

Є.С. Венцель, В.М. Гончаров

АВТОМОБІЛІ І ТРАКТОРИ

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

УДК621.651

Харків – 2009

Венцель Є.С., Гончаров В.М. Автомобілі і трактори:
Навч. посібник. – Харків: УкрДАЗТ, 2009. - 102 с.

ISBN 978-966-7593-98-8

У посібнику наведено основні відомості про автомобілі і трактори, основи робочого процесу і визначення головних показників чотири- та двотактних двигунів внутрішнього згоряння, а також теорія тягових розрахунків.

Посібник призначений для студентів залізничних ВНЗ, які навчаються за напрямком 6.05053 «Машинобудування» у рамках галузі 0505 «Машинобудування та металообробка».

Іл. 28, табл. 13, бібліогр.: 5 назв.

Рекомендовано Міністерством освіти і науки України як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів (№ 1.4/18-Г-1183 від 23.05.2008 р.)

Рецензенти:

професор, д-р техн. наук А.Т. Лебедєв (ХНТУСГ),
професор, д-р техн. наук В.Б. Самородов (НТУ "ХП"),
професор, канд. техн. наук В.П. Ємел'янов (ХНАДУ)

© Українська державна академія
залізничного транспорту, 2009

© Є.С. Венцель, В.М. Гончаров, 2009

Є.С. Венцель, В.М. Гончаров

АВТОМОБІЛІ І ТРАКТОРИ

Навчальний посібник

Відповідальний за випуск Гончаров В.М.

Редактор Буранова Н.В.

Підписано до друку 03.09.08 р.
Формат паперу 60x84 1/16 . Папір писальний.
Умовн.-друк.арк. 5,5. Обл.-вид.арк. 5,75.
Замовлення № Тираж 200 Ціна

Видавництво УкрДАЗТу, свідоцтво ДК 2874 від 12.06.2007 р.
Друкарня УкрДАЗТу,
61050, Харків - 50, пл. Фейєрбаха, 7

Є.С. Венцель, В.М. Гончаров

АВТОМОБІЛІ І ТРАКТОРИ

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки України як
навчальний посібник для студентів вищих навчальних
закладів*

Харків – 2009



**УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

З М І С Т

Вступ.	4
1. Історія розвитку автомобілів і тракторів.	5
2. Класифікація і технічні характеристики сучасних автомобілів і тракторів.	8
3. Двигуни внутрішнього згоряння.	13
3.1. Класифікація двигунів. Основні визначення, показники і параметри.	13
3.2. Робочі процеси двигунів. Індикаторні діаграми.	18
3.3. Хімічні реакції при згорянні палива. Коефіцієнти надлишку повітря, залишкових газів і наповнення.	27
3.4. Індикаторні показники двигуна.	31
3.5. Механічні витрати і ефективні показники.	36
3.6. Поняття про наддув.	40
3.7. Швидкісні характеристики двигуна.	34
3.8. Тепловий баланс.	47
3.9. Кінематика кривошипно-шатунного механізму.	50
3.10. Сили, які діють в кривошипно-шатунному механізмі.	54
3.11. Зрівноважування рядних двигунів.	63
3.12. Нерівномірність ходу двигунів.	73
4. Елементи теорії автомобіля і трактора.	76
4.1. Сила тяги на тягових елементах.	76
4.1.1. Сила тяги на тягових колесах автомобіля.	76
4.1.2. Сила тяги на рушіях трактора.	77
4.2. Тягова характеристика автомобіля і трактора.	78
4.3. Сили опору руху.	79
4.3.1. Сили опору руху автомобіля.	79
4.3.2. Сили опору руху трактора.	82
4.4. Тяговий розрахунок автомобіля і трактора.	85
4.5. Динамічний фактор.	88
4.6. Приклади тягового розрахунку.	92
4.6.1. Тяговий розрахунок автомобіля.	92
4.6.2. Тяговий розрахунок трактора.	99
Бібліографічний список.	102

ВСТУП

Для ефективності роботи спеціальних транспортних засобів, які використовуються на залізничному транспорті, необхідна правильна організація їх експлуатації, ремонту, а також знання конструкції та основ теорії розрахунків.

Як відомо, більшість транспортних засобів створюється на базі автомобілів і тракторів, тому в навчальному плані в рамках галузі 0505 «Машинобудування та металообробка» передбачена дисципліна "Автомобілі і трактори". Відповідно до програми цього курсу написаний цей навчальний посібник, у якому розглянуті елементи теорії двигунів, а також автомобіля та трактора.

Викладений матеріал необхідний інженерам-механікам, що займаються конструюванням, експлуатацією та ремонтом будівельних, дорожніх і вантажно-розвантажувальних машин.

Транспортні роботи – це переміщення вантажів і ґрунтів, різноманітних будівельних матеріалів, виробів, конструкцій тощо. Ці роботи є одними з основних будівельних процесів, що безпосередньо впливають на інтенсивність і ефективність будівництва. За статистичними даними вартість транспортних робіт становить до 20% і більше від загальної вартості будівництва. При комплексній механізації, наприклад, будівництва, такі транспортні роботи, як перевезення ґрунту від екскаватора, монтаж будівельних об'єктів "з коліс", є ланкою єдиного технологічного процесу будівництва. Основний вид транспорту, що використовується у будівництві, є автомобільний, що пояснюється його універсальністю, швидкохідністю, маневреністю і відносною економічністю.

Трактори застосовуються для переміщення вантажів в умовах важкопрохідних шляхів і бездоріжжя. Крім того, автомобілі і трактори використовуються як транспортна база для різних видів устаткування (підйомники, крани, компресори тощо) і спеціальних машин (екскаватори, бульдозери тощо).

1. ІСТОРІЯ РОЗВИТКУ АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ

Сучасні автомобілі і трактори – це результат тривалої та кропіткої роботи інженерів і вчених.

Ще у XVIII ст. російські винахідники поклали початок створенню безрейкового транспорту та всюдиходів-тягачів. У 1752 р. кріпак Нижегородської губернії Л. Шамшуренков побудував "самохідний візок". Професор М. Комов у 1785 р. висунув ідею створення "швидкорухомої машини для полегшення праці селян і заміни коней".

У 1791 р. російський технік І. Кулібін побудував "триколісну самокатку", що приводиться у рух мускульною силою людини. Цей самокат чудовий тим, що в ньому було ясно виражено багато основних вузлів, що застосовуються в сучасних автомобілях і тракторах: задні тягові колеса, переднє напрямне колесо, ручне керування.

На початку XIX ст. інженер В. Гур'єв працював над створенням "сухопутних пароплавів", які рекомендував для застосування під час перевезення вантажів, а також для робіт у сільському господарстві.

Перший у світі "екіпаж з рухомими колесами", тобто візок на гусеничному ході, розробив і побудував у 1830 р. офіцер російської армії Д. Загряжський, а в 1876 р. капітан артилерії С. Маєвський запропонував конструкцію гусеничного тягача, у якому для зміни швидкості руху була уведена коробка зміни передач.

Російський винахідник – селянин Ф. Блинов у 1879 р. одержав патент на "особливої побудови вагон з нескінченними рейками для перевезення вантажів". Одночасно з ним А. Костіков-Амзазов побудував гусеничний хід, назвавши його "ланцюгами, що повинні служити стежками для переходу через болото".

Паросилові установки кінця XIX ст. були важкі, металомісткі, тихохідні та неекономічні. Тому створення двигунів внутрішнього згорання дало можливість удосконалити конструкцію самохідних візків. У 1877 р. німецький інженер Н. Отто побудував перший чотиритактний двигун, а в 1885 р. Г. Даймлер запатентував конструкцію бензинового двигуна, за

своїми технічними показниками придатного для установалення на транспортних засобах будь-якого призначення.

Ідея створення двигуна із запалюванням палива від стиску повітря усередині циліндра належить Р. Дизелю, що створив свій двигун у 1892 р. Це дозволило підвищити ККД і використовувати в двигуні більш дешеві сорти палива.

Таким чином, до кінця ХІХ ст. у розпорядженні конструкторів було цілком задовільне джерело енергії, що дозволило учневі Ф. Блинова Я. Мамину в 1893 - 1895 рр. побудувати самохідний візок з нафтовим двигуном внутрішнього згоряння. Він же в 1910 р. побудував перший вітчизняний колісний трактор, де був застосований двигун потужністю 18,4 кВт із запаленням пальної суміші від стиснення.

До 1917 р. у Росії було тільки 165 тракторів. У період з 1918 по 1929 рр. у державі починає налагоджуватися серійне виробництво тракторів. У червні 1930 р. вступив у лад Сталінградський тракторний завод, а в жовтні 1931 р. – Харківський, які випускали колісні трактори. Влітку 1933 р. до випуску гусеничних машин С-60 приступився Челябінський тракторний завод. В 1934 р. на Кіровському заводі в Ленінграді було організовано виробництво колісного трактора "Універсал", а в 1936 - 1937 рр. Сталінградський та Харківський тракторні заводи перейшли до виробництва потужного гусеничного трактора СХТЗ-НАТІ, Челябінський - трактора С-65. У роки Великої вітчизняної війни і після неї вступили в лад Алтайський, Ліпецький і Володимирський тракторні заводи. Трохи пізніше було побудовано Мінський тракторний завод, що випускав трактори КТ-12, а згодом "Білорусь". В 1968 р. вступив у лад Павлодарський тракторний завод, що спеціалізується на випуску тракторів ДТ-75М.

У Росії автомобільна промисловість почала розвиватися після громадянської війни. Наприкінці 1924 р. був випущений перший радянський автомобіль АМО-Ф15 вантажопідйомністю 1,5 т. У 1925 р. на Ярославському автозаводі був початий випуск вантажних автомобілів: спочатку Я-3 вантажопідйомністю 3 т, а потім Я-4 вантажопідйомністю 3,5 т.

Пуск Горьківського, Московського та розширення Ярославського автозаводів сприяло швидкому росту

автомобілебудування. Спочатку Горьківський автозавод випускав автомобілі ГАЗ-АА та легкові ГАЗ-А, а потім перейшов до виробництва поліпшених моделей: вантажного ГАЗ-ММ і легкового М-І.

Московський автомобільний завод з 1933 р. почав випуск нової моделі вантажного автомобіля ЗІС-5, а з 1936 р. – легкового автомобіля ЗІС-110. В 1940 р. на Московському заводі імені КІМ було організовано виробництво малолітражних легкових автомобілів КІМ-10.

До того часу промисловість на базі основних моделей почала випускати пожежні, санітарні та інші спеціальні автомобілі.

У післявоєнні роки Горьківський автозавод приступив до випуску вантажних автомобілів ГАЗ-51 і легкових М-20 ("Победа"), а трохи пізніше - автомобілів підвищеної прохідності: вантажних ГАЗ-63 і легкових ГАЗ-69. В 1946 р. Московський завод малолітражних автомобілів почав випуск легкового автомобіля МЗМА-401 ("Москвич"), а з 1948 р. – вантажних автомобілів ЗІС-150 і легкових автомобілів високого класу ЗІС-110; а у наступні роки – автомобілів високої прохідності ЗІЛ-151 і автобусів декількох моделей.

Надалі були уведені в лад Мінський, Павловський, Ульяновський, Кутаїський, Кременчуцький, Львівський автомобільні заводи, що випускають вантажні автомобілі та автобуси, а в 1970 р. почав масове виробництво малолітражних автомобілів Волзький автомобільний завод (м. Тольятті).

В Україні легкові автомобілі випускає Запорізький завод «Комунар» (автомобілі «Запорожець», а згодом «Таврія», «Славутич» тощо).

2. КЛАСИФІКАЦІЯ І ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ СУЧАСНИХ АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ

Автомобілем називається саморушний екіпаж, що приводиться у рух установленим на ньому двигуном і призначений для перевезення пасажирів, вантажів і буксирування візків.

Автомобілі класифікуються таким чином:

а) **за призначенням** - пасажирські - служать для перевезення пасажирів (легкові і автобуси); вантажні - для перевезення різних вантажів; спеціалізовані легкові та вантажні - для перевезення людей (машини швидкої допомоги) і певних видів вантажів (самоскиди, автоцистерни, автофургони, пожежні автомобілі, автокрани, автовишки);

б) **за родом палива, що застосовується**, - автомобілі, що працюють на рідкому паливі, і автомобілі, що працюють на газоподібному паливі;

в) **за пристосованістю до дорожніх умов** - нормальної прохідності (для роботи, головним чином, на дорогах із твердим покриттям і сухих ґрунтових дорогах) і підвищеної прохідності (для роботи на поганих дорогах і в умовах бездоріжжя).

Крім того, легкові автомобілі залежно від робочого об'єму двигуна поділяють на такі класи:

особливо малий ..до 1,2 л ;

малий.....1,3 - 1,8 л;

середній.....1,9 - 3,5 л ;

великий.....понад 3,5 л;

вищийне регламентується.

Звичайно на автомобільному заводі випускається сімейство автомобілів, що збирають, в основному, з однакових агрегатів. Одна з моделей цього сімейства є базовою, тобто основною, інші автомобілі є модифікованими і можуть бути спеціалізованими.

Індксація автомобілів складається з букв, що позначають завод-виготовлювач, і цифр, що надається кожній моделі. Наприклад, МАЗ – Мінський автозавод, КАМАЗ – Камський автозавод тощо. До 1966 р. кожному заводу була виділена група цифр для позначення моделей своїх автомобілів. Так, наприклад, ГАЗ - до 99, ЗІЛ - від 100 до 199 і т.п.

З 1966 р. новим моделям надається інше позначення, що також складається з умовного найменування заводу та чотирьох цифр. Дві перші цифри позначають клас і вид автомобіля, а третя і четверта - номер моделі. Модифікація моделей позначається п'ятою цифрою, що показує номер модифікації.

Наприклад, індексація легкового автомобіля ВАЗ 2103 позначає, що це автомобіль Волзького автомобільного заводу, робочий об'єм двигуна складає від 1,3 до 1,8 л, номер моделі - 3.

Індексація вантажного автомобіля МАЗ-6422 позначає, що цей автомобіль випущений Мінським автомобільним заводом, має повну масу від 21 до 40 т і обладнаний сідельним тягачем.

У табл. 2.1. і 2.2 наведені системи індексації легкових і вантажних автомобілів.

Таблиця 2.1

Система індексації вантажних автомобілів вітчизняного виробництва

Повна маса, т	До 1,2	1,3-2,0	2,1-8,0	9-14	15-20	21-40	Більше 40
З бортовою платформою							
Індекс автомобіля	13	23	33	43	53	63	73
Сідельного тягача							
-«-	14	24	34	44	54	64	74
Самоскида							
-«-	15	25	35	45	55	65	75
Цистерни							
-«-	16	26	36	46	56	66	76
Фургона							
-«-	17	27	37	47	57	67	77
Спеціального							
-«-	19	29	39	49	59	69	79

Таблиця 2.2

Система індексації легкових автомобілів вітчизняного
виробництва

Робочий об'єм двигуна, л	До 1,2	1,3 – 1,8	1,9 – 3,5	Більше 3,5
Індекс	11	21	31	41

Трактором називається колісна або гусенична самохідна машина, призначена для пересування причіпних або навісних знарядь і механізмів.

Трактори класифікуються таким чином:

а) **за призначенням** - загального призначення, універсально-просапні (для сільського господарства) і спеціалізовані;

б) **за конструкцією ходової частини** - колісні і гусеничні;

в) **за типом остова** - рамні (остов являє собою зварену або клепану раму), напіврамні (остов утворює корпус механізмів заднього моста і дві поздовжні балки, прикручені або приварені до цього корпусу) і безрамні (остов складається із з'єднаних між собою корпусів окремих механізмів).

У табл. 2.3 та 2.4 наведені основні технічні характеристики сучасних автомобілів і тракторів.

Таблиця 2.3

Технічна характеристика основних марок автомобілів

Найменування показника	Марка автомобіля				
	УАЗ- 452	ГАЗ- 53А	ЗІЛ- 130	КАМАЗ- 5320	КРАЗ- 257Б1
1	2	3	4	5	6
Колісна формула	4x4	4x2	4x2	6x4	6x4
Вантажо- підйомність, кг	800	4000	6000	8000	12000
Власна маса, кг	1720	3250	4300	7080	10270

Продовження табл. 2.3

1	2	3	4	5	6
Повна маса, кг	2670	7400	10525	15305	22500
Максимальна швидкість, км/год	95	80	90	80	68
Контрольна витрата палива, л/100км	13	24	29	26	38
Двигун	УМЗ-451М 4-такт., карбюр.	ЗМЗ-53 4-такт., карбюр.	ЗИЛ-130 4-такт., карбюр.	КАМАЗ-740 4-такт., дизель	ЯМЗ-238 4-такт., дизель
Діаметр циліндра і хід поршня, мм	92 x 92	92 x 80	100 x 95	120 x 120	130x140
Робочий об'єм, л	2,44	4,25	6,0	10,85	14,86
Ступінь стиснення	6,7	6,7	6,5	17,0	16,5
Максимальна потужність, кВт	55,2	84,6	110,3	154,4	176,5
Максимальний крутний момент, Нм	166,7	284,4	402	637,4	882,6

3. ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

3.1. Класифікація двигунів. Основні визначення, показники і параметри

Двигуни внутрішнього згоряння класифікують за:

а) **призначенням** – транспортні, стаціонарні і спеціальні (автомобільні і тракторні двигуни, що належать до транспортних);

б) **родом застосовуваного палива** – двигуни, що працюють на рідкому (бензин, дизельне паливо) і газоподібному паливі (генераторний, природний і зріджений газ пропан-бутан);

в) **способом утворення пальної суміші** – двигуни із внутрішнім і зовнішнім сумішоутворенням;

г) **способом запалювання пальної суміші** – двигуни із примусовим запалюванням від електричної іскри, із запалюванням від стиску та з форкамерно-факельним запалюванням;

д) **способом охолодження** – двигуни з рідинним і повітряним охолодженням;

е) **способом перетворення теплової енергії в механічну роботу** - поршневі (процес згоряння і перетворення теплової енергії в механічну роботу відбувається усередині циліндра); газотурбінні (процес згоряння палива відбувається в спеціальній камері згоряння, а перетворення теплової енергії в механічну здійснюється на лопатках колеса газової турбіни); комбіновані (процес згоряння палива відбувається в поршковому двигуні, що є генератором газу, а перетворення теплової енергії в механічну відбувається частково в циліндрі поршневого двигуна, а частково на лопатках газової турбіни);

ж) **способом здійснення робочого циклу** – чотиритактні без наддуву і з наддувом, двотактні з наддувом і без наддуву;

к) **конструкцією** – поршневі (вертикальні рядні, горизонтальні рядні, V-подібні, зіркоподібні, однопоршневі, із поршнями, що рухаються протилежно і подвійної дії), а також роторно-поршневі.

На автомобілях і тракторах установлюють, головним чином, поршневі двигуни із запалюванням від іскри та стиску.

Основними показниками роботи двигуна є ефективна потужність, частота обертання колінчатого вала, крутний момент, годинна і питома ефективні витрати палива, ефективний ККД.

Ефективною потужністю N_e двигуна називається потужність, що розвивається на колінчатому валу.

Крутний момент M_e характеризує навантаження, яке вал двигуна може передати трансмісії. Крутний момент – це середній за цикл момент, переданий від колінчатого вала двигуна машині.

Годинна витрата палива G_m показує кількість палива, споживаного двигуном за 1 год при конкретному режимі роботи.

Питома ефективна витрата палива g_e показує витрату палива на одиницю потужності в одиницю часу. Цей показник характеризує ступінь досконалості перетворення теплової енергії в механічну. Виражається в г/кВт·год та складає у дизелів 240-300 г/кВт·год, а в карбюраторних двигунів 310-380 г/кВт·год.

Ефективним ККД η_e двигуна є відношення кількості теплоти, перетвореної в корисну роботу, до кількості теплоти, внесеної у двигун з паливом. Величина ефективного ККД для карбюраторних двигунів становить 0,25-0,3, а для дизелів – 0,32-0,38.

До основних показників двигуна належать також:

а) **надійність**, тобто властивість двигуна виконувати задані функції, зберігаючи в часі значення встановлених експлуатаційних показників у заданих межах;

б) **літрова потужність**, тобто потужність двигуна, віднесена до одиниці робочого об'єму циліндра;

в) **питома потужність**, тобто потужність двигуна, віднесена до одиниці площі поршня;

г) **питома маса**, тобто маса двигуна, віднесена до одиниці потужності.

Поршневі двигуни внутрішнього згоряння являють собою комплекс механізмів і систем, що забезпечують перетворення в механічну роботу частини теплової енергії, що виділяється при згорянні палива безпосередньо в циліндрі.

На рис. 3.1 показана схема поршневого двигуна.

Циліндр 1, його головка 2 і картер 6 міцно з'єднані між собою нарізними з'єднаннями. Картер і циліндр часто відливаються спільно. Картер служить основою для циліндрів, у

ньому розміщується колінчатий вал. Знизу картер закривається піддоном.

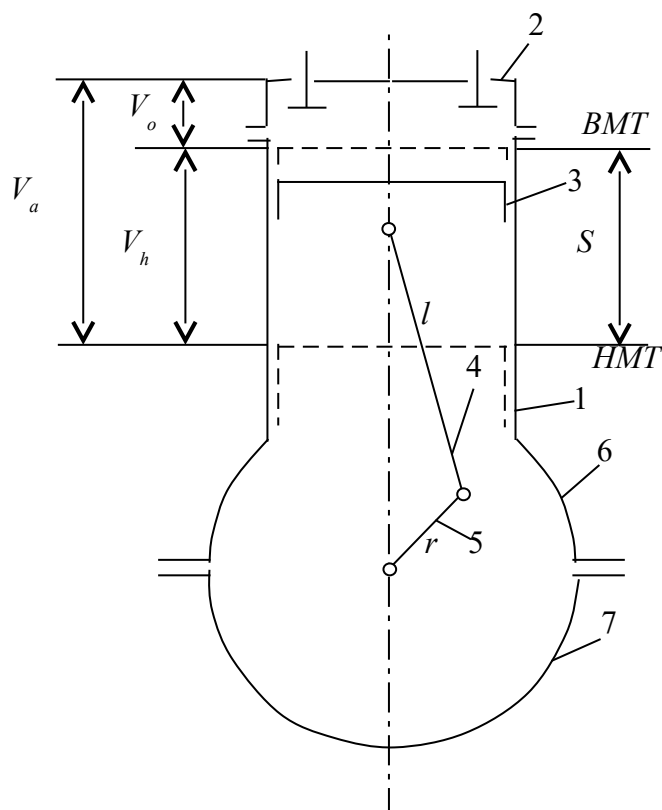


Рис. 3.1. Схема поршневого двигуна:

- 1 - циліндр; 2 - головка циліндра; 3 - поршень;
4 - шатун; 5 - колінчатий вал; 6 - картер; 7 - піддон картера

У циліндр вставляється поршень 3, що має форму склянки з поверненим у бік головки циліндра дном. При русі поршня стінки циліндра служать для нього напрямними. Ущільнюється циліндр поршневими кільцями. У порожнині циліндра між днищем поршня та головкою відбуваються всі основні і допоміжні процеси, пов'язані зі спалюванням палива та перетворенням частини тепла в механічну роботу.

Переміщення поршня в циліндрі передається на вал 5 за допомогою шатуна 4, що має, як правило, двотавровий перетин і дві головки. Одна головка (нижня) з'єднує шатун із шийкою колінчатого вала, а інша (верхня) – забезпечує необхідне шарнірне з'єднання шатуна з поршнем за допомогою поршневого

пальця. Довжина шатуна визначається величиною l , що дорівнює відстані між осями його верхньої і нижньої головок.

Для кожного циліндра або їхньої групи на валу є коліно, утворене шатунною шийкою та щоками. Колінчатий вал має також корінні шийки, опорами яких служать підшипники, розташовані в картері.

Розмір коліна визначається радіусом r , рівним відстані між осями корінної та шатунної шийок. Колінчатий вал обертається в опорних підшипниках ковзання – корінних підшипниках.

На осі колінчатого вала кріпиться маховик, виконаний у вигляді литого диска з масивним ободом. Енергія маховика, що накопичується ним при обертанні, витрачається на допоміжні процеси в циліндрі двигуна. В одноциліндрових двигунах енергія маховика забезпечує також виведення кривошипно-шатунного механізму з верхніх і нижніх мертвих точок (ВМТ і НМТ).

Безрозмірною характеристикою λ кривошипно-шатунного механізму є відношення радіуса r кривошипа до довжини l шатуна.

У двигунах це відношення визначається з умов незачіпання шатуном стінки циліндра і поршня корінних підшипників. В авто-тракторних двигунах $\lambda = r/l$ становить звичайно $1/3,2 \div 1/4,2$.

При більших значеннях λ , тобто при відносно коротких шатунах, висота і маса двигуна менше, але нормальні тиски поршня на дзеркало циліндра зростають, що супроводжується підвищенням його зношування.

Зворотно-поступальний рух поршня уздовж осі циліндра викликає обертовий рух колінчатого вала.

Найбільше переміщення поршня

$$S = 2r. \quad (3.1)$$

Отже, хід поршня – це відстань між двома крайніми його положеннями, тобто між НМТ і ВМТ при кожному півоберті вала двигуна,

У ВМТ і НМТ шатун і кривошип витягнуті в одну лінію.

Хід поршня S і діаметр циліндра D належать до головних оціночних параметрів двигуна, що визначають основні його розміри.

У автотракторних двигунах відношення S / D становить від 0,7 до 2,2. Якщо $S / D < 1$, то двигун називають короткохідним.

Об'єм, описуваний поршнем при його переміщенні від ВМТ до НМТ, називають робочим об'ємом циліндра та позначають V_h .

Суму робочих об'ємів усіх циліндрів у багатоциліндровому двигуні називають літражем, л,

$$V_{\Sigma} = V_h \cdot i = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot i, \quad (3.2)$$

де i – число циліндрів.

Об'єм, що утвориться в надпоршневій порожнині при положенні поршня у ВМТ, називають об'ємом камери згоряння та позначають V_c . Камери згоряння двигунів звичайно мають складну геометричну форму, тому їхній дійсний об'єм визначають експериментально.

Суму робочого об'єму циліндра та об'єму його камери згоряння називають повним об'ємом циліндра V_a

$$V_a = V_h + V_c. \quad (3.3)$$

Таким чином, V_a – це об'єм, що утворюється в надпоршневій порожнині циліндра, коли поршень перебуває в НМТ.

Відношення повного об'єму циліндра до об'єму камери згоряння називається ступенем стиснення:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_h + V_c}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c}. \quad (3.4)$$

Ця величина показує, у скільки разів зменшується об'єм робочого тіла, що перебуває в циліндрі, при переміщенні поршня із НМТ у ВМТ.

Ступінь стиснення впливає на потужні і економічні показники двигуна. Величина ε залежно від типу двигуна може дорівнювати від 6 до 22. Чим вище ступінь стиснення, тим за інших рівних умов вище потужність і економічність двигуна.

3.2. Робочі процеси двигунів. Індикаторні діаграми

Частина процесу роботи двигуна, під час якого поршень переміщається від однієї мертвої точки до іншої, називається тактом. Період, протягом якого в циліндрі відбувається закінчений процес перетворення теплової енергії в механічну роботу, має назву робочого циклу двигуна. Робочий цикл складається як з основного (робочого), так і допоміжних тактів. Число тактів у поршневих двигунах може дорівнювати чотирьом або двом.

Робочий цикл чотиритактного карбюраторного двигуна складається з таких тактів (рис. 3.2).

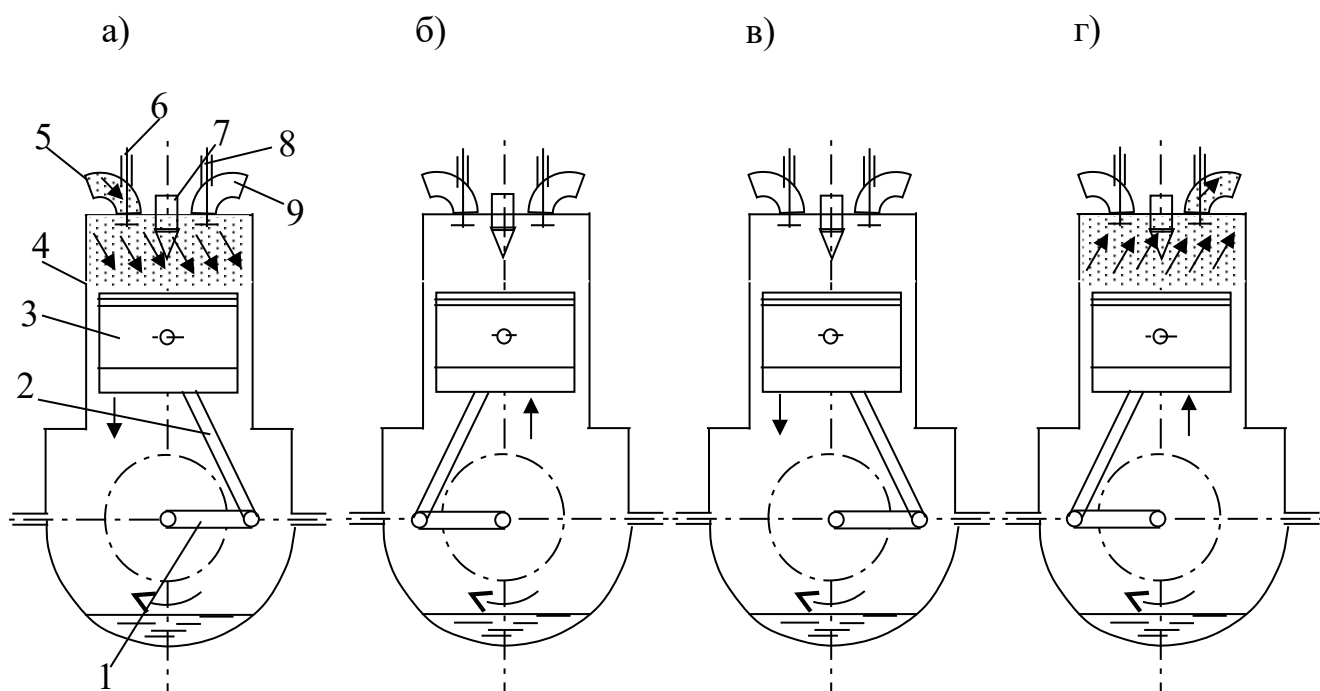


Рис. 3.2. Робочий процес чотиритактного карбюраторного двигуна:

а - впуск (наповнення); б - стиснення;

в - робочий хід (розширення); г - випуск;

1 - колінчатий вал; 2 - шатун; 3 - поршень; 4 - циліндр; 5 - впускний трубопровід; 6 - впускний клапан; 7 - свічка запалювання;

8 - випускний клапан; 9 - випускний трубопровід

Перший такт (рис. 3.2,а) – впуск пальної суміші (наповнення). При русі поршня 3 від ВМТ до НМТ тиск у циліндрі 4 нижче атмосферного і перебуває в межах 0,07-0,09 МПа, завдяки чому пальна суміш (суміш повітря з парами бензину) засмоктується через впускний трубопровід 5 у циліндр двигуна. При цьому впускний клапан 6 відкритий, а випускний 8 закритий. Температура пальної суміші при впуску завдяки контакту її з нагрітими деталями і перемішуванню із залишками продуктів згоряння від попереднього циклу підвищується до 340 – 390 К.

Другий такт (рис. 3.2, б) – стиснення суміші.

Поршень переміщається від НМТ до ВМТ, стискаючи суміш при закритих клапанах. Ступінь стиснення ε сучасних карбюраторних двигунів становить 6-10. По мірі зменшення об'єму суміші тиск її та температура підвищуються і при досягненні поршнем ВМТ досягають значень відповідно 0,8-1,5 МПа та 620 – 720 К. У цей момент між електродами запальної свічки проскакує електрична іскра, яка запалює суміш.

Третій такт (рис. 3.2, в) – згоряння робочої суміші і робочий хід (розширення продуктів згоряння).

Теплота, що виділяється при згорянні робочої суміші, різко підвищує температуру до 2270-2770 К і тиск до 4-6 МПа й вище. Під дією тиску поршень переміщається від ВМТ до НМТ і за допомогою шатуна 2 приводить в обертання колінчатий вал 1, виконуючи при цьому механічну роботу. До кінця такту тиск і температура газів знижуються до 0,4-0,5 МПа й 1170 – 1370 К відповідно.

Четвертий такт (рис. 3.2, г) – випуск відпрацьованих газів.

Цей такт починається при підході поршня до НМТ у момент відкриття випускного клапана 8. Гази, що відробили та перебувають під тиском 0,4-0,5 МПа, починають виходити з великою швидкістю із циліндра. Далі поршень переміщається від НМТ до ВМТ і через відкритий випускний клапан виштовхує продукти згоряння робочої суміші у випускний трубопровід 9. Тиск газів у цей період у середньому становить 0,1-0,11 МПа, а температура – 970-1120 К.

Робочий процес чотиритактного дизеля (рис. 3.3) проходить, в основному, аналогічно описаному вище процесу в карбюраторному двигуні. Різниця полягає в тому, що під час

такту впуску (рис. 3.3, а), коли поршень 1 рухається до НМТ, а впускний клапан 3 відкритий, у циліндр 2 надходить не пальна суміш, а атмосферне повітря, що, нагріваючись у процесі стиску, запалює паливо, яке впорскується наприкінці такту стиску.

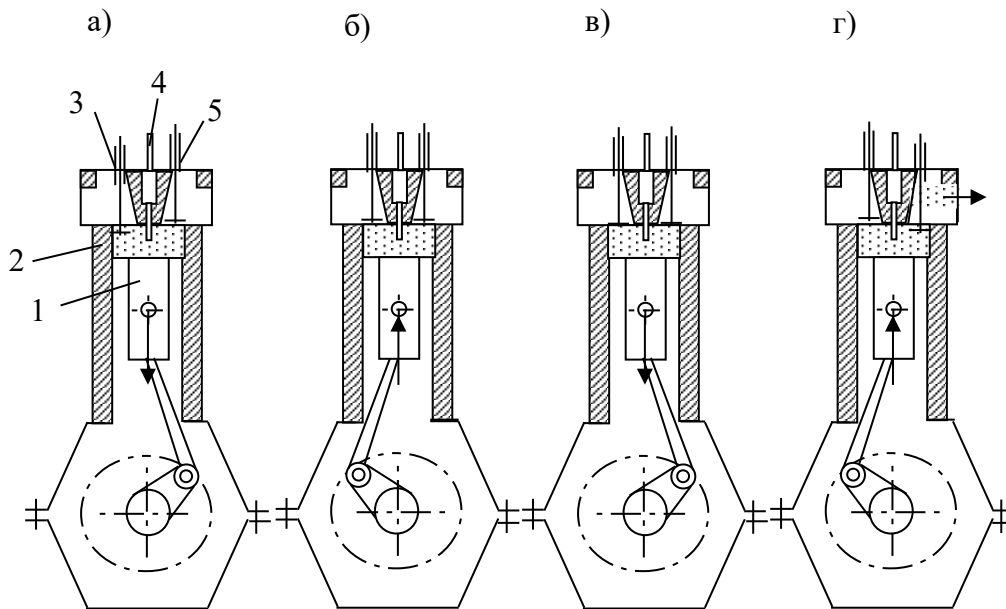


Рис. 3.3. Робочий процес чотиритактного дизеля:
 а - впуск (наповнення); б - стиск;
 в - робочий хід (розширення); г - випуск;
 1 - поршень; 2 - циліндр; 3 - впускний клапан;
 4 - форсунка; 5 - випускний клапан

Гідравлічний опір впускного трубопроводу дизеля менше, ніж у карбюраторного двигуна через відсутність карбюратора, що підвищує тиск повітря наприкінці такту впуску до 0,08-0,095 МПа.

Під час такту стиснення (рис. 3.3, б), коли впускний 3 і випускний 5 клапани закриті, температура і тиск повітря в циліндрі значно зростають і досягають значень відповідно 820-970 К і 3-5 МПа. Наприкінці такту в циліндр через форсунку 4 впорскується паливо, що розпилене. Вприснуте паливо, перемішуючись зі стисненим повітрям, самозаймається та згоряє. При цьому температура газів до кінця згоряння підвищується до 2070-2270 К, а тиск – до 5-8 МПа та більше. Під тиском газів, що утворюються в результаті згоряння паливоповітряної суміші, поршень переміщається від ВМТ до НМТ, виконуючи механічну

роботу, тобто відбувається такт розширення або робочий хід (рис. 3.3, в).

Під час четвертого такту – випуску відпрацьованих газів (рис. 3.3, г) – відбувається випуск із циліндра продуктів згоряння. Температура і тиск газів становлять 870-970 К і 0,1-0,11 МПа відповідно.

Дані, що характеризують проходження окремих процесів, їхню сукупність і досконалість дійсного циклу двигуна, одержують, як правило, експериментально шляхом зняття індикаторної діаграми, тобто запису зміни тиску в циліндрі у функції його об'єму (у координатах $p - V$) або у функції кута повороту кривошипа (у координатах $p - \alpha$).

На рис. 3.4 показані індикаторні діаграми чотиритактних двигунів, причому в збільшеному масштабі зображені діаграми процесів впуску і випуску.

У чотиритактному карбюраторному двигуні (рис. 3.4, а) процес впуску пальної суміші починається в точці 1, що відповідає початку відкриття впускного клапана і закінчується в точці 2, коли впускний клапан повністю закритися. Таким чином, початок впуску відбувається до приходу поршня у ВМТ, а закінчення - після проходження його в НМТ, тобто загальна тривалість впуску більше 180° кута повороту колінчатого вала, що дозволяє за рахунок інерційних процесів у системі впуску краще заповнити циліндр пальною сумішшю.

Процес впуску на індикаторній діаграмі характеризується лінією 1 - г - 5 - а - 2. Середній тиск суміші в циліндрі в період впуску нижче атмосферного, отже, заповнення циліндра свіжим зарядом відбувається в результаті перепаду тиску.

Пальна суміш перемішується з відпрацьованими газами, що залишилися в циліндрі після попереднього циклу, у результаті чого до моменту стиснення утворюється робоча суміш.

Стиснення робочої суміші відбувається по лінії 2-3-с і супроводжується підвищенням її тиску і температури. Наприкінці процесу стиснення, коли поршень підходить до ВМТ (точка 3), між електродами свічки запалювання відбувається електричний розряд, у результаті чого робоча суміш запалюється.

Таким чином, запалювання робочої суміші відбувається з деяким випередженням. Це робиться для того, щоб основна маса

робочої суміші згоряла поблизу ВМТ і можна було б краще використовувати теплоту, що виділилася при цьому. Початок загоряння суміші і поширення фронту полум'я на ділянці 3-с супроводжується одночасним збільшенням тиску в циліндрі.

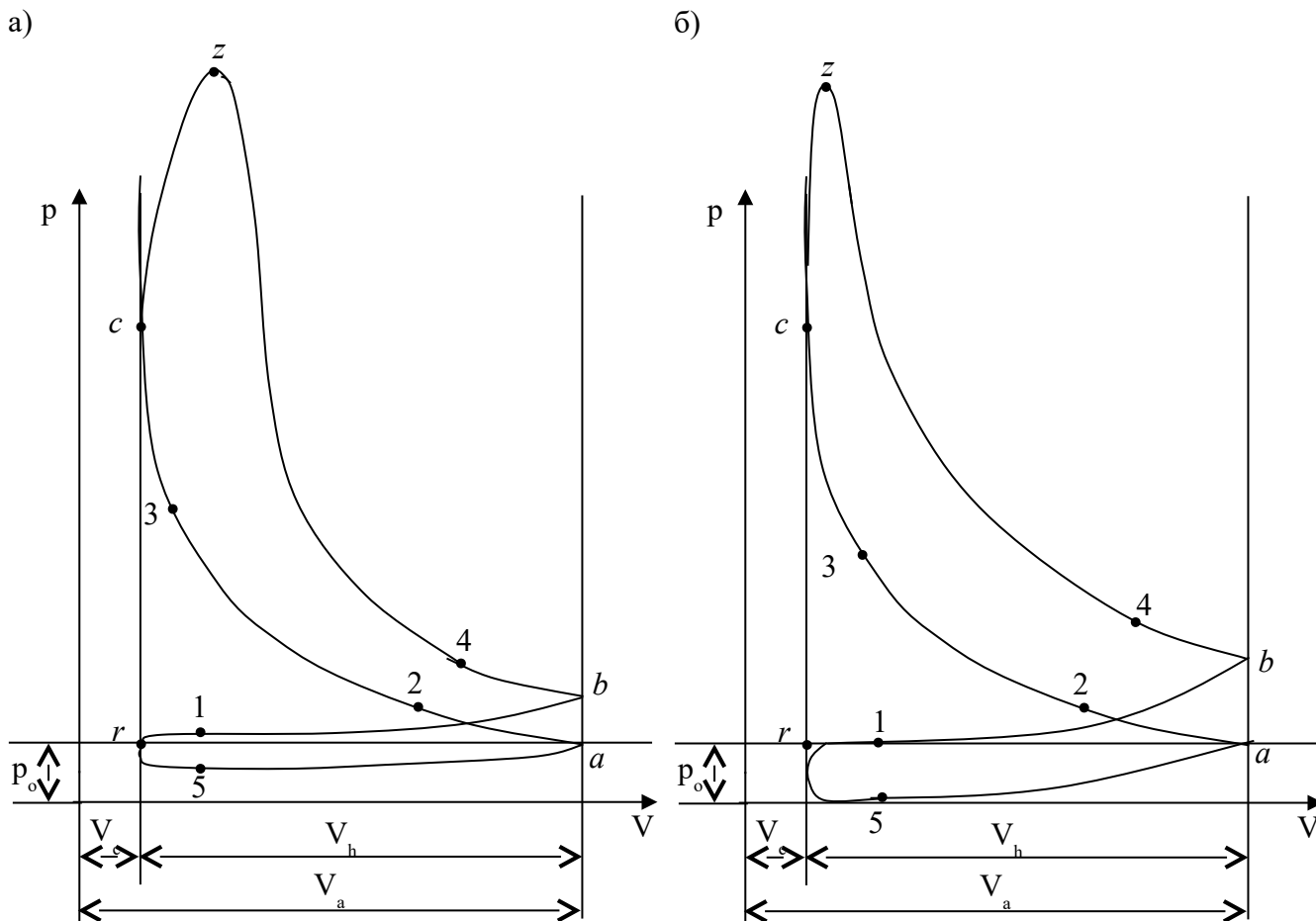


Рис. 3.4. Індикаторні діаграми чотиритактних двигунів:
а - карбюраторного; б - дизеля

Запалення і горіння робочої суміші супроводжується різким зростанням тиску та температури (лінія с-*z*). Горіння суміші триває і під час процесу розширення (лінія *z-4*) і закінчується, коли полум'я досягає віддалених зон камери згоряння.

Видалення із циліндра відпрацьованих газів починається в точці 4, що відповідає початку відкриття випускного клапана. При цьому поршень рухається ще до НМТ і відпрацьовані гази виходять у вихлопний патрубок під впливом надлишкового тиску в циліндрі. До моменту приходу поршня в НМТ тиск у циліндрі спадає і при подальшому русі поршня до ВМТ гази видаляються

при незначному надлишковому тиску. Випуск відпрацьованих газів (лінія 4-в-1-з) закінчується в момент закриття випускного клапана.

У чотиритактному дизелі (рис. 3.4, б) процес впуску повітря в циліндр (лінія 1-р-5-а-2) відбувається аналогічно розглянутому вище впуску пальної суміші в карбюраторному двигуні. Після закриття впускного клапана (точка 2) відбувається стиснення заряду, що складається із суміші атмосферного повітря із залишковими газами. Це супроводжується підвищенням тиску і температури (лінія 2-3-с). При наближенні поршня до ВМТ у камеру згоряння впорскується паливо (точка 3). У період, що відповідає лінії 3-с, відбувається нагрівання крапель палива та перемішування його зі стисненим повітрям, що передують запаленню палива (період затримки самозапалювання).

Після того, як в окремих зонах з найбільш сприятливими умовами відбувається запалення робочої суміші, що переходить в інтенсивне горіння, тиск і температура в циліндрі різко зростають (лінія с-з'), а потім протягом деякого проміжку часу (лінія з'-з) залишаються майже незмінними.

Процес розширення відбувається на ділянці з-4-в, під час якого теплова енергія, що виділилася при згорянні палива, перетворюється в механічну.

З відкриттям випускного клапана (точка 4) починається випуск відпрацьованих газів. Це відбувається так само, як і в карбюраторному двигуні.

Робочий процес двотактного двигуна відбувається за один оберт колінчатого вала. На рис. 3.5 показані принцип роботи і індикаторна діаграма двотактного дизеля із щільною продувкою.

Процеси стиснення, згоряння та розширення у двотактних двигунах принципово не відрізняються від аналогічних процесів у чотиритактних.

Процеси впуску і випуску відбуваються за більш короткий проміжок часу. Наприкінці процесу розширення (точка 1) поршень відкриває випускні вікна і відпрацьовані гази виходять в атмосферу під дією надлишкового тиску в циліндрі. При цьому тиск у циліндрі різко знижується і у точці 4 стає нижче тиску P_k , створюваного компресором. У цей момент поршень,

переміщаючись до НМТ, відкриває продувальні вікна, через які починає надходити повітря, яке витісняє із циліндра відпрацьовані гази через випускні вікна. Відбувається одночасно продування (очищення) і наповнення циліндра (лінія 4-а). При зворотному русі до ВМТ поршень спочатку перекриває продувальні вікна, припиняючи доступ повітря в циліндр із компресора або продувальної помпи.

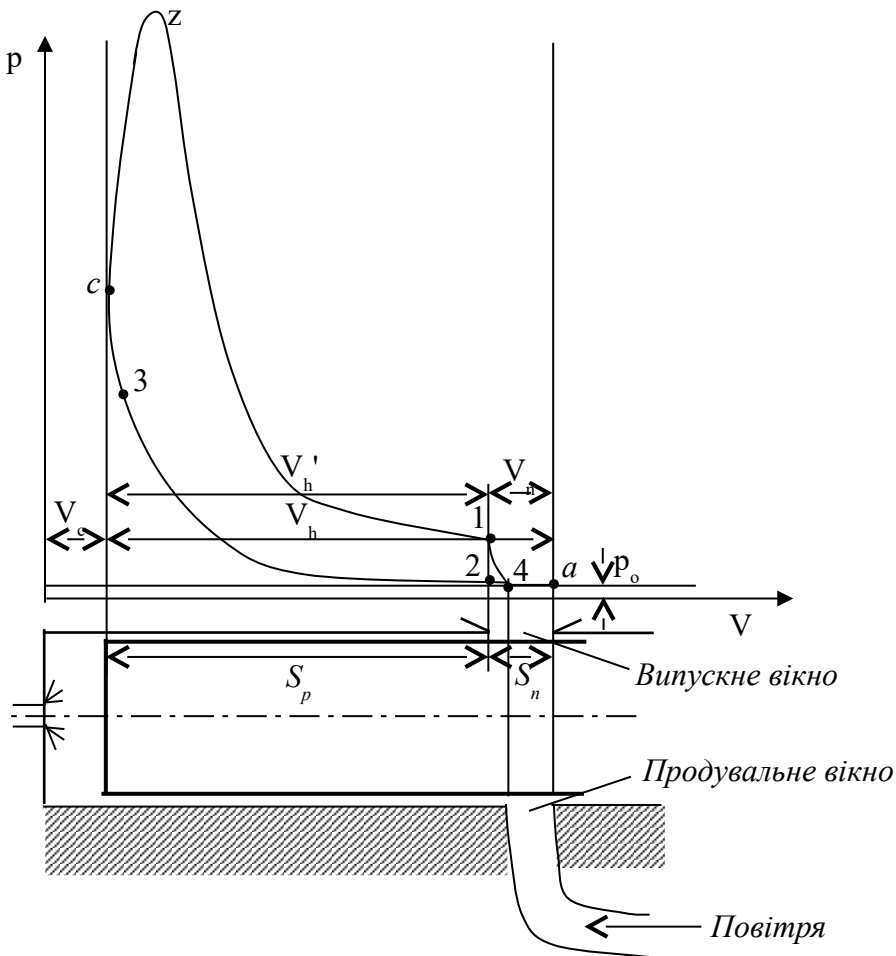


Рис. 3.5. Принцип роботи і індикаторна діаграма двотактного двигуна

У момент повного закриття продувальних вікон тиск у циліндрі перевищує атмосферний P_o на величину, що залежить від тиску, створюваного компресором P_k або помпою.

Вихід повітря із циліндра припиняється в точці 2, коли поршень перекриває випускне вікно. Із цього моменту

починається процес стиснення, що проходить так само, як і в чотиритактному двигуні.

Розглянуті вище робочі процеси одноциліндрових поршневих двигунів показують, що колінчатий вал протягом циклу обертається нерівномірно: під час робочого ходу - прискорено, протягом інших тактів - уповільнено. Крім того, одноциліндровий двигун відносно повільно набирає оберти, має недостатню потужність, для підвищення якої необхідно значно збільшити діаметр циліндра та хід поршня. Тому на автомобілях, тракторах і тягачах встановлюються багатоциліндрові двигуни із чергуванням робочих ходів у циліндрах. Чим більше у двигуні циліндрів, тим рівномірніше обертається колінчатий вал.

На тракторах встановлюються, як правило, чотирициліндрові двигуни, на автомобілях найбільше поширення одержали чотири-, шести- і восьмициліндрові двигуни.

Послідовність чергування однакових тактів у різних циліндрах називається порядком роботи двигуна.

Наприклад, якщо порядок роботи чотиритактного чотирициліндрового двигуна позначається 1-3-4-2, то за перший півоберт колінчатого вала робочий хід відбувається в першому циліндрі, за другий – у третьому, за третій – у четвертому, за четвертий – у другому (рис. 3.6,а; табл. 3.1).

Восьмициліндрові чотиритактні V-подібні двигуни мають порядок роботи циліндра 1-5-4-2-6-3-7-8 (рис. 3.6,б), що дає ще більшу рівномірність обертання колінчатого вала.

У шестициліндрових чотиритактних двигунах кривошипи колінчатого вала розташовані під кутом 120° попарно в трьох площинах (рис. 3.6, в).

Порядок роботи циліндрів у таких двигунах 1-5-3-6-2-4. Це означає, що такти робочого процесу починаються і закінчуються не одночасно, а зміщені щодо кожної пари циліндрів на 60° . При цьому колінчатий вал обертається більш рівномірно, ніж у чотирициліндрових двигунах.

Порядок роботи двотактного чотирициліндрового двигуна 1-3-4-2 можна побачити на рис. 3.6, г.

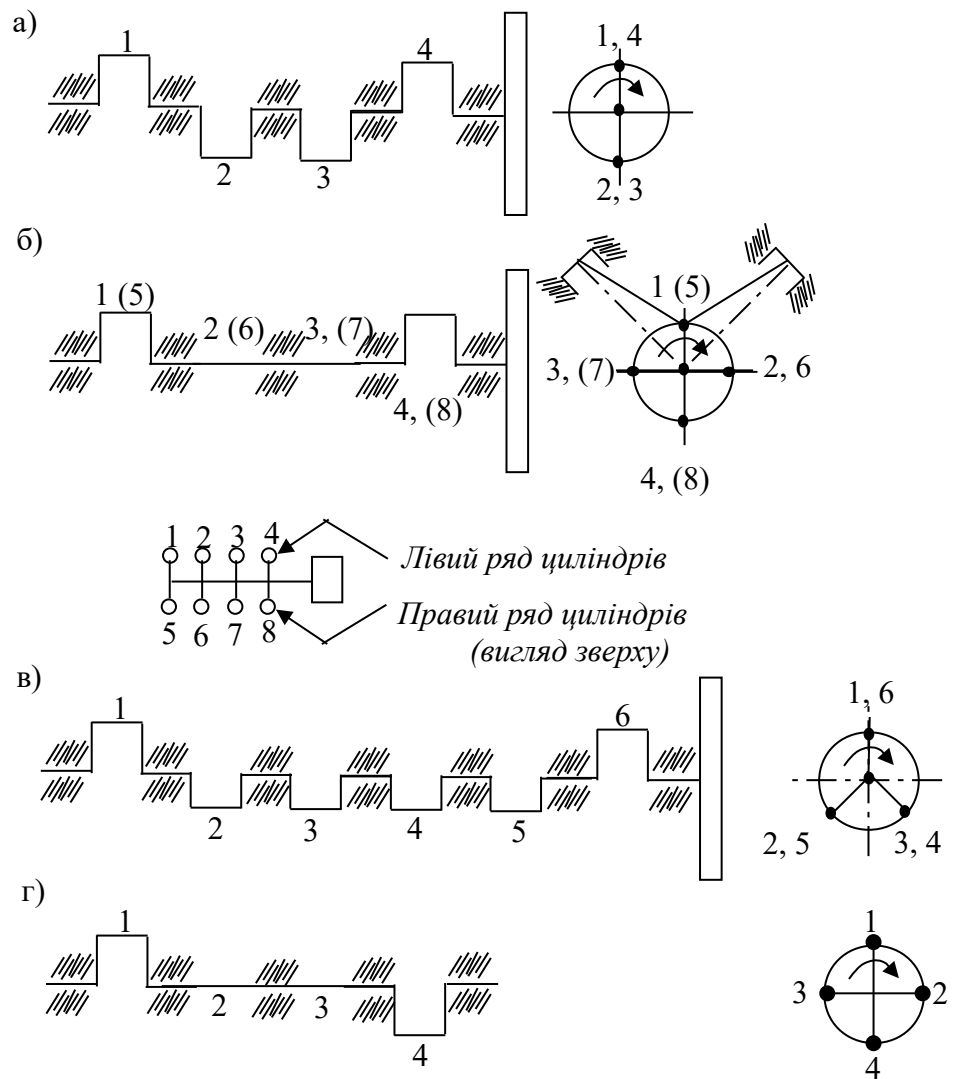


Рис. 3.6. Схеми колінчатих валів і порядок роботи циліндрів:

- а - вал чотирициліндрового чотиритактного двигуна;
- б - вал восьмициліндрового V - подібного двигуна;
- в - вал шестициліндрового чотиритактного двигуна;
- г - вал чотирициліндрового двотактного двигуна

Таблиця 3.1

Порядок зміни тактів у чотирициліндровому двигуні
(порядок роботи циліндрів 1-3-4-2)

Оберти колінчатого вала	Кут повороту колінчатого вала	Циліндр			
		1-й	2-й	3-й	4-й
1-й	0-180	Робочий хід	Випуск	Стиснення	Впуск
	180-360	Випуск	Впуск	Робочий хід	Стиснення
2-й	360-540	Впуск	Стиснення	Випуск	Робочий хід
	540-720	Стиснення	Робочий хід	Впуск	Випуск

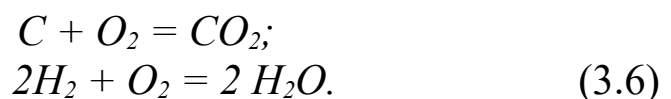
3.3. Хімічні реакції при згорянні палива. Коефіцієнти надлишку повітря, залишкових газів і наповнення

Згорання палива в циліндрі двигуна є складним хімічним процесом. Опускаючи всі проміжні стадії процесу згорання, розглянемо кінцеві хімічні реакції елементів, що входять до складу палива з киснем повітря.

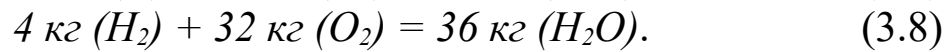
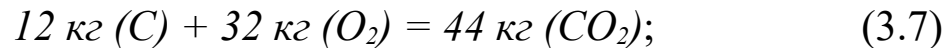
Елементарний склад палива прийнято виражати в одиницях маси. Для 1 кг рідкого палива, що складається із часток вуглецю C , водню H і кисню O_n при відсутності сірки, можна записати, кг,

$$C + H + O_n = 1. \quad (3.5)$$

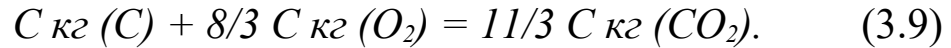
При повному згорянні палива передбачається, що в результаті реакцій вуглецю та водню з киснем повітря утворюються відповідно вуглецевий газ і водяна пара. У цьому випадку окислювання вуглецю і водню палива відповідає хімічним реакціям



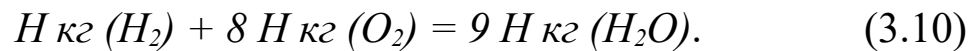
При розрахунку вихідних і кінцевих продуктів реакції в масових одиницях одержимо:



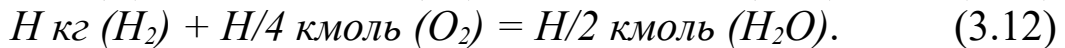
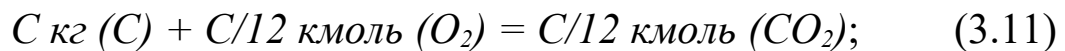
Відповідно для $C \text{ кг (C)}$



Для $H \text{ кг (H)}$



При розрахунку в молях



З рівнянь (3.9) і (3.12) видно, що в результаті реакції вуглецю з киснем кількість числа молей кінцевих продуктів реакції CO_2 дорівнює об'єму кисню, що бере участь у реакції. Реакції водню з киснем приводять до двократного збільшення об'єму (числа молей) водяної пари в порівнянні з витраченим киснем.

Найменша кількість кисню O_o , яку необхідно підвести ззовні до палива для повного його згорання, називається теоретично необхідною кількістю кисню.

З рівнянь (3.9) і (3.10) випливає, що для повного згорання 1 кг палива необхідна така кількість кисню, $кг$ і $кмоль$ відповідно,

$$O_o = 8/3C + 8H - O_n; \quad (3.13)$$

або

$$O_o = C/12 + H/4 = O_n/32. \quad (3.14)$$

Необхідний для згорання кисень входить у склад повітря, що вводиться в циліндр у період такту впуску. Приймавши, що в повітрі міститься приблизно 23 % кисню по масі або 21 % по

об'єму, одержимо теоретично необхідну кількість повітря для згоряння 1 кг палива, *кг* і *кмоль* відповідно,

$$l_o = 1/0,23 (8/3 C + 8 H - O_n); \quad (3.15)$$

$$L_o = 1/0,21 (C/12 + H/4 - O_n / 32). \quad (3.16)$$

В автотракторних двигунах залежно від типу сумішоутворення, умов запалювання, згоряння палива, режиму роботи тощо, кількість дійсно споживаного повітря може бути більше теоретично необхідної для повного згоряння, дорівнювати їй або бути меншою.

Відношення кількості повітря, що бере участь у згорянні палива, до теоретично необхідної називається коефіцієнтом надлишку повітря α :

$$\alpha = \frac{l}{l_o}; \quad (3.17)$$

$$\alpha = \frac{L}{L_o}, \quad (3.18)$$

де l і L - кількість повітря, що бере участь у згорянні 1 кг палива, *кг* або *кмоль* відповідно.

Для стехіометричної суміші $l = l_o$ ($L = L_o$) і коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 1$. Якщо $\alpha < 1$ (недостача кисню), суміш називають багатую, при $\alpha > 1$ (надлишок кисню) суміш називають бідною.

У карбюраторних двигунах при повністю відкритій дросельній заслінці найбільша економічність і досить стійке проходження процесу згоряння досягаються при $\alpha = 1,1 - 1,3$.

Максимальна потужність таких двигунів забезпечується при деякому збагаченні суміші ($\alpha = 0,85 - 0,9$). Усталена робота двигуна при малих навантаженнях і холостому ходу вимагає більшого збагачення суміші. При $\alpha < 1$ через недостачу кисню згоряння палива є неповним, внаслідок чого відбувається неповне виділення теплоти при згорянні й у відпрацьованих газах виникають продукти неповного згоряння C , H , CH_4 тощо.

У дизелях, в яких застосовується якісне регулювання, коефіцієнт надлишку повітря залежно від навантаження

змінюється в широких межах: від $\alpha \approx 5$ і більше при малих навантаженнях і до 1,4-1,25 – при повному навантаженні.

Кількість пальної суміші (або повітря), що заповнює циліндр, залежить від її температури. При роботі двигуна при повному навантаженні температура теплопередавальних поверхонь досягає 420 К і атмосферне повітря або пальна суміш, що поступає в циліндр, підігривається на величину ΔT , рівну 20° для карбюраторних двигунів і до 40° - для дизелів. Чим вище температура заряду, тим нижче його щільність. Для збільшення наповнення циліндра свіжим зарядом у дизелях необхідно зменшувати його підігрів у період впуску. У карбюраторних двигунах впускний трубопровід необхідно спеціально підігривати для кращого випару палива.

Крім того, наповнення циліндра свіжим зарядом залежить від досконалості очищення циліндрів від відпрацьованих газів. Повністю видалити відпрацьовані гази із циліндра не вдається і частина їх залишається в камері згоряння, перемішуючись зі свіжим зарядом.

Кількість залишкових газів прийнято визначати відносною величиною, називаною **коефіцієнтом залишкових газів** $\gamma_{зал}$, що являє собою відношення числа молів M_2 залишкових газів до числа молів M_1 свіжого заряду:

$$\gamma_{зал} = \frac{\dot{I}_2}{\dot{I}_1}. \quad (3.19)$$

Величина $\gamma_{зал}$ залежить від якості очищення циліндра і становить від 0,06 до 0,16 у карбюраторних двигунах і 0,03-0,06 у дизелях (без наддуву).

Досконалість процесу впуску характеризується величиною коефіцієнта наповнення η_v :

$$\eta_v = \frac{\dot{I}_1}{\dot{I}_o}. \quad (3.20)$$

де M_o – кількість заряду, що могла б поміститися в робочому об'ємі циліндра при тиску P_o і температурі T_o навколишнього середовища, моль.

Коефіцієнт наповнення для різних двигунів має такі значення: дизелі без наддуву – 0,76-0,88, з наддувом – 0,85-1,05; карбюраторні двигуни – 0,65-0,75. Таким чином, кількість свіжого заряду, що надходить у циліндр, залежить від його температури і тиску на вході у впускну систему двигуна, величини коефіцієнта залишкових газів і інших факторів.

3.4. Індикаторні показники двигуна

Площа індикаторної діаграми (рис. 3.4), обмежена лініями стиснення і розширення, еквівалентна індикаторній роботі циклу $+ L_i$. Інша площа індикаторної діаграми еквівалентна роботі $- L_{i\text{газ}}$, затрачуваної на газообмін.

Отже, індикаторна робота повного циклу з урахуванням витрати роботи на газообмін становить

$$L_{i0} = L_i - L_{i\text{газ}}. \quad (3.21)$$

Індикаторна робота не може бути повністю перетворена в корисну роботу, тому що частина її витрачається на тертя і привод допоміжних агрегатів. Ці витрати, що називані механічними втратами $- L_m$, повинні бути відняті з індикаторної потужності. Різниця між індикаторною роботою та механічними втратами являє собою ефективну роботу $+ L_e$ на валу двигуна, тобто

$$L_e = L_i - L_m. \quad (3.22)$$

При цьому $L_{i\text{газ}}$ включають у механічні втрати L_m .

Індикаторні показники характеризують досконалість здійснюваного циклу тепловикористання та пов'язані з якістю організації робочого процесу.

Індикаторна робота, яка здійснюється в одному циліндрі за один цикл, дорівнює

$$L_i = P_i \cdot V_h, \quad (3.23)$$

де P_i – середній індикаторний тиск, тобто робота циклу, що доводиться на одиницю робочого об'єму циліндра;

V_h – робочий об'єм циліндра.

Число робочих циклів, вироблених двигуном у секунду, становить $\frac{2n}{\tau}$ (n – частота обертання колінчатого вала, с^{-1} ; τ – тактність двигуна).

Тоді індикаторна потужність одного циліндра

$$N_{i\sigma} = \frac{2}{\tau} P_i \cdot V_h \cdot n. \quad (3.24)$$

Індикаторна потужність двигуна, що має i циліндрів,

$$N_s = \frac{2}{\tau} P_i \cdot i \cdot V_h \cdot n. \quad (3.25)$$

Якщо у формулі (3.25) виразити P_i в мегапаскалях, V_h – у літрах, n – в хвиликах, то отримаємо, кВт,

$$N_s = \frac{P_i \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30\tau}. \quad (3.26)$$

Тоді для двигунів, чотири- та двотактних відповідно, вираз (3.26) буде мати вигляд

$$N_s = \frac{P_i \cdot i \cdot V_h \cdot n}{120}; \quad (3.27)$$

$$N_s = \frac{P_i \cdot i \cdot V_h \cdot n}{60}. \quad (3.28)$$

Ступінь використання теплоти в циклі характеризує індикаторний ККД, що являє собою відношення теплоти, перетвореної в індикаторну роботу L_i , до всієї теплоти Q , внесеної у двигун з паливом:

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q}. \quad (3.29)$$

Індикаторний ККД можна визначити з виразу (3.29), якщо відомо індикаторну роботу, вироблену двигуном. Для цього при випробуваннях необхідно одержати індикаторну діаграму. При індицируванні двигуна одержують розгорнуту індикаторну діаграму в системі координат $p-\alpha$. Отриману діаграму перебудовують у систему координат $p-V$, як показано на рис. 3.7.

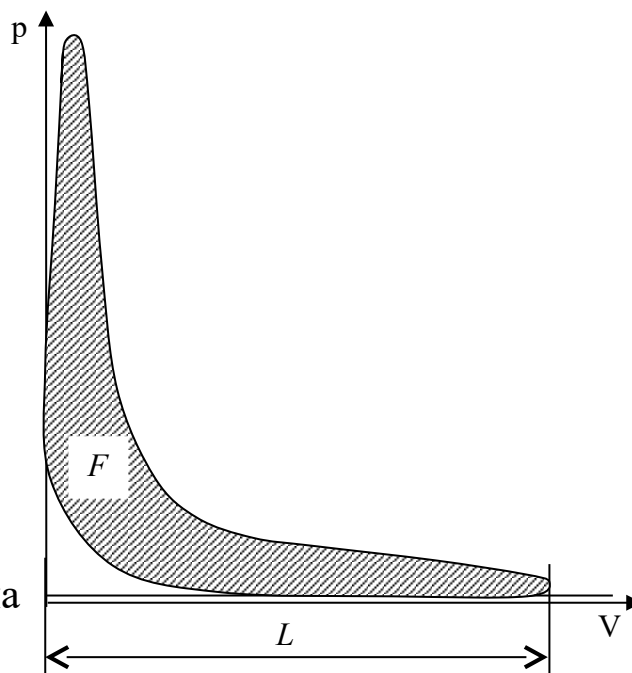


Рис. 3.7. Індикаторна діаграма двигуна

За площею індикаторної діаграми F , мм^2 , і певним таруванням масштабу тиску P , мм/МПа , визначають середній індикаторний тиск

$$p_i = \frac{F}{l \cdot m}, \quad (3.30)$$

де l - довжина відрізка на діаграмі, що відповідає ходу поршня.

Питома індикаторна витрата палива може бути визначена з виразу, $\text{кг/кВт}\cdot\text{год}$,

$$g_i = \frac{G_T}{N_i}, \quad (3.31)$$

де G_T – годинна витрата палива.

Розглянемо вплив різних факторів на індикаторні показники двигуна.

Ступінь стиснення. Для теоретичного циклу з підведенням теплоти при постійному об'ємі залежність термічного ККД від ступеня стиснення ε визначається виразом

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}, \quad (3.32)$$

де k – показник адіабати.

Відповідно до виразу (3.32) збільшення ступеня стиснення приводить до зростання ККД, але у дійсному циклі $k \neq const$. Це пояснюється тим, що зі збільшенням ε зростає тепловиділення і відведення теплоти до поверхонь, що передають теплоту, тобто виникають додаткові витрати, що знижують ефективність використання теплоти. Тому емпіричні дані не можуть бути виражені рівнянням (3.32).

Наведена на рис. 3.8 залежність $\eta_i = f(\varepsilon)$ може бути використана для оцінки можливого збільшення η_i при більших у порівнянні з вихідним значенням ε , але з його підвищенням збільшується навантаження на кривошипно-шатунний механізм, і для забезпечення надійності двигуна необхідно відповідно збільшувати розміри та масу основних деталей. Внаслідок цього зростають механічні витрати, утруднюється пуск двигуна.

З урахуванням цих обставин, а також необхідності при існуючій швидкохідності двигунів значного підвищення октанового числа бензинів при більших ε , визнано, що в карбюраторних двигунах недоцільно підвищувати ступінь стиснення за 12.

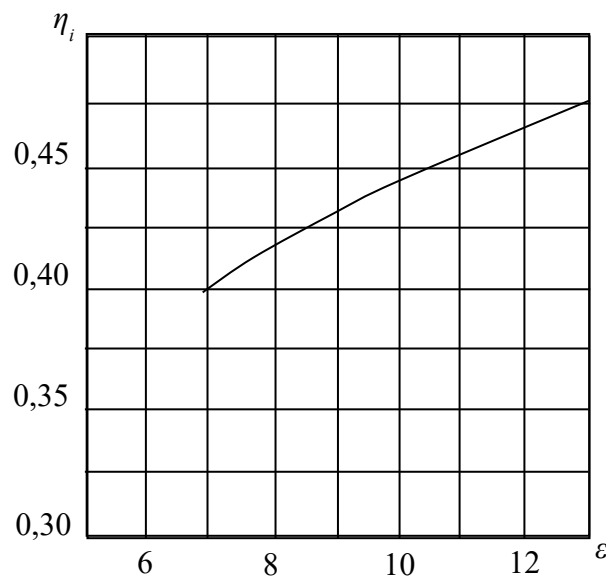


Рис. 3.8. Зміна індикаторного ККД залежно від ступеня стиснення

Розміри циліндра. Збільшення об'єму циліндра пропорційно лінійним розмірам у кубі, а тепло передавальної поверхні F_T - квадрату цих розмірів. Це призводить до того, що відношення F_T / V при збільшенні об'єму циліндра зменшується і знижується частка теплоти, що віддається в стінки, внаслідок чого поліпшується тепловикористання циклу. Разом з тим більш високі температури незгорілої частини суміші можуть при цьому призвести до детонації. Виникнення детонації у двигунах з відносно великим діаметром циліндра, якщо не вжити заходів (наприклад, установити дві свічки запалювання), можливо також у результаті збільшення тривалості процесу згоряння.

Аналіз сукупного впливу зазначених факторів показує, що у випадку застосування однієї свічки антидетонаційні якості камери згоряння є вирішальними при виборі параметрів робочого об'єму циліндрів.

При однакових формах камери згоряння зменшення діаметра циліндра дозволяє підвищити ступінь стиснення і відповідно індикаторний ККД. При незмінному ступені стиснення індикаторний ККД буде вище при більшому діаметрі циліндра.

Склад суміші. В області багатих сумішей ($\alpha < 1$) η_l спадає, що пояснюється неповнотою згоряння. При $\alpha > 1$ (бідна суміш) η_l також знижується, тому що збільшується нестабільність процесу згоряння.

Кут випередження запалювання. При надмірному збільшенні кута випередження процес згоряння розвивається, в основному, до ВМТ і наприкінці процесу стиску витрачається додаткова робота. Ця робота не компенсується збільшенням позитивної роботи внаслідок досягнення p_z ближче до ВМТ.

При зменшенні кута випередження відбувається догоряння суміші на лінії розширення. У результаті цього погано

використовується тепло, внесене паливом у циліндр. Крім того, значно збільшуються витрати теплоти, тому що при догорянні на лінії розширення більша площа контакту газів зі стінками циліндрів.

Частота обертання колінчатого вала. При зростанні частоти обертання зменшуються витрати тепла, тому що скорочується час на теплообмін між газами та стінками циліндра.

3.5. Механічні витрати і ефективні показники

Потужність двигуна, передану від колінчатого вала споживачеві, називають ефективною і позначають N_e . Вона менше індикаторної N_i на величину потужності механічних витрат N_m , тобто

$$N_e = N_i - N_m. \quad (3.33)$$

Потужність механічних витрат, а також ефективну потужність прийнято відносити до одиниці робочого об'єму циліндра і виражати в умовних одиницях тисків p_m і p_e за аналогією з індикаторною потужністю

$$N_i = \frac{2}{\tau} p_i \cdot i \cdot V_h \cdot n. \quad (3.34)$$

Середній тиск механічних витрат

$$p_m = \frac{N_m \cdot \tau}{2 \cdot i \cdot V_h \cdot n}. \quad (3.35)$$

Середній ефективний тиск

$$p_e = p_i - p_m. \quad (3.36)$$

Ефективна потужність

$$N_e = \frac{2}{\tau} p_e \cdot i \cdot V_h \cdot n. \quad (3.37)$$

Середній ефективний тиск

$$p_e = \frac{N_e \cdot \tau}{2 \cdot i \cdot V_h \cdot n} \quad (3.38)$$

Для порівняння різних двигунів ефективну потужність відносять до одиниці робочого об'єму

$$N_{\bar{e}} = \frac{N_e}{i \cdot V_h} = \frac{p_e \cdot n}{30\tau} \quad (3.39)$$

Механічні витрати оцінюються механічним ККД

$$\eta_i = \frac{N_i - N_i}{N_i} = 1 - \frac{N_i}{N_i} = \frac{N_e}{N_i} \quad (3.40)$$

або

$$\eta_i = \frac{p_i - p_i}{p_i} = 1 - \frac{p_i}{p_i} = \frac{p_e}{p_i} \quad (3.41)$$

У потужність механічних витрат входять: потужність N_{mp} , затрачувана на тертя, потужність $N_{\partial m}$, затрачувана на привод допоміжних механізмів (рідинної і масляної помп, вентилятора тощо), потужність $N_{газ}$, затрачувана на процес газообміну, та потужність N_k , затрачувана на приведення в дію компресора або продувальної помпи.

Отже,

$$N_i = N_{\partial\partial} + N_{\partial i} + N_{\partial\partial\partial} + N_e \quad (3.42)$$

або

$$\delta_i = \delta_{\partial\partial} + \delta_{\partial i} + \delta_{\partial\partial\partial} + \delta_e \quad (3.43)$$

З рівнянь (3.40) і (3.41) випливає:

$$N_e = \eta_i \cdot N_i; \quad (3.44)$$

$$p_e = \eta_i \cdot p_i \quad (3.45)$$

Ступінь ефективності використання теплоти визначається ефективним ККД η_l і питомою ефективною витратою палива g_e .

Ефективна робота, віднесена до 1 кг палива,

$$L_e = L_i - L_i . \quad (3.46)$$

Тоді ефективний ККД

$$\eta_e = \frac{L_e}{H_u} , \quad (3.47)$$

де H_u - теплота згоряння палива.

Ефективні показники двигуна тим вищі, чим досконаліше тепловикористання і менші механічні витрати. За інших рівних умов роботи двигуна при різних навантаженнях і швидкісних режимах у випадку зниження механічних витрат зменшується кількість теплоти, що витрачається на тертя, і спадає теплова напруженість основних тертьових деталей. Витрачена на тертя робота перетворюється в теплоту, що віддається навколишньому середовищу.

У поршневих двигунів тертя виникає між дзеркалом циліндра і поршневими кільцями, корінними та шатунними підшипниками та шийками колінчатого вала і т.д.

Витрати на тертя залежать від ряду факторів, головними з яких є:

- а) сили інерції мас кривошипно-шатунного механізму, що рухаються обертово і поступально;
- б) сили тиску газів і їхній характер зміни в часі;
- в) якість виготовлення деталей і складання двигуна, ступінь прироблення його сполучених деталей;
- г) якість і основні властивості оливи;
- д) тепловий стан охолоджуваних поверхонь деталей;
- е) потужність, затрачувана на привод допоміжних механізмів, у тому числі газорозподільного.

Найбільші витрати (40 - 50 %) викликаються тертям між поршнем з кільцями та дзеркалом циліндра.

Розглянемо вплив деяких факторів на ефективні показники двигуна.

Якість поверхонь тертя. Від якості поверхонь тертя у великому ступені залежать відповідні витрати. Підвищена шорсткість поверхонь призводить до збільшення витрат на тертя. Для надання поверхням необхідної форми, що забезпечує найменші витрати на тертя, двигуни після складання піддаються обкатуванню на стендах, у процесі якого відбувається прироблення сполучених деталей.

Якість оливи, що застосовуються. В умовах експлуатації великий вплив на витрати на тертя має температура оливи.

Найменші витрати на тертя досягаються в порівняно вузькому діапазоні температур. При менших температурах оливи її в'язкість стає більшою, що призводить до підвищених витрат на внутрішнє тертя. Збільшення температури оливи вище значення, при якому досягаються найменші витрати на тертя, призводять до зниження в'язкості, а отже, руйнування оливної плівки і безпосереднього контакту поверхонь, тобто до збільшення витрат на тертя.

Тепловий стан двигуна. Тепловий стан поверхонь деталей визначається навантаженням, швидкісним режимом двигуна і інтенсивністю його охолодження. З підвищенням температури рідини, яка охолоджує, збільшується температура оливи, що приводить до зниження витрат на тертя.

Особливо великий вплив на витрати на тертя має температура оливи і охолоджувальної рідини при пуску холодного двигуна. При низькій температурі оливи і, отже, її підвищеній в'язкості неможливо забезпечити змащування основних деталей тертя. Відповідні витрати внаслідок цього зростають, а зношування двигуна різко збільшується.

Навантаження. З одного боку, при збільшенні навантаження температура оливного шару між поверхнями тертя підвищується, що до певної межі знижує відповідні витрати. З іншого боку, із збільшенням навантаження підвищується максимальний тиск p_z , що призводить до деякого збільшення цих витрат.

Швидкісний режим двигуна. Сили інерції двигуна, як буде показано далі, пропорційні кутовій швидкості колінчатого вала у

квадраті, тому збільшення частоти обертання призводить до помітного зростання витрат на тертя внаслідок того, що збільшуються динамічні навантаження. Крім того, збільшується робота, затрачувана на приведення в дію допоміжних механізмів і на газообмін.

Механічні витрати залежно від середньої швидкості поршня змінюються майже за лінійним законом.

3.6. Поняття про наддув

Внаслідок збільшення останнім часом вантажопідйомності та швидкості автомобілів, а також у зв'язку з необхідністю збільшення продуктивності, необхідне підвищення номінальної потужності двигунів без істотного збільшення їхніх габаритів і маси.

Ефективна потужність двигуна визначається за рівнянням (3.37). При даному робочому об'ємі двигуна $i \cdot V_h$ потужність може бути підвищена шляхом збільшення частоти обертання колінчатого вала або середнього ефективного тиску p_e . Можливості першого способу обмежені граничною середньою швидкістю поршня та значним збільшенням сил інерції.

Розглянемо можливості підвищення середнього ефективного тиску.

Величина p_e прямопропорційна коефіцієнту наповнення η_v , який може бути збільшений шляхом підвищення щільності заряду за рахунок створення тиску повітря або пальної суміші, що надходять у циліндр. Цей спосіб називають наддувом двигуна.

Очевидно, що якщо коефіцієнт надлишку повітря залишається постійним, то кількість палива, що вводять, зростає пропорційно збільшенню масового заряду. Але кількість теплоти, що виділяється паливом, зростає по мірі підвищення щільності повітря, що нагнітається в циліндр, внаслідок чого збільшується теплонапружність, що обмежує ступінь підвищення тиску при наддуві.

Забезпечення тиску на вході в циліндр здійснюється компресором, потужність на привод якого відбирається від

двигуна. Незважаючи на це, наддув значно збільшує його потужність.

Підвищення потужності оцінюється ступенем наддуву K_n

$$\hat{E}_i = \frac{\delta \dot{a}_i}{\delta \dot{a}}, \quad (3.48)$$

де $p_{ен}$ – середній ефективний тиск, що створюється у двигуні при наддуві.

При наддуві підвищується тиск і температура повітря наприкінці стиснення. Ця обставина обмежує ступінь наддуву в карбюраторних двигунах через виникнення детонації.

Наддув має широке застосування в автотракторних дизелях, де його ступінь обмежується лише механічною та термічною міцністю двигуна.

Розрізняють три системи наддуву: із приводним компресором, турбокомпресором і комбінована (рис. 3.9).

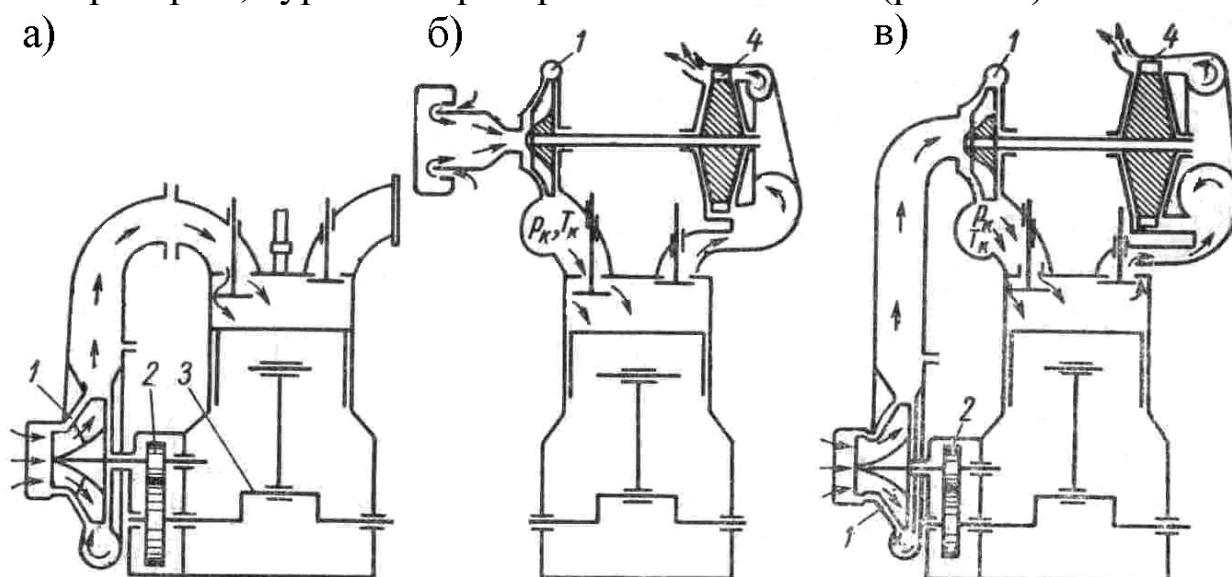


Рис. 3.9. Системи наддуву двигунів:

- а – з приводним компресором; б – з турбокомпресором;
- в – комбінована;
- 1 – приводний компресор;
- 2 – підвищувальна передача; 3 – колінчатий вал;
- 4 – газова турбіна

При використанні приводного компресора 1 (рис. 3.9,а) його через підвищувальну зубчасту передачу 2 з'єднують із колінчатим валом 3 двигуна.

Для привода турбокомпресора (рис. 3.9,б) використовується енергія відпрацьованих газів, що поступають на лопатки газової турбіни 4. Компресор 1 установлюють на одному валу з газовою турбіною.

У випадку з комбінованою системою (рис. 3.9, в) першим ступенем є приводний компресор, а другим - турбокомпресор.

Температура повітря після компресора внаслідок стиснення піднімається. Для одержання більшого масового наповнення в деяких двигунах між впускною системою і компресором розміщують холодильник для зниження температури заряду.

При наддуві карбюраторних двигунів можливе установлення компресора до та після карбюратора.

Для автотракторних двигунів з газотурбінним наддувом застосовуються високообертові компактні турбокомпресори, що випускають на спеціалізованих підприємствах. Надійність турбокомпресорів висока і не поступається терміну служби двигуна.

3.7. Швидкісні характеристики двигуна

Експлуатація автомобілів і тракторів відбувається при змінних навантаженнях, швидкостях та різних дорожніх умовах. Тому потужність двигуна завжди повинна відповідати потужності, необхідній для виконання роботи, руху з необхідною швидкістю, при яких можна одержати задані динамічні і паливно-економічні показники.

Для аналізу роботи двигуна необхідно мати ряд характеристик, які визначають залежність його основних показників від якого-небудь одного з найбільш характерних параметрів. Найбільш важливими є зовнішні і часткові швидкісні характеристики двигунів.

Зовнішньою швидкісною характеристикою називають залежність від частоти обертання n колінчатого вала, ефективної потужності N_e , ефективного крутного моменту M_e , годинної G_e і питомої ефективної g_e витрат палива при повністю відкритій

дросельній заслінці в карбюраторному двигуні або положенні рейки паливної помпи, що відповідає максимальній подачі палива в дизелі.

Характерними для зовнішньої швидкісної характеристики є такі швидкісні режими (рис. 3.10, а):

n_{min} - при якому двигун стійко працює з повним навантаженням;

η_i - відповідає максимальному крутному моменту;

n_{g_e} - при якому питома ефективна витрата палива найменша;

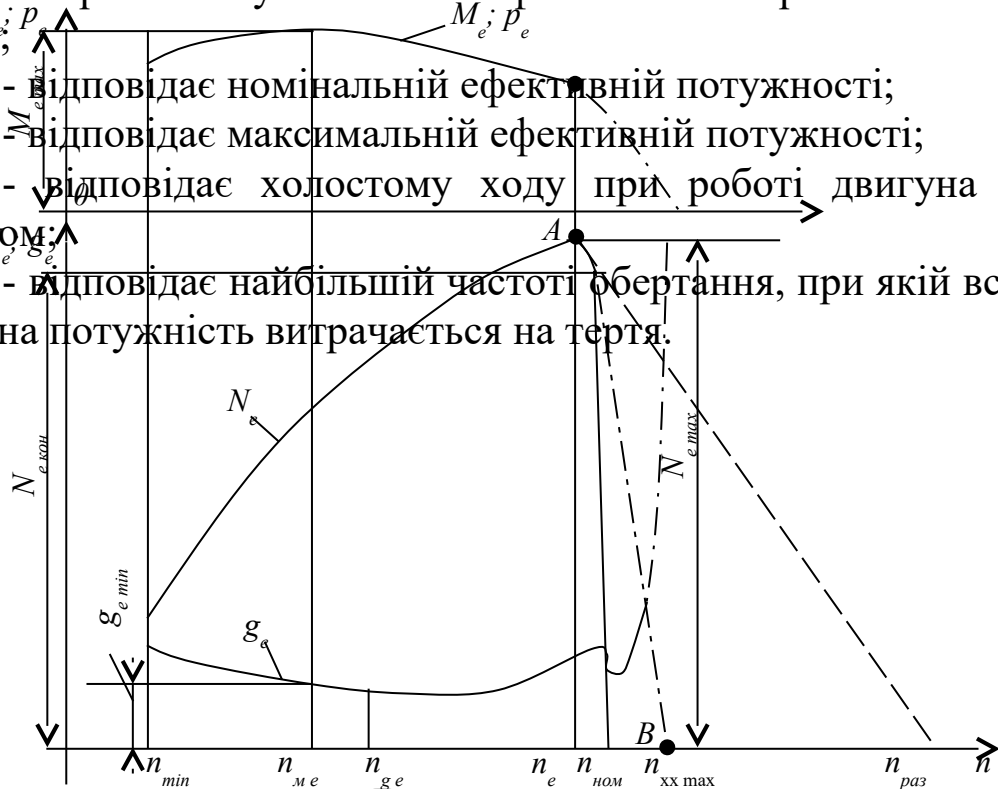
$n_{ном}$ - відповідає номінальній ефективній потужності;

n_e - відповідає максимальній ефективній потужності;

$n_{хх}$ - відповідає холостому ходу при роботі двигуна з регулятором;

$N_{різн}$ - відповідає найбільшій частоті обертання, при якій вся індикаторна потужність витрачається на тертя.

а)



б)

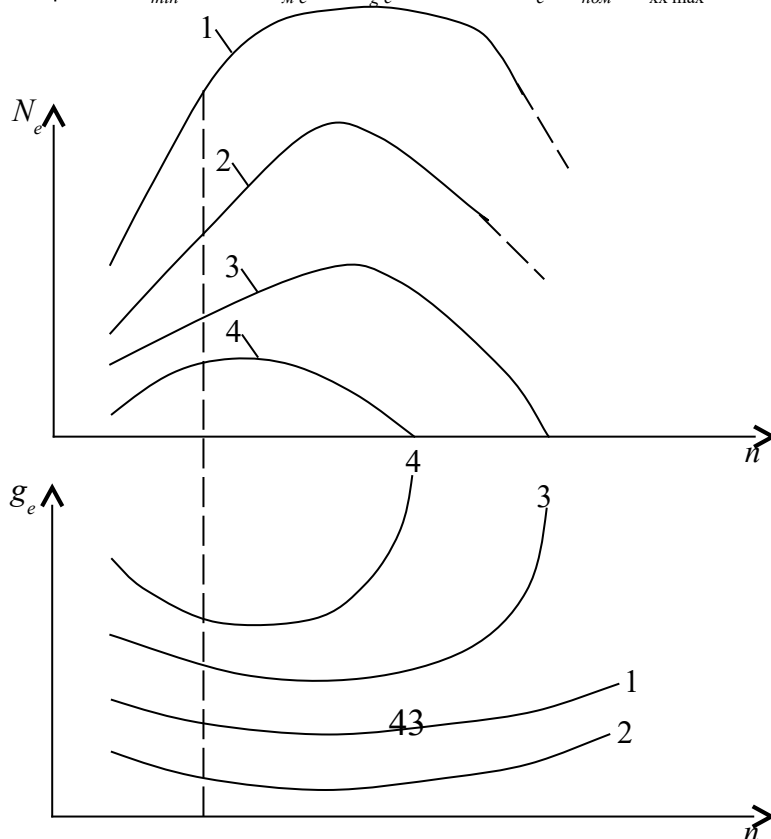


Рис. 3.10. Швидкісні характеристики двигуна:
а - зовнішня характеристика; б - часткові характеристики

Ділянка АВ характеристики (рис. 3.10,а) визначає роботу двигуна на регуляторному режимі. Питома ефективна витрата палива на регуляторній гілці характеристики по мірі зменшення потужності спочатку до досягнення межі ефективного збідніння зменшується, а потім збільшується в результаті зниження механічного та індикаторного ККД.

При малій частоті обертання колінчатого вала потужність, що розвивається двигуном, невелика через повільне згоряння палива, супроводжуваного інтенсивною тепловіддачею. Зі збільшенням частоти обертання поліпшується наповнення циліндрів, підвищується якість сумішоутворення і ефективна потужність зростає. При частоті n_e значення N_e досягає максимального значення, а потім починає спадати, тому що зменшення p_e впливає більше, ніж збільшення n_e .

Найбільший ефективний крутний момент M_{emax} двигун розвиває на відносно невеликій частоті обертання n_{me} . При меншій, ніж n_{me} частоті значення M_e зменшується через погіршення використання теплоти згоряння палива, при більшій - через зниження коефіцієнта наповнення та зростання гідравлічних витрат.

Найменше значення питомої ефективної витрати палива g_e відповідає частоті обертання n_{ge} , що менше, ніж частота

обертання. Це пояснюється погіршенням сумішоутворення та тепловикористання. Зі збільшенням частоти обертання має місце підвищення внутрішніх витрат і зниження коефіцієнта наповнення, що призводить до помітного зниження механічного ККД.

Як приклад, на рис. 3.11 показана зовнішня швидкісна характеристика автомобільного дизеля ЯМЗ-236.

Залежність показників двигуна від частоти обертання при різних постійних положеннях дросельної заслінки (карбюраторний двигун) або рейки паливної помпи (дизель) називають частковою швидкісною характеристикою (рис. 3.10,б). У міру прикриття дросельної заслінки і зниження навантаження внаслідок збільшення опорів у системі випуску коефіцієнт наповнення знижується більш різко при збільшенні частоти обертання, а максимум ефективної потужності зміщується у бік менших частот обертання. Відповідно знижуються максимальні частоти обертання холостого ходу і при деяких положеннях заслінки вони стають нижче номінальних.

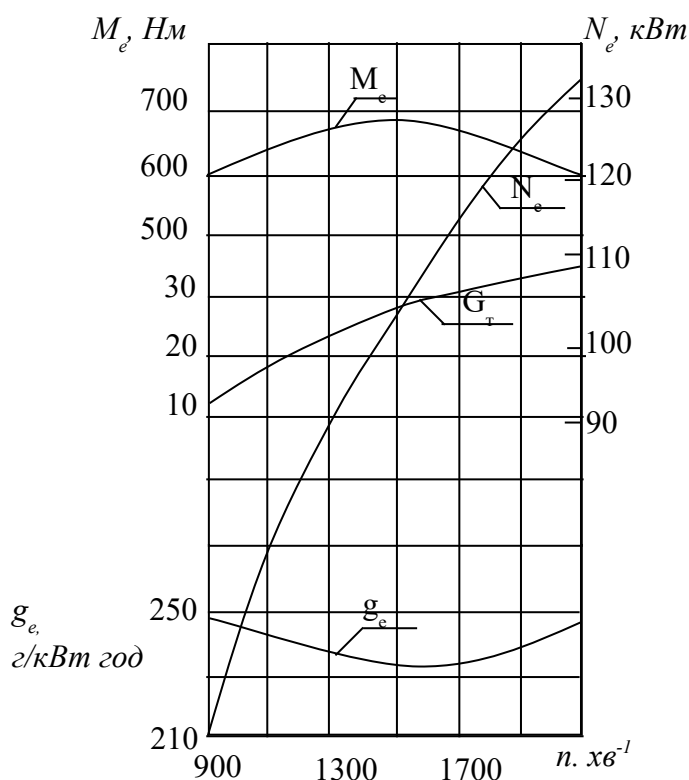


Рис. 3.11. Зовнішня швидкісна характеристика двигуна ЯМЗ-236

При положенні дросельної заслінки, що відповідає найбільшому значенню коефіцієнта надлишку повітря, питомі ефективні витрати будуть найменшими. При подальшому прикритті дросельної заслінки g_e на всіх режимах буде збільшуватися.

У дизелі при постійному положенні рейки паливної помпи зі збільшенням частоти обертання кількість палива, що впорскується в циліндр, зростає. Коефіцієнт наповнення при менших навантаженнях трохи збільшується та і всіх швидкісних режимах він вище, ніж при повному навантаженні. У результаті цього не спостерігається зсуву максимуму потужності у бік менших частот обертання. Найбільша частота обертання холостого ходу у зв'язку із цим при всіх навантаженнях перебуває за межами номінальної. Такий характер зміни швидкісних часткових характеристик приводить до необхідності обов'язкового обмеження максимальних частот обертання холостого ходу регулятором, що у свою чергу обмежує n_{max} .

3.8. Тепловий баланс

З аналізу циклу двигуна можна зробити висновок, що на здійснення ефективної роботи витрачається тільки частина теплоти, що утворюється при згорянні палива.

Для визначення характеру тепловикористання і шляхів його покращення доцільно знати, як витрачається уведена у двигун теплота. Із цією метою при дослідженні двигуна визначають окремі складові теплового балансу залежно від різних параметрів, що характеризують умови експлуатації (навантаження, частота обертання, склад суміші тощо).

Рівняння теплового балансу, тобто кількості теплоти, внесеної в циліндр з паливом в одиницю часу, має вигляд:

$$Q_o = Q_e + Q_{охол} + Q_{вг} + Q_{нз} + Q_{ол} + Q_{зал}, \quad (3.49)$$

де Q_o - загальна кількість теплоти, уведеної у двигун паливом на заданому режимі;

Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна;

$Q_{охол}$ - теплота, віддана охолоджувальній рідині;

$Q_{вг}$ - теплота, що виноситься із двигуна відпрацьованими газами;

$Q_{нз}$ - частина теплоти палива, втраченої через неповноту згоряння;

$Q_{ол}$ - теплота, віддана оливі;

$Q_{зал}$ - залишковий член, що визначає витрати, не враховані наведеними вище членами рівняння теплового балансу.

Тепловий баланс можна визначити у відсотках від усієї кількості уведеної теплоти:

$$\begin{aligned}q_e &= \frac{Q_e}{Q_0}; \\q_{i\ddot{o}\ddot{e}} &= \frac{Q_{i\ddot{o}\ddot{e}}}{Q_0}; \\q_{\ddot{a}} &= \frac{Q_{\ddot{a}}}{Q_0}; \\q_{i\zeta} &= \frac{Q_{i\zeta}}{Q_0}; \\q_o &= \frac{Q_o}{Q_0}; \\q_{\zeta\hat{a}\ddot{e}} &= \frac{Q_{\zeta\hat{a}\ddot{e}}}{Q_0}.\end{aligned}\tag{3.50}$$

Очевидно, що

$$q_e + q_{i\ddot{o}\ddot{e}} + q_{\ddot{a}} + q_{i\zeta} + q_o + q_{\zeta\hat{a}\ddot{e}} = 100\%.\tag{3.51}$$

Загальна кількість теплоти, уведеної у двигун з паливом за одну секунду, дорівнює

$$Q_0 = H_u \cdot G_{\ddot{i}},\tag{3.52}$$

де H_u – нижча теплота згоряння палива;

$G_{\ddot{i}}$ – витрата палива.

Теплота, еквівалентна ефективній роботі за одну секунду,

$$Q_e \equiv N_{\ddot{a}}.\tag{3.53}$$

Теплоту, передану охолоджувальному середовищу через стінки циліндра, головку блока, поршень і поршневі кільця, при рідинному охолодженні можна визначити з рівняння

$$Q_{i\dot{o}i\dot{e}} = G_{i\dot{o}i\dot{e}} \cdot c_{i\dot{o}i\dot{e}} (\dot{O}_{\dot{a}\dot{e}\dot{o}} - \dot{O}_{\dot{a}\dot{o}}), \quad (3.54)$$

де $G_{охол}$ – кількість охолоджувальної рідини, що пройшла через двигун;

$c_{охол}$ – теплоємність охолоджувальної рідини;

$T_{вих}$, $T_{вх}$ – температура охолоджувальної рідини, відповідно, на виході та вході у двигун.

Теплота, віднесена з відпрацьованими газами

$$Q_r = G_{\dot{O}} [\dot{I}_2 (\mu \tilde{n}''_{\dot{o}}) \dot{O}_2 - \dot{I}_1 (\mu \tilde{n}_{\dot{o}}) \dot{O}_0], \quad (3.55)$$

де $\dot{I}_2 (\mu \tilde{n}''_{\dot{o}}) \dot{O}_2$ - кількість теплоти, вилученої із циліндра разом з відпрацьованими газами;

$\dot{I}_1 (\mu \tilde{n}_{\dot{o}}) \dot{O}_0$ - кількість теплоти, уведеної в циліндр двигуна зі свіжим зарядом;

$\mu \tilde{n}''_{\dot{o}}$, $\mu \tilde{n}_{\dot{o}}$ - відповідно, мольна теплоємність продуктів згоряння і свіжого заряду при постійному тиску;

T_r - температура відпрацьованих газів, вимірювана за випускним патрубком;

T_0 - температура свіжого заряду на впуску в циліндр двигуна.

Величину $Q_{ол}$ визначають шляхом виміру кількості теплоти, відданої оливою охолоджувальною рідиною в оливному радіаторі.

Величину $Q_{нз}$ при $\alpha \geq 1$ окремо не підраховують і включають у залишковий член $Q_{зал}$, який визначають за різницею

$$Q_{\dot{c}\dot{a}\dot{e}} = Q_0 - (Q_e + Q_{\dot{a}} + Q_{i\dot{e}} + Q_{i\dot{o}i\dot{e}}). \quad (3.56)$$

Якщо випробування проводять при $\alpha < 1$, то теплоту, не використану через неповноту згоряння, підраховують за виразом

$$Q_{i\dot{c}} = \Delta \dot{I}_u \cdot G_r, \quad (3.57)$$

де H_u - сумарна частка теплоти, що не виділилась.

$$\Delta H_u = 120 \cdot 10^6 (1 - \alpha) \cdot L_o, \quad (3.58)$$

де L_o - теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 моля палива.

Орієнтовні значення складових теплового балансу наведені в табл. 3.2.

Таблиця 3.2

Орієнтовні значення складових теплового балансу, %

Тип двигуна	q_e	$q_{охол}$	q_r	$q_{гз}$	$q_{зал}$
Карбюраторний	21-28	12-27	50-55	0-45	3-10
Дизель	29-42	15-35	25-46	0-5	2-5

3.9. Кінематика кривошипно-шатунного механізму

Умови роботи деталей кривошипно-шатунного механізму характеризуються зусиллями, що виникають в них при різних режимах роботи двигуна. Величина і характер зміни механічних навантажень, що діють на ці деталі, визначаються на основі кінематичного та динамічного досліджень кривошипно-шатунного механізму. Динамічному розрахунку передують тепловий розрахунок робочого процесу, що забезпечує можливість вибору основних розмірів двигуна та знаходження величини і характеру зміни сил тиску газів.

Завданням кінематичного розрахунку кривошипно-шатунного механізму є визначення переміщення, швидкості і прискорення поршня при будь-якому значенні кута α повороту колінчатого вала.

Розглянемо кінематику центрального кривошипно-шатунного механізму, як найпоширенішого в автотракторних двигунах.

На рис. 3.12 зображена схема центрального кривошипно-шатунного механізму. Тут прийняті такі позначення:

α - кут повороту кривошипа, відлічуваний від осі циліндра у напрямку обертання колінчатого вала;

A' - верхня мертва точка;

A'' - нижня мертва точка;

β - кут відхилення осі шатуна в площині його хитання в бік від осі циліндра;

ω - кутова швидкість колінчатого вала;

$S = 2r$ - хід поршня;

r - радіус кривошипа;

l - довжина шатуна;

$\lambda = \frac{r}{l}$ - безрозмірний параметр кривошипно-шатунного механізму.

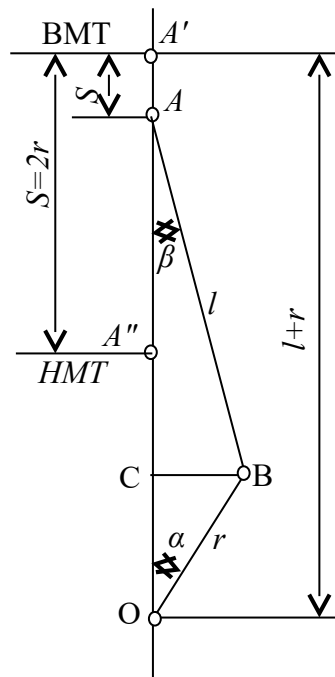


Рис. 3.12. Схема центрального кривошипно-шатунного механізму

Як видно з рис. 3.12, переміщення поршня S становить

$$S = A'A = A'O - AO = (r + l) - (r \cdot \cos \alpha + l \cos \beta). \quad (3.59)$$

Очевидно, що

$$\dot{A}\tilde{N} = r \cdot \sin \alpha = l \sin \beta. \quad (3.60)$$

Звідки

$$\sin \beta = \frac{r}{l} \cdot \sin \alpha = \lambda \sin \alpha. \quad (3.61)$$

Отже,

$$\cos \beta = \left(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha\right)^{1/2} = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha - \frac{1}{8} \lambda^4 \sin^4 \alpha \dots \quad (3.62)$$

Обмежившись двома першими членами рядів і підставивши вираз (3.62) у формулу (3.59), одержимо

$$\begin{aligned} S &= r + l - r \cos \alpha - l + \frac{\lambda^2 l}{2} \cdot \sin^2 \alpha = \\ r - r \cos \alpha + \frac{\lambda l \cdot r}{2 l} \sin^2 \alpha &= r \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha \right]. \end{aligned} \quad (3.63)$$

Взявши до уваги, що $\sin^2 \alpha = \frac{1 - \cos 2\alpha}{2}$, одержимо остаточний вираз для переміщення поршня

$$S = r \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right]. \quad (3.64)$$

Переміщення поршня може бути подано як суму двох гармонічних переміщень першого та другого порядків:

$$S = S_I + S_{II}, \quad (3.65)$$

де $S_I = r(1 - \cos \alpha)$;
 $S_{II} = \frac{r\lambda}{4}(1 - \cos 2\alpha)$.

Як видно з рівняння (3.65), переміщення поршня дорівнює нулю при $\alpha = 0^\circ$ і $\alpha = 180^\circ$, тобто у верхній і нижній мертвих точках, а максимальне переміщення поршня становить $2r$ при $\alpha = 180^\circ$.

Графіки функцій $S_I = F(\alpha)$, $S_{II} = f(\alpha)$ і $S = f(\alpha)$ наведені на рис. 3.13, а.

Щоб визначити швидкість поршня, треба взяти першу похідну переміщення за часом, тобто

$$C = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = r\omega \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right). \quad (3.66)$$

Швидкість поршня може бути зображена як сума двох гармонічних швидкостей першого та другого порядків

$$\tilde{N} = \tilde{N}_I + \tilde{N}_{II}, \quad (3.67)$$

де $\tilde{N}_I = r\omega \sin\alpha$; (3.68)

$$C_{II} = \frac{r\omega\lambda}{4} \sin 2\alpha. \quad (3.68, a)$$

Як видно з рівняння (3.66), швидкість дорівнює нулю при $\alpha=0^\circ$ та $\alpha=180^\circ$.

При $\alpha=90^\circ$ $\tilde{N} = r \cdot \omega$, тобто швидкість поршня дорівнює коловій швидкості осі шатунної шийки колінчатого вала.

Важливе практичне значення серед параметрів, що характеризують конструкцію двигуна, має середня швидкість поршня

$$C_{\tilde{n}\delta} = \frac{S \cdot n}{30}, \quad (3.69)$$

де n - частота обертання колінчатого вала, хв^{-1} .

Графіки функцій $C_I = f(\alpha)$, $C_{II} = f(\alpha)$ і $C = f(\alpha)$ показані на рис. 3.13, б.

Прискорення поршня одержимо, взявши похідну за часом від виразу для швидкості:

$$j = \frac{dc}{dt} = \frac{dc}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = r\omega^2 \lambda (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha). \quad (3.70)$$

Прискорення поршня може бути подано як суму гармонічних прискорень першого та другого порядків:

$$j = j_I + j_{II}, \quad (3.71)$$

де $j_I = r\omega^2 \cos\alpha$, $j_{II} = r\omega^2 \lambda \cos 2\alpha$.

У ВМТ при $\alpha=0^\circ$ прискорення поршня має максимальне абсолютне значення.

Графіки функцій $j_I = f(\alpha)$, $j_{II} = f(\alpha)$ і $j = f(\alpha)$ показані на рис. 3.13, в.

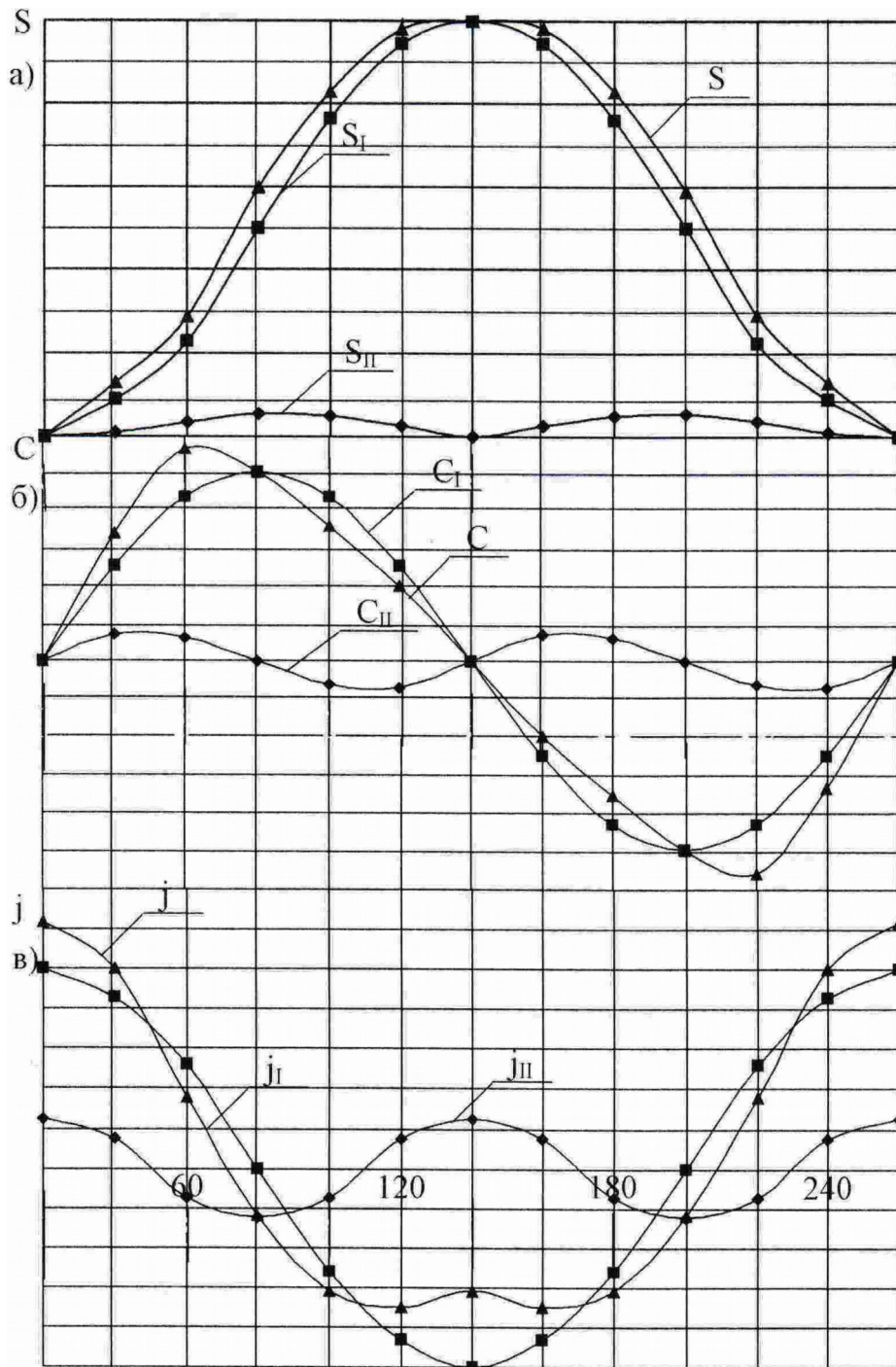


Рис. 3.13. Графіки функцій:
а - $S = f(\alpha)$; б - $C = f(\alpha)$; в - $j = f(\alpha)$

3.10. Сили, які діють у кривошипно-шатунному механізмі

Сили, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, поділяються на сили тиску газів у циліндрі (індекс "г") і сили інерції мас, що рухаються. Останні у свою чергу діляться на сили інерції мас, що рухаються зворотно-поступально (індекс "j"), і сили інерції мас, що рухаються обертово-поступально (індекс "г")*.

Зміна тисків газів на поршень $p = f(\alpha)$, МПа, та відповідно сил газів $P_{\bar{a}} = p_{\bar{a}} \cdot F_i$ (де F_n - площа поршня) визначається розгорнутою індикаторною діаграмою, що будують за даними теплового розрахунку робочого процесу або за результатами індицирування двигуна.

Графік функції $P_{\bar{a}} = f(\alpha)$ наведений на рис. 3.14, а.

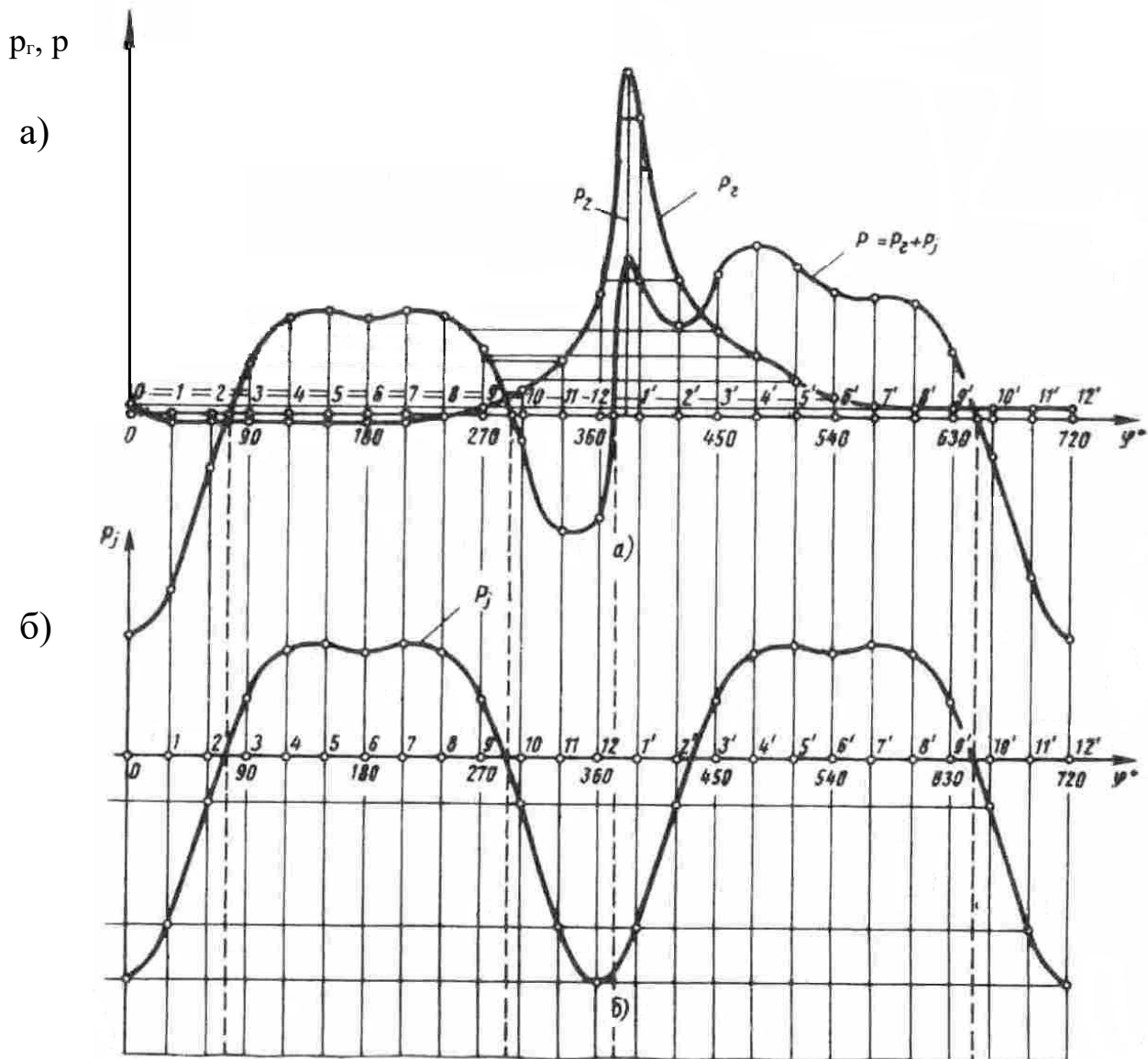


Рис. 3.14. Графіки залежності сили газів:
 а - сил інерції; б - сумарної сили від кута повороту кривошипа

*Сили тертя, що діють у кривошипно-шатунному механізмі, у даному навчальному посібнику не розглядаються.

Для визначення сил інерції необхідно знати маси деталей кривошипно-шатунного механізму.

При цьому для спрощення динамічних розрахунків заміняють дійсний кривошипно-шатунний механізм динамічно еквівалентною системою зосереджених мас. Всі деталі, що рухаються, за характером свого руху діляться на три групи.

1. Деталі, що виконують зворотно-поступальний рух уздовж осі циліндра, тобто поршнева група. Маса поршня з кільцями і пальцем вважається зосередженою на осі поршневого пальця та позначається m_n .

2. Частини колінчатого вала, що виконують обертовий рух. Маса цих частин заміняється масою, приведеною до радіуса r кривошипа, і позначаються m_r .

Приведення проводиться з дотриманням умови рівності відцентрових сил інерції дійсних мас відцентровій силі інерції приведеної маси.

Маса $m_{шии}$ шатунної шийки із прилеглими частинами щік (рис. 3.15, а) приймається зосередженою на осі шийки і, оскільки центр мас її вилучений від осі вала на відстань r , приведення цієї маси не потрібно.

Маса $m_{щ}$ середньої частини щоки по контуру $abcd$, що має центр мас на радіусі ρ , приводиться до радіуса r :

$$\dot{\omega} \cdot \rho \cdot \omega^2 = \dot{\omega} \cdot r \cdot \omega^2 .$$

Звідки

$$\dot{\omega} \cdot r = \dot{\omega} \cdot \frac{\rho}{r} . \tag{3.72}$$

Тоді приведена маса всього кривошипа

$$\dot{\omega} \cdot r = \dot{\omega} \cdot r + 2 \dot{\omega} \cdot \frac{\rho}{r} = \dot{\omega} \cdot r + 2 \dot{\omega} \cdot \frac{\rho}{r} . \tag{3.73}$$

Шатун приблизно заміняється системою двох мас, що статично замінюють дійсні маси: m_{un} , зосередженої на осі поршневого пальця, і $m_{шк}$, зосередженої на осі шатунної шийки колінчатого вала.

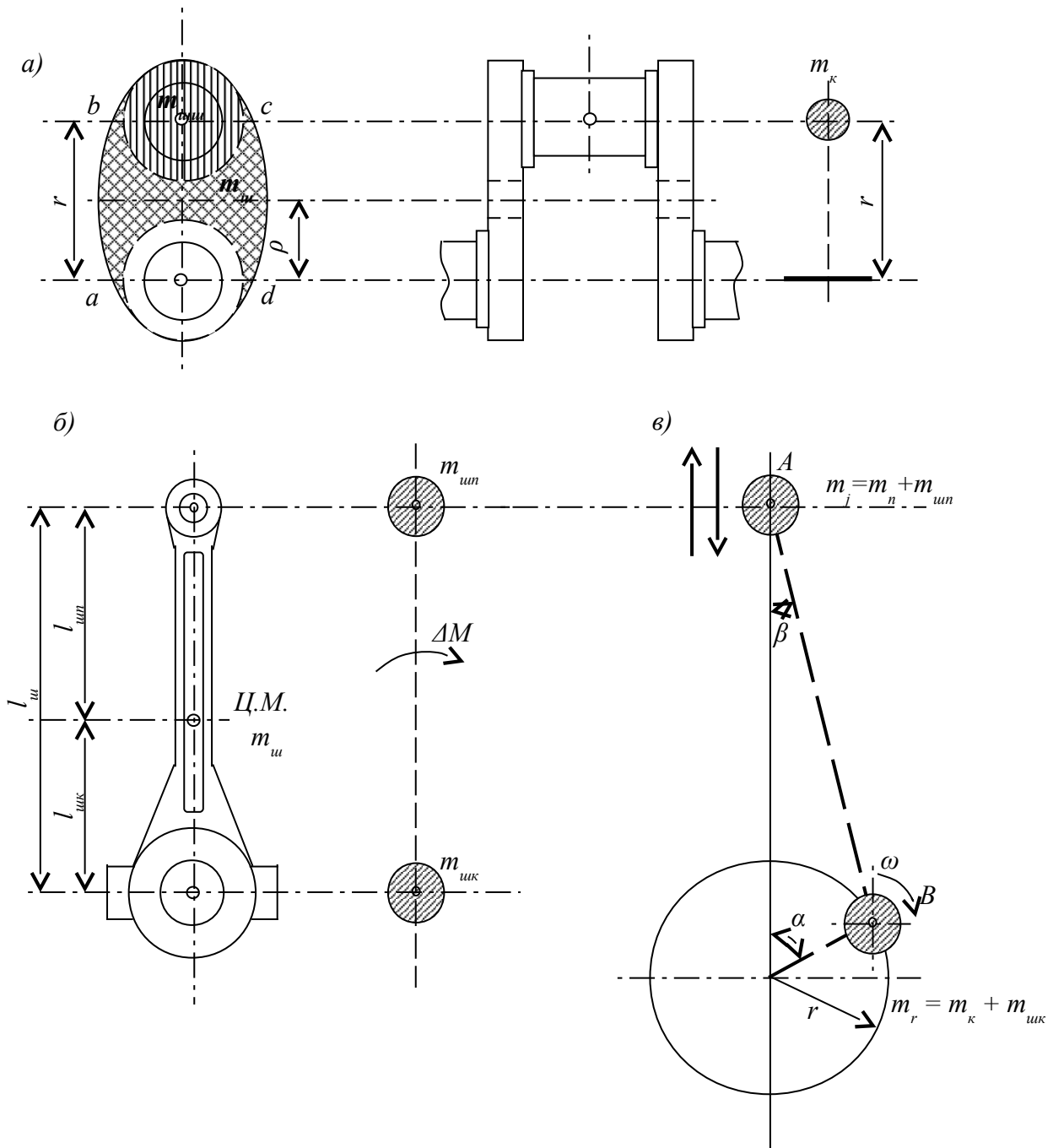


Рис. 3.15. Приведення системи кривошипно-шатунного механізму до двовагомої системи:
 а - приведення маси кривошипа; б - приведення маси шатуна;
 в - приведена система кривошипно-шатунного механізму

Масу $m_{ш}$ шатуна ділять на дві частини (рис. 3.16, б): на масу, віднесену до осі пальця поршня ($m_{ун} = m_{ш} \frac{l_{oi}}{l_o}$), і на масу, віднесену до осі шатунної шийки ($m_{шк} = m_{ш} \frac{l_{oi}}{l_o}$). Для одержання динамічно замінної системи мають бути дотримані такі три умови:

а) незмінність маси, тобто $\dot{\theta}_{oi} + \dot{\theta}_{ie} = \dot{\theta}_o$;

б) незмінність положення центра мас системи, тобто

$$\dot{\theta}_{oi} \cdot l_{oi} = \dot{\theta}_{ie} \cdot l_{oe} ; \quad (3.74)$$

в) незмінність моменту інерції системи щодо центра мас. У цьому випадку момент інерції приведеної системи:

$$I_{id}^2 = \dot{\theta}_{oi} \cdot l_{oi}^2 + \dot{\theta}_{oe} \cdot l_{oe}^2 = \dot{\theta}_o \frac{l_{oe}}{l_o} l_{oi}^2 + \dot{\theta}_o \frac{l_{oi}}{l_o} l_{oe}^2 = \dot{\theta}_o l_{oe} l_{oi} . \quad (3.75)$$

3. Деталі, що виконують плоскопаралельний рух, тобто шатунна група.

Величина I_{np} повинна дорівнювати моменту інерції $I_{ш}$ шатуна. Для більшості існуючих конструкцій автотракторних двигунів

$$\dot{\theta}_{oi} = (0,2 \div 0,3) \dot{\theta}_o ; \quad \dot{\theta}_{oe} = (0,7 \div 0,8) \dot{\theta}_o . \quad (3.76)$$

Таким чином, весь кривошипно-шатунний механізм замінюється системою двох зосереджених мас (рис. 3.16,в), зв'язаних твердими невагомими ланками: масою в точці А, що виконує зворотно-поступальний рух ($m_j = m_n + m_{ун}$), і масою в точці В, що виконує обертовий рух ($m_r = m_k + m_{шк}$).

Величинами m_n і $m_{ш}$ задаються, виходячи з даних за існуючими конструкціями.

Відповідно до прийнятої системи двох мас, що динамічно заміщає кривошипно-шатунний механізм, сили інерції зводяться до двох сил: сили інерції P_j від мас, що рухаються поступально, і відцентрової сили інерції K_r від обертових мас.

Сила інерції P_j може бути визначена з рівняння

$$P_j = -m_j \cdot j = -m_j r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) . \quad (3.77)$$

Ця сила інерції може бути зображена у вигляді суми сил інерції першого і другого порядків, що змінюються за гармонічним законом:

$$\begin{aligned} P_{jI} &= -m_j \cdot r \cdot \omega^2 \cos \alpha = C \cos \alpha ; \\ P_{jII} &= -m_j \cdot r \cdot \omega^2 \lambda \cos 2\alpha = C\lambda \cos 2\alpha , \end{aligned} \quad (3.78)$$

де $C = -m_j r \omega^2$.

Графік прискорення поршня $j = f(\varphi)$ у відповідному масштабі і зі зворотним знаком є кривою сил інерції (рис. 3.14,в і 3.15,б).

Відцентрова сила обертючих мас кривошипно-шатунного механізму

$$\hat{E}_r = -m_r \cdot r \cdot \omega^2. \quad (3.79)$$

Ця сила увесь час спрямована від осі обертання по радіусу кривошипа, постійна за величиною, прикладена до центра шатунної шийки та обертається разом з нею з кутовою швидкістю ω .

Слід окремо розглядати дію сил тиску газів на поршень і сил інерції мас, що рухаються. Вихідною силою є сумарна сила P , що діє на поршень,

$$D = D_r + D_j. \quad (3.80)$$

З розгляду сумарної кривої $P = f(\alpha)$ (рис. 3.14,а) видно, що сили інерції наприкінці ходу стиску і на початку робочого ходу зменшують зусилля, що діють на поршень від тиску газів.

Сила P , що діє уздовж осі циліндра, може бути розкладена на дві складові (рис. 3.16): на бокову силу N , перпендикулярну осі циліндра, і силу S , спрямовану уздовж осі шатуна.

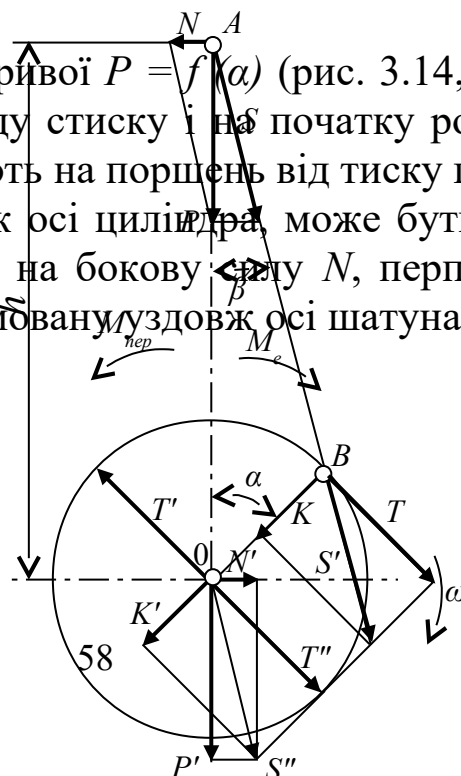


Рис. 3.16. Сили і моменти, що діють у кривошипно-шатунному механізмі

Очевидно, що

$$N = D \cdot \operatorname{tg} \beta ; \quad (3.81)$$

$$S = \frac{P}{\cos \beta} . \quad (3.82)$$

Силу S можна перенести по лінії її дії в центр шатунної шийки кривошипа ($S' = S$) і розкласти на дві складові: нормальну силу K , спрямовану по радіусу кривошипа, і тангенціальну силу T , дотичну до траєкторії руху кривошипа.

Тоді

$$K = S \cdot \cos(\alpha + \beta) = D \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} ; \quad (3.83)$$

$$T = S \cdot \sin(\alpha + \beta) = D \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} . \quad (3.84)$$

Нормальну K і тангенціальну T сили перенесемо в центр вала і позначимо відповідно через K^l ($K^l = K$), T^l і T^{ll} ($T^l = T^{ll} = T$). При цьому з'являється пара сил T і T^l з моментом $M_{кр}$, який

називається крутним моментом, величина якого може бути визначена з виразу

$$\dot{i}_{\varepsilon\delta} = \dot{O} \cdot r = P \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \cdot r = P(\sin \alpha + \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \alpha) \cdot r. \quad (3.85)$$

Заміняючи $\operatorname{tg} \beta$ за малістю кута β через $\sin \beta = \lambda \sin \alpha$, маємо

$$\dot{i}_{\varepsilon\delta} \approx D(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha) r. \quad (3.86)$$

Сили K^I і T^{II} можуть бути складені, і їх результуюча S^{II} , рівна силі S , яка діє по осі шатуна та навантажує корінні підшипники вала. Сила S^{II} може бути розкладена на дві складові: N^I , перпендикулярну до осі циліндра, і P^I , яка діє по осі циліндра.

Сили N і N^I утворять пару, момент якої $M_{пер}$ дорівнює $M_{кр}$, але протилежний йому за знаком. Цей момент називається перекидним моментом, який визначається з виразу

$$\begin{aligned} M_{i\delta\delta} &= -N' \cdot h = -P \cdot h \cdot \operatorname{tg} \beta = \\ &= -P \cdot r \cdot \operatorname{tg} \beta \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin \beta} = -T \cdot r = -M_{\varepsilon\delta}. \end{aligned} \quad (3.87)$$

Крутний момент передається через трансмісію тяговим колесам, а перекидний момент через нерухомі деталі кривошипно-шатунного механізму сприймаються опорами двигуна та врівноважуються реактивним моментом.

Напрямки всіх цих сил і моментів, показані на рис. 3.17, приймаються за позитивні.

Для обчислення сил N , S , K і T у табл. 3.3-3.5 наведені значення тригонометричних функцій для різних α і λ .

Таблиця 3.3

Значення кута β для різних α і λ

α°	Знак	λ					Знак	α°
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6		
0	+	0°00'	0°00'	0°00'	0°00'	0°00'	-	360
30	+	8°59'	8°43'	8°47'	8°13'	7°59'	-	330
60	+	15°42'	15°13'	14°45'	14°20'	13°55'	-	300

90	+	18°13'	17°38'	17°06'	16°36'	16°08'	-	270	
120	+	15°42'	15°13'	14°45'	14°20'	7°59'	-	240	
150	+	8°59'	8°43'	8°47'	8°13'	13°55'	-	210	
180	+	0°00'	0°00'	0°00'	0°00'	0°00'	-	180	
α°	Знак	λ						Знак	α°
		1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2		
0	+	0°00'	0°00'	0°00'	0°00'	0°00'	0°00'	-	360
30	+	7°46'	7°34'	7°22'	7°11'	7°00'	6°50'	-	330
60	+	13°32'	13°10'	12°50'	12°30'	12°12'	11°54'	-	300
90	+	15°41'	15°15'	14°41'	14°29'	14°07'	13°47'	-	270
120	+	13°32'	13°10'	12°50'	12°30'	12°12'	11°54'	-	240
150	+	7°46'	7°34'	7°22'	7°11'	7°00'	6°50'	-	210
180	+	0°00'	0°00'	0°00'	0°00'	0°00'	0°00'	-	180

Таблиця 3.4

Значення виразу $\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$ для різних α і λ

α°	Знак	λ					Знак	α°	
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6			
0	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	+	360	
30	+	0,7870	0,7894	0,7917	0,7939	0,7958	+	330	
60	+	0,2566	0,2545	0,2719	0,2789	0,2854	+	300	
90	-	0,3291	0,3180	0,3077	0,2981	0,2891	-	270	
120	-	0,7434	0,7355	0,7281	0,7212	0,7146	-	240	
150	-	0,9451	0,9427	0,9404	0,9382	0,9362	-	210	
180	-	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	-	180	
α°	Знак	λ						Знак	α°
		1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2		
0	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	+	360
30	+	0,7976	0,7997	0,8014	0,8030	0,8046	0,8061	+	330
60	+	0,2915	0,2973	0,3028	0,3079	0,3129	0,3175	+	300
90	-	0,2807	0,2728	0,2653	0,2582	0,2515	0,2453	-	270
120	-	0,7085	0,7027	0,6972	0,6921	0,6871	0,6825	-	240
150	-	0,9342	0,9324	0,9307	0,9290	0,9275	0,9259	-	210
180	-	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	-	180

Таблиця 3.5

Значення кута $\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$ для різних α і λ

α°	Знак	λ					Знак	α°
		1/3,2	1/3,3	1/3,4	1/3,5	1/3,6		
0	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-	360
30	+	0,6369	0,6327	0,6288	0,6250	0,6215	-	330

60	+	1,0066	1,0020	0,9977	0,9937	0,9899	-	300	
90	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	-	270	
120	+	0,7255	0,7301	0,7343	0,7383	0,7421	-	240	
150	+	0,3631	0,3673	0,3713	0,3750	0,3785	-	210	
180	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-	180	
α°	Знак	λ						Знак	α°
		1/3,7	1/3,8	1/3,9	1/4,0	1/4,1	1/4,2		
0	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-	360
30	+	0,6181	0,6150	0,6120	0,6091	0,6064	0,6038	-	330
60	+	1,9864	0,9831	0,9799	0,9769	0,9741	0,9714	-	300
90	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	-	270
120	+	0,7457	0,7490	0,7522	0,7551	0,7580	0,7607	-	240
150	+	0,3819	0,3851	0,3881	0,3909	0,3936	0,3962	-	210
180	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-	180

3.11. Зрівноважування рядних двигунів

Двигун вважається зрівноваженим, якщо під час сталого режиму роботи на його опори передаються постійні за величиною і напрямком зусилля.

У невірноваженого двигуна тиск на опори безперервно змінюється і викликає вібрацію підмоторної рами автомобіля або трактора, що супроводжується ослабленням болтових з'єднань, перевантаженнями, зносами, погіршенням умов праці тощо.

Першою причиною невірноваженості двигуна є наявність сил інерції P_j мас, що рухаються обертально-поступально та періодично змінюються за величиною і знаком. Крім того, діють відцентрові сили інерції K_r обертючих мас, які безперервно змінюють напрямком. У багатоциліндровому двигуні невірноважені сили P_j і K_r окремих циліндрів у сукупності можуть викликати появу невірноважених вільних сил інерції та моментів від них.

Другою причиною невірноваженості двигуна є нерівномірність сумарного крутного моменту $\sum i_{\epsilon\delta}$ і рівного йому, але протилежно спрямованого, перекидного моменту $M_{пер}$. Сумарний крутний момент є періодичною функцією кута повороту колінчатого вала, тому зменшення реакцій опор досягається збільшенням числа циліндрів і дотриманням рівності

інтервалів між робочими ходами, що забезпечує більшу рівномірність сумарного крутного моменту. Повністю зрівноваженим двигун бути не може, тому що неминуха нерівномірність крутного моменту буде викликати періодичну зміну навантаження на опори. Тому, говорячи про зрівноваженість двигуна, мають на увазі дотримання припустимого ступеня нерівноваженості в результаті конструктивних або виробничих заходів, що сприяють усуненню в тому або іншому ступені причин, що викликають нерівноваженість.

Практично зрівноважування двигуна здійснюється шляхом відповідного вибору числа і розташування циліндрів, розміщення колінчатого вала, а також установа противаг.

Для одержання конструктивно передбаченої зрівноваженості двигуна ряд вимог ставиться також до виготовлення окремих деталей двигуна щодо дотримання допусків на розміри та маси. Установа цих допусків обумовлюється необхідністю виконання в більшому або меншому ступені таких умов:

- рівність мас поршневих груп;
- рівність мас і однакове розташування центрів мас шатунів;
- статична та динамічна зрівноваженість колінчатого вала, що досягається його балансуванням.

Для одночасного забезпечення передбаченої рівномірності ходу варто також домагатися ідентичного проходження робочих процесів в окремих циліндрах.

Зрівноважування сил інерції обертових мас кривошипно-шатунного механізму досягається таким розміщенням обертових мас кривошипів або мас противаг, при якому дотримуються дві умови:

- центр мас приведеної системи вала повинен знаходитись на осі обертання;
- сума моментів відцентрових сил інерції обертових мас відносно будь-якої точки осі вала має дорівнювати нулю.

Дотримання першої умови обумовлює статичну зрівноваженість, тому що вона в цьому випадку перевіряється шляхом статичного вивішування вала на призмах. Аналітично ця

умова зрівноваженості виражається рівністю нулю результуючих всіх відцентрових сил інерції.

Виконання другої умови при одночасному дотриманні першої забезпечує динамічну зрівноваженість, що перевіряється при обертанні вала на балансувальному верстаті. Ця умова відповідає рівності нулю результуючого моменту відцентрових сил інерції.

В одноколінному валу сума відцентрових сил, що розвиваються двома противагами, повинна бути рівною і за напрямком протилежною відцентровій силі K_r (рис. 3.17, а):

$$2K_{i\delta} = \hat{E}_r \text{ або } 2m_{i\delta} \cdot \rho \cdot \omega^2 = m_r \cdot r \cdot \omega^2. \quad (3.88)$$

Отже, маса кожної противаги $m_{i\delta} = \frac{1}{2} \cdot \frac{r}{\rho} m_r$.

У двоколінному валу момент, що створюється відцентровими силами двох противаг, повинен зрівноважити момент, що створюється відцентровими силами, що виникають при обертанні двох колін (рис. 3.17, б):

$$K_{i\delta} \cdot b = \hat{E}_r \cdot a \text{ або } m_{i\delta} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot b = m_r \cdot r \cdot \omega^2 \cdot a. \quad (3.89)$$

Отже,

$$m_{i\delta} = \frac{a}{b} \cdot \frac{r}{\rho} m_r. \quad (3.90)$$

Багатоколінні симетричні вали багатоциліндрових двигунів звичайно зрівноважені і без противаг. Незважаючи на це, їх часто обладнують противагами, щоб зменшити моменти, що згинають колінчатий вал, та розвантажити корінні підшипники. Противаги сприяють, крім того, більш рівномірному розподілу тиску по колу корінної шийки.

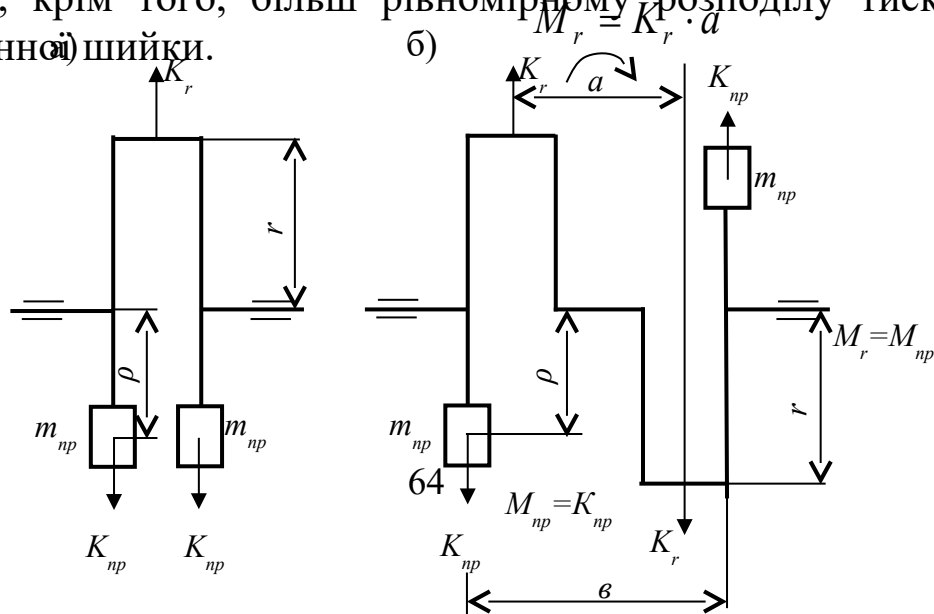


Рис. 3.17. Зрівноважування відцентрових сил інерції колінчатих валів:

а - одноколінного; б - двоколінного

У багатоколінних несиметричних валах динамічне зрівноважування можливо тільки при установленні противаг.

Одноциліндровий двигун. В одноциліндровому двигуні сума відцентрових сил зрівноважується противагами, встановлюваними на продовженні щік коліна. Зрівноважування сил інерції P_{jI} першого і P_{jII} другого порядків може бути здійснено тільки за допомогою системи додаткових противаг (рис. 3.18).

Для зрівноважування сили інерції P_{jI} на двох валах A і A' , які паралельні осі колінчатого вала, симетрично розташовані по обидва боки в картері двигуна і обертаються у різні боки з кутовою швидкістю колінчатого вала, установлюють по одній противазі в площині, що проходить через вісь циліндра і перпендикулярна до осі вала. Противаги встановлені так, що вони при обертанні завжди становлять із вертикальною віссю кут α , який дорівнює куту повороту коліна вала. При цьому горизонтальні складові відцентрових сил інерції цих противаг рівні за величиною та спрямовані в різні боки, тобто взаєморівноважені.



Рис. 3.18. Зрівноважування сил інерції першого і другого порядків в одноциліндровому двигуні

Рівнодіюча вертикальних складових відцентрових сил інерції противаг розташована на осі циліндра та спрямована у бік, протилежний силі інерції. Ця рівнодіюча дорівнює

$$2(R_{i\delta\delta})_{\delta} = 2K_{i\delta} \cos \alpha = 2\delta_{i\delta} \rho_I \omega^2 \cos \alpha. \quad (3.91)$$

Якщо масу кожної противаги підібрати з умови $2\delta_{i\delta} \rho_I = \delta_j \cdot r$, тобто $\delta_{i\delta} = \frac{1}{2} \cdot \frac{r}{\rho_I} \cdot \delta_j$, то рівнодіюча вертикальних складових відцентрових сил інерції додаткових противаг буде зрівноважувати силу інерції першого порядку.

Для зрівноважування сили інерції P_{jII} другого порядку установлюють по одній противазі на двох других валах B і B' , розташованих аналогічно першим, але обертаються вони з подвоєною кутовою швидкістю колінчатого вала. Противаги встановлені так, що вони при обертанні завжди становлять із вертикальною віссю кут 2α , який дорівнює подвоєному куту повороту коліна. Горизонтальні складові відцентрових сил інерції противаг взаємно зрівноважуються, а рівнодіюча їхніх вертикальних складових дорівнює

$$2(R_{i\delta^{22}})_{\delta} = 2K_{i\delta^{22}} \cos 2\alpha = 2m_{i\delta^{22}} \rho_{22} (2\omega)^2 \cos 2\alpha. \quad (3.92)$$

Ця рівнодіюча зрівноважує силу P_{jII} , якщо маса кожної додаткової противаги обрана з умови

$$2m_{i\delta^{22}} \rho_{22} (2\omega)^2 = m_j \lambda r \omega^2;$$

тобто

$$m_{i\delta^{22}} = \frac{1}{8} \lambda \frac{r}{\rho_{II}} m_j. \quad (3.93)$$

Таким чином, в одноциліндровому двигуні зрівноважування відцентрових сил інерції здійснюється противагами, а зрівноважування сил інерції першого і другого порядків може бути досягнуто застосуванням спеціальної системи додаткових противаг.

Подібне зрівноважування застосовується в одноциліндрових дизелях Д - 14 і Д - 20, а також у спеціальних випробувальних установках, призначених для проведення дослідних робіт.

У більшості одноциліндрових двигунів обмежуються встановленням на продовженні щік коліна противаг зі збільшеною масою, що зменшує абсолютну величину вертикальної складової невірноваженої сили інерції першого порядку.

Однорядний двоциліндровий двигун. Колінчатий вал такого двигуна (рис. 3.19) має коліна, які розташовані під кутом 180° одне до одного і зрівноважені противагами.

Сили інерції першого порядку для першого і другого циліндрів зрівноважуються:

$$D_{j_{11}} = C \cos \alpha; \quad (3.94)$$

$$D_{j_{22}} = C \cos(180 + \alpha) = -C \cos \alpha. \quad (3.95)$$

Ці сили дають невірноважену пару з моментом

$$I_{j_2} = C \cdot a \cdot \cos \alpha. \quad (3.96)$$

Цей момент діє в площині осей циліндрів.

Сили інерції другого порядку для обох циліндрів

$$D_{jz_1} = \lambda \cdot C \cdot \cos \alpha; \quad (3.97)$$

$$D_{jz_2} = \lambda \cdot C \cdot \cos 2\alpha(180 + \alpha) = \lambda \cdot C \cdot \cos 2\alpha. \quad (3.98)$$

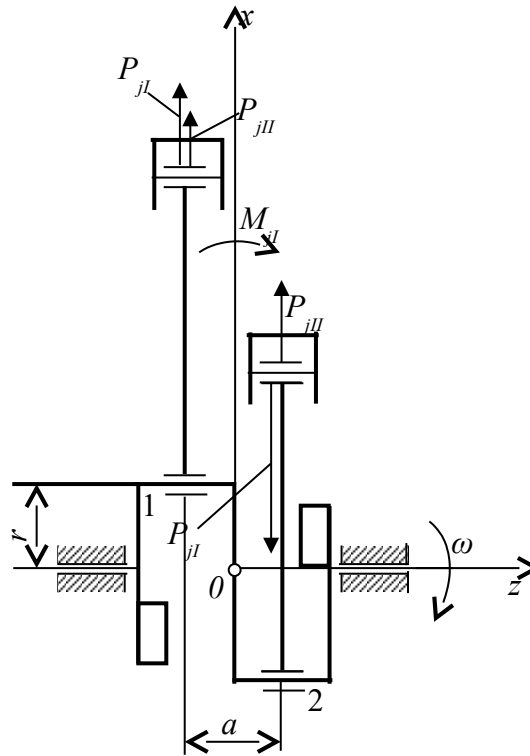


Рис. 3.19. Зрівноважування однорядного двоциліндрового двигуна

Ці сили рівні між собою, спрямовані в один і той самий бік і мають рівнодіючу

$$\sum D_{jz} = 2\lambda \cdot C \cdot \cos 2\alpha. \quad (3.99)$$

Момент від сил інерції другого порядку дорівнює нулю.

Таким чином, у двоциліндровому двигуні відцентрові сили інерції зрівноважені, а створюваний ними момент можна зрівноважити двома противагами, які встановлені на продовженні щік.

Зрівноважені також сили інерції першого порядку, однак, вони створюють неврівноважений момент M_{j1} , що також може бути зрівноважений противагами. Сили інерції другого порядку

неврівноважені, і величина результуючих цих сил дорівнює $2 \cdot \lambda \cdot C \cos 2\alpha$.

Момент сил інерції другого порядку дорівнює нулю.

Однорядний чотирициліндровий чотиритактний двигун.
 Колінчатий вал такого двигуна має коліна, розташовані під кутом 180° одне щодо одного (рис. 3.20).

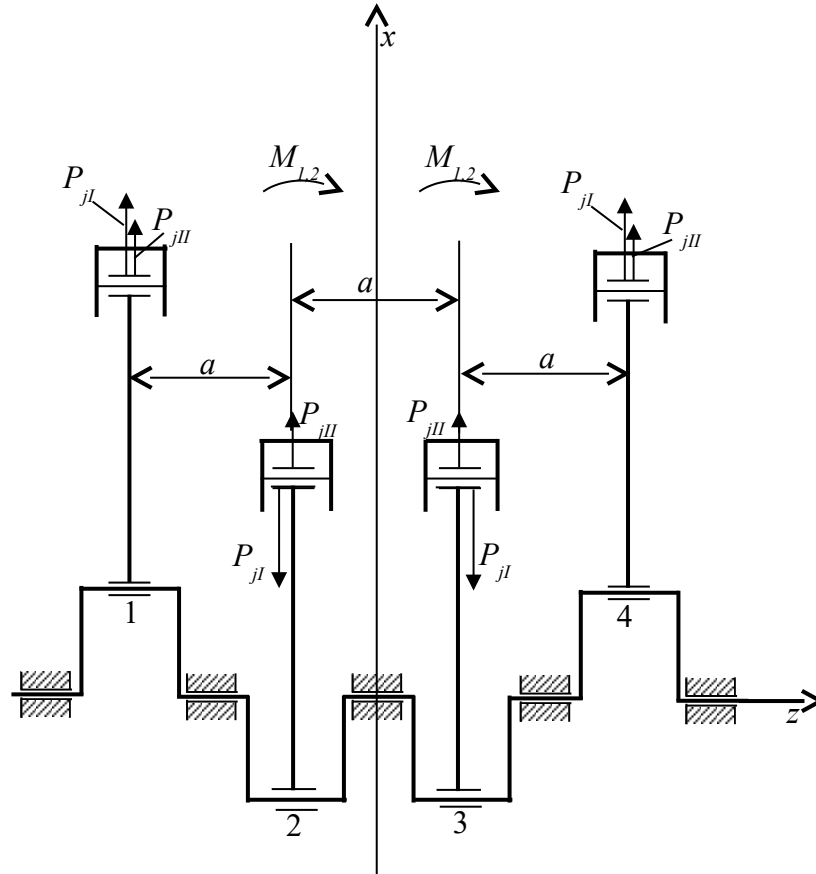


Рис. 3.20. Зрівноважування однорядного чотирициліндрового чотиритактного двигуна

Відцентрові сили інерції і моменти від них зрівноважені повністю, тобто $K_r = 0$ і $M_r = 0$.

Сили інерції першого порядку для першого і четвертого циліндрів

$$D_{j_{1,4}} = \tilde{N} \cdot \tilde{n} \cos \alpha. \quad (3.100)$$

Для другого і третього циліндрів

$$D_{j_{2,3}} = C \cos(180 + \alpha) = -C \cos \alpha \quad (3.101)$$

Отже, їх рівнодіюча дорівнює нулю. Завдяки симетричному розташуванню цих сил щодо середини вала і момент $M_{jI} = 0$.

Сили інерції другого порядку для першого і четвертого циліндрів

$$D_{j_{1,4}} = \lambda \cdot C \cdot \cos 2\alpha. \quad (3.102)$$

Для другого і третього циліндрів

$$D_{j_{2,3}} = \lambda \cdot C \cdot \cos 2(180 + \alpha) = \lambda \cdot C \cdot \cos 2\alpha. \quad (3.103)$$

Отже, сили інерції другого порядку рівні, спрямовані однаково і їх рівнодіюча дорівнює

$$D_{j_{22}} = 4\lambda \cdot C \cdot \cos 2\alpha. \quad (3.104)$$

Момент сил інерції другого порядку, а також результуючі відцентрових сил інерції і їх моментів дорівнюють нулю.

Отже, в таких двигунах невривноважені тільки сили інерції другого порядку.

Однорядний шестициліндровий чотиритактний двигун.

У колінчатому валу такого двигуна коліна розташовані під кутом 120° (рис. 3.21) і звичайно порядок роботи циліндрів такий: 1-5-3-6-2-4.

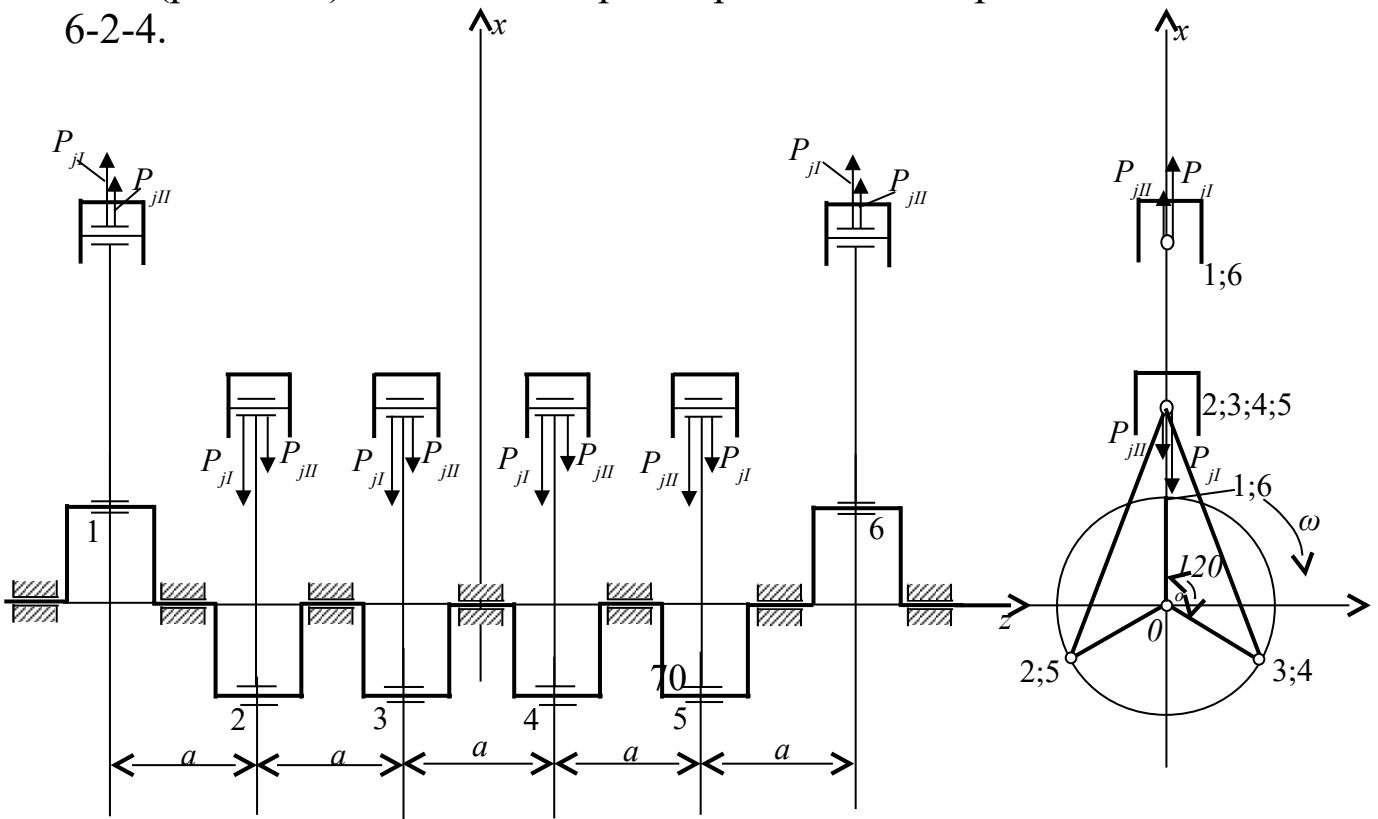


Рис. 3.21. Зрівноважування однорядного шестициліндрового чотиритактного двигуна

Відцентрові сили інерції і їхні моменти дорівнюють нулю.

Сили інерції першого і другого порядків для першого та шостого циліндрів

$$D_{j^1_{1,6}} = C \cdot \cos \alpha; \quad (3.105)$$

$$D_{j^{22}_{1,6}} = \lambda \cdot C \cos 2\alpha. \quad (3.106)$$

Сили інерції першого і другого порядків для другого та п'ятого циліндрів

$$D_{j^1_{2,5}} = C \cos(240 + \alpha); \quad (3.107)$$

$$D_{j^{22}_{2,5}} = \lambda \cdot C \cos 2(240 + \alpha). \quad (3.108)$$

Сили інерції першого і другого порядків для третього та четвертого циліндрів

$$D_{j^1_{3,4}} = C \cos(120 + \alpha); \quad (3.109)$$

$$D_{j^{22}_{3,4}} = \lambda \cdot C \cos 2(120 + \alpha). \quad (3.110)$$

Рівнодіюча сила інерції першого порядку для всіх циліндрів двигуна

$$\sum D_{j^1} = 2C[\cos \alpha + \cos(240 + \alpha) + \cos(120 + \alpha)] = 0. \quad (3.111)$$

Таким же чином рівнодіюча сила інерції другого порядку дорівнює нулю.

Внаслідок дзеркального розташування колін вала сили інерції не будуть створювати вільних неврівноважених моментів, тобто

$$\begin{aligned} M_{jI} &= 0; \\ M_{jII} &= 0. \end{aligned}$$

Таким чином, шестициліндровий чотиритактний двигун із дзеркально симетричним колінчатим валом зрівноважений повністю.

3.12. Нерівномірність ходу двигунів

Дослідження динаміки і зрівноважування двигунів проводилося методом кінетостатики, тобто передбачалося, що колінчатий вал абсолютно жорсткий і обертається з постійною кутовою швидкістю, якій відповідають певні сили інерції та зусилля в кривошипно-шатунному механізмі.

У дійсності навіть при сталому режимі роботи двигуна кутова швидкість вала не є постійною, а періодично змінюється. Основною причиною періодичної зміни кутової швидкості обертання вала є нерівномірність крутного моменту, яка обумовлена періодичністю робочого процесу та кінематичними властивостями кривошипно-шатунного механізму.

Нерівномірний крутний момент при постійному середньому моменті опорів (постійному корисному навантаженні) викликає відповідну нерівномірність ходу двигуна. Внаслідок нерівномірності крутного моменту в пружному колінчатому валу збуджуються крутильні коливання, які можуть викликати руйнування вала.

Для судження про ступінь рівномірності зміни сумарного крутного моменту двигуна служить коефіцієнт нерівномірності крутного моменту

$$\mu = \frac{\dot{I} \dot{\epsilon}_{\delta \dot{\alpha} \dot{\alpha}} - \dot{I} \dot{\epsilon}_{\delta \dot{\alpha} \dot{\gamma}}}{\dot{I} \dot{\epsilon}_{\delta \dot{\eta} \dot{\epsilon}}}, \quad (3.112)$$

де $\dot{I}_{\dot{\epsilon}\delta_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}}}$, $\dot{I}_{\dot{\epsilon}\delta_{\dot{\alpha}\dot{\gamma}}}$ - відповідно максимальне і мінімальне значення крутного моменту;

$\dot{I}_{\dot{\epsilon}\delta_{\dot{n}\dot{\epsilon}\dot{\delta}}}$ - середнє значення крутного моменту.

Величина коефіцієнта змінюється для одного і того самого двигуна зі зміною режиму його роботи і зменшується зі збільшенням числа циліндрів.

Змінення кутової швидкості при сталому режимі, тобто рівномірність ходу колінчатого вала двигуна, характеризується коефіцієнтом нерівномірності ходу

$$\delta = \frac{\omega_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}\dot{\delta}} - \omega_{\dot{\alpha}\dot{\gamma}}}{\omega_{\dot{n}\dot{\epsilon}\dot{\delta}}}, \quad (3.113)$$

де ω_{max} і ω_{min} - відповідно максимальне та мінімальне значення кутової швидкості;

$\omega_{сер}$ - середнє значення кутової швидкості.

$$\omega_{\dot{n}\dot{\epsilon}\dot{\delta}} = \frac{\omega_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}\dot{\delta}} + \omega_{\dot{\alpha}\dot{\gamma}}}{2}. \quad (3.114)$$

Задаючись величиною δ , можна знайти момент інерції маси I_M маховика, що звичайно становить 80-90% від повного приведенного моменту інерції I_o всіх обертових мас двигуна.

При включеному зчепленні у величину I_o повинні входити ще приведені моменти інерції обертових мас муфти зчеплення та коробки передач.

У тому випадку, коли маховик виконаний у вигляді диска з масивним ободом, момент інерції маховика визначається, в основному, моментом інерції обода з масою m_M .

$$I_i \approx \frac{\rho_i \cdot D_{\dot{n}\dot{\epsilon}\dot{\delta}}^2}{4}, \quad (3.115)$$

де $D_{сер}$ - середній діаметр обода.

Момент інерції маховика повинен бути таким, щоб забезпечити роботу двигуна при мінімально стійкій частоті обертання холостого ходу, що і визначає припустиме найбільше значення коефіцієнта нерівномірності ходу. Для автотракторних двигунів орієнтовно величина δ має становити 0,02 - 0,04. Занадто малі припустимі значення δ спричиняють надмірно більші моменти інерції, а отже, габарити і масу маховика. Це погіршує динамічні характеристики (прийманість) двигуна та розгін. З іншого боку, при великій масі маховика збільшуються енерговитрати на запуск двигуна. У той же час при занадто малій величині I_m утруднюється рух автомобіля та трактора з місця.

Для більшості автотракторних двигунів величина безрозмірного моменту інерції змінюється в порівняно невеликих межах. На цій підставі можна запропонувати наближене визначення моменту інерції маховика за формулою

$$I_i = \psi \frac{M_{eN}}{\omega_N^2}, \quad (3.116)$$

де ψ - безрозмірний момент інерції ($\psi = 200 \div 350$);
 M_{eN} , ω_N - відповідно ефективний момент двигуна і частота обертання колінчатого вала на режимі, відповідному номінальній потужності.

4. ЕЛЕМЕНТИ ТЕОРІЇ АВТОМОБІЛЯ І ТРАКТОРА

Зовнішні сили, що діють на автомобіль і трактор у процесі руху, підрозділяються на два види - сили руху і сили опору. Рух здійснюється за рахунок тягової сили F_T на тягових елементах (колесах або гусеницях). Сила тяги виникає між тяговими елементами та дорогою і спрямована у бік руху. Силами, спрямованими проти руху, вважаються сили опору коченню тягових і керованих коліс F_f , сили опору підйому F_i , сили опору повітря F_n і сили опору розгону (сили інерції) F_j .

4.1. Сила тяги на тягових елементах

4.1.1. Сила тяги на тягових колесах автомобіля

Сила F_T , що виникає між колесами і дорогою і за допомогою якої реалізується рух автомобіля, називається силою тяги. Сила тяги на тягових колесах автомобіля визначається з такої залежності:

$$F_{\dot{O}} = \frac{M_{\dot{e}\dot{O}} \cdot U_{\dot{O}} \cdot \eta_{\dot{O}}}{r_k}, \quad (4.1)$$

де $M_{кр}$ - крутний момент двигуна, Нм;
 U_T - передаточне число трансмісії;
 η_T - ККД трансмісії, $\eta_T = 0,85-0,9$;
 r_k - радіус кочення колеса, м.

ККД трансмісії η_T являє собою відношення потужності на тягових колесах до ефективної потужності N_e двигуна

$$\eta_{\dot{O}} = \frac{N_{\dot{e}}}{N_{\dot{a}}} = \frac{N_{\dot{a}} - N_{\dot{O}}}{N_{\dot{a}}}, \quad (4.2)$$

де N_T - потужність, що втрачається в механізмах трансмісії.

Максимальний крутний момент, що розвивається двигуном, не завжди може бути використаний, тому що тягове зусилля автомобіля не може перевищувати силу зчеплення коліс із дорогою.

Максимальна сила тяги $F_{зч}$ за умовами зчеплення буде дорівнювати

$$F_{\dot{z}\dot{c}} = G_{\dot{\varphi}} \cdot \varphi, \quad (4.3)$$

де G_{φ} - зчіпна вага автомобіля (сила ваги, що припадає на тягові колеса), кН;

φ - коефіцієнт зчеплення шин тягових коліс із дорогою, який залежить від типу і стану дорожнього покриття та шин.

Таким чином, кочення тягових коліс без буксування буде відбуватися за умови, що $F_T \leq F_{зч} = G_\phi \cdot \phi$.

4.1.2. Сила тяги на рушіях трактора

Сили, що викликають рух трактора, обумовлені наявністю на рушіях тягового моменту M_m .

При сталому режимі роботи, коли трактор рухається рівномірно, тяговий момент визначається з виразу

$$\dot{I}_m = \dot{I}_a \cdot U_\phi \cdot \eta_\phi, \quad (4.4)$$

де M_e - крутний момент двигуна, Н·м.

При несталому режимі роботи трактора (прискореному або вповільненому русі) величина тягового моменту M_m буде визначатися з урахуванням дії виникаючих у цьому випадку інерційних моментів

$$\dot{I}'_m = \dot{I}_m - \dot{I}_{jk}, \quad (4.5)$$

де M_{jk} - приведений до осі тягової зірочки сумарний момент дотичних сил інерції самих рушіїв і кінематично з ними зв'язаних деталей трансмісії і двигуна.

Тяговий момент викликає виникнення між рушієм і дорогою відповідних дотичних реакцій. Ці реакції спрямовані по напрямку руху трактора і штовхають його вперед. Рівнодіючу цих реакцій називають штовхальною силою X_k у колісного трактора або дотичною силою P_k тяги у гусеничного трактора (рис. 4.3).

Дотична сила тяги визначається залежністю

$$D_\phi = \frac{\dot{I}'_m}{r_k}, \quad (4.6)$$

де r_k - теоретичний радіус тягового колеса або зірочки, м.

4.2. Тягова характеристика автомобіля і трактора

Для оцінки тягових властивостей і експлуатаційних показників автомобілів і тракторів виконують їхні тягові випробування на горизонтальній ділянці дороги.

Тягова характеристика являє собою графік, по осі абсцис якого відкладають сили тяги на гаку P_z , а по осі ординат - відповідні значення на кожній з передач корисної потужності на гаку N_r , дійсної швидкості руху V , втрати від буксування рушіїв δ , годинної G_T і питомої g_e витрати палива, частоти обертання колінчатого вала двигуна n .

Криві тягової характеристики виражають залежність на кожній передачі автомобіля або трактора величин N_r , V , δ , G_T , g_e і n від сили тяги на гаку P_z при зміні її від нуля (холостий хід) до максимального значення.

Характерні точки на кривих тягової характеристики для однієї передачі наведені на рис. 4.1.

Точка A відповідає роботі трактора на холостому ходу ($N_{кр}$, P_z) і дозволяє визначити кількість палива, що витрачається при холостих переїздах трактора без буксування.

Точка B відповідає найбільшій тяговій потужності трактора $N_{e\ max}$. Тягове зусилля, що відповідає найбільшій тяговій потужності $N_{e\ max}$, називається нормальним зусиллям $P_{зн}$.

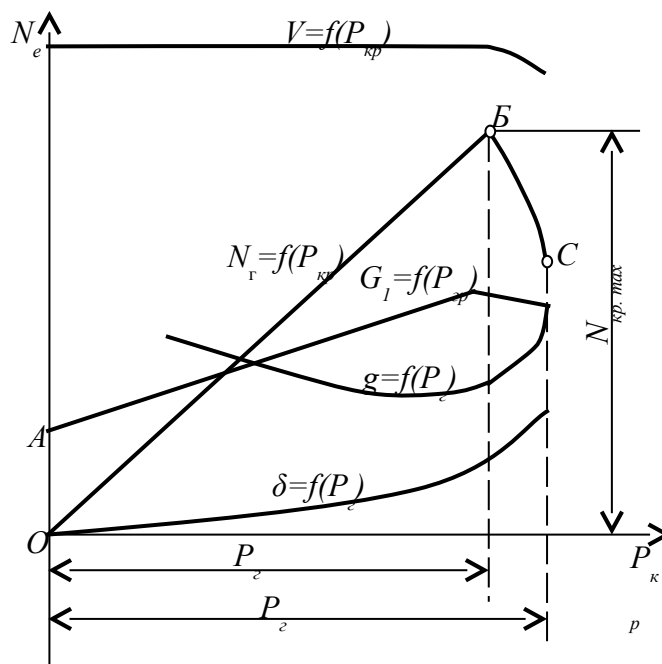


Рис. 4.1. Характерні точки тягової характеристики трактора

Точка C відповідає найбільшому тяговому зусиллю $P_{z \max}$, при якому швидкість трактора близька до нуля.

Відношення $P_{z \max}/P_{крн}$ називається коефіцієнтом запасу тягового зусилля, що характеризує здатність трактора працювати при перевантаженнях без переходу на нижчу передачу.

4.3. Сили опору руху

4.3.1. Сили опору руху автомобіля

При русі автомобіля тягове зусилля на тягових колесах витрачається на подолання ряду опорів. У загальному вигляді сумарний опір руху автомобіля можна зобразити таким чином:

$$F_{on} = F_f + F_i + F_n + F_j, \quad (4.7)$$

де F_f - сила опору коченню, Н;
 F_i - сила опору підйому, Н;
 F_n - сила опору повітря, Н;
 F_j - сила опору розгону, Н.

Опір коченню коліс автомобіля викликається деформацією шин, деформацією дороги під шинами і тертям їх об дорогу.

При коченні еластичного колеса по твердій дорозі деформації в передній частині контакту шини з дорогою зростають, а в задній - зменшуються, тому точка прикладення рівнодіючої нормальних реакцій R_k (рис. 4.2), яка дорівнює за величиною навантаженню на колесо G_k , зміщується від вертикальної осі на деяку величину $a_{ш}$. В результаті зсуву виникає пара сил R_k і G_k , що створює момент $R_k \cdot a_{ш}$, який протидіє коченню колеса. Величину сили опору коченню F_f знаходять із умови рівноваги колеса

$$G_k \cdot a_{ш} = F_f \cdot r_k. \quad (4.8)$$

Звідки

$$F_f = G_{\dot{e}} \cdot \frac{\dot{a}_{\theta}}{r_{\dot{e}}} = G_{\dot{e}} \cdot f. \quad (4.9)$$

Відношення $a_{uu} / r_{\kappa} = f$ називається коефіцієнтом опору коченню. Величина коефіцієнта опору коченню для різних дорожніх покриттів становить:

$f = 0,013 \div 0,02$ - асфальтобетонне покриття;

$f = 0,025 \div 0,05$ - булижникове покриття;

$f = 0,1 \div 0,3$ - сухий пісок.

Автомобільні дороги складаються з горизонтальних ділянок і підйомів, що чергуються між собою, а також спусків. Крутість підйому характеризують подвійно: величиною кута α в градусах або величиною ухилу дороги i у відсотках (наприклад, $i = 3\%$, тобто $\text{tg} = 0,03$).

Оскільки автомобільні дороги із твердим покриттям мають, як правило, невеликі значення кутів підйому ($4-5^\circ$), то для таких кутів можна прийняти, що $\sin \alpha \approx \text{tga}$ і, отже, $\sin \alpha \approx \text{tga} \approx 1$.

При русі на підйом (рис. 4.2) силу ваги можна розкласти на дві складові, одна з яких $G_a \cdot \sin \alpha$ спрямована паралельно поверхні дороги та називається силою опору підйому F_i , а інша, що спрямована перпендикулярно поверхні дороги, визначається виразом $G_a \cdot \cos \alpha$ і викликає опір коченню автомобіля.

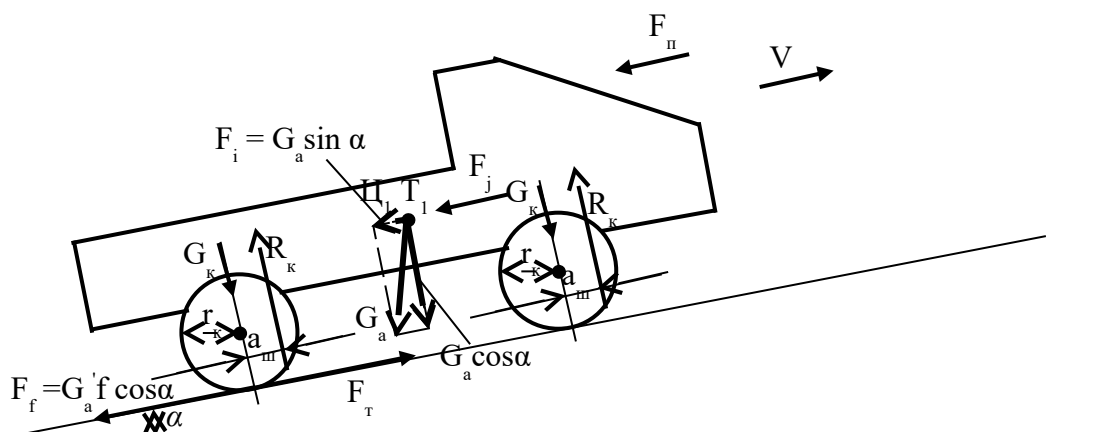


Рис. 4.2. Схема сил опорів, що діють на автомобіль

У ряді випадків розглядається спільний опір коченню і опір підйому:

$$F_{\psi} = F_f + F_i = G_a \cdot f \cdot \cos \alpha + G_a \cdot \sin \alpha = G_a(f + i) = G_a \cdot \psi, \quad (4.10)$$

де $\psi = f + i$ - коефіцієнт дорожнього опору ($\psi = 0,025 \div 0,04$ - легкові автомобілі, $\psi = 0,015 \div 0,025$ - вантажні автомобілі, $\psi = 0,018 \div 0,03$ - автобуси).

Сила опору повітря F_n складається із сили тиску зустрічних частин повітря, сили, створюваної розрідженням за автомобілем, і сили тертя повітря об поверхню автомобіля. Сила опору повітря залежить від лобової площі автомобіля, його форми, швидкості руху, щільності повітря і може бути визначена за формулою:

$$F_n = \frac{c_{\omega} \cdot \gamma_{\omega} \cdot A_{\hat{a}} \cdot v_{\hat{a}}^2}{13000} = \frac{\hat{e}_n \cdot A_n \cdot V_a^2}{13000}, \quad (4.11)$$

де c_{ω} - коефіцієнт обтічності автомобіля, що залежить від форми автомобіля і якості його поверхні;

γ_{ω} - щільність повітря, Н/м³;

$A_{\hat{e}}$ - лобова площа автомобіля, м²;

V_a - швидкість автомобіля, км/год;

$\hat{e}_{\hat{n}\hat{a}} = c \cdot \omega \cdot \gamma_{\omega}$ - коефіцієнт опору повітря, Нс²/м.

Сила опору повітря при відповідних розрахунках враховується при швидкості руху автомобіля ≤ 40 км/год.

Сила опору розгону F_j виникає при прискореному русі і являє собою силу інерції, що залежить від маси автомобіля m_a і прискорення j_a його руху:

$$F_j = \frac{G_a}{g} \cdot j_a \cdot \delta_{\hat{i}\hat{a}}, \quad (4.12)$$

де G_a - сила ваги автомобіля, Н;

g - прискорення вільного падіння, $g = 9,81$ м/с²;

j_a - прискорення автомобіля, м/с²;

$\delta_{\hat{o}\hat{b}}$ - коефіцієнт, який враховує обертові маси,

$$\delta_{\hat{o}\hat{b}} = I + 0,007 U_T;$$

U_T - передаточне число трансмісії автомобіля.

4.3.2. Сили опору руху трактора

Сили опору руху колісного трактора визначаються аналогічно силам опору руху автомобіля, розглянутим вище.

Для гусеничного трактора через незначність робочих швидкостей руху сила опору повітря невелика і при швидкості $V_{mp} \leq 20$ км/год її можна не враховувати.

Розглядаючи загальний випадок руху трактора при прискореному його русі на підйом з кутом α до горизонту (рис. 4.3), можна встановити наявність діючих активних і реактивних сил і моментів, що здійснюють, з одного боку, приведення трактора в рух і створення сил тяги, а з іншого боку - протидіючих цьому руху.

Штовхальна сила X_k тягових коліс у колісному тракторі та дотична сила тяги P_k у гусеничного трактора є рушійними силами, що викликають переміщення тракторного агрегату. Ці сили спрямовані у бік руху трактора – паралельно поверхні дороги.

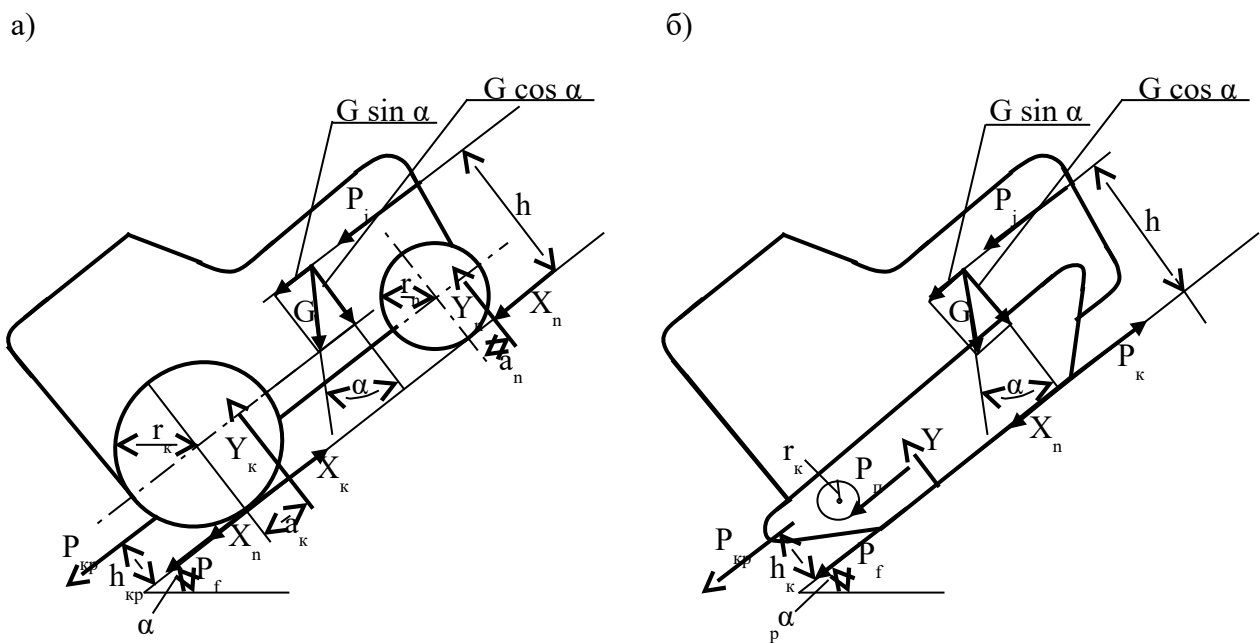


Рис. 4.3. Схема сил, що діють на трактори:
а - колісний; б - гусеничний

Реакція X_n , виникає між поверхнею ґрунту і передніми колесами під дією штовхального зусилля, прикладеного до них з боку кістяка колісного трактора. У гусеничного трактора реакція X_n виникає на будь-якій ділянці гусеничного рушія внаслідок деформації ним ґрунту. Ця реакція паралельна поверхні дороги та спрямована проти руху трактора.

Приймаючи, що реакція X_n діє відносно осі обертання коліс на плечі, рівному їхньому теоретичному радіусу r_n , можна виразити зазначену умову рівнянням:

$$\tilde{O}_i \cdot r_i = \dot{I}_{fn} + \dot{I}_{jn} + \dot{I}_{rn}, \quad (4.13)$$

де M_{fn} - момент опору коченню передніх коліс;
 M_{jn} - момент дотичних сил інерції передніх коліс, виникаючий внаслідок обертання їх з нерівномірною кутовою швидкістю;

M_{rn} - момент тертя в підшипниках передніх коліс.

Передні колеса обертаються, як правило, на підшипниках кочення, тому момент тертя M_{rn} незначний і ним можна знехтувати. Тоді з попереднього виразу отримаємо:

$$\tilde{O}_i = \frac{\dot{I}_{fn} + \dot{I}_{jn}}{r_i}. \quad (4.14)$$

Аналогічно реакцію X_r на задніх колесах визначаємо як:

$$\tilde{O}_r = \frac{\dot{I}_{fr} + \dot{I}_{jr}}{r_e}. \quad (4.14a)$$

А силу опору коченню

$$D_f = X_n + X_r. \quad (4.146)$$

У гусеничного рушія, крім реакції X_n , опір коченню на тягових колесах створює також момент M_r . Розділивши цей момент на теоретичний радіус r_k тягового колеса, одержимо складову силу P_r опору коченню від механічних витрат:

$$D_r = \frac{\dot{l} \cdot r}{r_e}. \quad (4.15)$$

Таким чином, сила опору коченню P_f гусеничного трактора визначається формулою

$$D_f = X_n + P_r. \quad (4.16)$$

Маса трактора і її складові прикладені в центрі ваги трактора. При русі трактора на підйом з кутом α до горизонту силу ваги G , спрямовану вертикально, можна розкласти на дві складові $G \cdot \cos \alpha$ і $G \cdot \sin \alpha$. Сила $G \cdot \cos \alpha$ разом із силою тяги на гаку $P_{кр}$ притискає колеса або опорну ділянку гусеничного рушія до поверхні дороги. Внаслідок цього виникають відповідні нормальні реакції з боку ґрунту: Y_k - на тягові колеса, Y_n - на ведені або Y на опорній ділянці гусеничного рушія. Реакції Y_k і Y_n зміщені відносно вертикальної геометричної осі коліс, перпендикулярної опорній поверхні, відповідно на відстань a_k і a_n . Сила $G \cdot \sin \alpha$ спрямована проти руху і виражає додатковий опір, наданий руху трактора на підйомах.

Сили інерції P_j окремих частин трактора, що виникають при його нерівномірному прямолінійно-поступальному русі, можуть бути замінені їх рівнодіючою, прикладеною в центрі ваги трактора та спрямованою паралельно його руху у бік, протилежний прискоренню j . Величина цієї рівнодіючої визначається виразом

$$P_j = \frac{G}{g} \cdot j, \quad (4.17)$$

де g – прискорення вільного падіння.

4.4. Тяговий розрахунок автомобіля і трактора

Сила тяги на тягових колесах автомобіля витрачається на подолання сил опору руху. Для забезпечення руху автомобіля

необхідно, щоб величина сили тяги, що розвивається тяговими колесами, дорівнювала силі сумарного опору:

$$F_{\text{D}} = F_{\text{on}} = F_f + F_i + F_n + F_j. \quad (4.18)$$

Замінивши позначення сил їхніми розгорнутими виразами для загального випадку руху автомобіля, одержимо

$$\frac{\dot{I}_{\text{ед}} \cdot U_{\text{д}} \cdot \eta_{\text{д}}}{r_0} = G_a \cdot f \cdot \cos \alpha + G_a \cdot \sin \alpha + \frac{\hat{e}_n \cdot A_n \cdot v_a^2}{13000} + \frac{G_a}{g} \cdot j \cdot \delta_{i\dot{a}}. \quad (4.19)$$

Цей вираз називається рівнянням тягового балансу автомобіля і дозволяє визначити величину сили тяги, що розвивається на тягових колесах, та встановити, як вона розподіляється по різних видах опору руху.

Для аналізу тягового балансу зручно скористатися його графічною інтерпретацією. Для цього в координатах $F - V_a$ (рис. 4.4) будується крива, яка відбиває залежність величини сили тяги на тягових колесах від швидкості руху. Від осі абсцис угору відкладаються величини сил опору кочення F_f , підйому F_i і сила опору повітря F_n . Отримана крива визначить суму сил опору при русі автомобіля з рівномірною швидкістю. Точка перетину цієї кривої з кривою сили тяги визначить величину максимальної швидкості руху автомобіля в цих умовах. В цій точці $F_j = 0$.

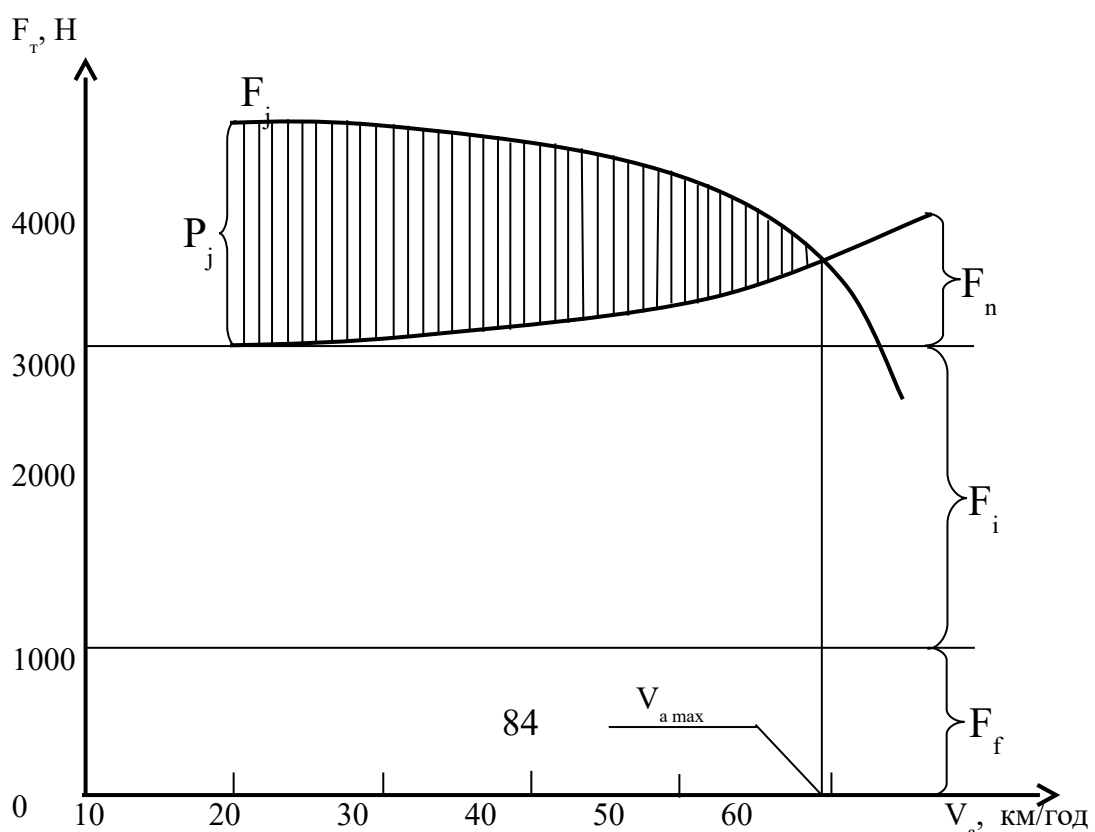


Рис. 4.4. Графік тягового балансу автомобіля

Відрізки вертикальних ліній (P_j), укладені усередині заштрихованої площі, визначають величину частини тяги, що може бути використана для прискорення автомобіля.

Графік тягового балансу показує співвідношення між окремими силами опору руху та силою тяги на колесах, а також дозволяє підрахувати прискорення розгону і опори дороги, які може подолати автомобіль при русі, а також максимальну швидкість.

Залежність між силою тяги, що розвивається, і силами опору руху називається тяговим балансом трактора. Для складання рівняння тягового балансу трактора підсумовуються проекції всіх сил на вісь, паралельну поверхні шляху:

$$\check{O}_e = D_{e0} + G \sin \alpha + \check{O}_i + D_j. \quad (4.20)$$

Реакції X_n , спрямовані проти руху, являють собою силу опору кочення напрямних коліс P_{fn} .

Штовхальна сила визначається виразом

$$\check{O}_e = D_e - \frac{\dot{I} f_{\check{e}}}{r_{\check{e}}}, \quad (4.21)$$

де P_k - дотична сила тяги при сталому русі;

$\frac{\dot{I} f_{\check{e}}}{r_{\check{e}}} = D_{f3}$ - сила опору коченню тягового колеса.

З попереднього виразу можна записати, що

$$\check{O}_e = D_e - \frac{\dot{I} f_{\check{e}}}{r_{\check{e}}} = D_e - D_f. \quad (4.22)$$

Підставляючи в рівняння тягового балансу значення X_k і X_n , одержимо

$$D_e - D_{f_3} = D_{ep} + G \sin \alpha + D_{fn} + D_j. \quad (4.23)$$

Перетворюючи рівняння (4.23), одержимо

$$D_e = D_{ep} + G \sin \alpha + D_j + (D_{fn} + D_{f_3}). \quad (4.24)$$

Оскільки сума $(P_{fn} + P_{f_3})$ є силою P_f опору коченню трактора, то

$$D_e = D_{ep} + G \sin \alpha + D_j + D_f. \quad (4.25)$$

Отримане рівняння являє собою тяговий баланс трактора при його нерівномірному русі на підйом незалежно від того, має він колісний або гусеничний рушій.

Для сталого руху на горизонтальній ділянці дороги сили $G \cdot \sin \alpha$ і P_j дорівнюють нулю і рівняння тягового балансу набуває вигляду

$$D_e = D_{ep} + D_f. \quad (4.26)$$

Величина моменту, що підводиться до тягових коліс для створення руху і необхідної сили тяги з навантаженням на гаку при нерівномірному русі на підйом, може бути визначена з рівняння тягового балансу. Для цього обидві частини рівняння помножуються на радіус колеса r_k :

$$D_e \cdot r_e = D_{ep} \cdot r_e + G \cdot r_e \cdot \sin \alpha + D_j \cdot r_e + D_f \cdot r_e, \quad (4.27)$$

або

$$\dot{I}_m = \dot{I}_{e\delta} + \dot{I}_G + \dot{I}_j + \dot{I}_f. \quad (4.28)$$

Тяговий момент M_m дорівнює сумі моменту M_{kp} , що відповідає силі тяги на гаку, моменту M_G , що відповідає складовій масі трактора, моменту M_j , що відповідає силам інерції

всього трактора, та моменту M_f , що відповідає опору кочення, включаючи витрати в механізмі гусеничного рушія.

4.5. Динамічний фактор

Якщо в рівнянні тягового балансу автомобіля силу опору повітря перенести в ліву частину, то його можна записати в такому вигляді:

$$F_{\dot{O}} - F_n = F_{\psi} + F_j. \quad (4.29)$$

Підставивши значення F_{ψ} і F_j , одержимо вираз

$$F_{\dot{O}} - F_n = G_a \cdot \psi + \frac{G_a \cdot j_a \cdot \delta_{i\dot{a}}}{g}. \quad (4.30)$$

Розділивши обидві частини рівняння на G_a , одержимо

$$\frac{F_{\dot{O}} - F_n}{G_a} = \psi \pm \frac{j_a \cdot \delta_{i\dot{a}}}{g}. \quad (4.31)$$

Ліва частина рівняння являє собою відношення надлишкової сили тяги $F_T - F_n$ до повної сили ваги автомобіля G_a . Це відношення називається динамічним фактором D_a :

$$D_a = \frac{F_{\dot{O}} - F_n}{G_a}. \quad (4.32)$$

Величина D_a залежить тільки від конструктивних параметрів машини і тому її можна визначити для кожної конкретної моделі автомобіля. При русі на нижчих передачах величина D_a вище, ніж при русі на вищих через збільшення F_T і зниження F_n . При русі автомобіля зі швидкістю 4-5 м/с D_a визначається за наближеною формулою

$$D \approx \frac{F_{\dot{O}}}{G_a}. \quad (4.33)$$

Динамічний фактор може бути також пов'язаний з умовами руху автомобіля. Для цього дорівнюємо D_a до правої частини рівняння (4.31) і одержимо

$$D_a = \psi \pm \frac{j_a \cdot \delta_{ia}}{g}. \quad (4.34)$$

При $j_a = 0$, тобто при сталому русі автомобіля $D_a = \psi$. Отже, за допомогою динамічного фактора можна визначити максимальну швидкість автомобіля, що розвивається ним на ділянці дороги із сумарним опором ψ , або, навпаки, тип дороги, на якій автомобіль може досягти необхідної швидкості.

Для тривалого і невпинного руху автомобіля необхідне дотримання умови $D_a \geq \psi$.

При русі автомобіля без буксування тягових коліс використаємо граничну умову руху машини щодо зчеплення $F_T = F_\varphi = G_a \cdot \varphi$ і, підставивши значення F_φ , одержимо значення динамічного фактора зчеплення

$$A_{\zeta^*} = \frac{F_\varphi - F_n}{G_a}. \quad (4.35)$$

При буксуванні коліс швидкість автомобіля невелика, і отже, $F_n = 0$. Тоді $D_{\zeta^*} = G_a \cdot \varphi / G_a = \varphi$. Отже, рух автомобіля без буксування тягових коліс можливий за умови $D_{\zeta^*} \geq D_a$. З урахуванням виразу $F_\kappa \leq F_\varphi = G_{\zeta^*} \cdot \varphi$ умова руху автомобіля в загальному випадку буде

$$D_{\zeta^*} \geq D_a \geq \varphi. \quad (4.36)$$

Графічна залежність динамічного фактора D_a від швидкості руху автомобіля V_a на різних передачах називається динамічною характеристикою автомобіля (рис. 4.5).

Найбільш зручно користуватися динамічною характеристикою у випадку рівномірного руху, коли $j_a = 0$ і динамічний фактор $D_a = \psi$.

У цьому випадку на графіку динамічної характеристики в масштабі динамічних факторів відкладаються значення коефіцієнтів опору дороги, які являють собою прямі лінії,

паралельні осі абсцис. За допомогою динамічної характеристики можна визначити максимальну швидкість руху в заданих умовах, а також розв'язати зворотню задачу – визначити сумарний опір дороги, який подолає автомобіль під час руху із заданою швидкістю.

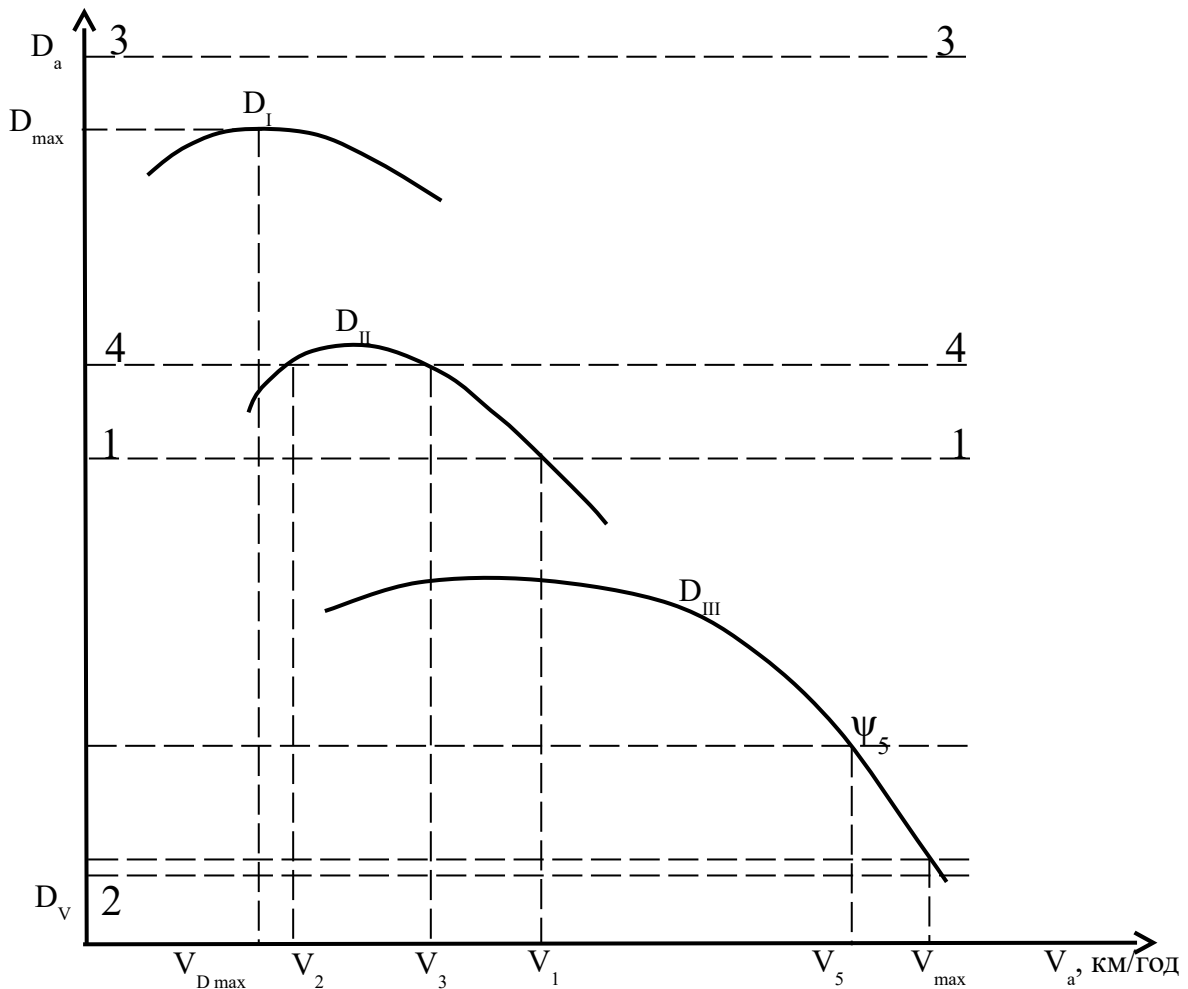


Рис. 4.5. Динамічна характеристика автомобіля

У першому випадку необхідно на динамічну характеристику нанести пряму, що являє собою заданий опір дороги. При цьому можливі кілька випадків.

1. Лінія ψ_1 (1-1 на рис. 4.5) перетинається із кривою динамічного фактора. Тоді максимальна швидкість руху дорівнює V_1 (абсциса точки перетину), тому що при цьому дотримується умова $D_a = \psi$.

2. Лінія ψ_2 (лінія 2-2) проходить нижче кривої D_a . У цьому випадку $D_a > \psi$ і рівномірний рух автомобіля неможливий (відбувається розгін машини).

3. Лінія ψ_3 (лінія 3-3) проходить вище кривої D_a . При цьому $D_a < \psi$ і автомобіль може рухатися тільки уповільнено за рахунок його кінетичної енергії, а також маховика та інших обертових частин.

4. Лінія ψ_4 (лінія 4-4) перетинає криву D_a у двох точках. У цьому випадку автомобіль може рухатися рівномірно (при повному відкритті дросельної заслінки зі швидкістю V_2 або V_3). Для рівномірного руху автомобіля зі швидкістю, меншою V_3 , необхідно зменшити потужність двигуна, прикривши дросельну заслінку.

Для визначення сумарного опору дороги при русі автомобіля із заданою швидкістю знаходять величину D_a , що відповідає зазначеній швидкості, а отже, і значення ψ . Так, при швидкості V_5 коефіцієнт опору дороги дорівнює ψ_5 .

Найбільше значення коефіцієнт ψ може мати при максимальному динамічному факторі D_{max} (для даної передачі). Для цього проводять пряму, паралельну осі абсцис і дотичну до кривої D_a на даній передачі. При цьому відрізок на осі ординат укаже величину D_{max} , а отже, і ψ_{max} . Абсциса точки дотику визначить V_{Dmax} , що є межею між областями стійкого і нестійкого руху автомобіля. При $V_a > V_{Dmax}$ рух стійкий, при $V_a < V_{Dmax}$ - рух хитливий. Швидкість автомобіля, що відповідає D_{max} на прямій передачі, називається критичною за умовою тяги.

4.6. Приклади тягового розрахунку

4.6.1. Тяговий розрахунок автомобіля

Завданням тягового розрахунку є визначення характеристик двигуна та трансмісії, що забезпечують необхідні тягово-швидкісні властивості автомобіля у заданих умовах експлуатації.

Тягові розрахунки виконуються при проектуванні нових або модернізації існуючих автомобілів. Вихідні дані для розрахунку наводяться у відповідному технічному завданні.

Вихідні дані:

корисне навантаження - $m_z = 10$ т;
 максимальна швидкість - $V = 150$ км/год;
 коефіцієнт дорожнього опору - $\psi = 0,02$;
 коефіцієнт опору повітря - $\kappa_n = 0,7$ Нс²/м⁴;
 площа лобового опору - $A_e = 7$ м²;
 тип двигуна - дизель ;
 радіус кочення колеса - $r_o = 0,65$ м.

Повна маса автомобіля, виходячи з корисного навантаження m_z і коефіцієнта вантажопідйомності κ_v , рівного для вантажних автомобілів $0,4 \div 0,65$, визначається з виразу, т,

$$m_a = \frac{m_z}{\hat{e}_a} = \frac{10}{0,5} = 20. \quad (4.37)$$

Максимальна потужність двигуна $N_{e \max}$ з умови забезпечення максимальної швидкості руху автомобіля при заданому коефіцієнті дорожнього опору, кВт,

$$N_{\hat{a} \max} = \frac{V_{a \max}}{3,6 \cdot \eta_T} \left(g \cdot m_a \cdot \psi + \frac{\hat{e}_l \cdot A_r \cdot V_{a \max}^2}{1300} \right) = \quad (4.38)$$

$$\frac{150}{3,6 \cdot 0,9} \left(9,8 \cdot 20 \cdot 0,02 + \frac{0,7 \cdot 7 \cdot 150^2}{1300} \right) = 574,$$

де η_m - ККД трансмісії.

Побудування наближеної швидкісної зовнішньої характеристики двигуна здійснюється за допомогою залежності

$$N_{\hat{a}} = N_{e \max} \left[a \left(\frac{n_e}{n_N} \right) + b \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right], \quad (4.39)$$

де N_e - поточне значення потужності, кВт;
 a, b, c - емпіричні коефіцієнти ($a = b = c = 1,0$ для бензинових двигунів; $a = 0,68, b = 1,38, c = 1,06$ - для дизелів);
 n_e - поточне значення частоти обертання колінчатого вала, хв⁻¹, (приймається, починаючи з 800-1200 хв⁻¹, інтервал - 200-400 хв⁻¹);

n_N - частота обертання колінчатого вала двигуна при максимальній потужності ($n_N = 3000-3500$ хв⁻¹- для бензинових двигунів і $n_N = 2300-2600$ для дизелів).

Поточні значення крутного моменту M_e визначаються з рівняння, кН · м,

$$\dot{i}_a = \frac{60 \cdot N_e}{2 \cdot \pi \cdot n_e} \quad (4.40)$$

Результати розрахунків за рівняннями (4.39) і (4.40) заносяться в таблицю, після цього будуються відповідні графіки (приклади наведені в табл. 4.1 і на рис. 4.6).

Таблиця 4.1

Результати розрахунків за рівняннями (4.39) та (4.40)

$n_e, \text{хв}^{-1}$	1200	1500	1700	2000	2400
n_e / n_N	0,5	0,625	0,708	0,883	1,0
$(n_e / n_N)^2$	0,25	0,39	0,5	0,693	1,0
$(n_e / n_N)^3$	0,125	0,24	0,354	0,578	1,0
$N_e, \text{кВт}$	317,4	404,0	456,3	522,0	574,0
$M_e, \text{кНм}$	2,525	2,572	2,563	2,492	2,284

Примітка. Величина n_N прийнята рівною 2400 хв⁻¹.

$N_e, \text{кВт}$

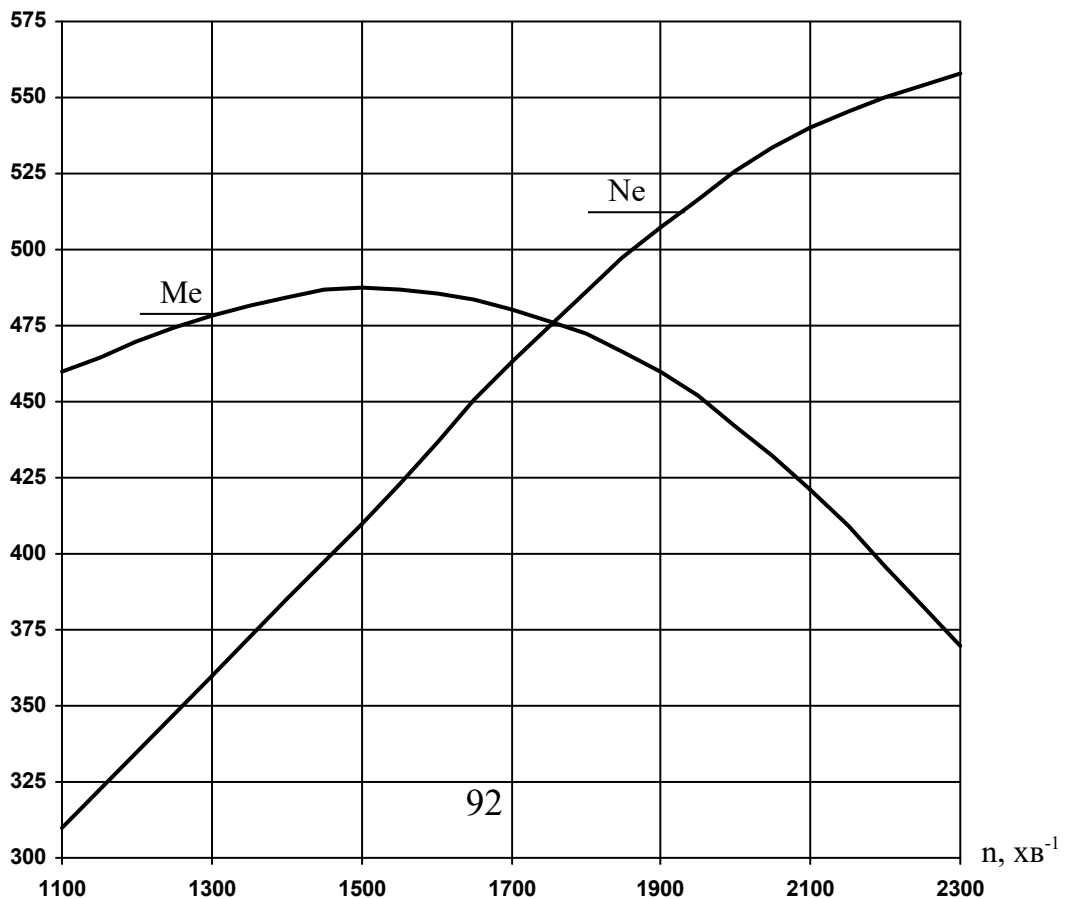


Рис. 4.6. Типовий вигляд зовнішньої швидкісної характеристики двигуна

Визначення передаточного числа головної передачі здійснюється за формулою

$$U_o = \frac{0,377 \cdot n_N \cdot r_O \cdot c_V}{V_{Amax} \cdot U_B} = \frac{0,377 \cdot 2400 \cdot 0,65 \cdot 0,9}{150 \cdot 0,65} = 5,428, \quad (4.41)$$

де U_o - передаточне число вищої передачі ($U_B = 0,65-0,8$);
 c_V - коефіцієнт вищої передачі ($c_v = 0,9$).

Визначення передаточних чисел коробки передач, починаючи з першої, визначають, виходячи з умов:

а) подолання максимального опору дороги:

$$U_I = \frac{G_a \cdot \psi_{max} \cdot r_O}{M_{emax} \cdot U_o \cdot \eta_T} = \frac{196 \cdot 0,4 \cdot 0,65}{2,284 \cdot 5,428 \cdot 0,9} = 4,56, \quad (4.42)$$

де ψ_{max} - максимальний опір дороги (приймаємо $\psi_{max}=0,4$);

G_a - сила ваги автомобіля ($G_a = m_a \cdot g = 20 \cdot 9,81 = 196 \text{ éÍ}$);

M_{emax} - крутний момент, що відповідає максимальній потужності двигуна, $M_{emax} = 2,284 \text{ Н} \cdot \text{м}$ при $N_{emax} = 574 \text{ кВт}$;

б) реалізації колової сили зчеплення:

$$U_{I\varphi} = \frac{G\varphi \cdot \varphi \cdot r_O}{M_{emax} \cdot U_o \cdot \eta_T} = \frac{196 \cdot 0,8 \cdot 0,65}{2,284 \cdot 5,428 \cdot 0,9} = 9,14, \quad (4.43)$$

де G_φ - зчіпна вага автомобіля, $G_\varphi = G_a$;

φ - коефіцієнт зчеплення (приймаємо $\varphi = 0,9$);

в) забезпечення мінімально стійкої швидкості руху:

$$U_{IV} = \frac{0,377 \cdot n_{emin} \cdot r_o}{U_o \cdot V_{amin}} = \frac{0,377 \cdot 1200 \cdot 0,65}{5,428 \cdot 5} = 10,83, \quad (4.44)$$

де $V_{a \min}$ - мінімально стійка швидкість руху автомобіля (приймаємо $V_{a \min} = 5$ км/год).

Як розрахункове приймаємо найбільше значення передаточного числа першої передачі, тобто $U_1 = 10,83$.

Для визначення наступних передаточних чисел коробки передач використовується залежність

$$U_m = \frac{U_{m-1}}{q}, \quad (4.45)$$

де U_m, U_{m-1} - передаточне число відповідно кожної наступної і попередньої передачі;

q - ступінь зниження передаточного числа кожної наступної передачі (у сучасних автомобілях $q = 1,5-1,8$).

Приймавши $q = 1,7$, отримаємо:

$$U_2 = U_1 / q = 10,83 / 1,7 = 6,38;$$

$$U_3 = U_2 / q = 6,38 / 1,7 = 3,76;$$

$$U_4 = U_3 / q = 3,76 / 1,7 = 2,22;$$

$$U_5 = U_4 / q = 2,22 / 1,7 = 1,24;$$

$$U_6 = U_5 / q = 1,24 / 1,7 = 0,73.$$

Для досягнення максимальної швидкості автомобіля приймаємо $U_6 = U_e = 0,65$.

Для побудови тягової характеристики користуються залежностями

$$F_{\dot{o}} = \frac{M_e \cdot U_T \cdot \eta_T}{r_o}, \quad (4.46)$$

$$V_a = 0,377 \frac{n_e \cdot r_o \cdot S}{U_T}, \quad (4.47)$$

де F_T - сила тяги автомобіля;

V_a - швидкість руху;

S - коефіцієнт ковзання коліс (приймаємо $S \approx 0,9$);

U_T - передаточне число трансмісії.

Тягові характеристики будуються для кожної передачі, у зв'язку із чим і U_T визначаються для кожної передачі:

$$U_T^1 = U_o \cdot U_1 = 5,428 \cdot 10,83 = 58,78;$$

$$U_T^2 = U_o \cdot U_2 = 5,428 \cdot 6,38 = 34,63;$$

$$U_T^3 = U_o \cdot U_3 = 5,428 \cdot 3,76 = 20,4;$$

$$U_T^4 = U_o \cdot U_4 = 5,428 \cdot 2,22 = 12,05;$$

$$U_T^5 = U_o \cdot U_5 = 5,428 \cdot 1,24 = 6,73;$$

$$U_T^6 = U_o \cdot U_6 = 5,428 \cdot 0,65 = 3,528.$$

Для поточних значень частоти обертання n_e колінчатого вала і крутних моментів M_e за рівняннями (4.46) і (4.47) визначаються поточні значення сили тяги та відповідні швидкості руху автомобіля.

Результати розрахунків зводяться в табл. 4.2, після чого будуються графіки тягової характеристики (див. рис. 4.7).

Таблиця 4.2

Результати розрахунків за рівняннями (4.46) та (4.47)

$n_e, \text{хв}^{-1}$	1200	1500	1700	2000	2400
$M_e, \text{кНм}$	2,252	2,572	2,563	2,492	2,284
$F_m^1, \text{кН}$	205,5	209,33	208,6	202,8	185,9
$V_a^1, \text{км/год}$	4,5	5,626	6,372	7,49	9,0
$F_m^2, \text{кН}$	121,0	123,3	122,9	119,5	109,5
$V_a^2, \text{км/год}$	7,64	9,54	11,07	12,73	15,28
$F_m^3, \text{кН}$	71,4	72,4	72,5	70,5	64,6
$V_a^3, \text{км/год}$	12,95	16,17	18,76	21,57	25,9
$F_m^4, \text{кН}$	42,12	42,88	42,77	41,6	38,1
$V_a^4, \text{км/год}$	21,9	27,4	31,8	36,56	43,88
$F_m^5, \text{кН}$	24,85	25,3	25,23	24,54	22,47
$V_a^5, \text{км/год}$	37,1	46,4	53,9	62,0	74,4
$F_m^6, \text{кН}$	12,33	12,56	12,52	12,17	11,15
$V_a^6, \text{км/год}$	75,0	93,76	106,2	125,0	150,0

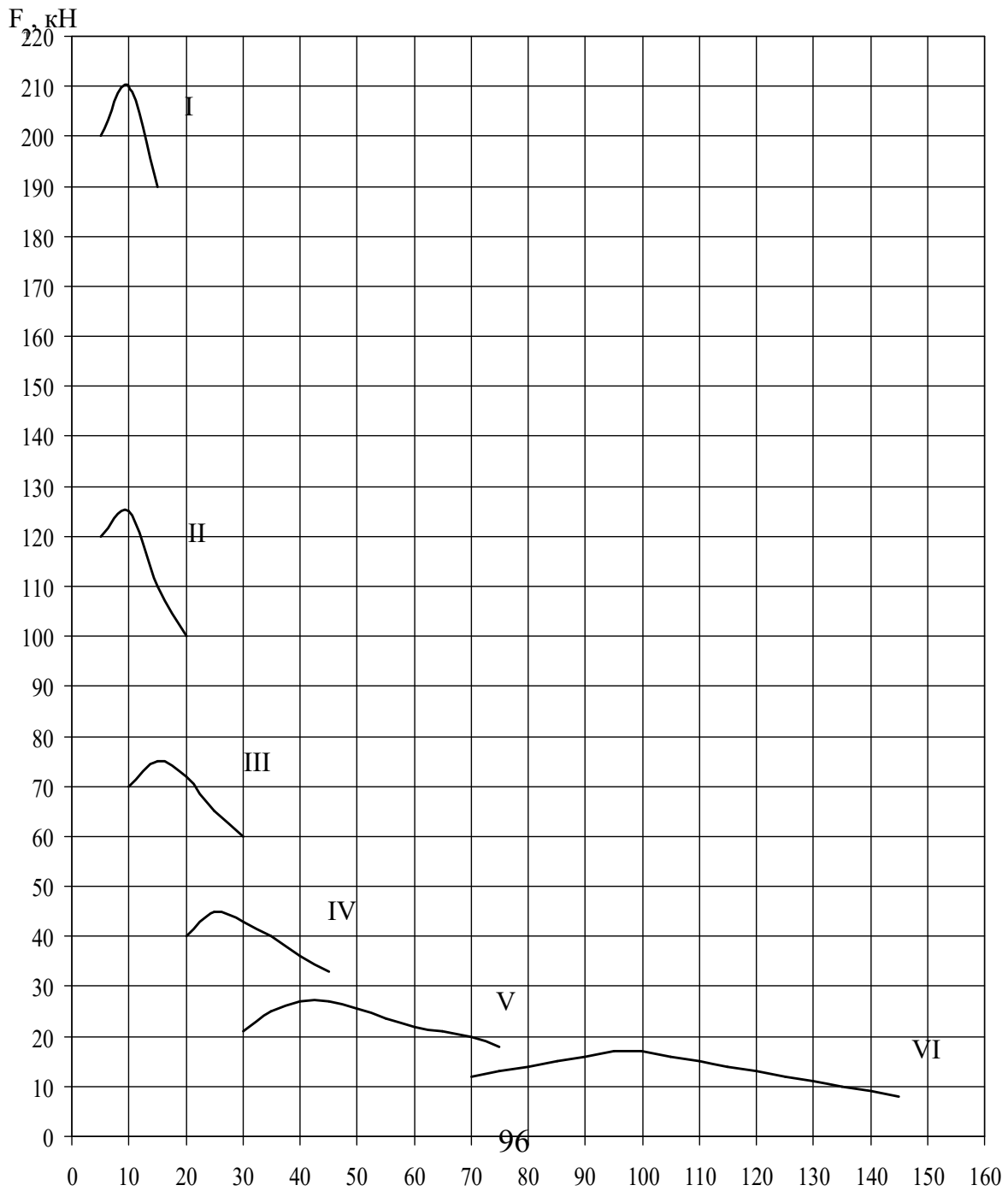
На підставі вихідних даних та отриманих результатів розрахунків отримаємо таку технічну характеристику автомобіля:

- 1) повна маса – 20т;
- 2) максимальна швидкість – 150км/год;
- 3) вантажопідйомність – 10т;
- 4) потужність двигуна – 574кВт;
- 5) тип двигуна – дизель;
- 6) передаточне число головної передачі – 5,428;
- 7) кількість передач – 6;
- а) передаточні числа передач:
 - першої – 10,83;

- другої – 6,38;
- третьої – 3,76;
- четвертої – 2,22;
- п'ятої – 1,24;
- шостої – 0,65;

б) максимальна швидкість при русі на передачах:

- першої – 9,0 км/год;
- другої – 15,28 км/год;
- третьої – 25,9 км/год;
- четвертої – 43,88 км/год;
- п'ятої – 74,4 км/год;
- шостої – 150,0 км/год.



V_a , км/год

Рис. 4.7. Тягова характеристика автомобіля

4.6.2. Тяговий розрахунок трактора

Завданням тягового розрахунку є визначення маси трактора, необхідної для транспортування причепа заданої маси по ґрунтовій дорозі, що має відомий кут нахилу. Крім цього, виходячи з розрахункових значень маси трактора, проводиться вибір серійного трактора, а також, використовуючи його технічні параметри, визначають швидкість руху і номер передачі коробки.

Вихідні дані:

кут підйому дороги - $\alpha = 15^\circ$;

маса причепа - $m_n = 25$ т;

коефіцієнт зчеплення - $\varphi = 0,9$;

коефіцієнт опору руху колісного причепа - $f_n = 0,05$;

коефіцієнт опору руху гусеничного трактора - $f_r = 0,07$.

Тяговий розрахунок виконується з використанням розрахункової схеми, наведеної на рис. 4.8.

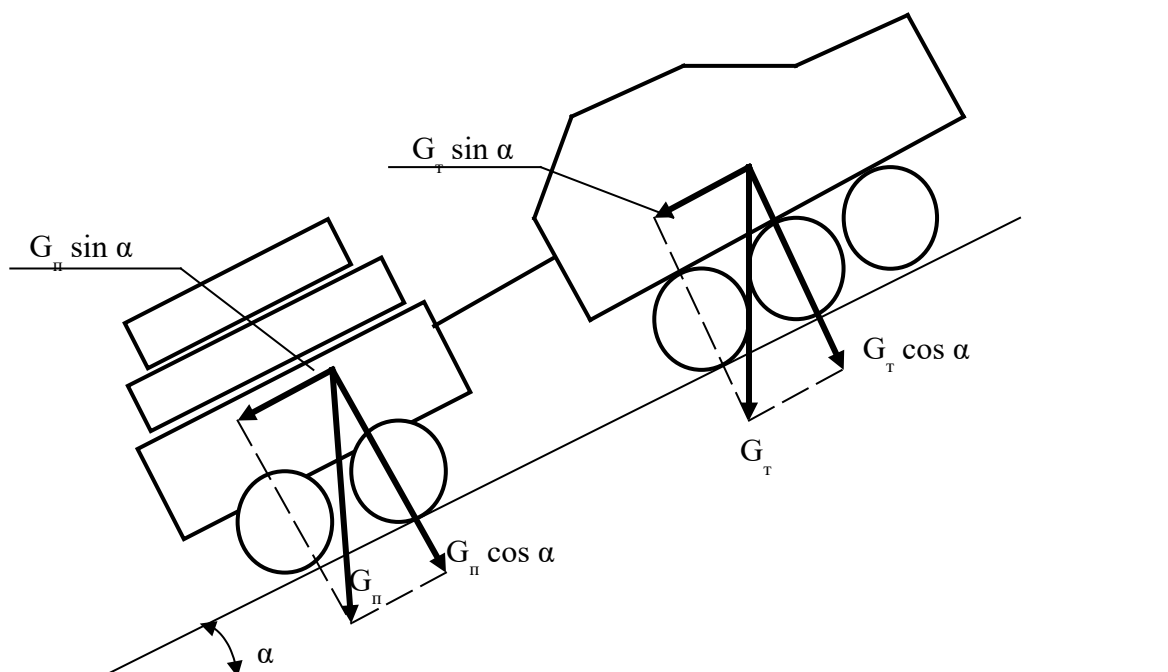


Рис. 4.8. Схема для тягового розрахунку трактора

Для прийнятої розрахункової схеми рівняння тягового балансу має вигляд

$$G_T \cdot \varphi \cdot \cos \alpha = G_T \cdot \sin \alpha + G_T \cdot f_{\dot{\alpha}} \cdot \cos \alpha + G_{\dot{\alpha}} \cdot \sin \alpha + G_{\dot{\alpha}} \cdot f_{\dot{\alpha}} \cdot \cos \alpha, \quad (4.48)$$

де G_T і $G_{\dot{\alpha}}$ - сила ваги відповідно трактора і причепа, кН,

$$G_{\dot{\alpha}} = m_{\dot{\alpha}} \cdot g = 25 \cdot 9,81 = 254; \quad (4.49)$$

$$G_{\dot{\alpha}} = \frac{G_{\dot{\alpha}} \cdot \sin \alpha + f_{\dot{\alpha}} \cdot \cos \alpha}{\varphi \cdot \cos \alpha - \sin \alpha - f_{\dot{\alpha}} \cdot \cos \alpha} = \frac{245 \cdot \sin 15^\circ + 245 \cdot 0,05 \cdot \cos 15^\circ}{0,9 \cdot \cos 15^\circ - \sin 15^\circ - 0,07 \cdot \cos 15^\circ} = 133. \quad (4.50)$$

Тоді маса трактора, т,

$$m_{\dot{\alpha}} = \frac{G_{\dot{\alpha}}}{g} = \frac{133}{9,81} = 13,57. \quad (4.51)$$

За табл. 4.3 вибираємо трактор Т-140 та його відповідну потужність.

Таблиця 4.3

Технічні характеристики тракторів

Характеристика	Марка трактора							
	МТЗ-52	МТЗ-52	ДТ-75	Т-130	Т-100М	Т-130М	Т-140	Т-130БГЗ
Маса трактора, т	2,4	2,7	5,85	11,5	12,5	13,9	15,0	16,2
Потужність двигуна, кВт	50	50	75	135	108	140	140	140
Швидкість переднього ходу								
Передача 1	1,6	1,5	5,0	3,22	2,36	3,77	2,3	3,16
	7	5					8	
Передача 2	2,8	2,6	5,53	3,84	3,78	5,22	4,2	4,38
	5	4					1	
Передача 3	5,6	5,2	6,11	4,45	4,51	7,6	5,3	6,37

	3	8						
Передача 4	6,7 5	6,4 5	6,94	5,32	6,45	10,4 5	7,8 7	8,79
Передача 5	8,1 3	7,6 8	7,67	6,42	10,1 3	-	10, 9	-
Передача 6	9,6 3	9,0	8,54	7,75	-	-	-	-
Передача 7	11, 5	11, 0	10,5 4	8,96	-	-	-	-
Передача 8	13, 9	13, 0	-	10,6 5	-	-	-	-

Сила опору пересування трактора і причепа F_{on} визначається за таким виразом, кН,

$$F_{\bar{u}} = G_I (\sin \alpha + f_I \cdot \cos \alpha) + G_T (\sin \alpha + f_{\bar{O}} \cdot \cos \alpha) = 245(\sin 15^\circ + 0,05 \cdot \cos 15^\circ) + 147(\sin 15^\circ + 0,07 \cdot \cos 15^\circ) = 119, \quad (4.52)$$

де $G_T = m_T \cdot g = 15 \cdot 9,81 = 147 \text{êÍ}$.

Швидкість руху трактора визначається з рівняння, км/год,

$$V_T = \frac{3,6 \cdot N_{\bar{O}}}{F_c} = \frac{3,6 \cdot 103}{119,6} = 3,1, \quad (4.53)$$

де N_T – потужність трактора.

З табл. 4.3 приймаємо першу передачу трактора.

Бібліографічний список

1. Роговцев В. А. Автомобили и тракторы. Конструкция и теория. - М.: Транспорт, 1986. - 311 с.
2. Вишняков Н. Н., Варламов В. К., Нарбут А. Н. и др. Автомобиль. Основы конструкции. - М.: Машиностроение, 1986. - 304 с.
3. Гришкевич А. И. Автомобили. Теория. - М.: Высшая школа, 1986. - 206 с.
4. Сергеев Б. П. Автотракторный транспорт: Учеб. для вузов. - М.: Высшая школа, 1984. - 304 с.
5. Венцель Е.С., Гончаров В.Н. Автомобили и тракторы: Учеб. пособие. – Харьков: ХарГАЖТ, 1996. – 93 с.

Таблиця 2.4

Технічна характеристика основних марок тракторів

Характеристика	Марка трактора									
	МТЗ-50	МТЗ-52	ДТ-75	Т150К	Т-100	Т100М	Т-130	Т130Г1	Т-140	Т130БГЗ
Тип трактора	кол.	кол.	лан.	кол.	лан.	лан.	лан.	лан.	лан.	лан.
База трактора	2360	2400	1622	3050	2370	2420	2500	2478	2320	3188
Коля трактора, мм	1200	1800	1330	1910	1880	1880	1880	1880	2040	2282
Маса трактора, т	2,4	2,7	5,85	6,7	11,4	12,5	11,5	13,98	15,0	16,24
Тягове зусилля на крюці, кН	14	14	30	40	90	70	90	94	144	94
Марка двигуна	Д-50	Д-50	СМД-14	Д-130	КДМ100	Д-108	Д-130	Д-130	6КДМ50Т	Д-130
Номінальна потужність, к.с.	50	52	75	135	100	108	135	140	140	140
/кВт/	(37)	(38)	(55)	(99)	(73)	(79)	(99)	(103)	(103)	(108)
Питома витрата палива, г/к.с./год	185	185	190	175	208	175	175	175	208	175
/г/кВт·год/	251	251	258	238	283	238	238	238	283	238
Швидкості переднього ходу на передачах, км/год										
1-а	1,67	1,55	5,0	6,0	2,36	2,36	3,22	3,77	2,38	3,16
2-а	2,85	2,64	5,53	10,14	3,78	3,58	3,58	5,22	4,21	4,38
3-а	5,63	5,28	6,11	14,28	4,51	4,51	4,46	7,6	5,3	6,37
4-а	6,75	6,45	6,94	18,42	6,45	6,45	5,32	10,45	7,87	8,79
5-а	8,13	7,68	7,67	22,56	10,13	10,13	6,42	---	10,9	---
6-а	9,63	9,0	8,54	26,7	---	---	7,75	---	---	---
7-а	11,5	11,0	10,54	31,1	---	---	8,96	---	---	---

8-a	13,9	13,0	---	33,0	---	---	10,65	---	---	---
-----	------	------	-----	------	-----	-----	-------	-----	-----	-----