвідношення:  $\left[ \frac{\kappa Дж}{\text{кмоль} \cdot \text{град}} \right]$ : для бензинових двигунів ( $0,7 < \alpha < 1,25$ )

$$mc_{VZ}'' = a_Z + b_Z T_Z = (18,42 + 2,6\alpha) + (1,55 + 1,38\alpha) \cdot 10^{-3} T_Z \quad (2.38)$$

для дизелів ( $\alpha \geq 1$ )

$$mc_{VZ}'' = \left( 20,1 + \frac{0,92}{\alpha} \right) + \left( 1,55 + \frac{1,38}{\alpha} \right) \cdot 10^{-3} T_Z \quad (2.39)$$

Середня теплоємність продуктів згорання при постійному тиску визначається в залежності:  $\left[ \frac{\kappa Дж}{\text{кмоль} \cdot \text{град}} \right]$ :

$$mc''_{P_z} = mc''_{V_z} + 8,314 \quad (2.40)$$

Теплоємність продуктів згорання газових двигунів  $mc$  в залежності від  $\alpha$  може бути визначена за формулою для бензинових двигунів.

Максимальна температура газів в процесі згорання  $T_z$  (К) визначається з рівнянь згорання: для дизелів

$$\frac{\xi H_U}{M_1(1+\gamma_r)} + (mc'_{V_c} + 8,314\lambda)T_C = \mu \cdot (mc''_{V_z} + 8,314) \cdot T_z \quad (2.41)$$

$$\frac{\xi(H_U - \Delta H_U)}{M_1(1+\gamma_r)} + mc'_{V_c} \cdot T_C = \mu \cdot mc''_{V_z} \cdot T_z \quad (2.42)$$

для газових двигунів

$$\frac{22,4\xi H_U}{M_1(1+\gamma_r)} + mc'_{V_c} \cdot T_C = \mu \cdot mc''_{V_z} \cdot T_z \quad (2.43)$$

де  $\xi$  - коефіцієнт використання теплоти на ділянці видимого згорання робочої суміші;  $\lambda$  - ступінь підвищення тиску в дизелі (зазвичай задається);  $H_u$  - нижча теплота згорання автотранспортних палив кДж/або кДж/м<sup>3</sup>;  $\Delta H_u$  - втрата частини теплоти згорання з-за хімічної неповноти згорання палива при  $\alpha < 1$

$$\Delta H_U = 119950 \cdot (1-\alpha) \cdot L_0 \cdot \left[ \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right] \quad (2.44)$$

де  $L_0$  - теоретично необхідна кількість повітря в кіломолях для згорання 1 кг палива.

У рівняння згорання входять дві невідомі величини: максимальна температура згорання  $T_z$  і теплоємність продуктів згорання  $mc$  при цій же температурі. При підстановці в рівняння згорання виразів для середніх молярних теплоємностей продуктів згорання отримуємо рівняння другого порядку щодо  $T_z$ :

$$AT_z^2 + BT_z + C = 0$$

де А, В, С - відомі коефіцієнти,  
звідки

$$T_z = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}$$

*Тиск газів в кінці згорання, МПа.*  
Карбюраторні двигуни

$$P_z = \mu P_c \frac{T_z}{T_c} \quad (2.45)$$

дизелі

$$P_z = \lambda P_c \quad (2.46)$$

Значення температури і тиску в кінці згорання при роботі з повним навантаженням:

для бензинових двигунів

$$T_z = 2400 \dots 2900 \text{ К};$$

$$p_z = 3,5 \dots 7,5 \text{ МПа},$$

дійсний тиск

$$p_{zd} = 0,85; p_z = 3,0 \dots 6,5 \text{ МПа};$$

для дизелів

$$T_z = 1800 \dots 2300 \text{ К},$$

$$p_z = 5,0 \dots 12,0 \text{ МПа};$$

для газових двигунів

$$T_z = 2200 \dots 2500 \text{ К},$$

$$p_z = 3,0 \dots 5,0 \text{ МПа};$$

дійсний тиск

$$p_{zd} = 2,5 \dots 4,5 \text{ МПа}.$$

*Ступінь попереднього розширення:*

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} = \frac{\mu}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad (2.47)$$

Для автотракторних дизелів  $\rho = 1,2 \dots 2,4$ , а для бензинових і газових двигунів  $\rho = 1$ .

*Ступінь підвищення тиску при згоранні (карбюраторні двигуни)*

$$\lambda = \mu \frac{T_Z}{T_C} \quad (2.48)$$

Для бензинових двигунів  $\lambda = 3.. 4$ , для газових  $\lambda = 3... 5$ .

## 2.4. Процеси розширення і випуску

Тиск та температура газів в кінці розширення визначаються за формулами політропного процесу:

для дизельних двигунів

$$p_b = \frac{p_Z}{\delta^{n_2}}; \quad T_b = \frac{T_Z}{\delta^{n_2-1}} \quad (2.49)$$

для карбюраторних двигунів

$$p_b = \frac{p_Z}{\varepsilon^{n_2}}; \quad T_b = \frac{T_Z}{\varepsilon^{n_2-1}} \quad (2.50)$$

де  $\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$  ступінь подальшого розширення;  $n_2$  - показник політропи розширення.

Середній показник  $n_2$  можна визначити за номограмою (рис.2.2) або за формулою,

$$n_2 = 1 + \frac{8,314}{23,7 + 0,0046T_Z \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right)} \quad (2.51)$$

де  $\delta = \frac{V_a}{V_z} = \frac{\varepsilon}{\rho}$  - ступінь подальшого розширення.

Рівняння вирішується методом послідовних наближень з заданим ступенем точності (0,001).

Визначення  $k_2$  за номограмами (рис. 2.2 та 2.3) проводиться наступним чином: за наявними значеннями  $\varepsilon$  (або  $\delta$  для дизеля) і  $T_z$  визначають точку, якій відповідає значення  $k_2$  при  $\alpha = 1$ . Для знаходження значення  $k_2$  при заданому  $\alpha$  необхідно отриману точку перенести по горизонталі на вертикаль, відповідну  $\alpha = 1$  і далі паралельно допоміжним кривим до вертикалі, що відповідає заданому значенню  $\alpha$ .

Середні значення величини  $p_2$  для різних сучасних автотракторних двигунів змінюються в межах (для номінального навантаження):

- для бензинових двигунів                    1,23...1,30;
- для дизелів                                    1,18...1,28;
- для газових двигунів                    1,25...1,35.

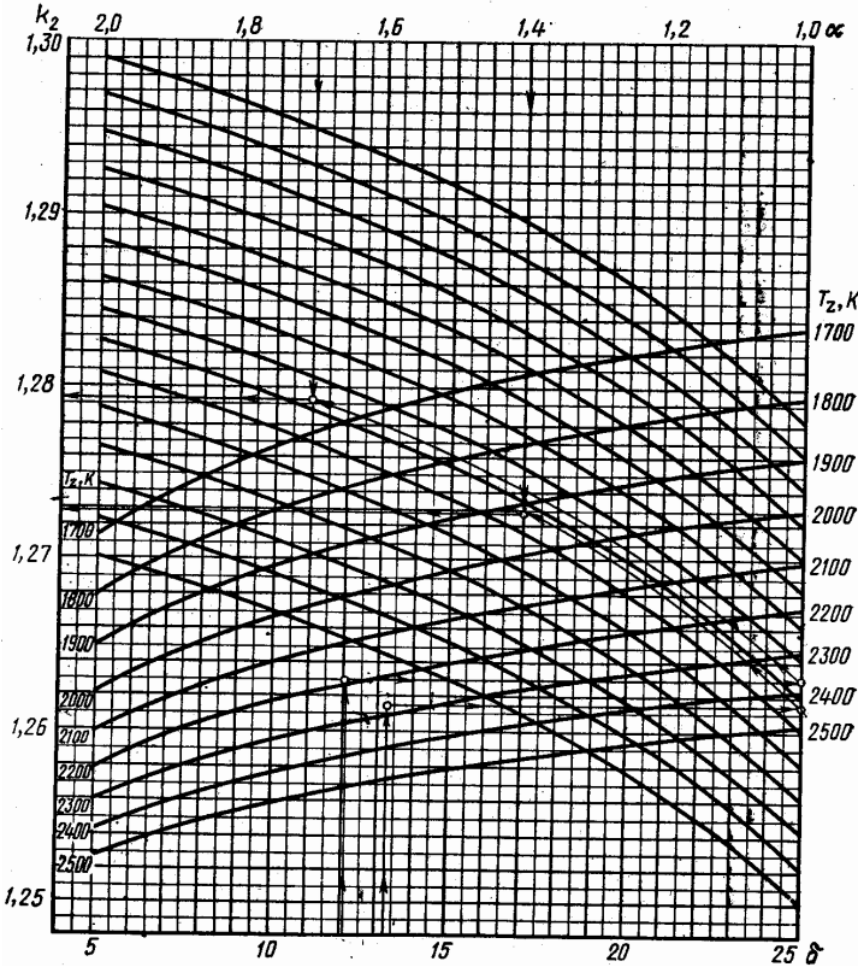


Рис. 2.2. Номограма визначення показника адиабати розширення  $k_2$  для карбюраторних двигунів

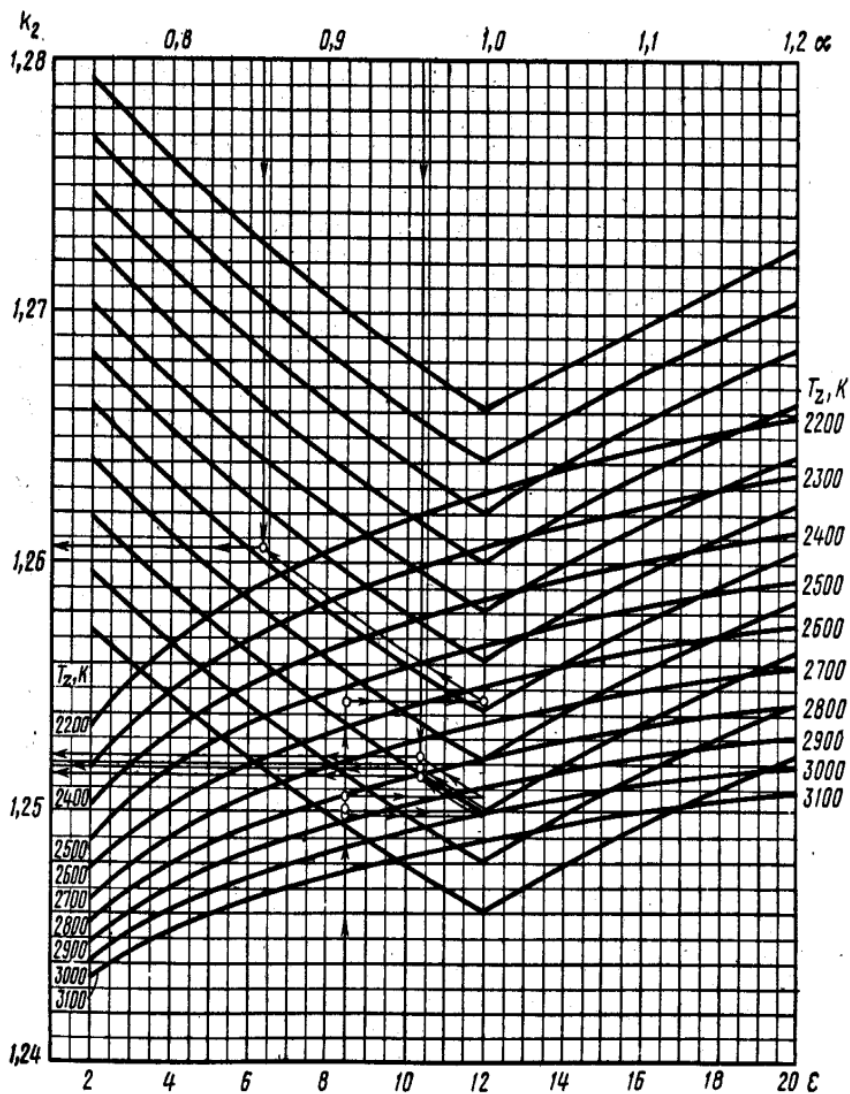


Рис. 2.3. Номограма визначення показника адиабати розширення  $k_2$  для дизеля



Значення тиску  $p_b$  і температури  $T_b$  в кінці процесу розширення для сучасних автомобільних і тракторних двигунів лежать у межах (для номінального навантаження):

Тип двигуна	$p_b$ , МПа	$T_b$ , К
карбюраторний	0,35...0,60	1400...1700
дизельний	0,20...0,50	1000...1400

Аналітичний розрахунок параметрів газу в процесі випуску значно ускладнений внаслідок складності взаємодії факторів, що визначають цей процес. У зв'язку з цим значення тиску і температури газів у кінці випуску ( $p_r$ ,  $T_r$ ) при термодинамічному аналізі робочого циклу приймаються на підставі експериментальних досліджень процесу випуску реальних двигунів внутрішнього згоряння.

Правильність раніше (при аналізі процесу впуску) зробленого вибору параметрів процесу випуску  $p_r$  і  $T_r$  можна перевірити за формулою професора Є. До. Мазинга

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{p_b / p_r}} \quad (2.52)$$

Значення температури в вихідних даних та отримане розрахунком за цією формулою не повинні відрізнятися більш ніж на 5 % , при більшій розбіжності тепловий розрахунок двигуна доводиться переробляти, задавши температуру, середньої між згаданими.

## 2.5. Індикаторні показники циклу

Середній індикаторний тиск не скругленої (теоретичної) індикаторної діаграми -  $p_{iHC}$ , МПа: для дизелів

$$p_{iHC} = p_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[ \lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (2.53)$$

для карбюраторних двигунів ( $\rho = 1$ ,  $\delta = \varepsilon$ )

$$p_{iHC} = p_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (2.54)$$

Дійсний середній індикаторний тиск

$$p_i = p_{iHC} \varphi_{ПД} - \Delta p_i \quad (2.55)$$

де  $\varphi_{\text{пд}}$  - коефіцієнт повноти індикаторної діаграми: для карбюраторних двигунів  $\varphi_{\text{пд}} = 0,94...0,97$ ; для дизелів  $\varphi_{\text{пд}} = 0,92...0,95$ ;  $\Delta P_i$  - середній тиск насосних втрат на газообмін

$$\Delta p_i = p_r - p_a, \text{МПа} \quad (2.56)$$

При проведенні розрахунків втрати на газообмін враховуються в роботі, що витрачається на механічні втрати. З цим приймають, що середня індикаторне тиск  $p_i$ ; відрізняється від  $p_{\text{інс}}$  тільки на коефіцієнт повноти діаграми:

$$p_i = \varphi_{\text{пд}} p_{\text{інс}}, \text{МПа} \quad (2.57)$$

При роботі на повному навантаженні величина  $p_i$ ; (МПа) досягає:

для чотиритактних карбюраторних двигунів	0,6...1,4;
для чотиритактних дизелів без наддуву	0,7...1,1;
для чотиритактних дизелів з наддувом	до 2,5.

*Індикаторний коефіцієнт корисної дії* двигунів, що працюють на рідкому паливі.

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot \alpha \cdot l_0}{H_U \cdot \rho_K \cdot \eta_V} \quad (2.58)$$

де  $p_i$  - виражено в МПа;  $l_0$  - теоретично необхідна кількість повітря для повного згоряння палива в кг/кг палив.;  $H_u$  - нижча теплота згоряння палива, МДж/кг;  $\rho_K$  - щільність паливоповітряної суміші на впуску у двигун (для карбюраторних двигунів беруть свіжий заряд, як і для дизеля, що складається з повітря), кг/м<sup>3</sup>;  $\rho_K \approx 1,22$  кг/м<sup>3</sup> - щільність повітря при  $p_0$  і  $T_0$  ( $p_0 = 0,1$  МПа і  $T_0 = 293$  К).

*Індикаторний ККД* для автотракторних двигунів, що працюють на газоподібному паливі

$$\eta_i = \frac{371,2 \cdot 10^{-6} \cdot M'_1 \cdot T_K \cdot p_i}{H_U \cdot \rho_K \cdot \eta_V} \quad (2.59)$$

де  $M'_l = \alpha l'_0$  - кількість горючої суміші, кмоль гор. см/кмоль. палив.;  $T_k$  - температура повітря за компресором (без нього  $T_k = T_0$ );  $K$ ;  $p_i$  і  $p_k$  ( $p_0$ ) - у МПа;  $H'_u$  - в МДж/м<sup>3</sup>палив.

У сучасних автотракторних двигунів, що працюють на номінальному режимі, величини індикаторного ККД і становить:

для карбюраторних двигунів	0,26...0,35;
для дизелів	0,38...0,50;
для газових двигунів	0,28...0,34.

Індикаторна питома витрата палива для рідкого палива г/(кВт·год)

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i}; \text{ чи } g_i = 3600 \frac{\rho_k \cdot \eta_v}{p_i \cdot \alpha \cdot l_0} \quad (2.60)$$

для газового палива, м<sup>3</sup>/(кВт год)

$$V_i = \frac{3,6}{\eta_i \cdot H'_u} \text{ чи } V_i = 9700 \frac{p_k \cdot \eta_v}{M'_l \cdot T_k \cdot p_i} \quad (2.61)$$

а питома витрата теплоти, МДж/(кВт · год)

$$q_i = v_i H'_u = 9700 \frac{p_k \cdot \eta_v \cdot H'_u}{M'_l \cdot T_k \cdot p_i} \quad (2.62)$$

Питоми витрати палива на номінальному режимі:

для карбюраторних двигунів $g_i$	235...320 г/(кВт · год);
для дизелів $g_i$	170...230 г/(кВт · год);
для газових двигунів $q_i$	10,5...13,5 МДж/(кВт · год).

## 2.6. Ефективні показники двигуна

*Середній тиск механічних втрат*, МПа, можна визначити за наступним емпіричним формулами у вигляді  $p_m = a + b \cdot C_{n,cp}$ :

для карбюраторних двигунів з числом циліндрів до шести і відношенням  $S/D > 1$  при повністю відкритій дроселі

$$p_m = 0,049 + 0,0152 C_{n,cp} \quad (2.63)$$

для карбюраторних двигунів з числом вісім циліндрів і відношенням  $S/D < 1$  при повністю відкритому дроселі

$$p_M = 0,039 + 0,0132C_{n,cp} \quad (2.64)$$

для чотиритактних дизелів з камерами нерозділеними

$$p_M = 0,089 + 0,0118C_{n,cp} \quad (2.65)$$

для предкамерних дизелів

$$p_M = 0,103 + 0,0153C_{n,cp} \quad (2.66)$$

для дизелів з вихровими камерами

$$p_M = 0,089 + 0,0135C_{n,cp} \quad (2.67)$$

Для аналогічних двигунів з наддувом

$$p_M = (a + b \cdot C_{п.ср}) \cdot \sqrt[10]{10 \cdot p_k} \quad (2.68)$$

де  $C_{n,cp}$  - середня швидкість поршня, попередньо прийнята в межах 6...15 м/с.;  $a$   $b$  - постійні коефіцієнти;  $p_k$  - тиск наддуву, МПа.

У сучасних автотракторних двигунів при частоті обертання колінчатого вала, що відповідає номінальній потужності двигуна середня швидкість поршня  $C_{п,ср}$  (м/с) варіює в наступних розмірах:

для бензинових і газових двигунів легкових автомобілів	12... 15;
для бензинових і газових двигунів вантажних автомобілів	9.12;
для автомобільних дизелів	6,5... 12;
для тракторних дизелів	6... 10.5.

Значення середнього тиску механічних втрат вимірюються

в таких межах:

для карбюраторних двигунів	$p_M = 0,15...0,25$ МПа;
для дизелів	$p_M = 0,2... 0,3$ МПа.

*Середній ефективний тиск, МПа*

$$p_e = p_i - p_M \quad (2.69)$$

*Механічний ККД двигуна  $\eta_M$*

$$\eta_M = \frac{p_e}{p_i} = 1 - \frac{p_M}{p_i} \quad (2.70)$$

Приблизні значення механічного ККД  $\eta_M$  для різних двигунів на номінальному режимі роботи:

чотиритактний карбюраторний	0,7...0,90;
-----------------------------	-------------

чотиритактні дизелі без наддуву 0,7...0,82;  
 чотиритактні дизелі з наддувом 0,8...0,9;  
 чотиритактні газові 0,75...0,85.  
 Ефективний ККД двигуна  $\eta_e$

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M \quad (2.71)$$

Ефективна питома витрата, г/(кВт·год)  
 а) для рідкого палива

$$g_e = \frac{3600}{H_U \cdot \eta_e} \quad \text{чи} \quad g_e = 3600 \frac{\rho_K \cdot \eta_V}{\alpha \cdot l_0 \cdot p_e} \quad (2.72)$$

б) для газоподібного палива -  $V_c$ , м<sup>3</sup>/(кВт·год)

$$v_e = \frac{3,6}{H_U \cdot \eta_e} \quad \text{чи} \quad v_e = 9700 \frac{p_K \cdot \eta_V}{p_e \cdot M_i \cdot T_K} \quad (2.73)$$

питомі ефективні витрати теплоти, МДж/кВт год, на одиницю ефективної потужності

$$q_e = v_e \cdot H_U = 9700 \frac{p_K \cdot \eta_V}{p_e \cdot M_i \cdot T_K} \cdot H_U \quad (2.74)$$

Для цих двигунів середні значення  $p_c$ ,  $g_e$ ,  $\eta_e$  наведені в таблиці 2.3.

**Таблиця 2.3.**  
**Ефективні показники двигунів**

Тип двигуна	$p_c$ , МПа	$\eta_e$	$g_e$ ( $q_e$ )
Чотиритактний карбюраторний	0,6...1	0,25...0,33	250...325г/(кВт·год)
Чотиритактний дизель без наддуву	0,55...0,85	0,3...0,43	210...280 г/(кВт·год)
з наддувом	0,7...2	0,37...0,45	205...245 г/(кВт·год)
Чотиритактний газовий	0,5...0,75	0,23...0,28	12...17 МДж/(кВт·год)

## 2.7. Основні розміри циліндра двигуна

За заданим значенням ефективної потужності  $P_e$ , частоти обертання колінчатого вала  $n$ , тактності двигуна  $\tau$  і розрахунковим значенням  $p_c$  визначається робочий об'єм всіх циліндрів (літраж двигуна)  $V_{л.}$ , л

$$V_{л.} = \frac{30 \cdot \tau \cdot P_e}{p_e \cdot n} \quad (2.75)$$

де  $\tau$  - коефіцієнт тактності ( $\tau = 4$  - для чотиритактних двигунів,  $\tau = 2$  - для двотактних двигунів).

$$V_h = \frac{V_{л.}}{i_u} = \frac{\pi D^2 \cdot S}{4} \quad (2.76)$$

Після визначення  $V_h$ , розраховуються з урахуванням попередньо прийнятого значення параметра  $m = S/D$ , діаметр циліндра  $D$ (мм) і ходу поршня  $S$ (мм):

$$D = 100 \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot m}} \quad (2.77)$$

$$S = m \cdot D \quad (2.78)$$

Отримані значення  $D$  і  $S$  округляють до цілих чисел, нуля або п'яти.

Величина діаметра  $D$ (мм) циліндра сучасних двигунів автотранспортних змінюється у таких межах:

для бензинових і газових двигунів легкових автомобілів	60...100;
для бензинових і газових двигунів вантажних автомобілів	70...110;
для автомобільних дизелів	80...130;
для тракторних дизелів	70...150.

Збільшення діаметра циліндра у двигуна з іскровим запалюванням при даному октановому числі палива веде до зниження ступеня стискання а для забезпечення бездетонаційної роботи, у дизельного двигуна при цьому цетановому числі палива - до погіршення сумішоутворення.

За остаточно прийнятим значень  $D$  і  $S$  визначають основні параметри і показники двигуна:  
літраж двигуна, л.

$$V_i = \frac{\pi D^2 S i}{4 \cdot 10^6} \quad (2.79)$$

ефективну потужність, кВт

$$P_e = \frac{P_e V_i n}{30 \tau} \quad (2.80)$$

ефективний крутний момент, Н·м

$$T_e = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot P_e}{\pi \cdot n} \quad (2.81)$$

годинна витрата палива, кг/год

$$G_T = N_e \cdot g_e \quad (2.82)$$

середню швидкість поршня, м/с

$$C_{ПСП} = \frac{S \cdot n}{3 \cdot 10^4} \quad (2.83)$$

При розбіжності між раніше прийнятої величиною  $C_{пер}$  і отриманої за формулою (2.83) більше 3-4% необхідно перерахувати ефективні параметри двигуна.

## 2.8. Показники напруженості двигуна

Літрова потужність двигуна, кВт/л

$$P_{л'} = \frac{P_e}{i \cdot V_h} \quad (2.84)$$

Значення літрової потужності знаходиться в межах:  
для карбюраторних двигунів  $P_{л'} = 20 \dots 40$  кВт/л;

для дизелів  $P_d = 10 \dots 20$  кВт/л.  
 Питома поршнева потужність, кВт/дм<sup>2</sup>

$$P_{II} = \frac{P_e}{\left(\frac{i\pi D^2}{4}\right)} \quad (2.85)$$

де D - діаметр поршня, дм.

Значення питомої поршневої потужності знаходяться в межах:

для карбюраторних двигунів  $P_n = 15 \dots 35$  кВт/дм ;  
 для дизелів  $P_n = 15 \dots 25$  кВт/дм .

Важливими питомими показниками двигуна є питома маса в кілограмах на 1 кВт потужності і літрова маса в кілограмах на 1 літр робочого об'єму циліндра.

Питома маса кг/кВт

$$g_N = \frac{G_C}{N_e} \quad (2.86)$$

Літрова маса кг/л,

$$g_v = \frac{G_C}{V_h} \quad (2.87)$$

де G<sub>c</sub> - суха маса двигуна, кг.

Приблизні значення питомої і літрової мас лежать в межах:

для карбюраторних двигунів  $g_N = 1,6 \dots 6,0$  кг/кВт;  
 $g_N = 75 \dots 150$  кг/л,  
 для дизелів  $g_N = 4,0 \dots 10$  кг/кВт;  
 $g_L = 100 \dots 200$  кг/л.

За результатами теплового розрахунку проводиться техніко-економічний аналіз отриманих основних показників і параметрів, для чого проводяться:

1) співставлення величини  $\rho_e$  у проектованого двигуна з величинами  $\rho_e$  у прототипу і однотипних двигунів (за літературними даними);

2) аналогічне зіставлення  $g_e$  і  $\eta_e$ ;



3) аналогічне зіставлення величини максимального тиску  $p_z$ .  
Аналіз повинен закінчуватися висновками про переваги і недоліки проєктованого двигуна.

## 2.9. Побудова індикаторної діаграми

За результатами теплового розрахунку необхідно побудувати індикаторну діаграму циклу на аркуші міліметрової паперу формату А4.

*Побудова індикаторної діаграми чотиритактного двигуна з іскровим запалюванням* (рис.2.4.а) проводиться таким чином. В координатах  $p-V$  по осі абсцис (вісь  $V$ ) відкладається об'єм камери стискання  $V_c$ , масштабне значення якого зазвичай знаходиться в межах 15 ... 20 мм. Тоді повний об'єм циліндра на кресленні буде

$$V_a = \varepsilon V_c \text{ або } V_a = V_c + V_h,$$

де  $V_h$  ( $\varepsilon - V_c$ ), мм - робочий об'єм.

Значення величини  $V_a$  також відкладається від початку координат. Через кінці відрізків  $V_c$  і  $V_a$  проводять вертикальні лінії, що характеризують верхню сліпе-місце (ВМТ) і нижню сліпе-місце (НМТ)

Для отримання нормальної конфігурації індикаторної діаграми рекомендується приймати масштаби діаграми з таким розрахунком, щоб відношення висоти діаграми до її ширини було близько до 1,5. Тоді масштаб тисків у вищевказаному значенні зазвичай вибирається в межах  $m_p = 0,02 \dots 0,04$  МПа/мм.

Відповідно до прийнятої величиною  $m_p$  розмічається шкала тиску по осі ординат і на лініях ВМТ і НМТ наносяться основні точки індикаторної діаграми  $r, a, c, z, b$ , положення яких відповідає величин тиску  $p_r, p_a, p_c, p_z, p_b$  (див. тепловий розрахунок). Крім цього наноситься лінія атмосферного тиску  $p_0$ .

Так як при рекомендованих значеннях  $m_p$  величини  $p_a, p_b$  і  $p_r$  графічно дуже близькі один до одного, то допускається умовно

відкладати на діаграмі значення  $p_a$  і  $p_r$  на 1,5 1,0. мм відповідно вище і нижче лінії атмосферного тиску  $p_0$ .

Після цього проводиться побудова ліній політропи стискання і розширення. Для побудови лінії політропи стискання попередньо вибирається кілька проміжних точок, розташованих на осі абсцис між об'ємами  $V_a$  і  $V_c$  зі значеннями  $V_1 = 1,2 V_c$ ;  $V_2 = 1,5 V_c$ ;  $V_3 = 2 V_c$  і т.д. Рекомендується приймати 6-8 проміжних точок.

Через кінці цих отриманих точок, проводяться вгору тонкі вертикальні лінії, на яких відкладаються значення тиску  $p_{x1}$ ,  $p_{x2}$ ,  $p_{x3}$  і т.д. Ці значення визначаються з рівняння політропи стискання, в якому відношення  $V_a / V_i$ ; змінюється в межах від 1 до  $\epsilon$ , тобто  $p_{x1} = p_a(V_a / V_1)^{n1}$ ;  $p_{x2} = p_a(V_a / V_2)^{n1}$ ;  $p_{x3} = p_a(V_a / V_3)^{n1}$  і т.д.

Отримані точки, а також точки  $a$  і  $z'$  єднуються з плавною лінією.

Для побудови політропи розширення визначаються тиску при тих же проміжних об'ємах  $V_1$ ,  $V_2$ ,  $V_3$  і т.д., що знаходяться з рівняння політропи розширення:

$$p_{o1} = p_b (V_a / V_1)^{n2}; p_{o2} = p_b (V_a / V_2)^{n2}; p_{o3} = p_b (V_a / V_3)^{n2} \text{ і т.д.}$$

Значення тиску відомості,  $p_{y1}$ ,  $p_{y2}$ ,  $p_{y3}$  і т.д. відкладаються на відповідних вертикальних лініях. Отримані точки, а також точки  $z$  і  $b$  з'єднуються лекальною кривою.

Теоретична (нескруглена) індикаторна діаграма ( $raczbr$ ) потім округлюється в точках  $c$ ,  $z$ ,  $b$ . Положення точки  $C^1$  визначають кутом випередження запалювання, а положення точки  $C''$  орієнтовно може бути знайдене з виразу

$$P_{c''} = (1,15 \dots 1,25) p_c.$$

Дійсний тиск наприкінці видимого згоряння

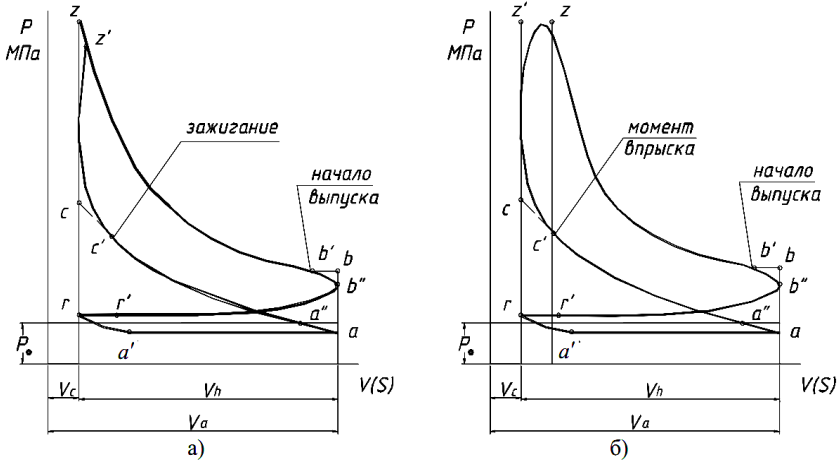
$$p_z' = 0,85 p_z.$$

Положення точки  $z'$  повинно бути зміщений праворуч від лінії (ВМТ) на 10...15% обертання колінчатого валу. Точка  $b^1$  повинна відповідати моменту відкриття випускного клапана. Точка  $b^{11}$  зазвичай розташовується на половині відстані між точками  $a$  і  $b$ . Потім проводять лінію атмосферного тиску ( $p_0$ ), лінію впуску  $r_a$  і лінію випуску  $b_r$ .

*Індикаторна діаграма циклу дизеля* (рис.2.4.б) будується аналогічно діаграмі карбюраторного двигуна, за винятком таких відмінностей:

1) масштабне значення об'єму  $V_c$  приймається рівним  $V_c = 10$  мм;

- 2) масштаб тиску вибирається в межах  $m_p = 0,03.. 0,05$  МПа/мм;
- 3) дійсний максимальний тиск циклу  $p_z' = p_z$ ,
- 4) лінія політропи розширення будується не з точки  $z'$ , а й з точки  $z$ .



**Рис. 2.4** Індикаторна діаграма чотиритактного двигуна:

а – двигун з іскровим запалюванням; б – дизель;  $g'$  - початок відкриття впускного клапана;  $a''$ - кінець закриття впускного клапана;  $b'$  - початок відкриття випускного клапана;  $a'$  - кінець закриття випускного клапана.

Положення точки  $z$  на індикаторній діаграмі визначається ступенем попереднього розширення  $\rho$ :

$$V_z = \rho V_c.$$

Далі перебувають об'єми в проміжні точки лінії розширення:

$$V_1 = 1,2V_z; V_2 = 1,5V_z; V_3 = 2 V_z \text{ і т.д.}$$

Тиск для цих об'ємів знаходять також з рівняння політропи розширення:

$$p_{b1} = p_b (V_a / V_1)^{n2}; p_{b2} = p_b (V_a / V_2)^{n2}; p_{b3} = p_b (V_a / V_3)^{n2} \text{ і т.д.}$$

При цьому відношення  $V_a / V_1$  змінюється в межах від 1 до 5, де 5 - ступінь подальшого розширення.

Подальша побудова аналогічно побудові індикаторної діаграми для карбюраторних двигунів. Теоретична (нескруглена) індикаторна діаграма дизеля скругляється в точках  $c$ ,  $z'$ ,  $z$  і  $b$ . Лінію  $B' \Gamma$  у дизелів скругляють поблизу точки  $Z$ .

У двигунів з наддувом лінія випуску може проходити як вище, так і нижче лінії впуску, і може в значній частині збігатися з лінією впуску.

## 2.10. Тепловий баланс двигуна

Тепловий баланс оцінює розподіл тепла, що внесене в двигун паливом, що йде на корисну роботу і на втрати. Точне визначення окремих статей теплового балансу може бути виконано на підставі лабораторних досліджень. Однак орієнтовно вони можуть бути визначені на підставі теоретичних розрахунків.

Тепловий баланс підраховують в абсолютних одиницях теплоти за одну годину роботи двигуна або за час витрачання 1 кг або 1 м<sup>3</sup> палива.

У загальному вигляді рівняння зовнішнього теплового балансу в абсолютних одиницях можна представити так:

$$Q_o = Q_e + Q_{охл} + Q_{ог} + Q_{н.с} + Q_m + Q_{ост} \quad (2.88)$$

де  $Q_o$  - теплота згорання витраченого палива;  $Q_c$  - теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна;  $Q_{охл}$  - теплота, що відводиться від двигуна охолоджуючої середовищем (рідиною або газом);  $Q_{ог}$  - теплота, що відводиться відпрацьованими газами;  $Q_{н.с}$  - теплота, не що виділилася при згоранні палива з-за неповноти згорання;  $Q_m$  - теплота, що відводиться мастилом (цей член теплового балансу виділяється зазвичай при наявності на двигуні автономного теплообмінника для охолодження мастила, в більшості випадків  $Q_m$  включається в залишковий член теплового балансу);  $Q_{ост}$  - теплоту, що виділяється в результаті променистого і конвективного теплообміну.

Величину кожної складової теплового балансу визначають в кДж/год або у відсотках до всієї кількості підведеною теплоти.

Теплоту згорання витраченого палива (розташовану теплоту) визначають за нижчою теплоти згорання палива  $H_u$

(кДж/кг) або  $H'_u$  (кДж/м<sup>3</sup>) і часовій витраті рідкого палива  $G_T$  (кг/год) або газоподібного палива  $V_T$  (м<sup>3</sup>/год):

$$Q_o = G_T \cdot H_u ; \text{ або } Q_o = V_T \cdot H'_u, \text{ кДж/год} \quad (2.89)$$

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна (кДж/год)

$$Q_e = G_T \cdot H_{II} \cdot \eta_e \quad (2.90)$$

де  $\eta_e$  - ефективний ККД.

Теплоту, передану охолоджуючому середовищу визначають за емпіричним формулами (кДж/год):

для бензинового двигуна:

$$Q_{охл} = C \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m (H_U - \Delta H_U) / (\alpha \cdot H_U) \quad (2.91)$$

для дизеля:

$$Q_{охл} = 3,6 \cdot C \cdot i D^{1+2m} \cdot n^m \cdot (1/\alpha) \quad (2.92)$$

де  $C$  - коефіцієнт пропорційності (для чотиритактних двигунів  $C = 0,45 \dots 0,53$ );  $i$  - число циліндрів;  $D$  - діаметр циліндра, см;  $m$  - показник ступеня (для чотиритактних двигунів  $m = (0,6 \dots 0,7)$ );  $n$  - частота обертання колінчатого вала, хв<sup>-1</sup>;  $\Delta H_u$  - втрата частини теплоти згоряння з-за хімічної неповноти згоряння палива при  $\alpha < 1$ ;

$$\Delta H_U = 119950(1 - \alpha) \cdot \alpha_0, \text{ кДж/кг} \quad (2.93)$$

При повітряному охолодженні (кДж/год)

$$Q_{охл} = q_{повіт} \cdot G_T \cdot H_u \quad (2.94)$$

де  $q_{повіт}$  - коефіцієнт, який визначає частку теплоти, що передається поверхнею оребріння;  $q_{повіт} = 0,28 \dots 0,33$  - для бензинових двигунів;  $q_{повіт} = 0,25 \dots 0,3$  - для дизелів.

Теплоту, віднесену відпрацьованими газами, наближено визначають як різницю ентальпії газу у випускному трубопроводі і ентальпії поступаючого повітря у двигун.

Для двигунів, що працюють на рідкому паливі

$$Q_{OG} = G_T (M_2 mc''_p \cdot T'_r - M_1 \cdot mc'_p \cdot T_0) \quad (2.95)$$

де  $mc''_p$ ,  $mc'_p$  - мольні теплоємності при постійному тиску відповідно продуктів згорання при температурі  $T'_r$  і свіжого заряду при температурі  $T_0$ , кДж/(кмоль·К);  $T'_r$  - температура газів, що відробили за випускним трубопроводом (турбокомпресором), К. Її величина береться за експериментальними даними, при відсутності таких, обчислюється за формулою:  $T'_r = T_r - (70...100)$ ,  $T_r$  - температура залишкових газів в кінці процесу випуску, К;  $T_0$  - температура свіжого заряду при вступі його у впускний патрубок компресора або при відсутності наддування у впускний патрубок двигуна, К.

Для газових двигунів

$$Q_{OG} = \frac{V_T}{22,4} (M_2 mc''_p \cdot T'_r - M_1 \cdot mc'_p \cdot T_0) \quad (2.96)$$

Теплота, втрачена через хімічну неповноту згорання палива (для бензинових двигунів  $\alpha < 1$ )

$$Q_{H.C} = \Delta H_u \cdot G_T \quad (2.97)$$

де  $\Delta H_u = 119950(1 - \alpha)L_0$  кДж/кг.

При  $\alpha > 1$  ця втрата незначна і включається в залишковий член балансу.

Теплота, що відводиться маслом

$$Q_M = G_M \cdot (T_{M.BX} - T_{M.BYX}) \cdot c_M \quad (2.98)$$

де  $G_M$  - кількість масла, що проходить через охолоджувач, кг/год;  $T_{M.BX}$ ,  $T_{M.BYX}$  - температура вхідного в охолоджувач і виходить із нього масла, К;  $c_M$  - теплоємність масла, кДж/(кг·К).

У більшості випадків  $Q_M$  включають в залишковий член теплового балансу  $Q_{ост}$ . Залишковий член теплового балансу визначають як різниця між підведеною теплотою і сумою вимірюваних складових теплового балансу:

$$Q_{ост} = Q_o - (Q_e + Q_{охл} + Q_M + Q_{ог} + Q_{н.с}) \quad (2.99)$$

Тепловий баланс у відсотках до всієї кількості теплоти підведеної теплоти

$$q_e + q_{охл} + q_{ог} + q_{н.с} + q_M + q_{ост} = 100\% \quad (2.100)$$

де  $q_e = \frac{Q_e \cdot 100}{Q_o}$ ;  $q_{охл} = \frac{Q_{охл} \cdot 100}{Q_o}$ ;  $q_{ог} = \frac{Q_{ог} \cdot 100}{Q_o}$ ;  $q_{н.с} = \frac{Q_{н.с} \cdot 100}{Q_o}$ ;

$$q_M = \frac{Q_M \cdot 100}{Q_o}; q_{ост} = \frac{Q_{ост} \cdot 100}{Q_o}.$$

Середні значення окремих складових зовнішнього теплового балансу, віднесені до теплоти, введеної з паливом при роботі двигуна на номінальному режимі наведено у таблиці 2.3.

**Таблиця 2.4.**

**Приблизні значення окремих складових зовнішнього теплового балансу (у відсотках)**

Двигуни	$q_e$	$q_{охл}$	$q_{ог}$	$q_{н.с}$	$q_{ост}$
Карбюраторні	22...30	20...35	30...55	0...45	3...10
Газові	25...32	15...30	30...45	0...5	4...10
Дизелі без наддуву	29...42	20...35	25...40	0...5	2...7
Комбіновані з наддувом:					
Помірним	35...45	10...25	25...45	0...5	2...7
Високим	40...48	10...18	20...40	0...7	2...5

### 3. ПРИКЛАД ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

Завданням теплового розрахунку двигуна являється визначення основних показників його робочого процесу. На основі теплового розрахунку з достатньою для практики точністю можна визначити температуру газів, а також максимальний і змінний тиск їх в циліндрі в залежності від руху поршня, необхідні для розрахунку деталей двигуна на стійкість, жорсткість і зносостійкість. За даними теплового розрахунку будують індикаторну діаграму, підраховують середній індикаторний тиск і по заданій потужності визначають число і розміри циліндрів для двигуна, що знову проектується. Тепловий розрахунок проводять для режиму роботи двигуна, що відповідає максимальній потужності при нормальному числі обертів. При інших режимах роботи двигуна, що відповідає частковому навантаженню (коли момент, який розвиває двигун, менше чи більше його моменту при розрахунковій потужності), будуть змінюватися коефіцієнт надлишку повітря, степінь попереднього розширення, степінь підвищення тиску та інші показники. Точність теплового двигуна в основному залежить від правильного вибору вихідних параметрів і коефіцієнтів, призначаємих по даним дослідів аналогічних виконаних конструкцій двигуна. Кінцеві показники робочого процесу нового двигуна виявляються при дослідженні досліджуваного зразка. Чим більше при тепловому розрахунку використовуються фактичні дані дослідів, тим ближче будуть результати першого дослідного двигуна до розрахункових даних.



## Задача

Потужність дизеля з вихровою камерою  $N_e = 70$  к. с. при  $n = 1400$  об/хв. Число циліндрів  $i = 4$ ; дизельне паливо має такий склад:  $C = 0,86$ ;  $H = 0,13$ ;  $O_m = 0,01$ ; нижча теплотворність палива  $H_u = 10000$  ккал/кг.

На основі даних випробування сучасних дизелів аналогічного типу приймаємо наступні параметри для розрахунку:  $\varepsilon = 17$ ;  $\alpha = 1,35$ ;  $p_0 = 1,033$  кг/см<sup>2</sup>;  $T_0 = 288^0$  абс.;  $p_a = 0,85$  кг/см<sup>2</sup>;  $p_r = 1,15$  кг/см<sup>2</sup>;  $\Delta T = 15^0$ ;  $T_r = 750^0$  абс.;  $\lambda = 1,6$ ;  $\zeta = 0,75$ .

Провести тепловий розрахунок та побудувати індикаторну діаграму даного двигуна.

### РОЗРАХУНОК

#### ВПУСК

Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r} = \frac{288 + 15}{750} \cdot \frac{1,15}{17 \cdot 0,85 - 1,15} = 0,035$$

Температура заряду в кінці впуску (в началі стиску)

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma T_r}{1 + \gamma} = \frac{288 + 15 + 0,035 \cdot 750}{1 + 0,035} = 317^0 \text{ абс}$$

Коефіцієнт наповнення

$$\eta = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_a(1 + \gamma)} = \frac{17}{17 - 1} \cdot \frac{0,85}{1,033} \cdot \frac{288}{317(1 + 0,035)} = 0,77$$

#### СТИСК.

Середній показник політропи стиску визначаємо за формулою проф. В.А. Петрова:  $n_1 = 1,41 - \frac{100}{1400} = 1,34$

Тиск в кінці стиску

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} = 0,85 \cdot 17^{1,34} = 38 \text{ кг/см}^2$$

Температура в кінці стиску

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 317 \cdot 17^{1,34 - 1} = 832^0 \text{ абс.}$$

$$t_c = T_c - 273 = 832 - 273 = 559^\circ$$

### ЗГОРАННЯ.

Теоретично необхідна кількість повітря для згорання  $I_{кг}$  палива:

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_m}{32} \right) = \frac{1}{0.21} \left( \frac{0.86}{12} + \frac{0.13}{4} - \frac{0.01}{32} \right) = 0.495 \text{ моля}$$

Дійсно підведена кількість повітря на 1 кг палива (кількість свіжого заряду):

$$M_1 = \alpha L_0 = 1.35 \cdot 0.495 = 0.668 \text{ моля}$$

### СКЛАД ПРОДУКТІВ ЗГОРАННЯ.

Кількість молей  $CO_2$

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} = \frac{0.86}{12} = 0.0716 \text{ моля}$$

Кількість молей  $H_2O$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} = \frac{0.13}{2} = 0.065 \text{ моля}$$

Кількість молей азоту

$$M_{N_2} = 0.79 \alpha L_0 = 0.79 \cdot 1.35 \cdot 0.495 = 0.528 \text{ моля}$$

Кількість молей вільного кисню

$$M_{O_2} = 0.21 L_0 (\alpha - 1) = 0.21 \cdot 0.495 (1.35 - 1) = 0.036 \text{ моля}$$

Загальна кількість продуктів згорання

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} + M_{O_2} = 0.0716 + 0.065 + 0.528 + 0.036 = 0.701 \text{ моля}$$

Для перевірки використовуємо формулу

$$M_2 = \alpha L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O_m}{32} = 1.35 \cdot 0.495 + \frac{0.13}{4} + \frac{0.01}{32} = 0.701 \text{ моля}$$

Хімічний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0.701}{0.668} = 1.05$$

Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\mu = \frac{\mu_0 + \gamma}{1 + \gamma} = \frac{1,05 + 0,035}{1 + 0,035} = 1,048$$

Температуру газів в кінці згорання знаходимо, використовуючи рівняння згорання. В загальному об'ємі газів ( $M_l + M_r$ ), які знаходяться в циліндрі в кінці такту стиску, залишкові гази  $M_r$  складають незначну частку, отже середню мольну теплоємність  $mc'_v$  приймаємо рівний теплоємності повітря. З таблиць, складених за дослідними даними, знаходимо, що для повітря при температурі  $t = 559^\circ \text{C}$   $mc_p = 7,253 \text{ ккал/моль град}$ . Знаючи, що  $mc'_p = mc_v + 1,985$  знаходимо

$$mc'_v = mc'_p - 1,985 = 7,253 - 1,985 = 5,255 \text{ ккал/ ммоль} \cdot \text{град}$$

Підставимо відомі числові величини у рівняння згорання,

$$\frac{\xi H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} + (mc'_{vc} + 8,314\lambda)G_c = \mu(mc''_{vz} + 8,314)G_z$$

Отримаємо:

$$\frac{0,75 \cdot 10000}{1,048(1 + 0,035)0,668} + \frac{5,25 \cdot 559 + 1,985 \cdot 1,6 \cdot 559 + 1,985 \cdot 273(1,6 - 1,048)}{1,048} = mc'_p t_z$$

Звідки знаходимо, що

$$mc'_p t_z = 15600 \text{ ккал/ моль}$$

Визначаємо значення середньої мольної теплоємності  $mc'_p$  продуктів згорання як газової суміші, складених з об'ємних

часток  $r_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2}$  вуглекислого газу  $r_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2}$  парів води

$r_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2}$  азоту  $r_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2}$  вільного кисню.

Використовуючи формулу для визначення теплоємності суміші:

$$(mc_p)_{nc} = r_{CO_2}(mc_p)_{CO_2} + r_{H_2O}(mc_p)_{H_2O} + r_{N_2}(mc_p)_{N_2} + r_{O_2}(mc_p)_{O_2}$$

де об'ємна частка  $r$  газів в суміші і середні мольні теплоємності  $mc_p$  складових газів беремо по дослідним даним

(прямолінійна залежність). За цими даними для температури від 1501° до 3000° маємо:

для CO<sub>2</sub>

$$(mc_p)_{CO_2} = 11,505 + 0,00076t;$$

для H<sub>2</sub>O

$$(mc_p)_{H_2O} = 8,485 + 0,00093t;$$

для N<sub>2</sub>

$$(mc_p)_{N_2} = 7,345 + 0,00034t;$$

для O<sub>2</sub>

$$(mc_p)_{O_2} = 7,631 + 0,000372t;$$

Тоді середня мольна теплоємність продуктів згорання при постійному тиску

$$\begin{aligned} mc'_p &= \frac{0.0716}{0.701}(11.505 + 0.00076t) + \frac{0.065}{0.701}(8.485 + 0.00093t) \\ &+ \frac{0.528}{0.701}(7.345 + 0.00034t) + \frac{0.036}{0.701}(7.631 + 0.000372t) \\ &= 7.894 + 0.00044t \end{aligned}$$

Підставляємо отримані дані  $mc'_p$  в рівняння (43) і розв'язуємо його відносно  $t_z$ :

$$t_z = \frac{-7,894 \pm \sqrt{7,894^2 + 4 \cdot 0,00044 \cdot 15600}}{2 \cdot 0,00044} = 1770^\circ C$$

$$T_z = t_z + 273 = 1770 + 273 = 2043^\circ \text{абс}$$

Тиск газів в циліндрі в кінці згорання

$$p_z = p_c \lambda = 38 \cdot 1.6 = 61 \text{ кг/см}^2$$

## РОЗШИРЕННЯ

Степінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\mu}{\lambda} \cdot \frac{T}{T_c} = \frac{1.048}{1.6} \cdot \frac{2043}{832} = 1.61$$

Степінь послідуєчого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{17}{1.61} = 10,55$$

Середній показник політропи розширення  $n_2=1,2$ .  
Тиск газів в циліндрі в кінці розширення

$$P_b = \frac{P_Z}{\delta^{n_2}} = \frac{61}{10,55^{1,2}} = 4,6 \text{ кг/см}^2$$

Температура газів в кінці розширення

$$T_b = \frac{T_Z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2043}{10,55^{1,2-1}} = 1280^\circ \text{ абс}$$

$$t_b = T_b - 273 = 1280 - 273 = 1007^\circ \text{ C}$$

### СЕРЕДНІЙ ІНДИКАТОРНИЙ ТИСК.

Середній теоретичний індикаторний тиск знаходимо із формули (31), підставляючи в неї раніше знайдені числові значення:

$$p'_i = p_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[ \lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1} - 1 \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]$$

$$p'_i = \frac{38}{17-1} \left[ 1,6(1,61) + \frac{1,6 \cdot 1,61}{1,2-1} \left( 1 - \frac{1}{10,55^{1,2-1}} \right) - \frac{1}{1,34-1} \left( 1 - \frac{1}{17^{1,34-1}} \right) \right] = 9,45 \text{ кг/см}^2$$

Середній дійсний індикаторний тиск по округленій індикаторній діаграмі (приймаємо  $\varphi_n=0,93$ )

$$p_i = \varphi_n p'_i = 0,93 \cdot 9,45 = 8,8 \text{ кг/см}^2$$

Приймавши  $\eta_m = 0,72$  знайдемо

$$p_e = \eta_m \cdot p_i = 0,72 \cdot 8,8 = 6,3 \text{ кг/см}^2$$

Основні розміри двигуна. Робочий об'єм двигуна

$$V_{\text{Л}} = \frac{N_e \cdot 900}{p_e n} = \frac{70 \cdot 900}{6,3 \cdot 1400} = 7,15 \text{ дм}^3$$

Приймаємо відношення  $\frac{S}{D} = 1,2$  тоді діаметр циліндра

$$D = \sqrt[3]{\frac{V_{\text{Л}}}{i \cdot 0,785 \frac{S}{D}}} = \sqrt[3]{\frac{7,15}{4 \cdot 0,785 \cdot 1,2}} = 1,24 \text{ дм}$$

Остаточо приймаємо  $D = 1,25$  дм,  $S = 1,5$  дм, отже робочий об'єм двигуна

$$V_{\text{л}} = i \frac{\pi D^2}{4} S = 4 \frac{3.14 \cdot 1.25^2}{4} \cdot 1.5 = 7.35 \text{ дм}^3$$

Середній ефективний тиск при  $D = 1.25$  дм і  $S = 1.5$  дм;

$$p_e = \frac{N_e \cdot 900}{V_{\text{л}} n} = \frac{70 \cdot 900}{7.35 \cdot 1400} = 6,15 \text{ кг/см}^3$$

Індикаторні і ефективні показники двигуна.

Індикаторна потужність

$$N_i = \frac{N_e}{\eta_i} = \frac{70}{0,72} = 97,5 \hat{\text{є}} \tilde{\text{л}}.$$

Індикаторний ККД.

$$\eta_i = 1,985 \frac{\alpha L_0 p_i T_0}{H_u \eta_v p_0} = 1,985 \frac{1,35 \cdot 0,495 \cdot 8,8 \cdot 288}{10000 \cdot 0,77 \cdot 1,033} = 0,436$$

Ефективний ККД  $\eta_e = \eta_i \eta_i = 0,436 \cdot 0,72 = 0,314$

Індикаторна питома витрата палива

$$g_i = \frac{632}{H_u \eta_i} = \frac{632}{10000 \cdot 0,436} = 0.145 \text{ кг/л.с.ч або } 145 \text{ г/к.с.ч}$$

Ефективна питома витрата палива

$$g_e = \frac{632}{H_u \eta_e} = \frac{632}{10000 \cdot 0,314} = 0.201 \text{ кг/л.с.ч або } 201 \text{ г/к.с.ч}$$

Витрата палива за годину

$$G_T = g_e N_e = 0,201 \cdot 70 = 14,07 \text{ кг/год}$$

Літрова потужність двигуна

$$N_{\hat{\text{є}}} = \frac{N_e}{V_{\hat{\text{є}}}} = \frac{70}{7,35} = 9,53 \hat{\text{є}} \tilde{\text{л}}. / \hat{\text{є}}.$$

Середня швидкість поршня

$$v_{\text{cp}} = \frac{S n}{30} = \frac{0,15 \cdot 1400}{30} = 7 \text{ м/с}$$

**ВАРІАНТИ ІНДИВІДУАЛЬНИХ ЗАВДАНЬ ДО ВИКОНАННЯ  
ТЕПЛОВОГО РОЗРАХУНКУ ДВИГУНА**

<b>№ п/п</b>	<b>N<sub>e</sub> к.с.</b>	<b>n, об/хв</b>	<b>i</b>	<b>ε</b>	<b>α</b>	<b>ξ</b>
1.	50	1500	2	16	1,3	0,65
2.	60	2000	4	17	1,4	0,7
3.	70	2500	6	18	1,5	0,75
4.	80	3000	8	19	1,6	0,8
5.	90	1500	2	20	1,7	0,85
6.	100	2000	4	16	1,3	0,65
7.	110	2500	6	17	1,4	0,7
8.	120	3000	8	18	1,5	0,75
9.	130	1500	2	19	1,6	0,8
10.	140	2000	4	20	1,7	0,85
11.	150,	2500	6	16	1,3	0,65
12.	160	3000	8	17	1,4	0,7
13.	170	1500	2	18	1,5	0,75
14.	180	2000	4	19	1,6	0,8
15.	190	2500	6	20	1,7	0,85
16.	200	3000	8	16	1,3	0,65
17.	80	1500	2	17	1,4	0,7
18.	90	2000	4	18	1,5	0,75
19.	100	2500	6	19	1,6	0,8
20.	110	3000	8	20	1,7	0,85
21.	120	1500	2	16	1,3	0,65
22.	130	2000	4	17	1,4	0,7
23.	140	2500	6	18	1,5	0,75
24.	150	3000	8	19	1,6	0,8
25.	160	1500	2	20	1,7	0,85
26.	170	2000	4	16	1,3	0,65
27.	180	2500	6	17	1,4	0,7
28.	190	3000	8	18	1,5	0,75
29.	200	1500	2	19	1,6	0,8
30.	210	2000	4	20	1,7	0,85

## ПРИЙНЯТІ ПОЗНАЧЕННЯ

- $G_o$  – власна вага автомобіля,  $H$ ;  
 $G_{OP}$  – власна вага причепа,  $H$ ;  
 $G_a$  – повна вага автомобіля,  $H$ ;  
 $G_{II}$  – повна вага причепа,  $H$ ;  
 $G_H$  – номінальна вантажопідйомність автомобіля,  $H$ ;  
 $K_r$  – коефіцієнт використання вантажопідйомності,  $H$ ;  
 $G_{IIAC}$  – пасажиромісткість, люд.  $H$ ;  
 $K_{IIAC}$  – коефіцієнт використання пасажиромісткості,  $H$ ;  
 $G_1$  – вага, що доводиться на передню вісь автомобіля,  $H$ ;  
 $G_2$  – вага, що доводиться на задню вісь автомобіля,  $H$ ;  
 $G_3$  – вага, що доводиться на передню вісь причепа,  $H$ ;  
 $G_4$  – вага, що доводиться на задню вісь причепа,  $H$ ;  
 $m_a$  – маса автомобіля,  $кг$ ;  
 $m_1$  – маса доводиться на передню вісь автомобіля,  $кг$ ;  
 $m_2$  – маса що доводиться на задню вісь автомобіля,  $кг$ ;  
 $m_3$  – маса що доводиться на передню вісь причепа,  $кг$ ;  
 $m_4$  – маса що доводиться на задню вісь причепа,  $кг$ ;  
 $L$  – поздовжня база автомобіля,  $м$ ;  
 $B_a$  – ширина колії автомобіля,  $м$ ;  
 $B_{BH}$  – ширина колії автомобіля без урахування ширини шин,  $м$ ;  
 $H$  – висота автомобіля,  $м$ ;  
 $l_1$  – довжина переднього звіса,  $м$ ;  
 $l_2$  – довжина заднього звіса автомобіля,  $м$ ;  
 $h_0$  – висота центру мас (тяжкість) автомобіля,  $м$ ;  
 $h_{KP}$  – висота тягово-зчіпного пристрою причепа,  $м$ ;  
 $h_w$  – висота центру парусності,  $м$ ;



$h_H$  – відстань нижчої точки автомобіля до опорної поверхні, *м*;  
 $a$  – відстань від центру мас (тяжкість) автомобіля до передньої осі, *м*;  
 $b$  – відстань від центру мас (тяжкість) автомобіля до задньої осі, *м*;  
 $c$  – відстань від центру тяжкості до центру нижчої точки автомобіля по горизонталі, *м*;  
 $R_{\Pi}$  – поздовжній радіус прохідності автомобіля, *м*;  
 $R_{\text{ПОП}}$  – поперечний радіус прохідності автомобіля, *м*;  
 $n_a$  – частота обертання колінчастого валу двигуна, *об/хв*;  
 $n$  – частота обертання ведучих коліс автомобіля, *об/хв*;  
 $n_q$  – число пасажирських місць (включаючи водія) автомобіля, *чол.*;  
 $\omega_a$  – кутова швидкість колінчастого валу двигателя,  $c^{-1}$ ;  
 $\omega_K$  – кутова швидкість ведучих коліс автомобіля,  $c^{-1}$ ;  
 $\omega'_K$  – вузлове прискорення колінчастого валу двигуна,  $c^2$ ;  
 $v_a$  – швидкість руху автомобіля, *м/с (км/год)*;  
 $v_H, v_K$  – початкова і кінцева швидкості руху автомобіля, *м/с (км/год)*;  
 $i_K$  – передаточне число коробки зміни передач,  $m/c^2$ ;  
 $i_{\text{ДК}}$  – передаточне число додаткової коробки зміни передач,  $m/c^2$ ;  
 $i_0$  – передаточне число головної передачі,  $m/c^2$ ;  
 $i_{\text{ТР}}$  – передаточне число трансмісі, *Н*;  
 $r_K$  – радіус кочення колеса;  
 $F_K$  – площа плями контакту колеса з дорогою,  $m^2$ ;  
 $P_K$  – дотична сила тяги, *Н*;  
 $P_T$  – гальмівна сила між колесами і дорогою, *Н*;  
 $P_{KP}$  – сила тяги на крюку, *Н*;  
 $P_x, P_y, P_z$  – горизонтальна, бічна, нормальна сили, що діють на колесо, *Н*;  
 $P_f$  – сила опору коченню, *Н*;  
 $P_{\psi}$  – сила опору дороги, *Н*;

$P_i$  – сила опору підйому,  $H$ ;  
 $P_w$  – сила опору повітря,  $H$ ;  
 $P_j$  – сила опору розгону (сила інерції поступально рухомих мас),  $H$ ;  
 $P_{TP}$  – сила тертя в трансмісії,  $H$ ;  
 $P_{TD}$  – сила тертя в двигуні, переведена до ведучих коліс,  $H$ ;  
 $R_{z1}$  – нормальна реакція дороги на передні колеса,  $H$ ;  
 $R_{z2}$  – нормальна реакція дороги на задні колеса,  $H$ ;  
 $M_e$  – ефективний момент, що крутиться, на колінчастому валу двигуна,  $H\cdot m$ ;  
 $M_{TK}$  – гальмівний момент на ведучих колесах,  $Hm$ ;  
 $V_h$  – робочий об'єм двигуна,  $dm^3$  ( $л$ );  
 $S_n$  – хід поршня,  $m$ ;  
 $M_K$  – крутний момент, на ведучих колесах,  $H\cdot m$ ;  
 $M_f$  – момент опору коченню автомобіля,  $H\cdot m$ ;  
 $M_{TP}$  – момент сили тертя в трансмісії,  $H\cdot m$ ;  
 $M_{TD}$  – момент сили тертя в двигуні,  $H\cdot m$ ;  
 $M_{TK}$  – сумарний момент тертя на колісних гальмах,  $H\cdot m$ ;  
 $N_e$  – ефективна потужність двигуна,  $кВт$ ;  
 $N_K$  – потужність, що підводиться до ведучих коліс,  $кВт$ ;  
 $N_f$  – потужність, що витрачається на подолання сил опору коченню,  $кВт$ ;  
 $N_\psi$  – потужність, що витрачається для подолання сил опору дороги,  $кВт$ ;  
 $N_i$  – потужність, для подолання сил опору підйому,  $кВт$ ;  
 $N_w$  – потужність, що витрачається для подолання сил опору повітря,  $кВт$ ;  
 $N_j$  – потужність, що витрачається для подолання сил опору розгону (сил інерції),  $кВт$ ;

$N_{TP}$  – потужність, що витрачається для подолання сил тертя в двигуні,  $\kappa Bm$ ;

$g_e(N_{e_{\max}})$  – питома витрата палива при максимальній потужності,  $г/кВм, год$ ;

$k_n$  – коефіцієнт використання частоти обертання колінчастого валу двигуна,  $\kappa Bm$ ;

$k_N$  – коефіцієнт використання потужності двигуна,  $\kappa Bm$ ;

$D$  – динамічний фактор,  $\kappa Bm$ ;

$D_{CC}$  – динамічний фактор по зчепленню ведучих коліс з дорогою,  $\kappa Bm$ ;

$\eta_{TP}$  – коефіцієнт корисної дії трансмісії,  $\kappa Bm$ ;

$\eta_M$  – механічний коефіцієнт корисної дії двигуна,  $\kappa Bm$ ;

$G_s$  – шляхова витрата палива двигуном,  $л/100$  км.;

$G_T$  – годинна витрата палива двигуном,  $л/год$ ;

$G_{TP}$  – витрата палива на одиницю транспортної роботи,  $л/100$  км.;

$\rho_T$  – густина палива,  $\kappa г/л$ ;

$g$  – прискорення сили тяжіння,  $м/с^2$ ;

$f$  – коефіцієнт опору коченню,  $\kappa H$ ;

$f_0$  – коефіцієнт опору коченню при русі з малою швидкістю ( $\leq 14i / \bar{n}$ );

$\psi$  – коефіцієнт опору дороги,  $м/с^2$ ;

$\varphi$  – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою,  $м/с^2$ ;

$\eta_a$  – коефіцієнт бічної стійкості автомобіля,  $м/с^2$ ;

$b_{ш}$  – висота профілю шини,  $мм$ ;

$b_y$  – ширина профілю шини,  $мм$ ;

$\lambda_{ш}$  – коефіцієнт деформації шини,  $мм$ ;

$d$  – внутрішній (посадочний) діаметр шини,  $мм$  (дюйми);

$D_{CT}$  – статичний діаметр шини,  $м$ ;

$\alpha$  – кут підйому (ухилу) дороги,  $град$ ;

$\beta$  – кут бічного нахилу дороги,  $град$ ;

$\gamma_1, \gamma_2$  – передній і задній кути звісу автомобіля (кути в'їзду і з'їзду), *град*;

$\delta$  – коефіцієнт буксування коліс;

$\delta_{BP}$  – коефіцієнт врахування мас, що обертаються;

$\delta_1, \delta_2$  – кут бічного відведення шин передніх і задніх коліс автомобіля, *град*;

$j, j_3$  – прискорення і уповільнення автомобіля,  $m/c^2$ ;

$k_w$  – коефіцієнт обтичності автомобіля,  $H c^2/M^2$ ;

$F_w$  – площа лобового опору автомобіля,  $m^2$ ;

$W_a = K_w \cdot F_w$  – фактор обтичності,  $H c^2/M^2$ ;

$m_1, m_2$  – коефіцієнти перерозподілу навантажень на передні і задні колеса при гальмуванні автомобіля;

$J_{DB}$  – момент інерції деталей двигуна, що обертаються,  $H m/c^2$ ;

$J_K$  – момент інерції колеса автомобіля,  $H, m/c^2$ ;

$\Theta_H$  – кут повороту зовнішнього керованого колеса» *град*;

$\Theta_B$  – кут повороту внутрішнього керованого колеса, *град*;

$\Theta$  – середній кут повороту керованих коліс, *град*;

$\Theta_{\max}$  – максимальний середній кут повороту керованих коліс, *град*;

$\Theta_{UK}$  – кут повороту рульового колеса автомобіля, *град*;

$\lambda_0$  – кут між осями поворотних цапф, *град*;

$i_{PY} = i_{PM} \cdot i_{PII}$  – передаточне число рульового механізму, *град*;

$i_{PM}$  – передаточне число рульового редуктора, *град*;

$i_{PII}$  – передаточне число рульового приводу, *рад*;

$R$  – радіус повороту автомобіля, *м*;

$R_{\min}$  – мінімальний радіус повороту автомобіля, *м*;

$R_{\text{забmax}}$  – зовнішній габаритний радіус повороту автомобіля, *м*;

$R_{\text{забmin}}$  – внутрішній габаритний радіус повороту автомобіля, *м*;

$R_{II}$  – радіус повороту причепа, *м*;

$R_{KT}$  – найменший радіус повороту найбільш видаленої точки тягача від центру повороту,  $m$ ;

$R_{KP}$  – найменший радіус повороту найбільш близької точки прицепа до центру повороту,  $m$ ;

$\Delta_1$  – відстань від найбільш видаленої крапки автомобіля від центра повороту до центру сліду зовнішнього керованого колеса,  $m$ ;

$\Delta_2$  – відстань від центру сліду зовнішнього керованого колеса до найбільш близької до центру повороту точки автомобіля,  $m$ ;

$B_{\dot{\gamma}}$  – поворотна ширина по сліду коліс,  $m$ ;

$B_T$  – габаритна смуга руху,  $m$ ;

$B_K$  – ширина коридору повороту автопоїзда,  $m$ ;

$B_p$  – ширина смуги розвороту автопоїзда на 180 град,  $m$ ;

$k_y$  – коефіцієнт опору бічному відведенню коліс;

$\omega_a$  – кутова швидкість повороту автомобіля,  $c^{-1}$ ;

$\omega_a / \Theta$  – чутливість автомобіля до управління,  $c^{-1}$ ;

$\beta_p$  – кут між середнім радіусом повороту і радіусом центра ваги автомобіля, *град*;

$\omega_{ПК}$  – кутова швидкість повороту керованих коліс,  $c^{-1}$ ;

$\lambda_{АП}$  – відносне зрушення траєкторії автопоїзда,  $m$ ;

$P_{y1}, P_{y2}$  – бічні сили, що діють на передніх і задні колеса автомобіля при повороті,  $H$ ;

$P_{Ц}$  – відцентрова сила, що діє на центр тяжіння автомобіля при повороті,  $H$ ;

$S_T$  – гальмівний шлях автомобіля,  $m$ ;

$t_1$  – час реакції водія,  $c$ ;

$t_2$  – час до початку спрацьовування гальмівної системи,  $c$ ;

$t_T$  – повний час гальмування автомобіля,  $c$ ;

$k_y$  – коефіцієнт зниження ефективності гальмування,  $c$ ;

$\gamma_T, \gamma_{\dot{\gamma}}$  – питома гальмівна сила тягача і прицепа,  $c$ ;

$P_c$  – сила зчеплення між тягачем-автомобілем і причепом,  $H$ ;  $l_3, l_4$   
 $l_3, l_4$  – відстань від центру мас причепа до осі обертання передніх  
 або задніх коліс,  $m$ ;  
 $n_{\Pi}$  – загальне число причепів,  $H$ ;  
 $n_{\Pi\Pi}$  – загальне число причепів, що мають гальмівну систему,  $H$ ;  
 $m_{\Gamma}$  – коефіцієнт перерозподілу навантаження, для гальмуючих  
 коліс причепа,  $H$ ;  
 $G_{\Pi\phi}$  – зчіпна вага, що доводиться на осі гальмуючих коліс  
 причепа,  $H$ ;  
 $P_{\text{ш}}$  – внутрішній тиск в шини,  $Па$ ;  
 $P_o$  – тиск в плямі контакту при  $r_{\text{ш}} = 0$ ,  $Па$ ;  
 $C_{\Pi(p)}$  – жорсткість пружини (ресори),  $H/м$ ;  
 $C_{\text{под}}$  – жорсткість підресорника,  $H/м$ ;  
 $C_{\text{ш}}$  – жорсткість шини,  $H/м$ ;  
 $h_p$  – висота рову,  $м$ ;  
 $F_K$  – площа контакту колеса з дорогою,  $м^2$ ;  
 $F_{\Pi\Pi}$  – площа контакту на виступах малюнка протектора,  $м^2$ ;  
 $k_H$  – коефіцієнт насиченості протектора,  $кПа$ ,  
 $f_{\Pi}$  – статичний прогин пружини,  $м$ ;  
 $f_{\text{ш}}$  – статичний прогин шини,  $м$ ;  
 $f_{\Pi\Pi}$  – статичний прогин підвіски під дією ваги автомобіля,  $м$ ;  
 $\varepsilon$  – коефіцієнт розподілу мас,  $кг$ ;  
 $\rho_K$  – радіус інерції підресорної маси автомобіля відносно осі У-У;  $м$ ;  
 $m_H$  – маса непідресорних частин автомобіля,  $кг$ ;  
 $m_K$  – маса підресорних частин автомобіля,  $кг$ ;  
 $m_0$  – підресорна маса автомобіля без вантажу,  $кг$ ;  
 $m_{\Gamma}$  – маса вантажу,  $кг$ .

## РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Артамонов М.Д. Основы теории и конструкции автомобиля / М.Д. Артамонов, В.А. Иларионов М.М. Морин. – М. : Машиностроение. – 1974. – 288 с.
2. Волков В.П. Теорія руху автомобіля: підручник / В.П. Волков, Г.Б. Вільський. – Суми: Університетська книга, 2010. – 320 с.
3. Гришкевич А.И. Автомобили: Теория. Учебник для ВУЗов / А.И. Гришкевич. – Минск.: Высш. школа, 1986. – 208 с.
4. Литвинов А.В. Автомобили: Теория эксплуатационных свойств. Учебник для ВУЗов / А.В. Литвинов, Я.Н. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
5. Проскурин А.И. Теория автомобиля Примеры и задачи / А.И. Проскурин. – Ростов-на-Дону: Феникс. – 2006. – 202 с.
6. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин / Г.А. Смирнов. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
7. Солтус А.П. Теория эксплуатационных свойств автомобиля Учеб. пособие / А.П. Солтус. – Киев: Аристей, 2004. – 187с.

## НАВЧАЛЬНО-МЕТОДИЧНЕ ВИДАННЯ

### ОСНОВИ ТЕОРІЇ АВТОМОБІЛЯ І ТРАКТОРА

**КОЛЯДА Андрій Миколайович**  
**НЕГОВСЬКИЙ Ігор Вікторович**

**О 75 Основи теорії автомобіля і трактора.** Методичні рекомендації до вивчення дисципліни. Для студентів технологічного факультету / Укл. Коляда А.М., Неговський І.В. – Чернігів: ЧНПУ, 2013. – 120 с.

УДК 378:016:629.3(076)  
ББК Ч 489.516

Технічний редактор	О. Клімова
Комп'ютерна верстка та макетування	А. Коляда
Комп'ютерний набір	А. Коляда

*Свідоцтво про державну реєстрацію  
друкованого засобу масової інформації  
серія КВ № 17500-6250 ПР від 16.11.2010 р.*

---

Підписано до друку 19.09.2013 р. Формат 60 x 90 1/16.  
Папір офсетний. Друк на різнографі.  
Ум. друк. арк. 7,0. Обл.-вид. 5,32.  
Наклад 100 прим. Зам. № 669  
Редакційно-видавничий відділ ЧНПУ імені Т.Г. Шевченка.  
14013, вул. Гетьмана Полуботка, 53, к. 208.  
Тел. 65-17-99.  
chnpu.tipograf@gmail.com