ДЕРЖАВНА СЛУЖБА УКРАЇНИ З НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЙ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ЦИВІЛЬНОГО ЗАХИСТУ УКРАЇНИ

Кафедра інженерної та аварійно-рятувальної техніки

С.Ю. Назаренко, С.А. Виноградов, Б.І. Кривошей,
А.Я. Калиновський

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсової роботи на тему:
«Оцінка сумісної роботи насосно-рукавної системи та двигуна аварійно-рятувального автомобіля»
з дисципліни
«Протипожежна та аварійно-рятувальна техніка»
циклу професійної (обов'язкової) підготовки
за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
галузь знань 26 «Цивільна безпека»
за освітньо-професійними програмами «Пожежна безпека», «Аудит пожежної та техногенної безпеки», «Пожежогасіння та аварійно-рятувальні роботи»

Харків 2024

Методичні вказівки для виконання курсової роботи «Оцінка сумісної роботи насосно-рукавної системи та двигуна аварійно-рятувального автомобіля» з дисципліни «Протипожежна та аварійно-рятувальна техніка» циклу професійної (обов'язкової) підготовки за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти галузі знань 26 «Цивільна безпека» за освітньо-професійними програмами «Пожежна безпека», «Аудит пожежної та техногенної безпеки», «Пожежогасіння та аварійно-рятувальні роботи» / авторський колектив Назаренко С.Ю., Виноградов С.А., Кривошей Б.І., Калиновський А.Я. – Харків: НУЦЗУ, 2024. – 39 с.

Рекомендовано до друку
рішенням засідання кафедри інженерної та аварійно-рятувальної техніки
протокол №1 від «25» червня 2024 року

ЗМІСТ

ВСТУП 4

ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ 5

І. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА 10

1.1. ТЯГОВО-ШВИДКІСНІ ВЛАСТИВОСТІ АВАРІЙНО-РЯТУВАЛЬНОГО АВТОМОБІЛЯ 10

1.2. ТЯГОВА СИЛА ВЕДУЧИХ КОЛІС 13

1.3. СИЛА ОПОРУ КОЧЕННЯ КОЛІС ПОЖЕЖНОГО АВТОМОБІЛЯ 16

1.4. СИЛА ОПОРУ ПОВІТРЯ 17

ІІ. РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА 19

2.1. ПОБУДОВА ЗОВНІШНЬОЇ ШВИДКІСНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГУНА АВАРІЙНО-РЯТУВАЛЬНОГО АВТОМОБІЛЯ 19

2.2. ПОБУДОВА СИЛОВОГО БАЛАНСУ І ДИНАМІЧНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВАРІЙНО-РЯТУВАЛЬНОГО АВТОМОБІЛЯ. 22

2.3. ВИЗНАЧЕННЯ СЕРЕДНЬОЇ МАКСИМАЛЬНО МОЖЛИВОЇ ШВИДКОСТІ РУХУ АВАРІЙНО-РЯТУВАЛЬНОГО АВТОМОБІЛЯ НА ЗАДАНОМУ МАРШРУТІ 27

2.4. ВИЗНАЧЕННЯ НАПОРУ ТА ПОДАЧІ ПРИ РОБОТІ НАСОСНО-РУКАВНОЇ СИСТЕМИ. 29

2.5. ОЦІНКА МОЖЛИВОСТІ РОБОТИ ДВИГУНА АВАРІЙНО-РЯТУВАЛЬНОГО АВТОМОБІЛЯ З ВІДЦЕНТРОВИМ НАСОСОМ. 32

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ 35

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ 37

Додаток А 38

Додаток Б 39

Додаток В 40

ВСТУП

У сучасних умовах від працівників підрозділів ДСНС України вимагаються глибокі професійні знання, широкий світогляд. Якісна організація роботи у підрозділах залежить від високого рівня професійної підготовки працівників, знання ними нормативних документів і сучасних підходів до виконання своїх функціональних обов'язків.

Дисципліна «Протипожежна та аварійно-рятувальна техніка» є дисципліною циклу професійної (обов’язкової) підготовки майбутніх фахівців. Її головне завдання полягає у формуванні інженерних знань, умінь та навичок, що дозволяють ефективно використовувати протипожежну техніку та аварійно-рятувальне оснащення при ліквідації наслідків надзвичайних ситуації.

В основу дисципліни «Протипожежна та аварійно-рятувальна техніка» покладено загально-технічні та спеціальні предмети. Ця дисципліна є базовою для вивчення дисциплін «Пожежна тактика», «Організація аварійно-рятувальних робіт», та інших. За результатами вивчення дисципліни «Протипожежна та аварійно-рятувальна техніка» фахівець повинен отримати знання, достатні для використання, експлуатації та технічного обслуговування пожежно-технічного оснащення, пожежних автомобілів, мотопомп та агрегатів.

На захист курсової роботи представляється пояснювальна записка з графічною частиною. Захист роботи організовується кафедрою у вільний від розкладу занять час.

ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ

Курсова робота складається з теоретичної та розрахункової частини і виконується за індивідуальним завданням.

Текстовий документ курсової роботи оформляється у вигляді пояснювальної записки (ПЗ), в якій приводяться результати розрахунків з графічною частиною.

Пояснювальна записка виконується на аркушах паперу формату А4 з оформленням згідно вимог Додатків А, Б, В. Текст в ПЗ оформлюється кульковою синьою (чорною) ручкою або з використанням комп'ютерної техніки, а графічна частина – олівцем на міліметрівці того ж формату.

Всі листи курсової роботи, включаючи саме завдання (Додаток В) і графіки, повинні бути зброшуровані та мати титульний лист встановленого зразка (Додаток А). Допускається брошурування листів курсової роботи в папку з файлами. Формули, коефіцієнти, нормативні величини повинні супроводжуватися посиланням на джерела за допомогою цифр в квадратних дужках. Матеріал у пояснювальній записці розміщується таким чином:

• титульна сторінка (Додаток А) (не нумерується);

• завдання (Додаток В) (сторінка без штампа (не нумерується));

• зміст пояснювальної записки із зазначенням сторінок (**третя** сторінка роботи);

• пояснення і розрахунки за завданням;

• висновки;

• список використаної літератури.

Графічна частина роботи повинна бути виконана у повній відповідності з правилами ЄСКД.

Номер варіанту обирається за шифром залікової книжки слухача.

За прикладом: шифр залікової книжки № хх.хх.ВС

За останніми двома цифрами шифру залікової книжки (**В та С**) визначаються варіанти вихідних даних курсової роботи за таблицями 1.1 – 1.3.

Табл. 1.1. Варіанти вихідних даних за номерами залікових книжок

Передостання цифра номера	Остання цифра залікової книжки										
		0	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**
0	табл. 1.2	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	табл. 1.3	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	табл. 1.2	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	табл. 1.3	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
2	табл. 1.2	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	табл. 1.3	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
3	табл. 1.2	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	табл. 1.3	31	32	33	34	1	2	3	4	5	6
4	табл. 1.2	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	табл. 1.3	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
5	табл. 1.2	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	табл. 1.3	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
6	табл. 1.2	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	табл. 1.3	27	28	29	30	31	32	33	34	1	2
7	табл. 1.2	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	табл. 1.3	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
8	табл. 1.2	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	табл. 1.3	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
9	табл. 1.2	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	табл. 1.3	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32

Табл. 1.2. Вихідні дані

Варіант		**0**	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**
№ з/п	Марка ПА / Характер.	АЦ-40 (130)63Б	АЦ-40 (131)137	АЦ-40 (53211)240	АЦ-40 (433362)63Б	АЦ-40 (43202)186	АЦ-40/4 (53229)246	АЦ-40 (375Н)Ц1А	АЦ-4-60 (5401НЕ)-515К	АЦ-8/40 (КрАЗ 65053)	АЦ-4-60 (530905)-515М
1.	Базове шасі	ЗІЛ-130	ЗІЛ-131	КамАЗ	ЗІЛ-433362	Урал-43202	КамАЗ	Урал-375Н	КрАЗ-5401НЕ	КрАЗ 65053	МАЗ
2.	Тип двигуна	К	К	Д	К	Д	Д	К	Д	Д	Д
3.	Максимально потужність двигуна, N_{emax}, кВт	110,3	110,3	191,0	110,3	155,0	154,0	132,4	280	243,0	243,0
4.	Повна маса автомобіля, G_a, кг	9600	11100	17720	9030	14925	20400	14925	19000	13500	19000
5.	Динамічний радіус колеса, $r_д$, м	0,47	0,53	0,48	0,47	0,56	0,48	0,56	0,47	0,47	0,48
6.	Тип дорожнього покриття	АБС	ПС	ГРС	СВ	ГС	АБС	АБС	СВ	ГРМ	АБМ
7.	Габаритні розміри, **ВхН**, м	2,5х2,72	2,5х2,95	2,5х3,65	2,5х3,15	3,0х2,5	3,5х2,5	3,0х2,5	2,55х3,40	3,24х2,55	3,4х2,55
8.	Передаточне число: I_{k1}	7,44	7,44	6,38	7,44	5,61	6,38	6,17	7,47	7,47	12,24
	I_{k2}	4,1	4,1	3,29	4,1	2,89	3,29	3,4	5,28	5,28	6,88
	I_{k3}	2,29	2,29	2,04	2,29	1,64	2,04	1,79	3,82	3,82	4,86
	I_{k4}	1,47	1,47	1,25	1,47	1,0	1,25	1,0	2,79	2,79	3,5
	I_{k5}	1,0	1,0	0,85	1,0	0,723	0,85	0,78	1,95	1,95	2,74
9.	Передаточне число роздавальної коробки, I_p	-	1,0	-	-	1,0	-	1,3	1,0	1,0	1,107
10.	Передаточне число головної передачі, I_o	6,32	7,339	6,53	6,32	7,32	6,53	8,05	6,4	6,154	5,08
11.	Колісна формула	4х2	6х6	6х4	4х2	6х6	6х4	6х6	4х4	6х4	4х4
12.	Марка пожежного насоса	НЦП-40/100	ПН-40УВ	НЦП-40/100	НЦП-40/100	НЦП-40/100	НЦПК-40/100-	ПН-40УВ	ПН-60Б-Р-Р	НЦП-40/100	ПН-60Б

							4/400				
13.	Подача насоса, л/с	40	40	40	40	40	40	40	60	40	60
14.	ККД насоса	0,65	0,63	0,65	0,65	0,65	0,6	0,63	0,58	0,65	0,58

Табл. 1.3. Вихідні дані

Варіант	Частота обертання колінчастого валу двигуна, n, об/хв при $N_{e\,max}$	Коефіцієнт зниження потужності, K_N	Ухил дороги, %			Довжина окремих ділянок, км			Частота обертання валу насоса, n_1, об/хв	Опір насосно-рукавної системи $S_{сист}$, $м \cdot с^2/л^2$
			i_1	i_2	i_3	S_1	S_2	S_3		
1.	3200	0,6	2	7	4	4	6	8	2700	0,1
2.	3100	0,7	5	8	2	5	5	4	2650	0,08
3.	3000	0,8	7	3	5	3	8	6	2600	0,09
4.	2900	0,9	4	8	1	2	4	7	2550	0,08
5.	2800	1,0	6	4	2	7	5	6	2500	0,11
6.	2700	0,9	4	6	3	5	5	8	2450	0,092
7.	2600	0,8	3	4	6	3	6	8	2400	0,07
8.	3200	0,7	1	5	8	4	7	6	2450	0,06
9.	3100	0,6	2	8	3	7	3	8	2500	0,088
10.	3000	0,7	8	4	1	5	4	8	2550	0,1
11.	2900	0,8	7	3	2	6	4	7	2600	0,08
12.	2800	0,9	6	2	3	7	3	5	2650	0,09
13.	2700	1,0	5	7	4	7	8	3	2700	0,08
14.	2600	0,9	3	8	2	5	6	4	2650	0,11
15.	3200	0,8	2	6	3	4	5	6	2600	0,092
16.	3100	0,7	1	7	4	6	3	8	2550	0,07
17.	3000	0,6	7	2	6	4	7	6	2500	0,088
18.	2900	0,7	1	7	3	5	4	8	2450	0,06
19.	2800	0,8	2	4	5	7	4	7	2400	0,088
20.	2700	0,9	7	2	4	2	7	8	2500	0,088
21.	2600	1,0	5	7	3	3	6	7	2550	0,1
22.	3200	0,9	6	4	1	5	4	8	2600	0,08
23.	3100	0,8	3	6	2	7	3	6	2650	0,09
24.	3000	0,7	1	7	3	6	2	7	2700	0,08
25.	2900	0,6	5	6	4	4	5	8	2650	0,11
26.	2800	0,7	1	8	2	5	6	7	2600	0,092
27.	2700	0,8	2	6	3	8	4	6	2550	0,07
28.	2600	0,9	5	2	7	3	7	5	2500	0,06
29.	3200	0,7	7	4	2	4	8	6	2450	0,088
30.	3100	0,8	6	4	3	2	8	8	2400	0,1
31.	2700	0,6	4	5	8	7	4	7	2650	0,11
32.	2800	1,0	2	7	3	5	7	6	2700	0,09
33.	2900	0,9	3	6	5	3	6	7	2700	0,1
34.	3050	0,8	4	7	2	5	7	6	2750	0,08

І. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

1.1. ТЯГОВО-ШВИДКІСНІ ВЛАСТИВОСТІ АВАРІЙНО-РЯТУВАЛЬНОГО АВТОМОБІЛЯ

Теорія руху пожежного автомобіля (ПА) розглядає фактори, які визначають час слідування пожежного підрозділу до місця виклику. В основу теорії руху пожежного автомобіля покладено теорію експлуатаційних властивостей автомобільних транспортних засобів.

Для оцінки рівня вдосконаленості конструкції пожежного автомобіля і його здатності прибувати до місця виклику необхідно проаналізувати наступні експлуатаційні властивості: тягово-швидкісні, гальмівні, сталості руху, керованості, маневреності, плавності ходу.

Тягово-швидкісними властивостями називають сукупність властивостей, що визначають можливі за характеристиками двигуна або зчеплення ведучих коліс з дорогою, діапазони зміни швидкостей руху і граничні інтенсивності розгону автомобіля при його роботі на тяговому режимі в різних дорожніх умовах.

Методи оцінки тягово-швидкісних властивостей можуть бути використані для вирішення двох завдань: аналізу - визначення швидкостей, прискорень і граничних дорожніх умов, в яких можливий рух автомобіля з заданими конструктивними параметрами, і синтезу – визначення конструктивних параметрів, які можуть забезпечити задані значення швидкостей і прискорень в заданих дорожніх умовах руху, а також знаходження граничних дорожніх умов.

Використовують різні одиничні показники тягово-швидкісних властивостей, кожен з яких дозволяє оцінювати їх в будь-якої ситуації руху, прийнятої за типову.

Тягово-швидкісні властивості пожежних автомобілів визначають його здатність до руху під впливом повздовжніх (тягових) сил ведучих коліс. Колесо називається ведучим, якщо до нього передається через трансмісію обертовий момент від двигуна автотранспортного засобу.

Ця група властивостей складається з тягових властивостей, що дозволяють пожежному автомобілю долати підйоми та буксирувати причепи і швидкісні властивості, які дозволяють автомобілю рухатись з високими швидкостями, здійснювати розгін та рухатись за інерцією (вибіг).

Для попередньої оцінки тягово-швидкісних властивостей використовується питома потужність N_G автомобіля, тобто відношення потужності двигуна (N, кВт) до повної маси автомобіля (G, т). Питома потужність пожежного автомобіля повинна бути не менше 15 кВт/т, що значно більше, ніж для автотранспортного засобу загального призначення.

У вітчизняних серійних пожежних автомобілях питома потужність менше рекомендованого значення. Збільшити N_G серійних пожежних автомобілів можна, якщо встановлювати на них двигуни з більшою потужністю або не повністю використовувати вантажопідйомність базового шасі.

Оцінка тягово-швидкісних властивостей пожежного автомобіля по питомій потужності може бути тільки попередньою, так як часто автомобілі з однаковим N_G мають різну максимальну швидкість та приємистість.

Специфіка експлуатації та руху (раптовий виїзд з непрогрітим двигуном, інтенсивний рух з частими прискореннями і гальмуванням та ін.) дозволяє виділити для оцінки тягово-швидкісних властивостей пожежних автомобілів чотири основних показника:

- максимальна швидкість V_{max};
- максимальний підйом, який долається на першій передачі з постійною швидкістю α_{max};
- час розгону до заданої швидкості t_v;
- мінімально стала швидкість V_{min}.

Показники V_{max}, α_{max}, t_v, V_{min} визначаються аналітично та експериментально. Для аналітичного визначення цих показників необхідно знайти рішення диференціального рівняння руху ПА, яке справедливе для випадку – прямолінійного руху в профілі та плані дороги.

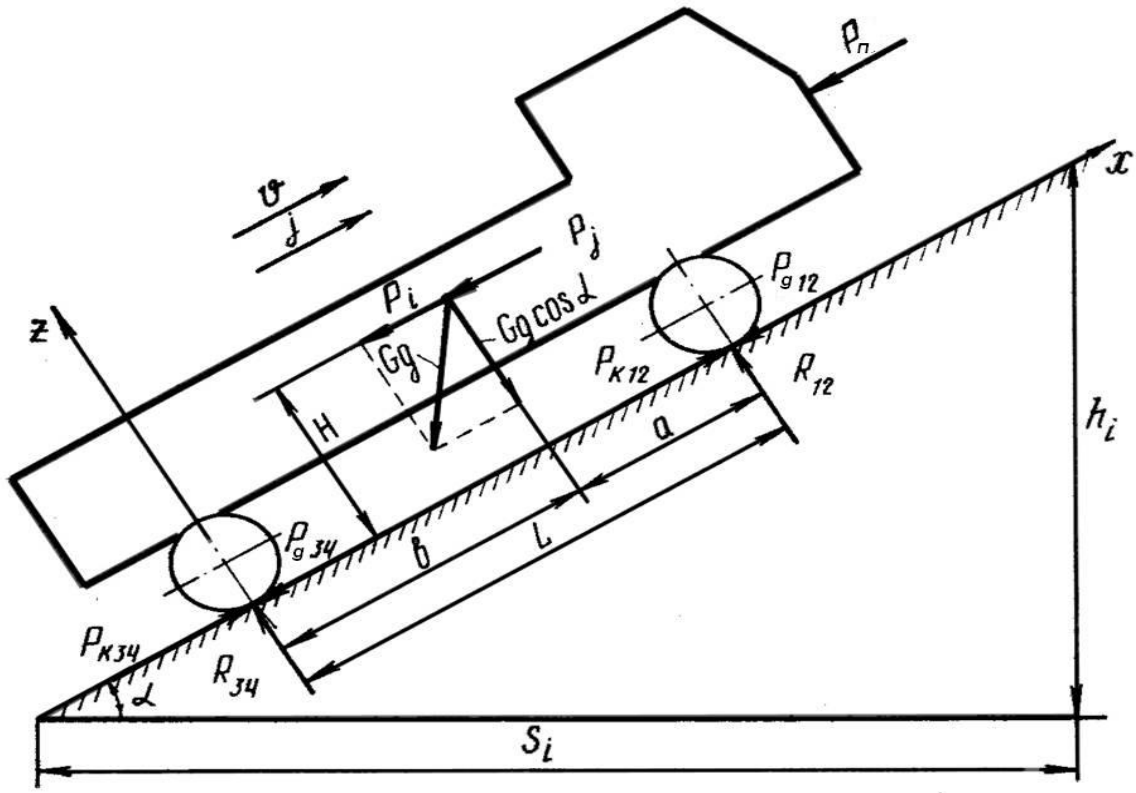

Рис. 1.1. Сили, що діють на автомобіль

де $\boldsymbol{G}$ – маса пожежного автомобіля, кг; $\boldsymbol{P_к}$ – сумарна тягова сила ведучих коліс пожежного автомобіля, Н; $\boldsymbol{P_Σ = P_g + P_i + P_п}$ – сумарна сила опору руху, Н; $\boldsymbol{P_g}$ – сила опору кочення коліс, Н ; $\boldsymbol{P_i}$ – сила опору підйому пожежного автомобіля, Н; $\boldsymbol{P_п}$ – сила опору повітря, Н.

При визначенні тягово-швидкісних властивостей автомобілів чисельними методами найбільш часто використовується метод силового балансу, метод потужносного балансу та метод динамічної характеристики. Для використання цих методів необхідно знати сили, які діють на автомобіль при русі.

Методи силового та потужносного балансу мають загальний недолік – при використанні цих методів важко порівняти тягово-швидкісні властивості пожежних автомобілів з різноманітними масами, так як при русі в однакових умовах сили та потужності, необхідні для подолання опору дороги, різні. Цього недоліку позбавлений метод динамічної характеристики, який запропонований Е.О. Чудаковим.

Динамічним фактором автотранспортного засобу називається відношення:

$$D = \frac{P_K - P_w}{G_a \cdot g}$$

Динамічною характеристикою автомобіля називають залежність динамічного фактору $\boldsymbol{D}$ від швидкості руху на різних передачах.

По динамічній характеристиці визначають $\boldsymbol{V_{max}}$, $\boldsymbol{\alpha_{max}}$, $\boldsymbol{V_{min}}$.

1.2. ТЯГОВА СИЛА ВЕДУЧИХ КОЛІС

Обертовий момент двигуна $\boldsymbol{M_д}$ передається через трансмісію до ведучих коліс автомобіля. Наведені в довідковій літературі і технічних характеристиках автомобілів дані зовнішніх характеристик двигунів ($\boldsymbol{N_e}$, $\boldsymbol{M_e}$) відповідають умовам їх стендових випробувань, які значно відрізняються від умов, в яких двигуни працюють на автомобілях. При стендових випробуваннях зовнішні характеристики двигуна визначають при встановленні на нього тільки основного устаткування (повітря очищувача, генератора і водяного насосу), тобто без устаткування необхідного для обслуговування шасі (компресора, гідропідсилювача рульового керування).

Потужність та економічність двигуна при роботі в різних умовах визначають по його характеристикам. При відсутності експериментальної кривої зовнішня швидкісна характеристика двигуна може бути визначена залежністю ефективної потужності $\boldsymbol{N_e}$ від частоти обертання колінчатого вала $\boldsymbol{n}$, яка запропонована Лейдерманом С.Р.:

$$N_e = N_{e\,max}\left[a\frac{n_i}{n_N} + b\left(\frac{n_i}{n_N}\right)^2 - c\left(\frac{n_i}{n_N}\right)^3\right]$$

де: n_N – частота обертання колінчатого вала при максимальній потужності двигуна $N_{e\,max.}$

Значення емпіричних коефіцієнтів а, в, с, наступні:

Для бензинових двигунів а = в = с = 1;

Для дизельних двигунів а = 0,5, в = 1,5, с = 1,0.

Для вибору поточних значень n діапазон частоти обертання колінчатого валу двигуна від мінімальних обертів до максимальних розбивають на відповідне число ділянок з постійним інтервалом. Мінімальна частота обертання колінчатого валу вибирається в межах 400 – 800 об/хв. Менше значення приймається для дизельних двигунів, більше для карбюраторних. Знаючи $N_{e\,i}$ при відповідному n_i, розраховуємо значення ефективного моменту M_{ei} за формулою:

$$M_{ei} = 9550\frac{N_{ei}}{n_i}$$

До коліс передається обертовий момент $M_к > M_Д$. Збільшення $M_Д$ пропорційно загальному передаточному числу трансмісії. Частина обертового моменту, яку враховує коефіцієнт корисної дії трансмісії, витрачається на подолання сил тертя. Загальне передаточне число трансмісії є добутком передаточних чисел агрегатів трансмісії.

Використовуючи результати розрахунків для величин ефективного моменту M_e визначають силу тяги на ведучих колесах $P_к$ для кожної передачі:

$$P_k = \frac{M_e \cdot I_K \cdot I_p \cdot I_o \cdot \eta \cdot K_N}{r_\partial} = A \cdot M_e$$

$$A = \frac{I_K \cdot I_p \cdot I_o \cdot \eta \cdot K_N}{r_\partial}$$

де: I_K, I_o, I_p – відповідно передатне відношення коробки передач, роздавальної коробки, головної передачі;

K_N – коефіцієнт зниження потужності;

$r_д$ – динамічний радіус колеса;

η – ККД трансмісії.

Коефіцієнт корисної дії трансмісії η є добутком ККД її агрегатів. Для розрахунків можна приймати наступним:

• для вантажних двовісних автомобілів з одинарною головною передачею (4 × 2) – 0,90

• для вантажних двовісних автомобілів з подвійною головною передачею й автомобілів підвищеної прохідності (4 × 4) – 0,86

• для вантажних тривісних автомобілів із приводом на два задніх моста (6 × 4) – 0,82

• для вантажних тривісних автомобілів підвищеної прохідності (6 × 6) – 0,79

Використання сили $P_к$ для руху автомобіля залежить від здатності автомобільного колеса, завантаженого нормальним навантаженням G_g, сприймати або передавати дотичні сили при взаємодії з дорогою. Цю властивість автомобільного колеса та дороги прийнято оцінювати силою зчеплення шини з дорогою або коефіцієнтом зчеплення φ.

В залежності від напрямку ковзання колеса відрізняють коефіцієнти повздовжнього φ_x та поперечного φ_y. зчеплення. Коефіцієнт φ_x залежить від типу покриття та стану дороги, конструкції та матеріалу шини, тиску повітря в ній, навантаження на колеса, швидкості руху, температурних умов.

Визначають φ_x як правило експериментально методом буксировки автомобіля з заблокованими колесами. При цьому реєструється сила тяги на крюку буксиру та нормальна реакція заблокованих коліс. Тому довідкові дані по φ_x відносяться до коефіцієнту зчеплення при буксировці.

Коефіцієнт поперечного зчеплення φ_y приймають рівним φ_x і при розрахунках користуються середнім значенням коефіцієнта зчеплення.

Якщо тягова сила ведучих коліс перевищує максимальну тягову силу, то ведучі колеса автомобіля буксують. Для руху автомобіля без пробуксовки ведучих коліс необхідне виконання умови:

$$P_к \leq P_\varphi$$

Виконання цієї умови дозволяє зменшити час слідування ПА до місця виклику, в основному, за рахунок зменшення часу розгону. Під час розгону ПА дуже важливо реалізувати максимально можливе по дорожнім умовам $P_к$. Якщо ведучі колеса ПА при розгоні пробуксовують, то для руху реалізується менша $P_к$ тому збільшується час прибуття.

При зрушенні з місця ПА виконується умова $P_к \leq P_\varphi$ тільки за рахунок правильного вибору частоти обертання колінчатого валу двигуна та номеру передачі не вдається. Тому розгін ПА від 0 до V_{min} повинно відбуватись при частковому пробуксовуванні муфти зчеплення. Подальше прискорення автомобіля до V_{max} без пробуксовки ведучих коліс автомобіля з механічною коробкою передач забезпечується за рахунок правильного вибору положення педалі подачі палива та моменту перемикання на підвищену передачу.

1.3. СИЛА ОПОРУ КОЧЕННЯ КОЛІС ПОЖЕЖНОГО АВТОМОБІЛЯ

Опір коченню коліс з пневматичною шиною по недеформованій дорозі виникає в основному за рахунок витрат енергії на деформацію шини, так як деформація дороги незначна. Робота, яка затрачена на ділянці 1-2 на деформацію шини, більше, ніж повернення на ділянці 2-3 відновлення її форми, так як частина енергії витрачається на внутрішнє тертя гуми. Тому тиск P_z на ділянці 1-2 більше, ніж на ділянці 2-3, і рівнодіюча нормальних реакцій R_n, зміщена відносно осі О в бік руху, перешкоджаючи котінню колеса (рис. 1.2).

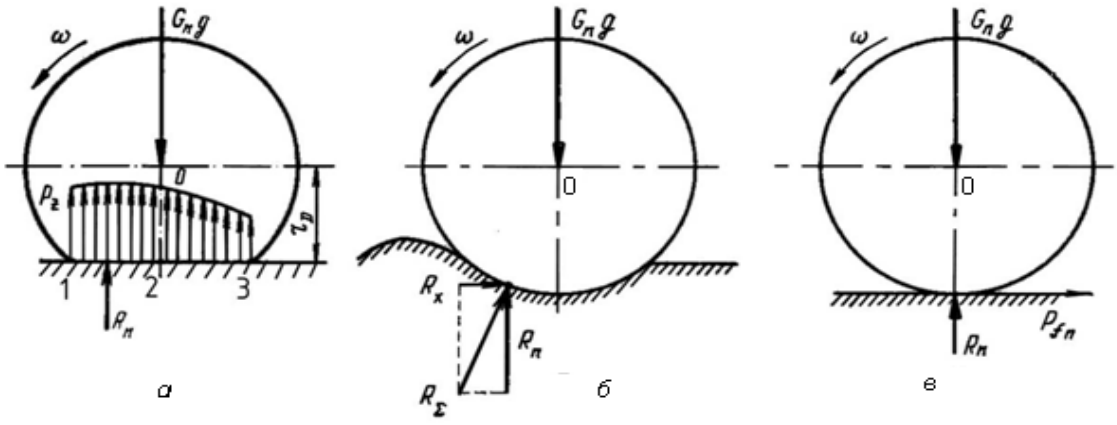

Рис. 1.2. Схема сил, що діють на автомобільне колесо при коченні: *а* – по твердій дорозі; *б* – по м'якому грунту; *в* – умовне зображення в розрахункових схемах ПА при складанні рівнянь руху

Опір котінню колеса з пневматичною шиною по деформованій дорозі (пашня, пісок, сніг) виникає в основному за рахунок витрат енергії на деформацію ґрунту (утворення колії) і на подолання сил тертя між колесами та ґрунтом. Коефіцієнт опору кочення ***f*** залежить в основному від типу та стану дорожнього покриття, конструкції шини та тиску повітря в них. Для практичних розрахунків в інтервалах швидкостей до 80...100 км/год коефіцієнт ***f*** можна вважати сталою величиною, що залежить тільки від типу та стану дорожнього покриття.

При швидкостях руху пожежного автомобіля, більше 80...100 км/год, необхідно враховувати збільшення ***f***.

На дорогах з твердим покриттям ***f*** зменшується при збільшенні тиску повітря в шинах, менше значення f мають шини з мілким рисунком протектору.

1.4. СИЛА ОПОРУ ПОВІТРЯ

Пожежний автомобіль, який рухається частину потужності витрачає на переміщення повітря та його тертя об поверхню автомобіля. Сила опору повітря дорівнює:

$$P_W = \frac{K_B \cdot F \cdot v^2}{3{,}6^2}$$

де: $\boldsymbol{F}$ – лобова площа, м^2;

$\boldsymbol{K_в}$ – коефіцієнт обтічності , Нс^2 /м^2;

$\boldsymbol{v}$ – швидкість руху ПА, км/год.

При відсутності точних розмірів ПА лобова площа обчислюється по формулі:

$$F = B \times H,$$

де: $\boldsymbol{B}$ – ширина ПА, м

$\boldsymbol{H}$ – габаритна висота ПА, м

Коефіцієнт опору повітря визначається для кожної моделі автомобіля експериментально. Коефіцієнт $\boldsymbol{K_в}$ дорівнює силі опору повітря, створюваної 1 м² лобової площі автомобіля при його русі зі швидкістю 1 м/с.

Пожежних автомобілів на шасі

- для вантажних автомобілів $\boldsymbol{K_в}$ = 0,5–0,6 Нс^2/м^4;
- для легкових $\boldsymbol{K_в}$ = 0,2–0,35 Нс^2/м^4;
- для автобусів $\boldsymbol{K_в}$ = 0,4- 0,5 Нс^2/м^4;

При розрахунку сили опору повітря $\boldsymbol{P_w}$ від швидкості руху ПА необхідно попередньо перейти від частоти обертання колінчатого вала до швидкості руху автомобіля $\boldsymbol{v}$, км/год.

$$v = 0{,}377 \frac{n \cdot r_д}{I_K \cdot I_p \cdot I_o}, \text{ км/год.}$$

ІІ. РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

2.1. ПОБУДОВА ЗОВНІШНЬОЇ ШВИДКІСНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГУНА АВАРІЙНО-РЯТУВАЛЬНОГО АВТОМОБІЛЯ

Потужність та економічність двигуна в різних умовах визначається за його характеристиками. Характеристикою називається залежність основних показників двигуна від режиму його роботи.

При відсутності експериментальної кривої, зовнішня характеристика двигуна може бути визначена залежністю ефективної потужності двигуна N_e від частоти обертання колінчастого валу n за формулою Лейдермана С.Р.:

$$N_{ei} = N_{e\,max}\left[a\frac{n_i}{n_N} + b\left(\frac{n_i}{n_N}\right)^2 - c\left(\frac{n_i}{n_N}\right)^3\right], \text{кВт}, \qquad (1)$$

де n_N – частота обертання колінчастого валу при максимальній потужності двигуна $N_{e\ max}$; n_i – поточні значення частоти обертання колінчастого валу від ***min*** до ***max***.

Значення емпіричних коефіцієнтів a, b, c, наступні:

- для карбюраторних двигунів $a = b = c = 1$;
- для дизелів $a = 0{,}5$, $b = 1{,}5$, $c = 1{,}0$.

Для вибору поточних значень n діапазон частоти обертання колінчастого валу двигуна від мінімальних обертів n_{min} до максимальних n_{max} необхідно поділити на відповідне число ділянок (рекомендується 5) з постійним інтервалом Δn.

$$\Delta n = \frac{n_{max} - n_{min}}{4}, \qquad (2)$$

Мінімальна частота обертання колінчастого валу бензинового двигуна вибирається в межах 400-800 об/хв. Менше значення 400-600 об/хв приймається для дизельних двигунів.

Знаючи N_{ei} при відповідному n_i, визначимо поточні значення ефективності моменту M_{ei} за формулою:

$$M_{ei} = 9550\frac{N_{ei}}{n_i}, \text{ Н·м}, \qquad (3)$$

Результати розрахунків заносимо до таблиці 2.1. За даними цієї таблиці будуємо зовнішню швидкісну характеристику двигуна $\boldsymbol{N_e=f(n)}$ та $\boldsymbol{M_e=f(n)}$, приклад яких наведено на рис. 2.1. При цьому масштаб вісей ординат для $\boldsymbol{N_e}$ та $\boldsymbol{M_e}$ обирається окремо.

Зовнішня швидкісна характеристика дає можливість проаналізувати як змінюється ефективна потужність та ефективний момент в залежності від частоти обертання колінчастого валу двигуна.

Табл. 2.1. Результати розрахунків ефективної потужності та ефективного моменту, що крутить, на валові двигуна

Параметри	Значення параметрів					
n, об/хв	n_{min}	$n_1=n_{min}+\Delta n$	$n_2=n_{min}+2\Delta n$	...	...	n_N
$\frac{n_i}{n_N}$						
$\left(\frac{n_i}{n_N}\right)^2$						
$\left(\frac{n_i}{n_N}\right)^3$						
$a\frac{n_i}{n_N}+b\left(\frac{n_i}{n_N}\right)^2-c\left(\frac{n_i}{n_N}\right)^3$						
N_e, *кВт*						
M_e, *Н·м*						

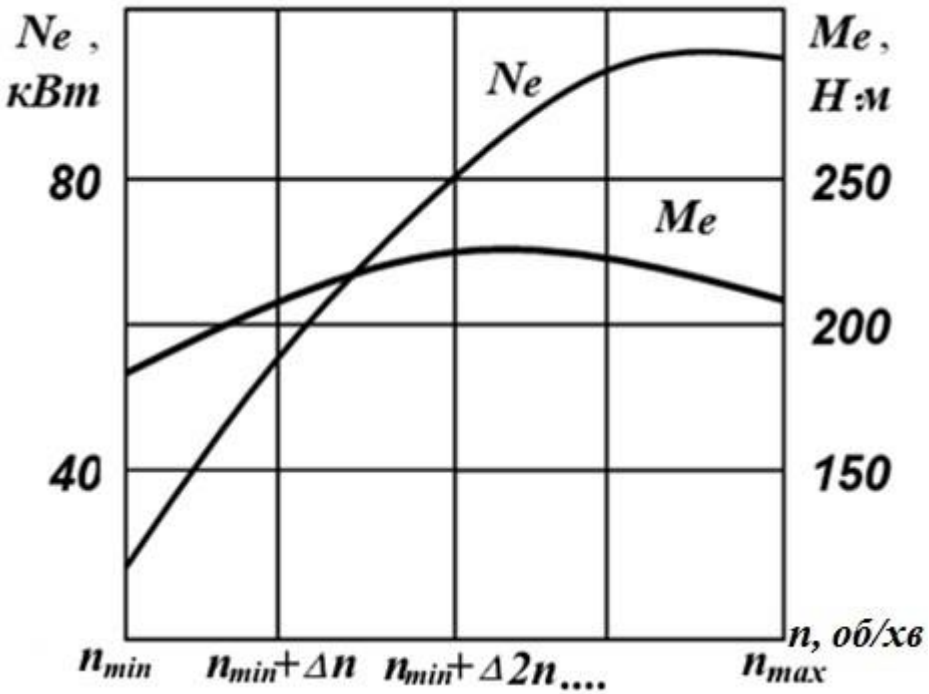

Рис. 2.1. Зовнішня швидкісна характеристика двигуна

2.2. ПОБУДОВА СИЛОВОГО БАЛАНСУ І ДИНАМІЧНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВАРІЙНО-РЯТУВАЛЬНОГО АВТОМОБІЛЯ.

Силовий баланс автомобіля – це залежність сили тяги на ведучих колесах автомобіля $\boldsymbol{P_k}$ для різних передавальних чисел в трансмісії, а також сумарних сил дорожнього опору $\boldsymbol{P_\psi}$, опору повітря $\boldsymbol{P_w}$ та швидкості руху автомобіля $\boldsymbol{v}$.

Результати розрахунків силового балансу і динамічної характеристики заносяться в таблицю 2.2.

Табл. 2.2. Результати розрахунків швидкості, сил і динамічного фактора

Параметри		Значення параметрів					
n, об/хв		n_{min}	$n_1=n_{min}+\Delta n$	$n_2=n_{min}+2\Delta n$	...	...	n_N
M_e , Н·м							
I_{K1}	V, км/год						
	P_K, Н						
	P_W, Н						
	P_K-P_W, Н						
	D						
I_{K2}	V, км/год						
	P_K, Н						
	P_W, Н						
	P_K-P_W, Н						
	D						
...							
I_{Ki}	V, км/год						
	P_K, Н						
	P_W, Н						
	P_K-P_W, Н						
	D						

Використовуючи результати розрахунків для величини ефективного моменту $\boldsymbol{M_e}$ з розділу 1, визначаємо силу тяги на ведучих колесах $\boldsymbol{P_k}$ для кожної передачі за формулою:

$$P_k = \frac{M_e \cdot I_K \cdot I_p \cdot I_o \cdot \eta \cdot K_N}{r_\partial} = A \cdot M_e, \text{ Н}, \qquad (4)$$

$$A = \frac{I_K \cdot I_p \cdot I_o \cdot \eta \cdot K_N}{r_\partial}, \qquad (5)$$

де $I_к$, $I_р$, $I_о$ – відповідно передавальне відношення коробки передач, роздавальної коробки, головної передачі (таблиця 1.3); K_N – коефіцієнт зниження потужності (таблиця 1.3); $r_д$ – динамічний радіус колеса, м (таблиця 1.3); η – коефіцієнт корисної дії (ККД) трансмісії.

Коефіцієнт корисної дії трансмісії η є добутком ККД її агрегатів. Для розрахунків можна приймати наступним:

• для вантажних двовісних автомобілів з одинарною головною передачею (4 × 2) - 0,90

• для вантажних двовісних автомобілів з подвійною головною передачею й автомобілів підвищеної прохідності(4 × 4) - 0,86

• для вантажних тривісних автомобілів із приводом на два задніх моста (6 × 4) - 0,82

• для вантажних тривісних автомобілів підвищеної прохідності(6 × 6) - 0,79

У формулі (4) змінюються лише величини $M_е$ та $I_к$. Тому розрахунки виконуємо наступним чином в формулу (5) необхідно підставити значення $I_{к1}$ – першої передачі та знаходимо значення A, ці значення перемножуємо на значення $M_{е1}$, які беремо з таблиці 2.1. Потім в формулу (5) підставляємо значення $I_{к2}$ – другої передачі та знаходимо значення A, та перемножуємо на значення $M_{е2}$, аналогічно розрахунки проводимо для інших передач $I_{кп}$ з урахуванням $M_{еп}$. Отримані результати заносимо в таблицю 2.2.

Пожежний автомобіль, що рухається, частину потужності двигуна витрачає на подолання опору повітря.

Сила опору повітря дорівнює:

$$P_W = \frac{K_B \cdot F \cdot v^2}{3{,}6^2}, \text{ Н}, \qquad (6)$$

де F – лобова площа, м^2; K_B – коефіцієнт опору повітря, Н·с^2/м^4; v – швидкість руху ПА, км/год.

При відсутності точних розмірів пожежного автомобіля лобова площа дорівнює:

$$F = B \cdot H, \text{ м}^2, \tag{7}$$

де B – ширина ПА, м; H – габаритна висота ПА, м.

Коефіцієнт опору повітря визначається для кожної моделі автотранспортного засобу експериментально. Коефіцієнт K_B дорівнює силі опору повітря, створюваної 1 м^2 лобової площі автомобіля при його русі зі швидкістю 1 м/с. Для ПА на шасі вантажних автомобілів: K_B = 0,5–0,6 Н·с^2/м^4; для легкових K_B = 0,2–0,35 Н·с^2/м^4; для автобусів K_B = 0,4–0,5 Н·с^2/м^4.

Під час розрахунку залежності сили опору повітря P_W від швидкості руху ПА, необхідно попередньо перейти від частоти обертання колінчастого валу до швидкості руху автомобіля v, км/год:

$$v = 0{,}377 \frac{n \cdot r_\partial}{I_K \cdot I_p \cdot I_o}, \text{ км/год}, \tag{8}$$

Швидкість руху автомобіля розраховуємо при русі ПА на кожній передачі, тобто підставляємо значення передаточного моменту для кожного $I_{кп}$ та змінюючи значення n від n_{min} до n_{max} визначаємо швидкість руху ПА.

Отримані результати заносимо в таблицю 2.2.

При швидкості руху до 15 км/год, силою опору вітру P_W зневажаємо, тобто приймаємо рівною 0.

Динамічний фактор D визначається за знайденими значеннями P_K і P_W:

$$D = \frac{P_K - P_w}{G_a \cdot g}, \tag{9}$$

де G_a – маса автомобіля, кг; g – прискорення вільного падіння, дорівнює 9,81 м/с^2.

Отримані результати заносимо в таблицю 2.2.

Наведені формули мають перевідні коефіцієнт, тому приводити величини в них до системи СІ немає потреби.

Сила сумарних дорожніх опорів розраховується за формулою:

$$P_{\psi} = G_a \cdot g \cdot \psi \text{, Н,} \qquad (10)$$

де $\boldsymbol{\Psi}$ – сумарний коефіцієнт дорожніх опорів при максимальній швидкості руху

$$\psi = f \cdot \cos\alpha + \sin\alpha, \qquad (11)$$

де $\boldsymbol{f}$ – коефіцієнт опору кочення; $\boldsymbol{\alpha}$ – кут повздовжнього ухилу дороги, $\boldsymbol{\alpha = arctg(i/100)}$ де i – ухил дороги, % (табл. 1.3.). Обчислення приводити в градусах, а не в радіанах.

У розрахунках в пункті 2.2. приймається значення сумарного коефіцієнту дорожніх опорів $\boldsymbol{\Psi_1}$.

Коефіцієнт опору кочення $\boldsymbol{f}$ залежить, в основному, від типу і стану дорожнього покриття, конструкції шин і тиску повітря в них. Для практичних розрахунків, в інтервалах швидкостей до 80-100 км/год, коефіцієнт можна вважати постійною величиною, що залежить тільки від типу і стану дорожнього покриття. Тип дорожнього покриття для кожного варіанту зазначено в таблиці 2.3.

Табл. 2.3. Значення коефіцієнту опору кочення для різних типів доріг

Тип і стан покриття		Значення f
1.	Сухий асфальтобетон або бетон у хорошому стані (АБС)	0,012-0,018
2.	Мокрий асфальт або бетон у хорошому стані (АБМ)	0,018-0,02
3.	Дорога з гравійним покриттям або щебінка (ГС)	0,02-0,04
4.	Суха ґрунтова дорога (ГРС)	0,025-0,035
5.	Мокра ґрунтова дорога (ГРМ)	0,05-0,15
6.	Сухий пісок (ПС)	0,10-0,30
7.	Сніг укочений (СВ)	0,05-0,10

За даними таблиці 2.2 на графіку силового балансу автомобіля для всіх передач будуємо залежність $\boldsymbol{P_K}$, $\boldsymbol{P_\psi}$ та $\boldsymbol{P_W + P_\psi}$ від швидкості руху $\boldsymbol{v}$ (рис. 2.2).

На графіку динамічної характеристики ПА будуємо залежності $\boldsymbol{D}$ і $\boldsymbol{\Psi}$ від швидкості руху $\boldsymbol{v}$ (рис. 2.3).

Графіки на рисунках 2.2 і 2.3 наведені для чотириступінчастої коробки передач (1, 2, 3, 4 - номер передачі).

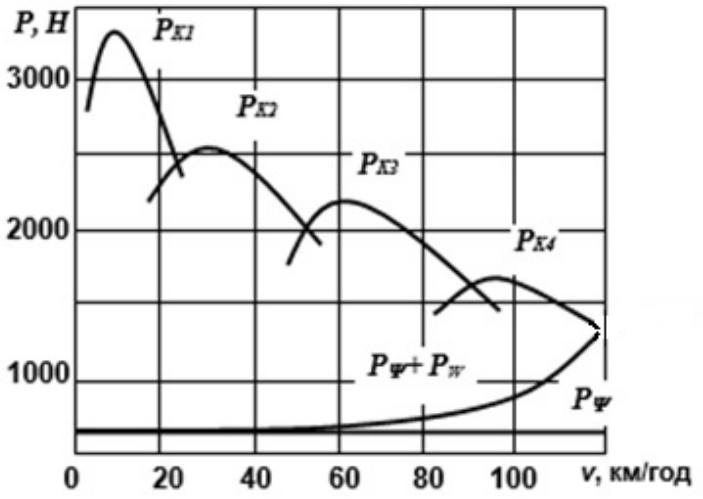

Рис. 2.2. Силовий баланс пожежного автомобіля

По динамічній характеристиці автомобіля визначають максимально можливу швидкість руху $\boldsymbol{v_{max}}$, максимальний дорожній опір $\boldsymbol{\Psi_{max}}$, що може подолати ПА, і максимальний ухил дороги $\boldsymbol{i_{max}}$, що подолається, при заданому типі дорожнього покриття ($\boldsymbol{f}$).

Величина $\boldsymbol{i_{max}}$ визначається за формулою:

$$i_{max} = \Psi_{max} - f$$

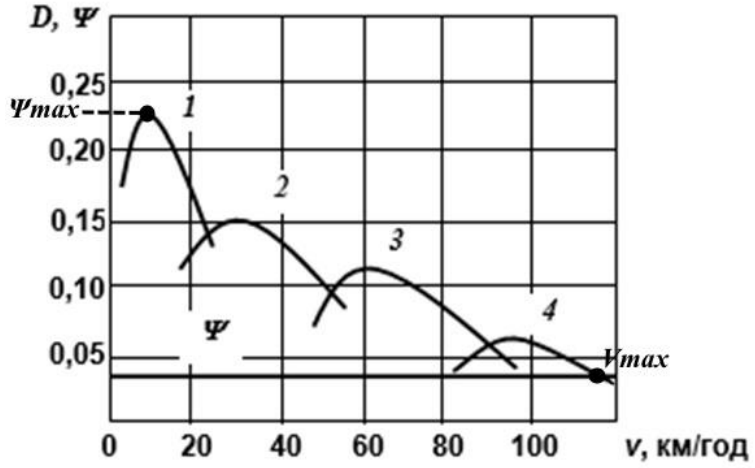

Рис. 2.3. Динамічна характеристика пожежного автомобіля

2.3. ВИЗНАЧЕННЯ СЕРЕДНЬОЇ МАКСИМАЛЬНО МОЖЛИВОЇ ШВИДКОСТІ РУХУ АВАРІЙНО-РЯТУВАЛЬНОГО АВТОМОБІЛЯ НА ЗАДАНОМУ МАРШРУТІ

Середню максимально можливу швидкість руху автомобіля на заданому маршруті визначаємо графічно методом розрахунку часу руху ПА на кожній ділянці. Для цього будують графік, що складається з чотирьох квадрантів (рис. 2.4).

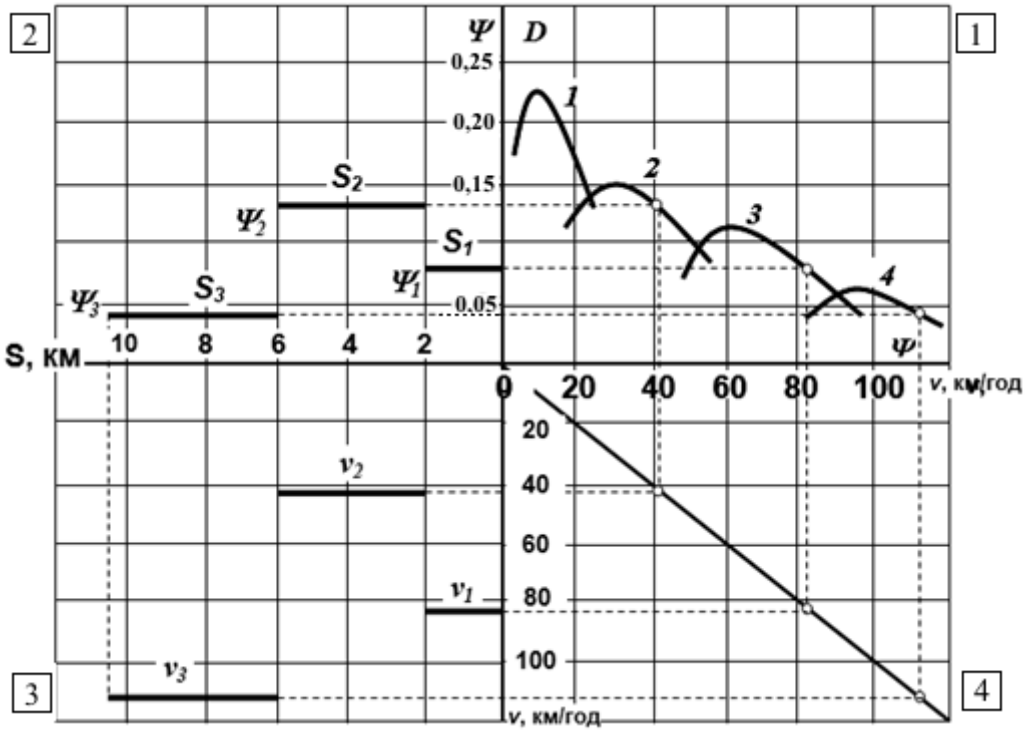

Рис. 2.4. Визначення середньої максимально можливої швидкості руху на заданому маршруті

В першому квадранті будують динамічну характеристику автомобіля, у другому – діаграму, що визначається довжиною окремих ділянок маршруту S_1, S_2, S_3 (вісь абсцис) і коефіцієнтом сумарного дорожнього опору рухові для відповідних ділянок ψ_1, ψ_2, ψ_3 (вісь ординат). Коефіцієнти ψ_2 та ψ_3 визначаються за формулою (11), яка була наведена раніше в пункті 2.2 (див. ст. 25). Масштаб D і ψ повинен бути однаковим. Значення S_1, S_2 та S_3 наведено в таблиці 1.3.

Четвертий квадрант – допоміжний, у ньому проводять промінь під кутом 45 градусів. Далі з верхівок діаграм у квадранті 2, що позначають довжину маршрутів руху, проводять штрихову лінію у квадрант 1 до перетину зі спадаючою частиною кривих динамічного фактору для різних передач. У випадку, якщо штрихова лінія проходить між двох кривих, необхідно продовжити спадаючу частину верхньої кривої до перетину. Після того, як отримано три точки перетину, опускаємо з них перпендикулярні штрихові лінії у четвертий квадрант до перетину з променем, на якому також відмічають три точки. З цих точок проводять штрихові лінії до квадранту 3, де для ділянок S_1, S_2 та S_3 графічно визначають швидкість руху ПА на відповідних ділянках. За допомогою S_i і v_i розраховуємо час руху на кожній ділянці.

$$t_i = S_i / v_i, \text{ год}, \tag{12}$$

Після цього знаходимо середню максимально можливу швидкість руху пожежного автомобіля на заданому маршруті.

$$V_{CP\,max} = \frac{\sum S_i}{\sum t_i}, \text{ км/год}, \tag{13}$$

де S_i – довжина і-ї ділянки, км; t_i – швидкість руху ПА на і-тій ділянці, км/год.

2.4. ВИЗНАЧЕННЯ НАПОРУ ТА ПОДАЧІ ПРИ РОБОТІ НАСОСНО-РУКАВНОЇ СИСТЕМИ.

Для визначення подачі та напору необхідно побудувати характеристику насосу ***H=f (Q)*** та характеристику рукавної системи h_p***=f (Q)***. Значення ***H*** та h_p необхідно розрахувати для п’яти точок в інтервалі зміни подачі від 0 до 50 л/с (якщо насос з продуктивністю 40 л/с). Для насосу з продуктивністю 60 л/с розрахунки необхідно робити для шести точок в інтервалі зміни подачі води від 0 до 70 л/с.

При розрахунках насосно-рукавних систем зручно користуватись аналітичним виразом характеристик. Якщо залежність ***Q-H*** вважати параболою, що допустимо для практичних розрахунків, то головну характеристику насосу можна виразити рівнянням:

$$H_{1i}=110{,}6-0{,}0098\times Q_i^2, \text{ м}, \qquad (14)$$

Задаючи значення подачі ***Q*** у відповідності з формулою будують на графіку характеристику насосу ***Q-H***, яка показує, як змінюється напір зі зміною подачі (рис. 2.5). Результати розрахунку характеристик записуємо до рядка 2 таблиці 2.4.

Табл. 2.4. Результати значень характеристик насосу

1.	Q_{1i}, л/с	0	10	20	30	40	50
2.	H_{1i}, м						
3.	h_p, м						
4.	Q_{2i}, л/с						
5.	H_{2i}, м						
6.	N_{n1}, кВт						
7.	$N_{ПН1}$, кВт						
8.	$N_{ПН2}$, кВт						

Витрати напору в рукавній системі h_p***=f(Q)*** визначають за формулою (15) та заносяться у рядок 3 таблиці 2.4.

$$h_{pi}=S_{сист}\times Q_i^2+Z, \text{ м}, \qquad (15)$$

де Z = 5 м – висота підйому пожежних стволів над віссю насосу; $S_{сист}$ – опір насосно-рукавної системи (табл. 1.3).

Отримані результати представляють графічно в першому квадранті (рис. 2.5) кривими H_1 та h_p.

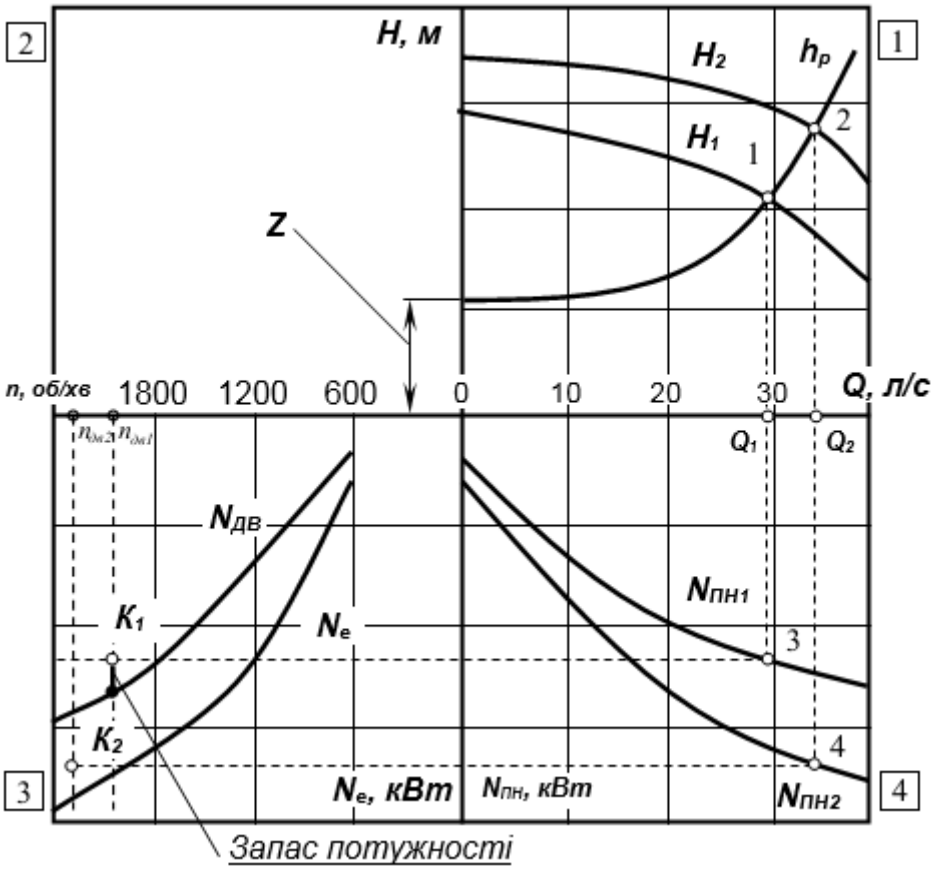

Рис. 2.5. Характеристика насоса і двигуна пожежного автомобіля

Для визначення дійсної подачі Q та напору H, що працюють на мережу насосу, необхідно сумістити на одному графіку характеристики мережі та насосу. Точка перетину 1 кривої $H_1=f(Q_1)$ і $h_p=f(Q)$ дає робочу точку з параметрами Q_1 та H_1 при номінальній частоті обертання валу насосу n_1 (табл. 1.3).

Для визначення напору та подачі в насосно-рукавній системі при роботі насосу з частотою обертання на 10% більше від номінальної необхідно побудувати характеристику $H_2=f(Q_2)$.

При частоті обертання робочого валу насосу, що відрізняється від номінальної, використовуються залежності з теорії подібності відцентрових

насосів. Зміна частоти обертання відцентрового насосу призводить до змін його параметрів, пов'язаних наступними залежностями:

$$\frac{Q_{1i}}{Q_{2i}} = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow Q_{2i} = Q_{1i}\,\frac{n_2}{n_1}, \tag{16}$$

$$\frac{H_{1i}}{H_{2i}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \Rightarrow H_{2i} = H_{1i}\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2, \tag{17}$$

де n_1 – частота обертання валу насосу (табл. 1.3), об/хв; n_2 – частота обертання валу насосу на 10% більше n_1.

Використовуючи прийняті значення Q_1 та H_1 за формулами (16), (17) визначаються Q_{2i} та H_{2i}. Отримані значення Q_{2i} заносять в рядок 4 таблиці 2.4, а значення H_{2i} в рядок 5 цієї ж таблиці. Наносимо ці значення на графік і з'єднавши їх плавною кривою, отримуємо характеристику насосу при частоті обертання n_2. Перетин графічних залежностей $H_2=f(Q_2)$ і $h_p=f(Q)$ дає значення робочого положення в точці 2 насосно-рукавної системи для нової частоти обертання.

2.5. ОЦІНКА МОЖЛИВОСТІ РОБОТИ ДВИГУНА АВАРІЙНО-РЯТУВАЛЬНОГО АВТОМОБІЛЯ З ВІДЦЕНТРОВИМ НАСОСОМ.

Для оцінки можливості роботи двигуна пожежного автомобіля з насосом, що працює з вибраною рукавною системою і частотою обертання n_1 та n_2 необхідно розглянути їх сумісну роботу.

Для цього необхідно визначити потужність, що витрачається при частоті обертання n_1 і відповідних значеннях Q_1, що розраховується за формулою:

$$N_{n1i} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q_i \cdot H_{1i}}{1000 \cdot \eta}, \text{ кВт}, \quad (18)$$

де η – ККД насосу (обирається згідно табл. 1.2); ρ = 1000 кг/м^3 – щільність рідини; Q – подача насосу, **м^3/с** (обирається згідно табл. 1.2) (1 л/с = 0,001 м^3/с); H_{1i} – висота підйому рідини (напір), м; g = 9,81 м/с^2 – прискорення вільного падіння.

Коефіцієнт корисної дії η насоса враховує гідравлічні, об'ємні і механічні втрати, які виникають при передачі енергії рідини, що перекачується. ККД насосу обирається довільно з урахуванням моделі насосу. Результати розрахунків заносяться до рядка 6 таблиці 2.4.

Потужність, що відбирається від двигуна на привід пожежного насосу, повинна враховувати втрати в трансмісії. Ця потужність на первинному валу коробки передач $N_{ПН1}$ визначається за формулою:

$$N_{ПН1i} = \frac{N_{n1i}}{\eta_{TP}}, \text{ кВт}, \quad (19)$$

де η_{TP} – коефіцієнт корисної дії трансмісії

Коефіцієнт корисної дії трансмісії η_{TP} враховує механічні втрати в зачепленні зубчастих коліс коробки відбору потужності, на тертя в підшипниках, карданному валі, проміжних опорах. Для розрахунків коефіцієнт корисної дії трансмісії η_{TP} приймаємо рівним 0,86.

Залежність $N_{ПН1}=f(Q_1)$ будується в четвертому квадранті графіку характеристик насосу та двигуна пожежного автомобіля (рис. 2.5). Для

побудови $N_{ПН2}=f(Q_2)$ при частоті обертання n_2 використовується теорема подібності:

$$\frac{N_{ПН1}}{N_{ПН2}}=\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \Rightarrow N_{ПН2}=N_{ПН1}\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3, \qquad (20)$$

Результати розрахунків потужностей заносимо до рядка 8 таблиці 2.4. Залежність $N_{ПН2}=f(Q_2)$ також будується в четвертому квадранті графіку характеристик насосу та двигуна пожежного автомобіля (рис. 2.5).

Для відповіді на питання про достатність або недостатність потужності двигуна з урахуванням його зносу для приводу насосу з параметрами $Q_1–H_1$ і $Q_2–H_2$ необхідно побудувати в третьому квадранті криву залежності зміни потужності двигуна від частоти обертання двигуна з урахуванням втрат на привід агрегатів і зносу двигуна, яка визначається за формулою:

$$N_{\partial ві}=K_N \cdot N_{ei}, \text{кВт}, \qquad (21)$$

де K_N – коефіцієнт зниження потужності двигуна (табл. 1.3).

У третьому квадранті також будують криву ефективної потужності за даними таблиці 2.1.

При спільній роботі двигуна з насосом враховується, що в звичайних умовах експлуатації двигуни повинні працювати, переважно, в режимі середніх обертів, вони не розраховані на роботу в режимах, близьких до максимальних, тобто задається запас потужності і частоти обертання.

Для підвищення довговічності двигуна рекомендується приймати значення частоти обертання $(0,7 \div 0,8)\ n_{max}$, при цьому запас потужності в робочому режимі має складати не менше 8% від значення номінальної потужності, споживаної насосом. В цьому випадку передавальне відношення коробки відбору потужності (КВП) визначається за формулою

$$i_{КВП}=\frac{0.75\cdot n_{max}}{n_1}. \qquad (22)$$

де n_{max} – частота обертання колінчастого валу двигуна за показника його максимальної потужності, об/хв. (табл. 1.3); n_1 – частота обертання валу насоса, об/хв. (табл. 1.3).

Тоді для того щоб отримати оберти валу двигуна $\boldsymbol{n_{дв1}}$ при роботі насосу на обертах $\boldsymbol{n_1}$, необхідно, щоб

$$n_{дв1} = n_1 \cdot i_{КВП}. \tag{23}$$

А частота обертання валу двигуна $\boldsymbol{n_{дв2}}$ для приводу насоса $\boldsymbol{n_2}$ визначається за формулою:

$$n_{дв2} = n_2 \cdot i_{КВП}. \tag{24}$$

де $\boldsymbol{n_2}$ – частота обертання валу насосу на 10% більше $\boldsymbol{n_1}$.

Щоб отримати та оцінити можливість роботи двигуна, що має потужність $\boldsymbol{N_{дв}}$ і частоту обертання валу насоса $\boldsymbol{n_1}$ та $\boldsymbol{n_2}$ з обраною насосно-рукавною системою, виконуємо наступні побудови: з точки 1 та 2 у 1 квадранті опускаємо штрихові лінії на вісь абсцис. Отримуємо значення подачі $\boldsymbol{Q_1}$ та $\boldsymbol{Q_2}$ для даної насосно-рукавної системи. Далі продовжуємо штрихові лінії у 4 квадранті до перетину з кривою $\boldsymbol{N_{ПН1}}$ (для $\boldsymbol{Q_1}$) та з кривою $\boldsymbol{N_{ПН2}}$ (для $\boldsymbol{Q_2}$). Отримуємо точки 3 та 4 відповідно, які дозволяють встановити потужність, яку споживає насос при роботі насосно-рукавних систем $\boldsymbol{Q_1 - H_1}$ та $\boldsymbol{Q_2 - H_2}$

На осі абсцис у третьому квадранті (рис. 2.5) у масштабі відкладаються значення отриманої частоти обертання валу двигуна $\boldsymbol{n_{дв1}}$ та $\boldsymbol{n_{дв2}}$ і з цих точок проводимо штрихові лінії, паралельну осі ординат до перетинання з штриховими лініями, що проведено паралельно осі абсцис з точок 3 (для $\boldsymbol{n_{дв1}}$) та 4 (для $\boldsymbol{n_{дв2}}$). Точка перетину цих ліній $\boldsymbol{K_1}$ та $\boldsymbol{K_2}$ демонструють можливість чи неможливість роботи двигуна з обраною насосно-рукавною системою.

Якщо точки $\boldsymbol{K_1}$ та $\boldsymbol{K_2}$ знаходяться вище графіка потужності $\boldsymbol{N_{дв}}$, то такий двигун здатен забезпечити роботу заданої насосно-рукавної системи при даних обертах двигуна. Якщо точки знаходяться нижче, то робота заданої насосно-рукавної системи неможлива. В такому випадку необхідно надати свої

пропозиції щодо узгодження можливостей роботи двигуна автомобіля та обраної насосно-рукавної системи.

Розрахунок завершується висновками, у яких необхідно відповісти на питання:

1) Які розрахунки проведено в курсовій роботі?

2) На якій частоті обертання валу двигуна значення обертового моменту $\boldsymbol{Me}$ є максимальним?

3) З якою максимальною швидкістю здатен рухатись пожежний автомобіль на кожній передачі, та з якою максимальною швидкістю може рухатися ПА в заданих дорожніх умовах?

4) З якою середньою, максимально-можливою швидкістю може рухатись ПА на заданому маршруті $\boldsymbol{S_1 \ldots S_3}$?

5) Яку потужність споживає насос при роботі насосно-рукавних систем $\boldsymbol{Q_1 - H_1}$ та $\boldsymbol{Q_2 - H_2}$?

6) Чи може забезпечити двигун роботу насосно-рукавних систем $\boldsymbol{Q_1 - H_1}$ та $\boldsymbol{Q_2 - H_2}$? Визначте величину запасу потужності для кожного випадку у кВт.

КОНТРОЛЬНІ ПИТАННЯ

1. Назвіть та охарактеризуйте основні механізми і системи двигунів внутрішнього згоряння.

2. Охарактеризуйте призначення силової передачі автомобіля. Які конструктивні елементи входять до її складу?

3. Поясніть призначення та охарактеризуйте улаштування коробки передач автомобіля.

4. Поясніть призначення та загальне влаштування ходової частини автомобіля.

5. Що таке шасі автомобіля та з яких основних конструктивних елементів він складається?

6. Поясніть будову пожежних відцентрових насосів.

7. Назвіть величини, що характеризують роботу насосів та дайте їх визначення.

8. Поясніть, що таке робочі та універсальні характеристики відцентрових насосів та як їх отримують?

9. Поясніть, які є способи регулювання подачі пожежного насоса та в чому їх особливості?

10. Назвіть основні технічні характеристики насосів НЦП-40/100-Р-Р та ПН-60Б-Р-Р. Поясніть їх будову.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Пожежна та аварійно-рятувальна техніка: історія, сьогодення, майбутнє / [Ларін О.М., Грицина І.М., Васильєв С.В., Кривошей Б.І.]; під ред. О.М. Ларіна. – Харків, 2005. – 160 с.

2. Пожежні машини: навч. посіб. / [Ларін О.М., Баркалов В.Г., Виноградов С.А. та ін.] – Х.: НУЦЗУ, К.: МПБП «Гордон», 2016. – 279 с.

3. Попович В.В. Пожежні автомобілі. Частина 1. / Попович В.В., Ренкас А.Г. – Львів: ЛДУ БЖД, 2011. – 100 с.

4. Ренкас А.Г. Робота з насосними установками пожежних автомобілів. Інтерактивні тренажери: [навч. посібник.] / Ренкас А.Г., Придатко О.В. – Львів: ЛДУБЖД, 2007. – 90 с.

5. Технічні описи та інструкції з експлуатації пожежних автомобілів: ТОВ «Промислова компанія «ПОЖМАШИНА», м Ладан; ТОВ «Компанія Тітал», м. Київ.

Додаток А

Приклад оформлення титульного листа курсової роботи

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ЦИВІЛЬНОГО ЗАХИСТУ УКРАЇНИ

Кафедра інженерної та аварійно рятувальної техніки

Курсова робота

На тему: «Оцінка сумісної роботи насосно-рукавної системи та двигуна аварійно-рятувального автомобіля»

Виконав:

курсант групи

ПБк – 21 – 432

Іванов І.О.

Перевірив:

Харків 2023

Додаток Б

Приклад оформлення нижнього штампу листів пояснювальної записки

					НУЦЗУ ІтаАРТ хх.хх.хх КР. РПЗ	Лист
						10
Змін	Лист	Прізвище	Підпис	Дата		

Приклад оформлення нижнього штампу листа сторінки пояснювальної записки, *де повинен бути зміст роботи:*

					НУЦЗУ ІтаАРТ хх.хх.хх КР. РПЗ			
Змін	Лист	Прізвище	Підпис	Дата				
Розроб.		Іванов		12.04.06	Пояснювальна записка курсової роботи	Літ.	Лист	Листів
Перевірив							3	25
Н. контр.								
Затвердж.								

Пояснення. У штамп замість хх.хх.хх вноситься номер залікової книжки здобувача **(без будь яких доповнень!!!)**.

Додаток В

Приклад оформлення листа завдання до курсової роботи

№	Параметр	Значення
1	Марка автомобіля	АЦ-40(131)137А
2	Тип двигуна	Карбюраторний
3	Максимально потужність двигуна, N_{emax}, кВт	110,3
4	Повна маса автомобіля, G_a, кг	11100
5	Динамічний радіус колеса, $r_д$, м	0,53
6	Тип дорожнього покриття	АБМ
7	Габаритні розміри, В×Н, м	2,55×2,95
8	Передаточне число: I_{k1} I_{k2} I_{k3} I_{k4} I_{k5}	 7,44 4,1 2,29 1,47 1
9	Передаточне число роздавальної коробки, $I_р$	1
10	Передаточне число головної передачі, $I_о$	6,32
11	Колісна формула	6×6
12	Марка пожежного насоса	ПН-40УА
13	Частота обертання колінчастого валу двигуна, n, об/хв, при $N_{e\ max}$	3000
14	Коефіцієнт зниження потужності, K_N	0,7
15	Ухил дороги, %: i_1 i_2 i_3	 1 2 1
16	Довжина окремих ділянок, км: S_1 S_2 S_3	 3 1 5
17	Частота обертання валу насоса, n_i, об/хв	2550
18	Опір насосно-рукавної системи, $S_{сист}$, м·с^2/л^2	0,1