

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КРЕМЕНЧУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ МИХАЙЛА ОСТРОГРАДСЬКОГО
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ МЕХАНІЧНОЇ ІНЖЕНЕРІЇ,
ТРАНСПОРТУ ТА ПРИРОДНИЧИХ НАУК



МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ЩОДО ВИКОНАННЯ ПРАКТИЧНИХ РОБІТ
З НАВЧАЛЬНОЇ ДИСЦИПЛІНИ
«ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ»
ДЛЯ СТУДЕНТІВ ДЕННОЇ ТА ЗАОЧНОЇ ФОРМ НАВЧАННЯ
ЗІ СПЕЦІАЛЬНОСТІ
133 – «ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ»
ОСВІТНЬО – ПРОФЕСІЙНОЇ ПРОГРАМИ
«ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ»
(У ТОМУ ЧИСЛІ СКОРОЧЕНИЙ ТЕРМІН НАВЧАННЯ)
ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ «БАКАЛАВР»

КРЕМЕНЧУК 2021

Методичні вказівки щодо виконання практичних робіт з навчальної дисципліни «Експлуатаційні властивості автомобілів і тракторів» для студентів денної та заочної форм навчання зі спеціальності 133 – «Галузеве машинобудування» освітньо-професійної програми «Галузеве машинобудування» (у тому числі скорочений термін навчання) освітнього ступеня «Бакалавр»

Укладачі: к. т. н., доц. С. М. Черненко, д. т. н., доц. Р. Г. Пузир

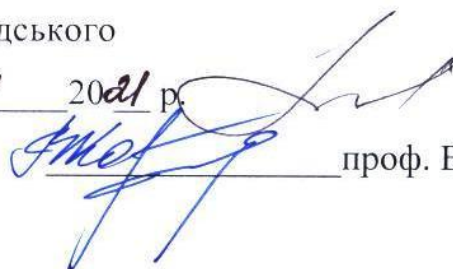
Рецензент к. т. н., доц. А. А. Черниш

Кафедра автомобілів і тракторів

Затверджено методичною радою Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського

Протокол № 3 від «19» 01 2021 р.

Голова методичної ради


проф. В. В. Костін

ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Перелік практичних робіт.....	6
Практична робота № 1 Визначення потужності двигуна.....	6
Практична робота № 2 Побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна.....	9
Практична робота № 3 Розрахунок передавальних чисел трансмісії автомобіля.....	13
Практична робота № 4 Тяговий баланс, баланс потужностей, динамічна характеристика автомобіля.....	17
Практична робота № 5 Час і шлях розгону автомобіля.....	22
Практична робота № 6 Паливно-економічна характеристика автомобіля.....	25
Практична робота № 7 Гальмівні властивості автомобіля.....	28
Практична робота № 8 Розрахунок тягово-швидкісних характеристик автомобіля з гідротрансформатором.....	30
Практична робота № 9 Визначення оптимального сходження керованих коліс автомобіля	34
Практична робота № 10 Дослідження граничного за зчепленням моменту опору повороту шини керованого колеса автомобіля.....	37
Практична робота № 11 Визначення стійкості керованого колеса проти коливань.....	40
2 Критерії оцінювання знань студента під час виконання практичних робіт.....	43
Список літератури.....	46

ВСТУП

Практичні роботи є важливим видом занять для засвоєння студентами знань і набуття вмінь з навчальної дисципліни «Експлуатаційні властивості автомобілів і тракторів». Практичні роботи проводяться після опанування теоретичного матеріалу на лекційних заняттях з теми, що вивчається, та самостійної роботи.

Метою практичних робіт є закріплення знань, отриманих на лекціях і під час самостійного вивчення навчальної дисципліни, набуття вмінь з теоретичного дослідження експлуатаційних властивостей автомобілів, тягового розрахунку автомобіля.

Згідно з вимогами освітньо-професійної програми студенти повинні:

знати експлуатаційні властивості автомобіля; взаємодію еластичного колеса з опорною поверхнею; сили, що діють на автомобіль під час руху; тяговий розрахунок автомобіля; характеристики джерела енергії; показники керованості та стійкості, прохідності автомобіля, плавності руху;

уміти провести тяговий розрахунок автомобіля і визначити його основні параметри, сили, що діють під час руху автомобіля, розрахувати критерії легкості керування, стійкості коліс проти коливань, плавності та прохідності.

Готуючись до виконання практичних робіт, студент повинен:

- 1) вивчити матеріал з теми практичної роботи, яку виконує;
- 2) засвоїти методику виконання практичної роботи й аналізу результатів розрахунків, у тому числі з використанням ЕОМ;
- 3) підготувати бланк звіту з практичного заняття;
- 4) знати відповіді на контрольні запитання до практичної роботи.

На першому занятті кожен студент отримує вихідні дані для розрахунків, до яких належать:

- маса вантажу, який перевозить автомобіль, m_g в кг (z – кількість пасажирів);
- максимальна швидкість руху автомобіля, V_{max} в м/с;

- максимальний коефіцієнт дорожнього опору, ψ_{max} ;
- тип двигуна (дизельний чи бензиновий);
- колісна формула автомобіля.

Розрахунки доцільно проводити з використанням комп'ютера та сучасних програмних продуктів, наприклад MathCad, Microsoft Excel.

Звіт повинен містити тему роботи, мету, короткі теоретичні відомості та виконання індивідуального завдання.

Результати розрахунків заносять до звіту, проводять необхідний аналіз отриманих результатів. Оформлений звіт подають викладачеві на перевірку. Під час захисту практичних робіт студент повинен знати відповіді на всі контрольні питання.

1 ПЕРЕЛІК ПРАКТИЧНИХ РОБІТ

Практична робота № 1

Тема. Визначення потужності двигуна

Мета: засвоїти методику визначення потужності двигуна, навчитися застосовувати обчислювальну техніку для розрахунку потужності.

Короткі теоретичні відомості

Джерелом енергії на автомобілі є двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ): бензиновий (карбюраторний чи інжекторний) або дизельний.

Потужність двигуна визначають за умови, що навантажений автомобіль на горизонтальній дорозі з асфальтобетонним покриттям рухатиметься з максимальною швидкістю V_{max} . У цьому випадку потужність двигуна витрачається на подолання опору коченню і повітря та визначається за формулою:

$$Ne_v = \frac{1}{\eta_{mp}} (N_f + N_n) \cdot 10^{-3}, \quad (1.1)$$

де Ne_v – потужність двигуна, що забезпечує максимальну швидкість руху V_{max} , у кВт; N_f – потужність опору коченню автомобіля по горизонтальній дорозі з максимальною швидкістю руху, що дорівнює:

$$N_f = f_0 \cdot \left(1 + \frac{V_{max}^2}{1500} \right) m_a \cdot g \cdot V_{max},$$

N_n – потужність опору повітря з максимальною швидкістю руху автомобіля, яку визначають таким чином:

$$N_n = \kappa_n \cdot F_n \cdot V_{max}^3.$$

Підставивши значення N_f та N_n до формули (1.1), одержимо:

$$Ne_v = \frac{1}{\eta_{mp}} \cdot \left[f_0 \cdot \left(1 + \frac{V_{max}^2}{1500} \right) \cdot m_a \cdot g \cdot V_{max} + \kappa_n \cdot F_n \cdot V_{max}^3 \right] \cdot 10^{-3}, \quad (1.2)$$

де η_{mp} – ККД трансмісії. Значення ККД беруть за даними табл. 1.1;

$f_0 = 0,01 \dots 0,02$ – коефіцієнт опору коченню по асфальтобетонній дорозі з малою швидкістю руху; m_a – повна маса автомобіля, яку розраховують за виразом:

$$m_a = \frac{m_g}{\kappa_g},$$

де m_g – маса вантажу, яку перевозить вантажний автомобіль, кг (вихідні дані);

κ_g – коефіцієнт вантажності, який визначають за [1]. Найчастіше $\kappa_g = 0,5 \dots 0,6$;

k_n – коефіцієнт опору повітря, $\frac{H \cdot c^2}{m^4}$. Значення цього коефіцієнта беруть згідно

з даними табл. 1.1; F_n – площа лобового опору (міделевого перерізу) в м², яку розраховують за формулою:

$$F_n = \alpha \cdot H \cdot B,$$

де α – коефіцієнт заповнення площі. Для легкових автомобілів беруть $\alpha = 0,78 \dots 0,8$, для вантажних $\alpha = 0,75 \dots 0,9$; H, B – габаритні висота і ширина автомобіля у м, які беруть за прототипом автомобіля (додаток А).

Таблиця 1.1 – Значення коефіцієнтів опору повітря та ККД трансмісії

Тип автомобіля	$K_n, \frac{H \cdot c^2}{m^4}$	η_T
гоночні	0,13...0,15	0,92...0,95
легкові	0,15...0,3	0,87...0,92
вантажні	0,4...0,6	0,8...0,87
автобуси	0,25...0,4	0,82...0,87
автопоїзди	0,55...0,85	0,8...0,85

Розраховавши за формулою (1.2) потужність Ne_v , що забезпечує максимальну швидкість руху автомобіля, для покращення його динамічних властивостей остаточно максимальна потужність двигуна береться із запасом, що становить від 10 до 25 %. Максимальну потужність двигунів визначають за виразом:

$$Ne_{max} = (1,1 \dots 1,25) \cdot Ne_v.$$

Зауважимо, що більшість двигунів максимальну потужність розвивають з максимальними обертами, а тому:

$$\omega_{e \max} = \omega_N,$$

де $\omega_{e \max}$ – максимальна кутова швидкість колінчастого вала двигуна, рад/с;

ω_N – кутова швидкість колінчастого вала двигуна, з якою він розвиває максимальну потужність, рад/с.

Завдання до теми

За індивідуальними вихідними даними розрахувати максимальну потужність двигуна Ne_{\max} та її складові N_f , N_n . Розрахунки провести з використанням ЕОМ, застосовуючи програму мовою Basic за зразком:

10 CLS

20 MV= m_g : KV= K_e

30 H= H : B= B : AL= α

40 KP= η_{mp} : F0= f_0 : VM= V_{\max} : KB= K_n

50 MA=MV/KV

60 FB=AL*H*B

70 NF=F0*(1+VM^2/1500)*MA*9.81*VM/(KP*1000)

80 NB=KB*FB*VM^3/(KP*1000)

90 NEV=NF+NB

100 NM=1.25*NEV

110 ? «Розрахунок потужності двигуна»

120 ? “MA=” MA, “FB=” FB

130 ? “NF=” NF, “NB=” NB, “NEV=” NEV, “NEMAX=” NM

Результати розрахунків занести до табл. 1.2.

Таблиця 1.2 – Визначення потужності двигуна

Повна маса автомобіля $m_a =$ _____ кг, площа лобового опору $F_n =$ _____ м²

Потужність двигуна на подолання опору кочення, N_f , кВт		$\frac{N_f \cdot 100\%}{Ne_v} =$
Потужність двигуна на подолання опору повітря, N_n , кВт		$\frac{N_n \cdot 100\%}{Ne_v} =$
Потужність двигуна при V_{\max} , Ne_v , кВт		100%
Максимальна потужність двигуна, Ne_{\max} , кВт		$\frac{Ne_{\max} \cdot 100\%}{Ne_v} =$

Контрольні питання

1. За якої умови визначається потужність двигуна?
2. На що витрачається потужність двигуна під час рівномірного руху автомобіля по горизонтальній дорозі?
3. Що враховує коефіцієнт опору повітря?
4. Що впливає на коефіцієнт опору коченню?
5. З якою метою беруть максимальну потужність двигуна із запасом?

Література: [1; 2].

Практична робота № 2

Тема. Побудова зовнішньої швидкісної характеристики двигуна

Мета: засвоєння методики розрахунку зовнішньої швидкісної характеристики двигуна (ЗШХ) за допомогою обчислювальної техніки. Набуття навичок аналізу параметрів двигуна за графіком ЗШХ.

Короткі теоретичні відомості

Основною характеристикою двигуна є його **зовнішня швидкісна характеристика** – графіки залежності потужності N_e , крутного моменту M_e , питомої витрати палива g_e від кутової швидкості колінчастого вала ω_e за максимальною подачею палива. Ця характеристика двигуна описує його енергоємність, динамічність і паливну економічність.

Зовнішню швидкісну характеристику нового двигуна визначають експериментально на заводах, де виробляють двигуни. Цю характеристику постійно контролюють у процесі виробництва, визначаючи її експериментально на стендах вибірково з партії вироблених двигунів. Зовнішню швидкісну характеристику двигуна зображено на рис. 2.1.

На цій характеристиці виділяють такі характерні точки:

N_{max} – максимальна потужність двигуна (кВт);

ω_N – кутова швидкість у рад/с, що відповідає максимальній потужності двигуна ;

M_{emax} – максимальний крутний момент двигуна (Н·м);

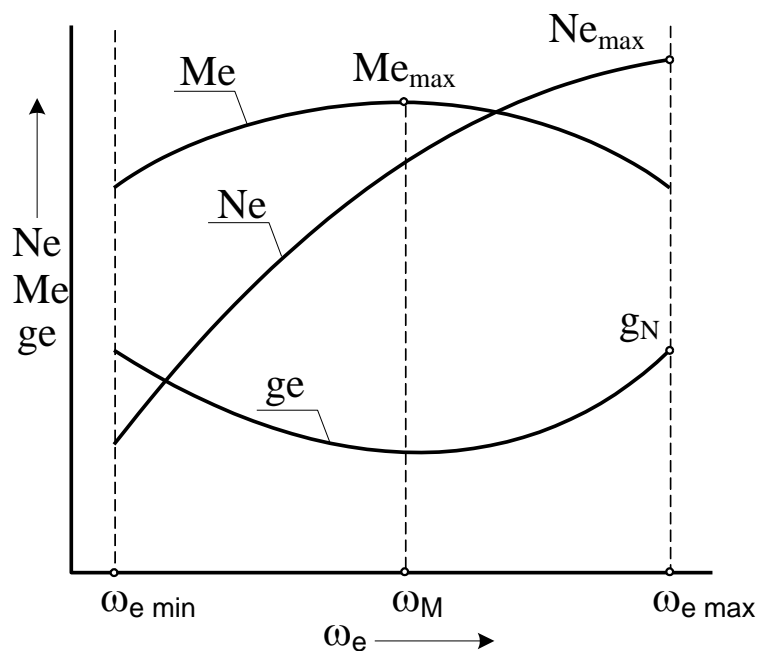


Рисунок 2.1 – Зовнішня швидкісна характеристика двигуна

ω_M – кутова швидкість у рад/с, що відповідає максимальному крутному моменту двигуна ;

M_N – крутний момент, за якого двигун розвиває максимальну потужність (Н·м);

g_N – питома витрата палива в г/КВт·год, за якої двигун розвиває максимальну потужність.

Уведемо два експериментальні коефіцієнти, які визначають із зовнішньої швидкісної характеристики двигуна:

$$K_M = \frac{M_{e_{\max}}}{M_N} \text{ – коефіцієнт пристосованості за крутним моментом;}$$

$$K_{\omega} = \frac{\omega_N}{\omega_M} \text{ – коефіцієнт пристосованості за частотою обертання двигуна.}$$

Для двигунів, що встановлюються на автомобілях, значення цих коефіцієнтів знаходяться в межах $K_M = 1,05\text{--}1,5$ і $K_{\omega} = 1,5\text{--}2,5$.

Для практичних розрахунків ЗШХ застосовують залежності:

$$N_e = N_{e_{\max}} \cdot \left[a \cdot \frac{\omega_e}{\omega_N} + b \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - c \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3 \right], \text{ КВт;} \quad (2.1)$$

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e} \cdot 1000, \text{ Н·м;} \quad (2.2)$$

$$g_e = g_N \cdot \left[1,26 - 0,85 \cdot \frac{\omega_e}{\omega_N} + 0,59 \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 \right], \text{ г/КВт}\cdot\text{год}, \quad (2.3)$$

де a, b, c – емпіричні коефіцієнти, які залежать від типу двигуна та беруться з довідкової літератури (додаток В); ω_e – поточна кутова швидкість колінчастого вала двигуна. Змінюється в інтервалі від $\omega_{e \min} = 80\text{--}100$ рад/с до $\omega_{e \max}$. Величину $\omega_{e \max}$ беруть відповідно до двигуна-прототипа (додаток В). g_N – питома витрата палива за максимальної потужності двигуна. Беруть $g_N = 300\text{--}340$ г/КВт·год – у карбюраторних; $g_N = 210\text{--}240$ г/КВт·год – у дизельних двигунів.

Завдання до теми

За формулами (2.1), (2.2), (2.3) розрахувати параметри зовнішньої швидкісної характеристики двигуна в діапазоні кутової швидкості колінчастого вала від $\omega_{e \min}$ до $\omega_{e \max}$, поділивши його на 6–8 проміжків. Для розрахунків використовувати програму мовою Basic з практичної роботи № 1, доповнивши її такими рядками:

```

140 A=a: B=b: C=c
150 WMIN=  $\omega_{e \min}$  : WN=  $\omega_N$  : GN=  $g_N$ : DW=(WN-WMIN)/6
160 ? : ? ”Зовнішня швидкісна характеристика двигуна”: ?
170 ? TAB(4); “WE”; TAB(12); “NE”; TAB(18); “ME”; TAB(25); “GE”
180 FOR WE=WMIN TO WN STEP DW
190 NE=NM*(A*WE/WN+B*(WE/WN)^2-C*(WE/WN)^3)
200 ME=NE*1000/WE
210 GE=GN*(1.26-0.85*WE/WN+0.59*(WE/WN)^2)
220 ? USING “#####.#”; WE; NE; ME; GE
230 NEXT

```

Результати розрахунків занести до таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Параметри зовнішньої швидкісної характеристики двигуна

№ пор.	Кутова швидкість обертання вала двигуна, ω_e , рад/с	Потужність, N_e , КВт	Момент, M_e , Н · м	Питома ефективна витрата палива, g_e , г/КВт · год
1				
2				
–				

За даними табл. 1.2 побудувати графік зовнішньої швидкісної характеристики двигуна (див. рис. 2.1) Розрахувати коефіцієнт пристосованості за крутним моментом K_M і коефіцієнт пристосованості за частотою обертання двигуна K_ω .

Контрольні питання

1. Надати визначення зовнішньої швидкісної характеристики двигуна.
2. Що таке коефіцієнти a , b , c ?
3. Як озраховують коефіцієнти пристосованості за моментом і частотою обертання?
4. Показати на графіку ЗШХ характерні точки: максимальні потужність і момент, момент за максимальною потужністю, питому витрату палива за максимальною потужністю.

Література: [2; 3].

Практична робота № 3

Тема. Розрахунок передавальних чисел трансмісії автомобіля

Мета: засвоїти методику розрахунку передавальних чисел трансмісії автомобіля.

Короткі теоретичні відомості

Передавальні числа трансмісії визначають у такій послідовності:

- беруть передавальне число вищої передачі коробки передач U_6 ;
- визначають передавальне число головної передачі U_0 ;

- розраховують передавальне число першої передачі коробки передач U_1 ;
- розраховують діапазон коробки, а за ним з довідкової літератури визначають кількість передач коробки;
- розраховують передавальні числа проміжних передач коробки.

Передавальне число вищої передачі коробки передач беруть за базовим автомобілем або враховуючи таке:

- для вантажних автомобілів з карбюраторними двигунами вища передача пряма $U_6 = 1$, а для таких самих автомобілів з дизелями – $U_6 = 0,72-1$. Якщо на дизелі встановлено додаткову коробку (подільник або демультіплікатор), тоді $U_6 = 0,71-0,82$;

- для легкових автомобілів задньопривідних беруть $U_6 = 0,82-1$, а для передньопривідних вища передача прискорювальна $U_6 = 0,73...0,95$;

- у міських і приміських автобусів $U_6 = 1$, у міжміських – $U_6 = 0,72-0,78$.

Передавальні числа вищих передач роздавальних коробок U_{p6} знаходяться в межах $U_{p6} = 0,917. -1,31$.

Узявши значення $U_{кв}$ і U_{p6} , визначають передавальне число *головної передачі*, U_0 , за умови забезпечення заданої максимальної швидкості руху V_{max} автомобіля за максимальної кутової швидкості колінчастого вала двигуна на вищих передачах у коробці передач і в роздавальній коробці. У цьому випадку максимальна швидкість руху автомобіля запишеться:

$$V_{max} = \frac{\omega_{e\max} \cdot r_k}{U_0 \cdot U_6 \cdot U_{p6}}$$

Звідси:

$$U_0 = \frac{\omega_{e\max} \cdot r_k}{V_{max} \cdot U_6 \cdot U_{p6}}, \quad (3.1)$$

де r_k – радіус колеса, який вибирають за прототипом автомобіля (додатки Б, В)

Передавальне число *першої передачі* коробки передач U_1 визначають з виконанням двох умов:

- 1) подолання автомобілем заданого максимального коефіцієнта опору дороги ψ_{max} ;

2) забезпечення мінімальної швидкості руху автомобіля $V_{min} \leq 1-1,4$ м/с для зручності маневрування під час під'їзду до навантаження і розвантаження.

Для виконання першої умови передавальне число першої передачі буде:

$$U_1 = \frac{\psi_{max} \cdot m_a \cdot g \cdot r_k}{M_{e_{max}} \cdot U_0 \cdot U_{pn} \cdot \eta_{mp}}, \quad (3.2)$$

де $M_{e_{max}}$ – максимальний крутний момент двигуна (Н·м), який визначається за зовнішньою швидкісною характеристикою двигуна (рис. 2.1); U_{pn} – передавальне число нижчої передачі у роздавальній коробці. Для повнопривідних вантажних автомобілів $U_{pn} = 1,31-2,28$ або беруть відповідно до прототипу.

Потім перевіряють можливість руху автомобіля з мінімальною швидкістю $V_{min} = 1-1,4$ м/с за формулою:

$$V_{min} = \frac{\omega_{e_{min}} \cdot r_k}{U_0 \cdot U_{pn} \cdot U_1} \leq 1,0 \dots 1,4, \quad (3.3)$$

де $\omega_{e_{min}}$ – мінімальна кутова швидкість обертання колінчастого вала. Беруть $\omega_{e_{min}} = 80-100$ рад/с.

Якщо умова (3.3) не виконується, тоді U_1 визначають за умови можливості руху з мінімальною швидкістю $V_{min} = 1-1,4$ м/с за формулою

$$U_1 = \frac{\omega_{e_{min}} \cdot r_k}{V_{min} \cdot U_0 \cdot U_{pn}}. \quad (3.4)$$

Кількість передач у коробці беруть за прототипом або за статистичними даними, залежно від діапазону коробки D_k :

$$D_k = \frac{U_1}{U_6},$$

який дорівнює відношенню передавальних чисел крайніх передач. Після розрахунку D_k за табл. 3.1 визначають кількість передач коробки, n .

Таблиця 3.1 – Вибір кількості передач

D_k	5,7–8,5	7,9–9,4	8–10	9,2–18,5
Кількість передач, n	5	6	8	10

Передавальні числа проміжних передач розраховують з урахуванням того, що ряд передавальних чисел буде геометричною прогресією за формулою:

$$U_m = \sqrt[n-1]{U_1^{n-m} \cdot U_n^{m-1}}, \quad (3.5)$$

де n – кількість передач у коробці; m – порядковий номер передачі.

Завдання до теми

1. Визначити вихідні дані: $V_{max} = \underline{\hspace{2cm}}$ м/с, $\psi_{max} = \underline{\hspace{2cm}}$,
 $m_a = \underline{\hspace{2cm}}$ кг, $U_n = \underline{\hspace{2cm}}$, $U_{pв} = \underline{\hspace{2cm}}$, $U_{pн} = \underline{\hspace{2cm}}$, $\eta_{mp} = \underline{\hspace{2cm}}$, $r_k = \underline{\hspace{2cm}}$ м.

Радіус колеса r_k вибрати з додатка Б або додатка В. Якщо роздавальна коробка відсутня, брати $U_{pв} = U_{pн} = 1$.

2. Розрахувати передавальні числа головної передачі, першої передачі та проміжних передач коробки передач, застосовуючи формули (3.1)–(3.5). Для розрахунків використовувати програму мовою Basic з практичної роботи № 2, доповнивши її такими рядками:

```

240 UB=Uн: RK=rк: PSI= ψmax
250 INPUT "Максимальний момент двигуна"; MM
260 U0=WN*RK/(VM*UB)
270 U1=PSI*MA*9.81*RK/(MM*U0*KP)
280 VMIN=WMIN*RK/(U0*U1)
290 IF VMIN>1.4 THEN U1=WMIN*RK/(1.4*U0)
300 DK=U1/UB
310 ? : ? "U0="U0; "VMIN=" VMIN; "DK="DK
320 INPUT "Кількість передач"; N
330 FOR M=1 TO N
340 UM=U1^((N-M)/(N-1))*UB^((M-1)/(N-1))
350 ? "U";M;"="";UM
360 NEXT

```

3. Отримані дані занести до табл. 3.2

Таблиця 3.2 – Передавальні числа коробки передач

№ передачі	Передавальне число коробки передач
1	
2	
–	

Контрольні питання

1. За якої умови визначають передавальне число головної передачі?
2. За якої умови визначають передавальне число першої передачі коробки передач?
3. З якою метою перевіряють можливість руху автомобіля з мінімальною швидкістю на першій передачі?
4. Що таке діапазон коробки передач?

Література: [2; 4].

Практична робота № 4

Тема. Тяговий баланс, баланс потужностей, динамічна характеристика автомобіля

Мета: набуття навичок розрахунку сил і потужностей, що діють на автомобіль, динамічного фактору автомобіля. Побудова графіків тягового балансу, балансу потужностей і динамічної характеристики автомобіля.

Короткі теоретичні відомості

Тяговий баланс автомобіля – це графіки залежності колової сили на ведучих колесах, сил опору коченню і повітря від швидкості руху на всіх передачах.

Для розрахунків застосовують такі залежності:

– колова сила на ведучих колесах, P_{κ} під час сталого руху:

$$P_{\kappa} = \frac{M_e \cdot U_{\kappa} \cdot U_0 \cdot U_{\rho\kappa} \cdot \eta_{mp}}{r_{\kappa}}, \quad (4.1)$$

де M_e – крутний момент двигуна з кутовою швидкістю обертання колінчастого вала ω_e , який визначають із зовнішньої швидкісної характеристики двигуна;

– швидкість руху автомобіля:

$$V = \frac{\omega_e \cdot r_k}{U_k \cdot U_0 \cdot U_{pk}}; \quad (4.2)$$

– сила опору кочення:

$$P_f = f_o \left(1 + \frac{V^2}{1500} \right) m_a g; \quad (4.3)$$

– сила опору повітря:

$$P_n = K_n \cdot F_n \cdot V^2. \quad (4.4)$$

Баланс потужностей автомобіля – це залежності потужності двигуна N_e , потужності на ведучих колесах N_k , потужностей опору коченню N_f і повітря N_n від швидкості руху на всіх передачах.

Для розрахунків застосовуються залежності:

– потужність на ведучих колесах:

$$N_k = P_k \cdot V = N_e \cdot \eta_{тр}; \quad (4.5)$$

– потужність опору коченню:

$$N_f = P_f \cdot V = f_o \cdot \left(1 + \frac{V^2}{1500} \right) \cdot m_a \cdot g \cdot V; \quad (4.6)$$

– потужність опору повітря:

$$N_n = P_n \cdot V = K_n \cdot F_n \cdot V^3. \quad (4.7)$$

Динамічна характеристика автомобіля – графіки залежності динамічного фактора навантаженого автомобіля на всіх передачах від швидкості руху

Динамічний фактор – це відношення вільної сили тяги до ваги автомобіля.

Цю величину визначають за формулою:

$$D = \frac{P_k - P_n}{m_a g}, \quad (4.8)$$

де P_k , P_n – відповідно колова (рушійна) сила на ведучих колесах автомобіля і сила опору повітря, які визначаються за формулами (4.1), (4.4).

Фізичний зміст динамічного фактора полягає в тому, що ця величина показує, який коефіцієнт дорожнього опору Ψ може подолати автомобіль.

Для визначення динамічного фактора автомобіля з різним ступенем його завантаження будують динамічний паспорт.

Динамічний паспорт автомобіля – це динамічна характеристика разом з номограмою навантажень. Зазвичай, динамічну характеристику будують для легкових автомобілів, а динамічний паспорт – для вантажних.

Співвідношення між динамічними факторами навантаженого і порожнього автомобілів записують так:

$$D_0 = D_a \cdot \frac{m_a}{m_0}, \quad (4.9)$$

де m_0 – споряджена маса автомобіля.

Зразки графіків тягового балансу, балансу потужностей і динамічної характеристики зображено на рис. 4.1–4.3.

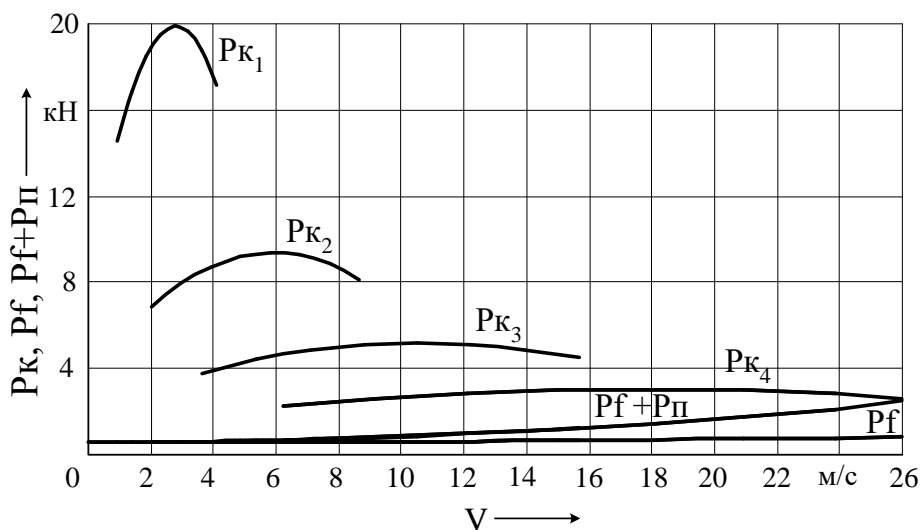


Рисунок 4.1 – Тяговий баланс автомобіля

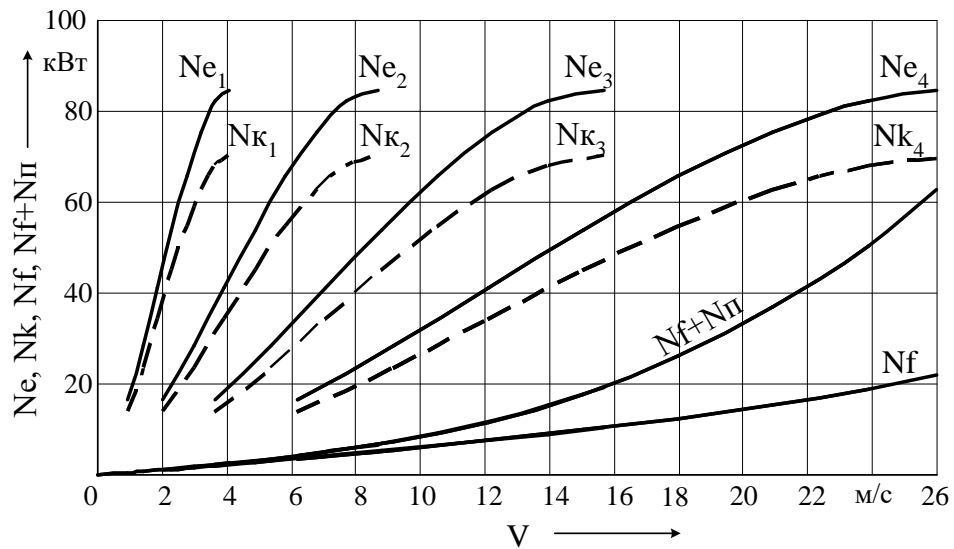


Рис 6.4 Потужнісний баланс автомобіля

Рисунок 4.2 – Баланс потужностей автомобіля

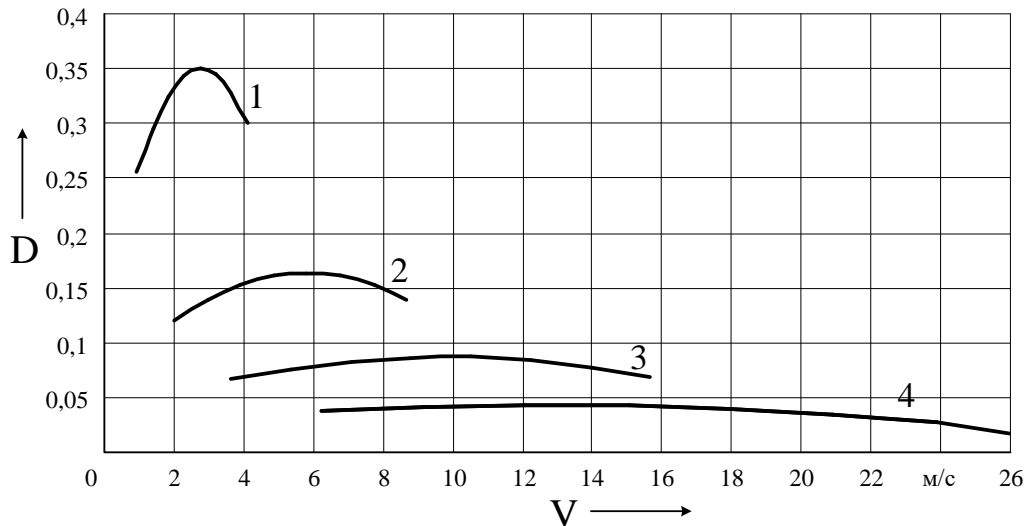


Рисунок 4.3 – Динамічна характеристика автомобіля

Завдання до теми

1. Визначити вихідні дані для розрахунку, які отримані в попередніх роботах: максимальна потужність двигуна $N_{emax} = \underline{\hspace{2cm}}$ кВт; ККД трансмісії $\eta_T = \underline{\hspace{2cm}}$; коефіцієнт опору повітря $\kappa_n = \underline{\hspace{2cm}}$ Н·с²/м⁴; площа лобового опору $F_n = \underline{\hspace{2cm}}$ м²; повна маса автомобіля $m_a = \underline{\hspace{2cm}}$ кг; радіус колеса $r_\kappa = \underline{\hspace{2cm}}$ м; коефіцієнт опору кочення з малою швидкістю $f_0 = \underline{\hspace{2cm}}$; мінімальна кутова швидкість обертання колінчастого вала $\omega_{emin} = \underline{\hspace{2cm}}$ рад/с; кутова швидкість обертання колінчастого вала двигуна з максимальною потужністю двигуна $\omega_N = \underline{\hspace{2cm}}$ рад/с; коефіцієнти двигуна $a = \underline{\hspace{2cm}}$, $b = \underline{\hspace{2cm}}$, $c = \underline{\hspace{2cm}}$; передавальне число

головної передачі $U_0 = \underline{\hspace{2cm}}$, передавальні числа коробки передач $U_{к1} = \underline{\hspace{2cm}}$, $U_{к2} = \underline{\hspace{2cm}}$, $U_{к3} = \underline{\hspace{2cm}}$; роздавальної коробки $U_{рн} = \underline{\hspace{2cm}}$; $U_{рв} = \underline{\hspace{2cm}}$.

2. Провести розрахунок сил і потужностей, а також динамічного фактору автомобіля залежно від його швидкості на різних передачах, використовуючи програму мовою Basic за зразком:

```

10 CLS
20 NM= Nemax: KP=ηmp: KB=Kn
30 FB=Fb: MA=ma: RK=rk: F0=f0:
40 WMIN=ωe min: WN=ωN: DW=(WN–WMIN)/6
50 A=a: B=b: C=c
60 U0= U0
70 INPUT “Передавальне число коробки передач”;UM
80 ??: TAB(3); “V, м/с”; TAB(17); “Ne, кВт”; TAB(31); “Nk, кВт”;
TAB(45); “Pk, кН”; TAB(62); “D”: ?
90 FOR WE=WMIN TO WN STEP DW
100 V=WE*RK/(UM*U0)
110 NE=NM*(A*WE/WN+B*(WE/WN)^2–C*(WE/WN)^3)
120 NK=NE*KP
130 PK=NK/V
140 PB=KB*FB*V^2
150 D=(PK*1000–PB)/(MA*9.81)
160 ? V, NE, NK, PK, D
170 NEXT

```

Результати розрахунків на різних передачах занести до табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Результати розрахунків

V, м/с	N _e , кВт	N _k , кВт	P _k , кН	D
1	2	3	4	5
Передача № 1 U ₁ = _____				
Передача № 2 U ₂ = _____				

Продовження табл. 4.1

1	2	3	4	5
Передача № 3 $U_3 = \underline{\hspace{2cm}}$				

3. Додатково розрахувати сили і потужності опору кочення та повітря за формулами (4.3), (4.4), (4.6), (4.7), використовуючи програму мовою Basic за зразком:

```

10 CLS
20 FB=Fb: MA=ma: RK=rk: F0=f0: KB=Kn: VM=Vmax
30 ??: TAB(3); "V, м/с"; TAB(16); "Pf, кН"; TAB(30); "Pf+Pv, кН";
TAB(44); "Nf, кВт"; TAB(57); "Nf+Nv, кВт": ?
40 FOR V=0 TO VM STEP VM/6
50 FV=F0*(1+V^2/1500)
60 PF=FV*MA*9.81/1000
70 NF=PF*V
80 PV=KB*FB*V^2/1000
90 NV=PV*V
100 ? V, PF, PF+PV, NF, NF+NV
110 NEXT

```

Результати розрахунків на різних швидкостях руху занести до табл. 4.2

Таблиця 4.2 – Сили та потужності опору кочення та повітря

V, м/с	P_f , кН	$P_f + P_n$, кН	N_f , кВт	$N_f + N_n$, кВт

3. Побудувати графіки тягового балансу (рис. 4.1), балансу потужностей (рис. 4.2) та динамічну характеристику автомобіля (рис. 4.3).

Контрольні питання

1. Надати визначення тягового балансу, балансу потужностей автомобіля.
2. Що таке динамічний фактор автомобіля?
3. У чому полягає фізичний зміст динамічного фактора?
4. Надати визначення динамічної характеристики й динамічного паспорту автомобіля. У чому полягають відмінності між ними?

Література: [3; 4].

Практична робота № 5

Тема. Час і шлях розгону автомобіля

Мета: набуття навичок розрахунку часу та шляху розгону автомобіля за допомогою обчислювальної техніки. Побудова графіка часу та шляху розгону автомобіля.

Короткі теоретичні відомості

Під час розрахунків часу і шляху розгону беруть такі припущення:

– розгін починається з мінімальної швидкості автомобіля, що відповідає мінімальним обертам колінчастого вала, а процес зрушення з місця і розгін автомобіля до цієї швидкості не розглядаються;

– двигун працює в режимі зовнішньої швидкісної характеристики.

Розрахунки проводять на кожній передачі, розбивши інтервал швидкості на 6–8 інтервалів. Для розрахунків застосовують такі залежності:

– час розгону автомобіля від початкової швидкості V_1 до кінцевої швидкості V_2 :

$$T = \frac{2 \cdot (V_2 - V_1) \cdot \delta}{g \cdot \left[D_1 + D_2 - f_0 \cdot \left(1 + \frac{V_1^2}{1500} \right) - f_0 \cdot \left(1 + \frac{V_2^2}{1500} \right) \right]}, \quad (5.1)$$

де δ – коефіцієнт урахування обертових мас, який дорівнює:

$$\delta = 1 + 0,03 + 0,04 \cdot U_m^2; \quad (5.2)$$

D_1, D_2 – динамічний фактор автомобіля відповідно зі швидкістю V_1 та V_2 , визначають за формулою (4.8).

Шлях розгону в тому самому інтервалі:

$$S = \frac{V_1 + V_2}{2} \cdot T \quad (5.3)$$

Зменшення швидкості руху ΔV під час перемикання передачі та пройдений шлях ΔS за час перемикання передачі визначають за формулами:

$$\Delta V = \frac{g \cdot f_0 \cdot \left(1 + \frac{V_n^2}{1500}\right) \cdot t_n}{\delta}; \quad (5.4)$$

$$\Delta S = \left(V_n - \frac{\Delta V}{2}\right) \cdot t_n, \quad (5.5)$$

де t_n – час перемикання передачі. Беруть $t_n = 0,8-1,5$ с; V_n – швидкість автомобіля в момент початку перемикання передачі.

Завдання до теми

Використовуючи вихідні дані, отримані на минулих заняттях, провести розрахунок часу і шляху розгону автомобіля, використовуючи програму мовою Basic за зразком:

```

10 CLS
20 NM= Nemax: KP=ηmp: KB=Kn
30 FB=Fb: MA=ma: RK=rk: F0=f0:
40 WMIN=ωe min: WN=ωN
50 A=a: B=b: C=c
60 U0= U0: UB= UB: U1= UI: N=n
70 FOR M=1 TO N
80 UM(M)=U1((N-M)/(N-1))*UB((M-1)/(N-1))
90 NEXT M
100 INPUT "На якій передачі починається розгін"; M
110 T=0: S=0
120 UM=UM(M)
130 ? TAB(8) "V, м/с"; TAB(23) "T, с"; TAB(43) "S, м"
140 DW=(WN-WMIN)/5: WE=WMIN
150 GOSUB 500
160 ? TAB(6) V; TAB(20) T; TAB(40) S
170 VI=V: DI=D: FI=FV

```

```

180 WE=WE+DW
190 GOSUB 500
200 DT=2*DEL*(V-VI)/(9.81*(D+DI-FV-FI)): T=T+DT
210 DS=(V+VI)*DT/2: S=S+DS
220 ? TAB(6) V; TAB(20) T; TAB(40) S
230 IF WE<WN THEN 170
240 INPUT "Номер передачі"; M
250 IF M>N THEN 310
260 DVP=9.81*FV/DEL
270 SP=V-0.5*DVP
280 VPM=V-DVP: WMIN=VPM*UM(M)*U0/RK
290 T=T+1: S=S+SP
300 GOTO 120
310 END
500 V=WE*RK/(UM*U0)
510 NE=NM*(A*WE/WN+B*(WE/WN)^2-C*(WE/WN)^3)
520 NK=NE*KP
530 PK=1000*NK/V
540 PB=KB*FB*V^2
550 D=(PK-PB)/(MA*9.81)
560 DEL=1.03+0.04*UM^2
570 FV=F0*(1+V^2/1500)
580 RETURN

```

Результати розрахунків на кожній передачі занести до табл.5.1.

Таблиця 5.1 – Час і шлях розгону

$V, \text{ м/с}$	$T, \text{ с}$	$S, \text{ м}$
Передача №1 $U_1 = \underline{\hspace{2cm}}$		

За даними розрахунків побудувати графіки часу та шляху розгону $V = f(t)$, $V = f(S)$ (рис. 5.1).

Контрольні питання

1. Які допущення беруть для визначення часу та шляху розгону автомобіля?

2. Чому графіки часу та шляху розгону починаються не з нульової швидкості руху?

3. Що враховує коефіцієнт оберткових мас під час розгону автомобіля?

4. У який момент проводиться перемикання передач?

5. Як змінюється швидкість руху під час перемикання передачі?

Література: [2; 5].

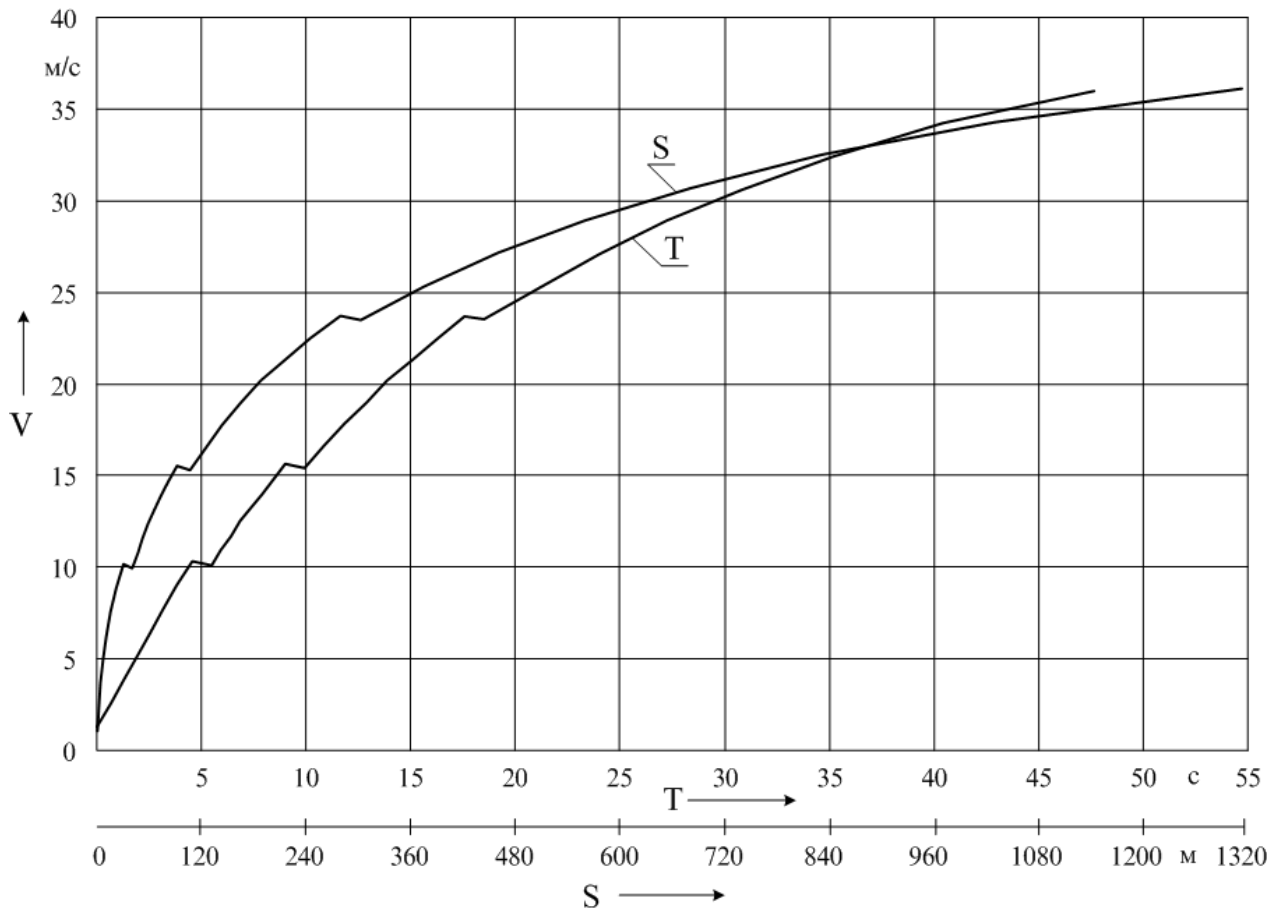


Рисунок 5.1 – Час і шлях розгону автомобіля

Практична робота № 6

Тема. Паливно-економічна характеристика автомобіля

Мета: засвоїти методику розрахунку та побудови паливно-економічної характеристики автомобіля.

Короткі теоретичні відомості

Паливно-економічна характеристика автомобіля — це графіки залежності шляхових витрат палива на різних передачах від швидкості руху в л/100 км на рівній горизонтальній дорозі з асфальтобетонним покриттям.

Шляхові витрати палива, Q_s , л/100 км, визначають за формулою:

$$Q_s = \frac{1000}{36} \cdot g_N \cdot k_w \cdot k_U \cdot \frac{N_f + N_e}{\rho \cdot V \cdot \eta_T}, \quad (6.1)$$

де k_w — коефіцієнт, що враховує ступінь використання частоти обертання, який рекомендується визначати для всіх типів двигунів за виразом:

$$k_w = 1,26 - 0,85 \cdot \frac{\omega_e}{\omega_N} + 0,59 \cdot \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2; \quad (6.2)$$

k_U — коефіцієнт, що враховує ступінь використання потужності двигуна, який розраховують за формулою:

$$k_U = a_U - b_U \cdot \frac{N_f + N_e}{Ne \cdot \eta_T} + c_U \cdot \left(\frac{N_f + N_e}{Ne \cdot \eta_T} \right)^2, \quad (6.3)$$

де a_U , b_U , c_U — емпіричні коефіцієнти, які залежать від типу двигуна, та беруться за табл. 6.1;

Таблиця 6.1 – Значення коефіцієнтів a_U , b_U , c_U

Тип двигуна	a_U	b_U	c_U
бензиновий	2,74	4,65	2,91
дизельний	1,65	2,3	1,65

ρ — густина палива, яка дорівнює $\rho = 730 \text{ кг/м}^3$ для бензину; $\rho = 860 \text{ кг/м}^3$ — для дизельного пального.

Завдання до теми

Використовуючи вихідні дані, отримані на минулих заняттях, провести розрахунок шляхових витрат палива залежно від швидкості автомобіля на різних передачах, використовуючи програму мовою Basic за зразком:

```

10 CLS
20 NM= Nmax: KP=ηmp: KB=Kn
30 FB=Fb: MA=ma: RK=rk: F0=f0
40 WMIN=ωe min: WN=ωN: DW=(WN–WMIN)/6
50 A=a: B=b: C=c
60 AU=aU: BU=bU: CU=cU: GN=gN: RO=ρ
70 U0= U0
80 INPUT “Передавальне число коробки передач?”; UM
90 ? : ? TAB(2); “V, м/с”; TAB(16); “Qs, л/100 км”: ?
100 FOR WE=WMIN TO WN STEP DW
110 V=WE*RK/(UM*U0)
120 NE=NM*(A*WE/WN+B*(WE/WN)^2–C*(WE/WN)^3)
130 NF=F0*(1+V^2/1500)*MA*9.81*V/1000
140 NB=KB*FB*V^3/1000
150 KW= 1.26–0.85*WE/WN+0.59*(WE/WN)^2
160 KU=AU–BU*(NF+NB)/(KP*NE)+CU*((NF+NB)/(KP*NE))^2
170 QS=1000*GN*KU*KW*(NF+NB)/(36*RO*V*KP)
180 ? V, QS
190 NEXT

```

Результати розрахунків занести до табл. 6.2.

Таблиця 6.2 – Паливно–економічна характеристика автомобіля. $U_m = \underline{\hspace{2cm}}$

V, м/с	Q _s , л/100 км

За даними табл. 6.1 побудувати графік паливно–економічної характеристики автомобіля $Q_s = f(V)$.

Контрольні питання

1. Що таке паливно-економічна характеристика автомобіля?
2. Як визначають паливну економічність двигуна?
3. Які чинники впливають на паливну економічність автомобіля?

Література: [2; 5].

Практична робота № 7

Тема. Гальмівні властивості автомобіля

Мета: вивчення та розрахунків шляху гальмування, гальмівного шляху та шляху зупинки автомобіля. Побудова графіка гальмівної характеристики автомобіля.

Короткі теоретичні відомості

Шлях гальмування – це слід, що залишає автомобіль на дорозі під час руху із заблокованими колесами (шлях, пройдений автомобілем із заблокованими колесами). Під час визначення цього шляху вважають, що кінетична енергія автомобіля перетворюється на роботу сил тертя в контактні коліс з дорогою. Шлях гальмування $S_{z\min}$, м визначають за формулою:

$$S_{z\min} = \frac{V^2}{2g\varphi}, \quad (7.1)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою. Беруть для сухої асфальто-бетонної поверхні $\varphi = 0,7-0,8$; для слизької дороги $\varphi = 0,3-0,4$.

Основним параметром, за яким оцінюють робочу гальмівну систему, є *гальмівний шлях* – це відстань, що проходить автомобіль з моменту, коли водій торкнувся педалі гальма – і до повної зупинки. Його визначають за формулою:

$$S_z = (t_3 + 0,5 \cdot t_n) \cdot V + k_e \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g \cdot \varphi}; \quad (7.2)$$

де t_3 – час запізнювання приводу гальмівної системи. Беруть залежно від приводу: гідравлічний – 0,05...0,15 с; пневматичний – 0,15...0,3с; t_n – час наростання уповільнення. Беруть також залежно від приводу : гідравлічний – 0,05...0,15 с; пневматичний – 0,15...0,4 с. Під час визначення t_3 та t_n потрібно, щоб виконувалася вимога:

$$(t_n + t_3) < 0,6 \text{ с, де } (t_n + t_3) \text{ – час спрацьовування гальмівної системи;}$$

k_e – коефіцієнт ефективності гальмівної системи. Беруть $k_e = 1,2$ – для легкових автомобілів, $k_e = 1,4$ – для вантажних при $\varphi > 0,4$. При $\varphi \leq 0,4$ брати $k_e = 1$;

Шлях зупинки – це шлях, що проходить автомобіль з моменту, коли водій помітив перешкоду, і до повної зупинки. Він включає шлях, що проходить автомобіль за час реакції водія, і гальмівний шлях. Визначається за формулою:

$$S_3 = t_p \cdot V + S_2 = \left(t_p + t_3 + \frac{t_n}{2} \right) V + \frac{\kappa_e V^2}{2g\varphi}, \quad (7.3)$$

де t_p – час реакції водія. Беруть $t_p = 0,8-1$ с.

Завдання до теми

Визначити вихідні дані: $V_{max} = \underline{\hspace{2cm}}$ м/с, $t_3 = \underline{\hspace{2cm}}$ с, $t_n = \underline{\hspace{2cm}}$ с, $t_p = \underline{\hspace{2cm}}$ с, $\kappa_e = \underline{\hspace{2cm}}$. Провести розрахунки шляху гальмування, гальмівного шляху та шляху зупинки автомобіля залежно від швидкості автомобіля для двох випадків: гальмування на сухій асфальтобетонній поверхні (коефіцієнт зчеплення $\varphi = 0,7$); гальмування на слизькій дорозі (коефіцієнт зчеплення $\varphi = 0,3$). Для розрахунків використовувати програму мовою Basic за зразком:

```

10 CLS
20 VM=Vmax: F=φ
30 TZ=t3: TN=tn: TP=tp: K=ke
40 ? TAB(2); "V, м/с"; TAB(16); "SGMIN, м"; TAB(30); "SG, м";
TAB(45); "SZ, м"
50 FOR V=0 TO VM STEP VM/6
60 SGM=V^2/(2*9.81*F)
70 SG=V*(TZ+0.5*TN)+SGM*K
80 SZ=V*TP+SG
90 PRINT V, SGM, SG, SZ
100 NEXT

```

Результати розрахунків занести до табл. 7.1.

Таблиця 7.1 – Гальмівна характеристика автомобіля

V, м/с	S_{2min} , м	S_2 , м	S_3 , м

За даними табл. 7.1 побудувати графіки $S_{2min} = f(V)$; $S_2 = f(V)$; $S_3 = f(V)$ при $\varphi = 0,7$ та $\varphi = 0,3$.

Контрольні питання

1. Що таке гальмівний шлях автомобіля?
2. Що таке шлях зупинки автомобіля?
3. Що таке шлях гальмування автомобіля?
4. Із чого складається сумарний час гальмування автомобіля?
5. Що таке час спрацювання гальмівної системи?
6. З якою метою на сучасних автомобілях установлюють АБС (антиблокувальні системи гальмування)?

Література: [2; 6].

Практична робота № 8

Тема. Розрахунок тягово-швидкісних характеристик автомобіля з гідротрансформатором

Мета: Засвоїти методику визначення тягово-швидкісних властивостей автомобіля за наявності гідротрансформатора.

Короткі теоретичні відомості

Гідромеханічна передача (ГМП) складається з гідродинамічної передачі (гідромумфта, гідротрансформатор) і механічної (редуктора з нерухомими осями або планетарного).

Гідромумфта має тільки два колеса: насосне і турбінне. До насосного колеса підводиться від двигуна крутний момент, забезпечуючи його обертання. Під час обертання цього колеса створюється потік рідини, який прямує на лопаті турбінного колеса. Потік рідини на турбінному колесі створює активну силу, яка зумовлює на ньому крутний момент. Моменти на цих колесах однакові: $M_m = M_n$.

Гідротрансформатор, на відміну від гідромумфти, має додатково третє нерухоме колесо, яке називається реактором. Якщо реактор установити на мумфту вільного ходу, тоді такий гідротрансформатор називають комплексним. У гідротрансформаторі потік рідини від насосного колеса потрапляє на турбінне, змінюючи напрямок свого руху, через різні нахили лопатей

турбінного колеса відносно насосного. Створюється активна сила на лопатях турбіни. Виходячи з турбінного колеса, потік рідини потрапляє на нерухомий реактор і повторно змінює свій напрямок. У результаті створюється додаткова реактивна сила на лопатях турбінного колеса. Активна і реактивна сили на турбінному колесі збільшують момент на цьому колесі порівняно з насосним.

Ця зміна моментів характеризується коефіцієнтом трансформації $K_m = \frac{M_m}{M_n}$

Відповідно ККД гідротрансформатора:

$$\eta_m = \frac{N_m}{N_n} = \frac{M_m \cdot \omega_m}{M_n \cdot \omega_n} = \kappa_m \cdot i_{zm}.$$

Аналогічно гідромуфті гідротрансформатор характеризується також безрозмірною характеристикою. Для розрахунку використовуються такі вихідні дані

1. Безрозмірна характеристика гідротрансформатора, яка наведена в табл. 8.1

Таблиця 8.1 – Безрозмірна характеристика гідротрансформатора

i_{GT}	$\lambda_n \cdot 10^{-5}$	k	η
0	1,2	3,4	0
0,2	1,6	2,3	0,75
0,4	1,8	1,7	0,95
0,6	1,65	1,3	0,9
0,8	1,05	1	0,7
0,9	0,82	1	0,57

2. Зовнішня швидкісна характеристика ДВЗ.
3. Передавальні числа коробки передач (U_m), головної передачі (U_0).
4. Повна маса автомобіля m_a .
5. Площа міделевого перетину F_n , коефіцієнт опору повітря k_n .

Завдання до теми

1. Визначити діаметр колеса гідротрансформатора за формулою:

$$D = \sqrt[5]{\frac{M_N}{\lambda_{H_0} \rho n_H^2}}, \quad (8.1)$$

де M_N – момент двигуна за максимальною потужністю, який визначається із зовнішньої швидкісної характеристики двигуна (див. рис. 2.1); λ_{H_0} – коефіцієнт насоса при $i_{GT} = 0$; $\rho = 860 \text{ кг/м}^3$ – густина робочої рідини; n_H – кількість обертів насосного колеса. Беруть $n_H = (0,75-0,8) n_N$ для дизеля; $n_H = (0,5-0,75) n_N$ – для бензинового ДВЗ.

2. За кінематичним передавальним числом гідротрансформатора i_{GT} для кожного значення знайти за безрозмірною характеристикою коефіцієнт насоса λ_H і коефіцієнт трансформації k .

3. Розрахувати момент на насосному колесі M_H за формулою:

$$M_H = \lambda_H \cdot \rho \cdot n_H^2 \cdot D^5, \quad (8.2)$$

узявши значення обертів насосного колеса від $n_{emin} = 700-900 \text{ об/хв}$ до n_{emax} , для чого оберти насосного колеса поділити на 6–8 рівних інтервалів.

Розрахунок моменту на насосному колесі провести за всіх значень λ_H , узятих з безрозмірної характеристики, за програмою:

```

10 CLS
20 INPUT LH
30 D=D
40 R= $\rho$ 
50 NN= $n_{emax}$ 
60 FOR N=700 TO NN STEP (NN-700)/6
70 MH=LH*R*D^5*N^2
80 PRINT "LH=" LH, "N=" N, "MH=" MH
90 NEXT

```

Розрахункові дані занести до табл. 8.2.

Таблиця 8.2 – Результати розрахунків для насосного колеса

$\lambda_H = \lambda_{H0}$	n_e , об/хв						
	M_H , Н·м						
$\lambda_H = \lambda_{H1}$	n_e , об/хв						
	M_H , Н·м						

3. За результатами розрахункових даних побудувати навантажувальну характеристику гідротрансформатора $M_H = f(n_H)$. На цю характеристику нанести

графік $M_e = f(n_e)$, узятий із зовнішньої швидкісної характеристики двигуна. Визначити точки перетину графіків $M_H = f(n_H)$ і $M_e = f(n_e)$, які будуть точками спільної роботи гідротрансформатора і двигуна. Одержані значення M_H та n_e занести до табл. 8.3

4. Розрахувати кількість обертів і момент на турбінному колесі за формулами:

$$n_T = n_H \cdot i_{ГТ}; \quad (8.3)$$

$$M_T = M_H \cdot k. \quad (8.4)$$

Результати розрахунків заносимо до табл. 8.3.

Таблиця 8.3 – Результати розрахунків для турбінного колеса.

$i_{ГТ}$						
n_H , об/хв						
M_H , Н·м						
k						
n_T , об/хв						
M_T , Н·м						

5. За розрахунковими даними побудувати вихідну характеристику гідротрансформатора $M_T = f(n_T)$.

6. Поділивши оберти турбінного колеса в інтервалі від $n_T = 0$ до n_{Tmax} на 6–8 рівних інтервалів, визначити для кожного n_T за графіком вихідної характеристики відповідний момент на турбінному колесі. Розрахувати для кожного значення n_{Ti} і M_{Ti} колову силу на ведучих колесах, динамічний фактор і швидкість руху автомобіля на кожній передачі за програмою:

```

10 CLS
20 M=MT
30 N=nT
40 KB=kn
50 INPUT UM
60 RK=rκ
70 FB=Fn
80 KP=ηT
90 U0=U0
100 MA=ma

```

```

110 PK=M*UM*U0*KP/RK
120 V=3.14*N*RK/(30*UM*U0)
130 PB=KB*FB*V^2
140 D=(PK-PB)/(MA*9.81)
150 PRINT "V=" V, "PK=" PK, "D=" D

```

Результати розрахунків заносимо до табл. 8.4.

Таблиця 8.4 – Результати розрахунків P_k , D . $U_m =$

n_T , об/хв					
M_T , Н.м					
V , м/с					
P_k , Н					
D					

6. За розрахунковими даними побудувати графіки тягового балансу і динамічну характеристику автомобіля з ГМП.

Контрольні питання

1. Що являє собою безрозмірна характеристика гідротрансформатора?
2. Що таке коефіцієнт трансформації?
3. Що таке режим «СТОП»?
4. У якому режимі коефіцієнт трансформації максимальний?
5. Що таке комплексний гідротрансформатор?
6. У чому принципова відмінність гідротрансформатора від гідромуфти?

Література: [2; 6].

Практична робота № 9

Тема. Визначення оптимального сходження керованих коліс автомобіля

Мета: засвоєння методики визначення оптимального сходження керованих коліс автомобіля та набуття практичних навичок.

Короткі теоретичні відомості

Мінімальне зношування шин керованих коліс можливе, якщо вони рухатимуться з нульовими кутами розвалу і сходження. Проте при установці керованого моста, що має нульові кути розвалу, безпосередньо на автомобіль відбудеться деформація балки керованого моста, вибір зазорів у підшипниках шворневих вузлів і маточин коліс. У результаті цього колеса будуть установлені з від'ємними кутами розвалу. Для компенсації цього впливу кервані колеса автомобілів установлюють з додатними кутами розвалу, а його величина залежить від жорсткості балки керованого моста і конструкції шворневого вузла. Для сучасних автомобілів кут розвалу зазвичай додатний, а його величина не перевищує $+1^{\circ}$.

Щодо сходження (різниця відстаней по гальмівному барабану $B-A$, рис. 9.1), то його величина повинна компенсувати вплив кута розвалу, деформації кермової трапеції, вибір зазорів у ній під час прямолінійного руху автомобіля.

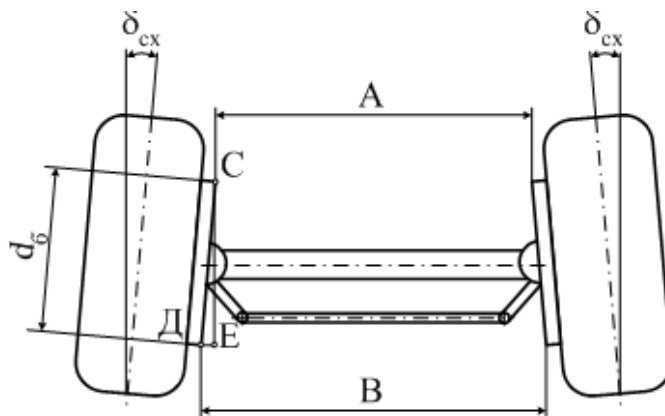


Рисунок 9.1 – Схема для визначення оптимального сходження керованих коліс

Оптимальне сходження керованих коліс, m , визначають за формулою:

$$B - A = \left(\frac{a \cdot d_b}{2r_k} \sin \gamma_u + 0,0005 \right), \quad (9.1)$$

де a – розмір великої осі контактної відбитка, який визначають за формулою:

$$a = k \cdot 10^{-4} m_k g, \quad (9.2)$$

де k – коефіцієнт, що враховує тип шини. Для тороїдних шин беруть $k = 0,101–0,105$; для широкопрофільних – $k = 0,105–0,109$; m_k – маса, що припадає на кероване колесо, кг; d_B – відстань між точками вимірювання сходження; γ_w – кут розвалу керованого колеса у нейтральному положенні; r_k – радіус колеса.

Характеристики автомобілів КамАЗ–5511, КрАЗ–260 наведені у табл.8.1.

Таблиця 8.1 – Характеристики автомобілів КамАЗ–5511, КрАЗ–260

Маса, що припадає на кероване колесо, m_k , кг	КамАЗ–5511	КрАЗ–260
	2200	3000
Шина (розмір, модель)	9,00–20R мод И–Н142Б	1300×530–533 мод. ВИ–3
Відстань між точками замірювання сходження $d_{B,м}$	0,508	0,533
Радіус колеса r_k , м	0,476	0,6
Кут розвалу γ_w , градус	1°	–0°30′

Завдання до теми

Задаючись значеннями кута розвалу $\gamma_w = -1^\circ; -0,5^\circ; 0^\circ; +0,5^\circ; +1^\circ$, провести розрахунки оптимального сходження для автомобілів КамАЗ–5511 і КрАЗ–260 за програмою:

```

10 CLS
20 K=k
30 MK=mK
40 A=MK*9,81*10(-4)*K
50 D=dB
60 R=rK
70 FOR W=-1 TO 1 STEP 0.5
80 W1=W/57.3
90 B=(A*D*SIN(W1)/(2*R))+0.0005
100 PRINT "W=" W, "B-A=", B*1000
110 NEXT

```

Результати розрахунків занести до табл. 9.2.

Таблиця 9.2 – Розрахунок оптимального сходження

$\gamma_{ш}$, град	-1^0	$-0,5^0$	0^0	$+0,5^0$	$+1^0$
В–А, мм КамАЗ–5511					
В–А, мм КрАЗ–260					

За результатами розрахунків побудувати графіки $B-A = f(\gamma_{ш})$ для автомобілів КамАЗ–5511 і КрАЗ–260.

Контрольні питання

1. Що таке установчі параметри керованих коліс автомобіля?
2. Які вимоги висувають до установчих параметрів керованих коліс?
3. З якою метою керовані колеса встановлюють з розвалом?
4. За якої умови вибирають оптимальні кути розвалу та сходження?
5. Чому вимірюють не кут сходження керованих коліс, а саме сходження?

Література: [2; 6].

Практична робота № 10

Тема. Дослідження граничного за зчепленням моменту опору повороту шини керованого колеса автомобіля

Мета: засвоїти методику практичного розрахунку граничного за зчепленням моменту опору повороту шини.

Короткі теоретичні відомості

Під *моментом опору повороту* керованого колеса, M_{ϕ} , розуміють приведений до осі шворня момент, який необхідно прикласти, щоб повернути колесо. Момент M_{ϕ} у загальному випадку залежить від кута повороту колеса, форми і розмірів контактної відбитки, коефіцієнта зчеплення, навантаження на колесо, положення центра повороту відбитки (точки зустрічі осі шворня з опорною поверхнею) відносно геометричного центра відбитки.

Положення центра повороту відбитка відносно його геометричного центра визначають плечем обкатки l_0 і плечем стабілізації y .

Під *плечем обкатки* l_0 розуміють відстань від центра повороту відбитка, точки О, до великої осі відбитка. Уважаючи, що кут розвалу керованого колеса не перевищує 1° , плече обкатки з достатньою для практичних розрахунків точністю визначають за формулою:

$$l_0 = l_y - r_k \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{ш} + \gamma_{ш0}), \quad (10.1)$$

де l_y – довжина цапфи – відстань між центрами шворня і колеса; r_k – радіус колеса; $\alpha_{ш}$ – кут поперечного (бічного) нахилу шворня – кут між проєкцією осі шворня на поперечну площину автомобіля та вертикаллю; $\gamma_{ш0}$ – кут розвалу колеса в нейтральному положенні – кут між середньою площиною колеса і вертикаллю.

Під *плечем стабілізації* y розуміють відстань від центра повороту, точки О, до малої осі відбитка. Його визначають за формулою:

$$y = r_k \cdot \operatorname{tg}\beta_{ш}, \quad (10.2)$$

де $\beta_{ш}$ – кут поздовжнього нахилу шворня – кут між проєкцією вісі шворня на поздовжню площину автомобіля і вертикаллю.

Граничний за зчепленням (максимальний) момент опору повороту шини, $M_{\varphi_{\max}}$, Н·м, визначають за формулою:

$$M_{\varphi_{\max}} = \frac{G_k \varphi}{16ab} \left[\begin{array}{l} (a+2y)(b+2l_0)\sqrt{(a+2y)^2 + (b+2l_0)^2} + \\ + (a-2y)(b+2l_0)\sqrt{(a-2y)^2 + (b+2l_0)^2} + \\ + (a+2y)(b-2l_0)\sqrt{(a+2y)^2 + (b-2l_0)^2} + \\ + (a-2y)(b-2l_0)\sqrt{(a-2y)^2 + (b-2l_0)^2} \end{array} \right], \quad (10.3)$$

де a – велика вісь відбитка шини, м; b – мала вісь відбитка шини, м; $\alpha_{ш}, \beta_{ш}$ – кути нахилу шворня, відповідно поперечний і поздовжній; $\gamma_{ш}$ – кут розвалу керованого колеса у нейтральному положенні.

Завдання до теми

1. Вихідні дані для автомобіля КраЗ–6322, за якими проводяться розрахунки моменту $M_{\varphi_{\max}}$: коефіцієнт зчеплення $\varphi = 0,7$; навантаження на кероване колесо $G_k = 30000$ Н; велика вісь контактної відбитка шини $a = 0,105 \cdot G_k \cdot 10^{-4}$ м; мала вісь контактної відбитка шини $b = 0,913 \cdot a$ м; довжина цапфи $l_y = 0,225$; кут поперечного нахилу шворня $\alpha_{ш} = 9^\circ 30'$; кут поздовжнього нахилу шворня $\beta_{ш} = 5^\circ 30'$; кут розвалу в нейтральному положенні $\gamma_{ш} = -0^\circ 30'$; радіус колеса $r_k = 0,6$ м.

Розрахунок провести за такими значеннями даних:

- 1) $y = 0$, $l_0 = 0$; 2) $\alpha_{ш} = 9^\circ 30'$, $\beta_{ш} = 5^\circ 30'$; 3) $\alpha_{ш} = 9^\circ 30'$, $\beta_{ш} = 0^\circ$;
4) $\alpha_{ш} = 0^\circ$, $\beta_{ш} = 5^\circ 30'$ згідно з програмою:

```

10 CLS
20 G=Gk
30 A=0.105*G/10000: B=0.913*A
40 R=rk
50 AH=αш/57.3: BH=βш/57.3: GH=γш/57.3
60 L=ly: F=φ
70 Y=R*BH
80 L0=L-R*(AH+GH)
90 M=((G*F)/(16*A*B))*((A+2*Y)*(B+2*L0)*
*SQR((A+2*Y)^2+(B+2*L0)^2)+(A+2*Y)*(B-2*L0)*
*SQR((A+2*Y)^2+(B-2*L0)^2)+(A-2*Y)*(B+2*L0)*
*SQR((A-2*Y)^2+(B+2*L0)^2)+(A-2*Y)*(B-2*L0)*
*SQR((A-2*Y)^2+(B-2*L0)^2))
100 RO=SQR(Y^2+L0^2)
110 PRINT "M="M, "RO=" RO
    
```

Результати розрахунку заносимо до табл. 10.1.

Таблиця 10.1 – Результати розрахунків

Вихідні дані		$M_{\varphi_{\max}}$, Н.м	RO, м
$y = 0$	$l_0 = 0$		
$\alpha_{ш} = 9^\circ 30'$	$\beta_{ш} = 5^\circ 30'$		
$\alpha_{ш} = 9^\circ 30'$	$\beta_{ш} = 0^\circ$		
$\alpha_{ш} = 0^\circ$	$\beta_{ш} = 5^\circ 30'$		

3. За даними табл. 10.1 побудувати залежність $M_{\varphi_{\max}} = f(RO)$, де RO – радіус обкатки, який визначають за виразом: $RO = \sqrt{l_o^2 + y^2}$.

Контрольні питання

1. Що є центром повороту відбитку шини?
2. Що таке плече стабілізації та плече обкатки?
3. У якому випадку момент опору повороту шини досягає граничного значення?
4. У якому випадку момент $M_{\varphi_{\max}}$ досягає мінімального значення?

Література: [2; 6].

Практична робота № 11

Тема. Визначення стійкості керованого колеса проти коливань

Мета: засвоїти методику практичного розрахунку параметрів, що визначають стійкість керованого колеса проти коливань.

Короткі теоретичні відомості

Існують два джерела, що викликають коливання керованих коліс:

- дисбаланс керованих коліс;
- гідравлічний підсилювач кермового керування.

Коливання керованих коліс, зумовлені дисбалансом, виникають тільки під час руху. При цьому колесо з еластичною шиною під час коливання бере участь одночасно у двох рухах:

- повертається відносно осі шворня на кут, який дорівнює куту коливань;
- котиться зі змінним кутом відведення, що дорівнює куту коливань, оскільки під час коливань автомобіль, момент інерції якого відносно вертикальної осі значний, рухається прямолінійно. У роботі використовують такі розрахункові залежності.

Граничний проти коливань момент тертя у шворневому вузлі:

$$[M_{mp}] = \frac{\Delta m R_g \Delta l \cdot C_{np}}{I_{ки}}. \quad (11.1)$$

Безрозмірний коефіцієнт демпфування шини:

$$D_{ш} = \frac{a \cdot C_{\omega}}{4\omega_{\kappa} r_{\kappa} \sqrt{C_{np} J_{\kappa ш}}} . \quad (11.2)$$

Безрозмірний коефіцієнт тертя:

$$D_{M_{TP}} = \frac{2M_{TP} \cdot 57,3}{\pi \theta_{\max} C_{np}} . \quad (11.3)$$

Коефіцієнт посилення за амплітудою:

$$V_y = \frac{\eta^2}{\sqrt{(1-\eta^2)^2 + [2(D_{M_{TP}} + D_{ш})\eta]^2}} . \quad (11.4)$$

Приведений коефіцієнт жорсткості керованого колеса:

$$C_{np} = (C_{ш} + C_p)(1 + 0,031\beta_{ш}) \cdot 57,3 . \quad (11.5)$$

Коефіцієнт жорсткості шини:

$$C_{ш} = \frac{2}{3} C_w \cdot K_{ш} \left(1 - \frac{\delta}{\theta_A}\right) . \quad (11.6)$$

Колова частота власних коливань керованого колеса, рад/с:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{C_{np}}{I_{\kappa ш}}} ,$$

де C_{np} – коефіцієнт приведеної жорсткості керованого колеса в Н·м/рад; $I_{\kappa ш}$ – момент інерції керованого колеса відносно осі шворня, кг·м².

Завдання до теми

Провести розрахунки за такими вихідними даними:

1. Кут поздовжнього нахилу шворня $\beta_{ш} = 3^{\circ}$.
2. Навантаження на колесо $G_{\kappa} = 22000$ Н.
3. Кутова жорсткість шини $C_{\omega} = 9 \cdot 10^{-3} \cdot G_{\kappa}$, Н· м/град.
4. Довжина цапфи $l_u = 0,1265$ м.
5. Дисбаланс колеса $\Delta m \cdot R \delta = 0,3$ кг·м.
6. Коефіцієнт жорсткості кермового керування $C_p = 105$ Н·м/град.
7. Велика вісь відбитка шини $a = 0,101 \cdot 10^{-4} G_{\kappa}$, м.
8. Радіус колеса $r_{\kappa} = 0,476$ м.

9. Середнє значення кута коливань коліс $\delta = 0,5^\circ$.
10. Момент інерції колеса відносно вісі шворня $I_{ку} = 10,36 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.
11. Амплітуда коливання $\theta_{max} = 1^\circ$.
12. Коефіцієнт стабілізуючого моменту шини $K_{ш} = 1,05$.

Розрахувати коефіцієнт посилення за амплітудою з різними значеннями моменту тертя у шворневому вузлі автомобіля за програмою:

```

10 CLS
20 BH=βш
30 G=Gк
40 L=lц
50 DM= Δm Rд
60 D=δ
70 CW=9*10(-3) G
80 I=Iкш
85 K=Kш
90 QA=θA=5°
100 Q=Qmax
110 CH=(2/3) * CW * K * (1-D/QA)
120 CP=Cp
130 C=(CP+CH) * (1+0.031 * BH) * 57.3
140 W=(C/l)0.5
150 A=0,101 * 10(-4) * G
160 R=rк
170 M=DM*L*C/l
180 INPUT "X=" X
190 MT=X * M
200 FOR Y=0.25 TO 2 STEP 0.25
210 WK=Y * W
220 DH=A*CW*57.3/(4*WK*R*SQR(C*1))
230 DT=2 * MT *57.3 / (3.14 * Q *C)
240 V=Y2/SQR (ABS(1-Y2)2+(2*(DT+DH) *Y)2)
250 DS=DT+DH
260 PRINT "Y=" Y, "V=" V, "MT=" MT, "DS=" DS
270 NEXT

```

Розрахунки проводити при $x = 0,25; 0,5; 1; 2; 4$.

Результати розрахунку занести до табл. 11.1.

Таблиця 11.1 – Результати розрахунків

η					
V					
M_{TP}					
D					

За даними таблиці 11.1 побудувати графік $V_y = f(\eta)$ з різними значеннями x .

Контрольні питання

1. Чим викликаний безрозмірний коефіцієнт демпфування шини?
2. Чим викликаний безрозмірний коефіцієнт тертя?
3. Що таке граничний проти коливань момент тертя?
4. Чим створюється приведена жорсткість керованого колеса?
5. Як визначається колова частота власних коливань керованих коліс за відсутності демпфування?
6. У яких рухах бере участь кероване колесо під час коливань?

Література: [2; 6].

2 КРИТЕРІЇ ОЦІНЮВАННЯ ЗНАНЬ СТУДЕНТА ПІД ЧАС ВИКОНАННЯ ПРАКТИЧНИХ РОБІТ

Відповідно до положення про проведення поточного та семестрового контролю, викладач здійснює перевірку та оцінювання:

- систематичності та активності роботи студента на аудиторних заняттях;
- відвідування студентом аудиторних занять, консультацій;
- розуміння та засвоєння матеріалу, набутих навичок і вмінь самостійно опрацьовувати матеріал, працювати з літературою, а також умінь усно чи письмово подавати матеріал у вигляді презентацій, відповідей на запитання

тощо. Розрахунок здобутків студента за 100–бальною шкалою проводять за нижченаведеними математичними залежностями.

Відвідування і робота студента на практичних заняттях оцінюється за формулою

$$B_{nz} = \left[\frac{0,3K_{факт}^{nz} + 0,3K_{акт}^{nz}}{0,5\Gamma_{нп}^{nz}} + \frac{0,4O_{оф}^{nz}}{5} \right] \cdot B_{\Sigma 2},$$

де $K_{факт}^{nz}$ – кількість відвіданих практичних занять; $K_{акт}^{nz}$ – кількість занять, на яких студент проявляв доцільну активність; $O_{оф}^{nz}$ – оцінка за 4–бальною (національною) шкалою, яку студент отримує за оформлення звіту з практичної роботи); $B_{\Sigma 2}$ – максимальна кількість балів, яку студент може отримати за накопичувальною системою за цією формою оцінювання роботи ($B_{\Sigma 2} = 20$, якщо результатом атестації є залік, у тому числі і диференційований).

Контроль знань студента проводиться його оцінюванням на лабораторних роботах, практичних заняттях і під час модульного контролю. Загальний бал розраховують за формулою:

$$B_{контр} = \left[0,3 \frac{\sum_{i=1}^{N_{лр}} O_i^{лр}}{5N_{лр}} + 0,2 \frac{\sum_{i=1}^{N_{нр}} O_i^{нр}}{5N_{нр}} + 0,5 \frac{\sum_{i=1}^{N_{мк}} O_i^{мк}}{5N_{мк}} \right] B_{\Sigma 3},$$

де $O_i^{лр}$ – оцінка захисту i -ої лабораторної роботи; $N_{лр}$ – кількість лабораторних робіт за робочою навчальним планом; $O_i^{нр}$ – захист i -ої практичної роботи; $N_{нр}$ – кількість практичних робіт за робочою навчальною програмою; $O_i^{мк}$ – оцінка за змістовий модуль (оцінка за i -й етап поточного (модульного) контролю); $N_{мк}$ – кількість змістових модулів за робочою навчальною програмою (кількість етапів поточного (модульного) контролю); $B_{\Sigma 3}$ – максимальна кількість балів, яку студент може отримати за накопичувальною системою за цією формою оцінювання роботи ($B_{\Sigma 3} = 20$, або 30 відповідно до робочої програми навчальної дисципліни)

Оцінки O_i^{LP} , O_i^{np} , O_i^{MK} виставляються за 4-бальною (національною) шкалою, яка враховує рівень знань студента за відповідними видами контролю.

Оцінку 5 (відмінно) виставляють студенту, який виявляє особливі творчі здібності, уміє самостійно здобувати знання, без допомоги викладача знаходить та опрацьовує необхідну інформацію, уміє використовувати набуті знання і вміння для прийняття рішень у нестандартних ситуаціях, переконливо аргументує відповіді, самостійно розкриває власні обдарування і нахили.

Оцінку 4 (добре) отримує студент, який уміє зіставляти, узагальнювати, систематизувати інформацію під керівництвом викладача; у цілому самостійно застосовувати її на практиці; контролювати власну діяльність; виправляти помилки, серед яких є суттєві, добирати аргументи для підтвердження думок.

Оцінку 3 (задовільно) виставляють студенту, який відтворює значну частину теоретичного матеріалу, виявляє знання і розуміння основних положень; за допомогою викладача може аналізувати навчальний матеріал, виправляти помилки, серед яких є значна кількість суттєвих.

Оцінку 2 (незадовільно) отримує студент, якщо він володіє матеріалом на рівні окремих фрагментів, що становлять незначну частину навчального матеріалу.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Солтус А. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля. Навчальний посібник. 3-тє видання, перероб. та доп. Київ: Арістей. 2006. 176 с.
2. Сахно В. П., Костенко А. В., Загороднов М. І. та ін. Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. В 3 ч. Ч. 1. Динамічність та паливна економічність автотранспортних засобів: навчальний посібник. Донецьк: Вид-во «Ноулідж». 2014. 444 с.
3. Волков В. П., Вільський Г. Б. Теорія руху автомобіля: підручник. Суми: Університетська книга. 2010. 320 с.
4. Солтус А. П. Черненко С. М., Клімов Е. С., Черниш А. А., Маслов О. Г. Особливості роботи еластичного колеса як складного механізму. *Вісник Житомирського державного технологічного університету*. Серія: Технічні науки. Житомир, 2018. № 2(82). С.152-158.
5. Черненко С. М., Клімов Е. С., Черниш А. А., Пузир Р. Г. Оптимізація параметрів чотириланкової кермової трапеції на основі плоскої моделі. *Вісник машинобудування та транспорту*, Вінниця, ВНТУ, Том. 10, № 2, 2019. С. 141-147. DOI: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2019-10-2-141-147>.
6. Солтус А. П., Черненко С. М. Визначення впливу поздовжнього нахилу шворня на ваговий стабілізуючий момент. *Наук. техн. журнал «Машинознавство»*. Львів, 2003. №6(72). С. 47-50.
7. Солтус А. П., Черненко С. М., Черниш А. А. Умови виникнення коливань керованих коліс автомобіля від гідравлічного підсилювача кермового керування. *Вісник КДПУ*. Кременчук, 2006. Вип. 6/2006(41). Ч.1. С. 40-43.
8. Chernenko S., Klimov E., Chernish A., Pavlenko O., Kukhar V. Simulation Technique of Kinematic Processes in the Vehicle Steering Linkage. *International Journal of Engineering & Technology*, Vol. 7, No 4.3 (2018), Special Issue. 3, Pp. 120-124, DOI:10.14419/ijet.v7i4.3.19720.

Додаток А

Параметри автомобілів виробництва СРСР (СНД)

Автомобіль	m_b , кг	m_0 , кг	m_a , кг	m_1 , кг	m_2 , кг	В, м	Н, м	Марка двигуна
Легкові автомобілі загального призначення								
ВАЗ-2101	–	955	1355	615	740	1,611	1,44	ВАЗ-2101
ВАЗ-2102	–	1010	1440	630	810	1,611	1,454	ВАЗ-2101
ВАЗ-2103	–	1030	1430	656	774	1,611	1,446	ВАЗ-2103
ВАЗ-2108	–	900	1325	649	676	1,750	1,335	ВАЗ-2108
М-2140	–	1045	1445	670	775	1,55	1,48	М-412Э
ГАЗ-24	–	1420	1820	870	950	1,82	1,49	ЗМЗ-24Д
ГАЗ-3102	–	1470	1870	890	980	1,846	1,476	ЗМЗ-402210
ГАЗ-14	–	2605	3165	1545	1620	2,02	1,58	ГАЗ-14
ЗІЛ-117	–	2880	3255	1540	1715	2,068	1,25	
ЗІЛ-4104	–	3335	3800	1800	2000	2,088	1,5	ЗІЛ-4104
Легкові автомобілі підвищеної прохідності								
ВАЗ-2121	–	1150	1550	750	800	1,68	1,64	ВАЗ-2121
УАЗ-469	–	1650	2450	1020	1430	1,785	2,05	УАЗ-451МЧ
Вантажні малотонажні автомобілі								
ИЖ-2715		1100	1590	630	960	1,6	1,76	М-412Э
УАЗ-451М		1540	2700	1200	1500	1,94	2,07	УМЗ-451М
УАЗ-452		1720	2670	1230	1410	1,94	2,07	УМЗ-451М
Вантажні бортові автомобілі загального призначення								
ГАЗ-52-03	2500	2515	5465	1520	3945	2,38	2,19	ГАЗ-52-01
ГАЗ-53-А	4000	3250	7400	1810	5590	2,38	2,22	ЗМЗ-53
ЗІЛ-130	6000	4300	10525	2625	7900	2,5	2,4	ЗІЛ-130
ЗІЛ-133-ГЯ	10000	7610	17835	4460	13375	2,5	3,35	КамАЗ-740
Урал-3774	7500	7225	14950	3950	11000	2,5	2,56	ЗІЛ-375ЛЧ
КамАЗ-5320	8000	7080	15305	4375	10930	2,5	3,65	КамАЗ-740
КамАЗ-53212	10000	8000	18225	4290	13935	2,5	3,65	КамАЗ-740
МАЗ-5335	8000	6725	14950	4950	10000	2,5	2,72	ЯМЗ-236
КрАЗ-65101	15400	10400	26000	5500	20000	2,5	2,8	ЯМЗ-238М2
КрАЗ-65053	17100	10700	28000	6000	22000	2,5	2,8	ЯМЗ-238Д
Вантажні автомобілі підвищеної прохідності								
ГАЗ-66	2000	3470	5800	2730	3070	2,322	2,52	ЗМЗ-66
ЗІЛ-131	5000	6460	11685	3200	8485	2,5	2,975	ЗІЛ-131
Урал-375Н	7000	7100	14925	4170	10755	2,5	2,6	ЗІЛ-375ЯЧ
Урал-4320	5000	8020	13245	4300	8945	2,5	2,87	КамАЗ-740

КаМАЗ–4326	4000	7300	11600	5600	6000	2,5	3,125	КаМАЗ–740
КаМАЗ–43118	10000	10400	20700	5550	15150	2,5	3,540	КаМАЗ–740
КрАЗ–5133BE	5100	11000	16300	7200	9100	2,75	3,15	ЯМЗ–238Д
КрАЗ–6322	10100	12700	23000	7000	16000	2,72	3,10	ЯМЗ–238Д
Сідельні тягачі								
ЗІЛ–130В1–76	6400	3860	10485	2485	8000	2,36	2,4	ЗІЛ–130
КАЗ–608В	4500	4000	8725	2800	5925	2,36	2,5	ЗІЛ–130
Урал–377СН	7500	6830	14555	3555	11000	2,5	2,6	ЗІЛ–375ЯЧ
КаМАЗ–5410	8100	6800	15125	–	–	2,5	2,63	КаМАЗ–740
КаМАЗ–54115	12000	7080	19305	4495	14810	2,5	2,74	КаМАЗ–740
МАЗ–5429	7750	6540	14515	4515	10000	2,5	2,72	ЯМЗ–236
КрАЗ–5444	9300*	8000	17500	6000	11500	2,5	2,8	ЯМЗ–238Д
КрАЗ–6443	17000	10800	28000	6000	22800	2,5	2,8	ЯМЗ–238Д
МАЗ–6422	14700	9050	23900	5900	18000	2,5	2,97	ЯМЗ–238Ф
Автомобілі самоскиди								
ГАЗ–САЗ–53В	3550	3700	7400	1850	5550	2,475	2,675	ЗМЗ–53
ЗІЛ–ММЗ–555	5250	4570	10045	2915	7130	2,42	2,5	ЗІЛ–130
КаМАЗ–5511	10000	9000	19150	4470	14680	2,5	2,7	КаМАЗ–740
КаМАЗ–65115	15000	9300	24450	6000	18450	2,5	2,99	КаМАЗ–740
МАЗ–5549	8000	7225	15375	5375	10000	2,5	2,785	ЯМЗ–236
КрАЗ–6510	13500	11300	24900	5500	19400	2,5	2,8	ЯМЗ–238М2
КрАЗ–6505	15500	11770	27500	6000	21500	2,48	2,970	ЯМЗ–238П
КрАЗ–65055	18000	12300	30300	6100	24200	2,5	2,8	ЯМЗ–238Д

* – Навантаження на сідельно–зчпний пристрій

Шини легкових автомобілів (ГОСТ Р 52900–2007)

Позначення шини	G _к , кН	D _в мм	r _{ст} , м	V _{max} м/с	Застосовують на автомобілях
Діагональні					
155–13/6,15–13	3,80	600	0,278	41,7	ЗАЗ–968, Славута
165–13/6,45–13	4,17	610	0,285	41,7	ВАЗ–2102, М–2140
185–14/7,35–14	5,50	668	0,310	44,4	ГАЗ–24
5,90–13	4,17	620	0,292	26,4	ЛуАЗ–965
6,40–13	4,91	645	0,303	38,9	ІЖ–2715
8,40–15	7,60	791	0,370	27,8	УАЗ–469, УАЗ–451
175/80–16	4,17	692	0,326	41,7	УАЗ Patriot
Радіальні					
155/80R13	4,17	578	0,263	50	ВАЗ–2101
165/80R13	4,66	596	0,271	50	ВАЗ–2103, ВАЗ–2106
175/70R13	4,41	580	0,265	50	ВАЗ–2105, ВАЗ–2107
175/80R13	4,93	608	0,315	50	ВАЗ–2109
175/70R14	4,17	600	0,278	50	ВАЗ–2117
205/70R14	6,18	652	0,295	50	ГАЗ–3102
185/80R15	8,58	674	0,310	33,3	РАФ–2203
175/80R16	4,93	686	0,315	50	УАЗ

Шини вантажних автомобілів (ГОСТ Р 52899–2007)

Позначення шини	G_k , кН	D_H , мм	$r_{ст}$, м	V_{max} , м/с	Застосовують на автомобілях
З нерегульованим тиском повітря					
220–508(7,50–20)	12,26	932	0,445	27,8	ГАЗ–52
240–508(8,20–20)	14,72	976	0,465	27,8	ГАЗ–53
260–508(9,00 R20)	20,11	1020	0,476	27,8	ЗІЛ–130, КамАЗ–5320. КамАЗ–551
280–508P(10,00R20)	26,49	1045	0,488	27,8	
300–508P(11,00R20)	25,51	1080	0,505	27,8	МАЗ–5335, КрАЗ–6505
320–508P(12,00R20)	26,78	1120	0,525	25,0	МАЗ–5335, КрАЗ–6505
З регульованим тиском повітря					
320–457(12,00–18)	18,15	1084	0,505	22,2	ГАЗ–66, ЗІЛ–157Д
340–457(13,00–18)	18,84	1132	0,525	27,8	
320–508(12,00–20)	21,58	1142	0,530	22,2	ЗІЛ–131
370–508(14,00–20)	28,07	1260	0,583	23,6	Урал–375Д
410–508(16,00–20)	24,53	1384	0,632	19,4	
1200x500–508	32,37	1177	0,540	22,2	Урал–377, КамАЗ–4310
1300x530–533	35,32	1280	0,585	19,4	КрАЗ–260
1500x600–635	49,05	1485	0,680	18,1	
1600x600–685	70,88	1590	0,725	12,5	

Параметри автомобільних двигунів виробництва СРСР (СНД)

Марка	$V_l, л$	Тип	$N_{e_{max}}, кВт$	$\omega_N, рад/с$	$M_{e_{max}}, Нм$	$\omega_M, рад/с$	κ_M	κ_W	Коефіцієнти		
									a	b	c
Бензинові											
МеМЗ-968	1,197	R4V	29,4	450,3	74,5	293,2	1,14	1,54	0,66	1,49	1,15
ВАЗ-2101	1,198	K4P	47,0	586,4	87,3	356,0	1,089	1,65	0,88	0,69	0,57
ВАЗ-21011	1,295	K4P	50,7	586,4	94,1	356,0	1,089	1,65	0,88	0,69	0,57
М-412Э	1,48	K4P	55,2	607,4	111,2	356	1,22	1,7	0,97	0,98	0,95
ВАЗ-2103	1,45	K4P	56,6	586,4	105,1	366,5	1,088	1,6	0,84	0,78	0,62
ВАЗ-2106	1,57	K4P	58,8	565,5	121,6	314,2	1,16	1,8	0,91	0,9	0,81
ВАЗ-21083	1,5	K4P	49,8	586,1	100	356	1,31	1,65	0,58	2,42	1,99
ЗМЗ-24Д	2,445	K4P	69,9	471,2	186,3	261,8	1,26	1,8	0,85	1,46	1,31
ЗМЗ-4062.10	2,3	K4P	109,8	544,3	206	418,7	1,096	1,3	0,03	2,77	1,80
ГАЗ-5204	3,48	K6P	55,2	293,2	205,9	157,1	1,094	1,87	0,97	0,46	0,43
ЗМЗ-66	4,25	K8P	84,6	345,4	284,4	235,6	1,16	1,47	0,44	2,12	1,56
ЗІЛ-508.10	6,00	K8P	110,3	335,1	402,0	199,0	1,22	1,68	0,75	1,59	1,34
ЗІЛ-375	7,00	K8P	132,4	335,1	465,0	199,0	1,18	1,68	0,80	1,3	1,10
Дизельні											
КамАЗ-740	10,85	Д8V	154,6	272,2	637,6	167,6	1,12	1,6	0,68	1,38	1,06
КамАЗ-740.30-260	10,85	Д8V	191	230	1079	146,5	1,294	1,57	0,39	2,84	2,23
ЯМЗ-236	11,15	Д6V	132,4	219,9	666,7	157,1	1,107	1,4	0,44	1,87	1,31
ЯМЗ-238	14,86	Д8V	176,5	219,9	882,6	157,1	1,099	1,4	0,48	1,73	1,21
ЯМЗ-238БЕ	14,86	Д8V	243	219,9	1225	141	1,113	1,55	0,74	1,16	0,90
ЯМЗ-238Н	14,86	Д8V	220,6	219,9	1078,7	157,1	1,075	1,4	0,61	1,31	0,92
ЯМЗ-240	22,30	Д12V	264,8	219,9	1274,8	157,1	1,061	1,4	0,68	1,07	0,75
ЯМЗ-240Н1	22,30	Д12V	367,7	219,9	1765,0	167,6	1,055	1,31	0,48	1,5	0,98

Методичні вказівки щодо виконання практичних робіт з навчальної дисципліни «Експлуатаційні властивості автомобілів і тракторів» для студентів денної та заочної форм навчання зі спеціальності 133 – «Галузеве машинобудування» освітньо-професійної програми «Галузеве машинобудування» (у тому числі скорочений термін навчання) освітнього ступеня «Бакалавр»

Укладачі: к. т. н., доц. С. М. Черненко, д. т. н., доц. Р. Г. Пузир

Відповідальний за випуск зав. кафедри автомобілів і тракторів Е. С. Клімов

Підп. до др. _____ . Формат 60×84 1/16. Папір тип. Друк ризографія.

Ум. друк. арк. _____. Наклад _____ прим. Зам. № _____. Безкоштовно.

Редакційно-видавничий відділ
Кременчуцького національного університету
імені Михайла Остроградського
вул. Першотравнева, 20, м. Кременчук, 39600