

Міністерство освіти і науки України
Національний університет водного господарства та
природокористування

**О. О. Налобіна, М. В. Голотюк, О. З. Бундза,
Д. Л. Серілко, В. С. Гавриш**

**ДОСЛІДЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ
МАШИН І ОБЛАДНАННЯ**

Навчальний посібник

Рівне - 2023

УДК 631.3(075)
Д70

Рецензенти:

Веселовська Н. Р., д.т.н., професор Вінницького національного аграрного університету, зав. кафедри машин та обладнання сільськогосподарського виробництва;

Пуць В. С., к.т.н., доцент, зав. кафедри галузевого машинобудування та лісового господарства Луцького НТУ.

*Рекомендовано вченою радою Національного університету водного господарства та природокористування.
Протокол № 8 від 25 червня 2021 р.*

**О. О. Налобіна, М. В. Голотюк, О. З. Бундза,
Д. Л. Серілко, В. С. Гавриш**

Д70 Дослідження експлуатаційних властивостей машин і обладнання. Практикум : навч. посіб. [Електронне видання]. – Рівне : НУВГП, 2023. – 414 с.

ISBN 978-966-327-562-8

Навчальний посібник спрямований на здобуття знань та навичок випускниками закладу вищої освіти під час виконання виробничих функцій та вирішення типових завдань діяльності, а також проведення досліджень відповідно до освітньо-професійних програм магістра за спеціальностями 208 «Агроінженерія», 133 «Галузеве машинобудування».

У посібнику наведено теоретичний матеріал у вигляді восьми тем, що відповідає силабусу даної дисципліни. Наведено також методики виконання курсового проекту та практичних завдань, розглядаються приклади виконання.

УДК 631.3(075)

ISBN 978-966-327-562-8

© О. О. Налобіна, М. В. Голотюк,
О. З. Бундза, Д. Л. Серілко,
В. С. Гавриш, 2023

© Національний університет
водного господарства та
природокористування, 2023

Зміст

Тема 1. Режими роботи машини	6
1.1. Режими роботи машин	6
1.2. Основні експлуатаційні властивості машин	17
1.3. Опір робочих машин	20
1.4. Тяговий опір агрегату	22
1.5. Експлуатаційні властивості агрегатів	24
Тема 2. Виробничі процеси і загальна характеристика МТА	33
2.1. Основні поняття. Класифікація агрегатів.	33
2.2. Питомий опір агрегату	38
2.3. Заходи щодо зменшення тягового опору агрегатів	40
Тема 3. Експлуатаційні властивості мобільних енергетичних засобів	45
3.1. Експлуатаційні властивості двигунів мобільних енергетичних засобів	45
3.2. Рівняння руху агрегату	48
3.3. Рушійна сила агрегату та її залежність від ґрунтових умов	51
3.4. Тягове зусилля трактора	55
3.5. Швидкість руху агрегату	58
3.6. Баланс потужності трактора	60
3.7. Тягові характеристики трактора. Тяговий ККД	64
3.8. Шляхи покращення експлуатаційних властивостей мобільних енергетичних засобів	67
Тема 4. Розробка потенційних тягових характеристик сучасних тракторів та їх аналіз	74
4.1. Реалізація потужності. Аналіз характеристик сучасних тракторів. Оптимальне тягове зусилля	74
Тема 5. Побудова тягових характеристик	96
5.1. Визначення недостаючих конструктивних параметрів трактора.	96

5.2. Тяговий та паливно-економічний розрахунок	99
Тема 6. Аналіз напрямків досліджень машин із використанням тягово-експлуатаційних-характеристик	123
6.1. Аналіз чинних способів тягових випробувань	123
6.2. Вплив тягових і експлуатаційних характеристик машин на їхню продуктивність	135
6.3. Використання тягових та потужнісних резервів машин.	150
Тема 7. Прохідність та паливна економічність колісних і гусеничних машин	
7.1. Основні поняття та визначення	160
7.2. Профільна прохідність	165
7.3. Подолання колесом перепонів. Опорно-зчіпна прохідність	170
7.4. Вплив гусеничного рушія на прохідність. Вплив привода на прохідність.	177
7.5. Паливна економічність двигуна	181
Тема 8. Визначення параметрів землерийних машин залежно від умов експлуатації	193
8.1. Формування залежностей зв'язку між основними параметрами об'єктів техніки	193
8.2. Визначення оптимальних параметрів машин залежно від умов експлуатації	205
8.3. Вибір землерийних машин залежно від умов експлуатації	209
9. Практичні заняття	222
Тема 9.1. Розрахунок і дослідження продуктивності машин	222
Тема 9.2. Розрахунок основних техніко-експлуатаційних параметрів машин	237
Тема 9.3. Аналіз рушійної сили агрегату	249
Тема 9.4. Побудова потенційної тягової характеристики	258

Тема 9.5. Побудова тягово-швидкісних характеристик	269
Тема 9.6. Використання тягових та потужнісних резервів машин	295
Тема 9.7. Прохідність та паливна економічність колісних і гусеничних машин	304
Тема 9.8. Визначення параметрів землерийних машин залежно від умов експлуатації	312
10. Курсовий проект	317
10.1. Обґрунтування експлуатаційної ваги трактора	325
10.2. Методика розрахунку та побудови регуляторної характеристики двигуна	330
10.3. Методика розрахунку показників тягової характеристики трактора	334
10.4. Методика графоаналітичної побудови тягової характеристики трактора	337
10.5. Опис машини, приклади її застосування	344
10.6. Аналіз сучасних конструкцій бульдозерів	347
10.7. Розрахунок і побудова характеристик двигуна	355
10.8. Розрахунок і побудова тягової характеристики машини для заданих умов експлуатації	359
10.9. Тягово-енергетична характеристика	364
Перелік використаних скорочень	372
Література	373
Алфавітний покажчик	380
Додатки	383

Тема 1. Режими роботи машини

Перелік питань:

- 1.1. Режими роботи машин
 - 1.1.1. Режими роботи машин за часом
 - 1.1.2. Режими роботи машин за інтенсивністю силового навантаження
- 1.2. Основні експлуатаційні властивості машин
- 1.3. Опір робочих машин
- 1.4. Тяговий опір агрегату
- 1.5. Експлуатаційні властивості агрегатів

1.1. Режими роботи машин

Експлуатаційні режими роботи машин класифікують на:

- режими роботи машин за часом;
- режими роботи машин за інтенсивністю силового навантаження.

1.1.1. Режими роботи машин за часом

Режими роботи машин за часом використовують для планування, раціональної організації експлуатації машин та аналізу їх використання. З метою розробки режимів календарний час експлуатації машин розподіляють на час корисної роботи машини і час перерв, які виникають у роботі машин через різні причини. З урахуванням тривалості проміжків часу розрізняють наступні режими роботи машини: змінний, добовий, місячний та річний. **Тривалість режимів роботи** при цьому оцінюють наступним чином:

- змінний – години;
- добовий – години;
- місячний – дні (години);
- річний – дні (години).

Використовують змінний та добовий режими для робочих парків машин одного виду, а річні – для спискового парку машин.

Робочий парк машин – кількість одночасно працюючих машин. Середньорічну кількість машин робочого парку за марками N_p визначають:

$$N_p = \frac{\sum_{i=1}^n P_i \cdot t_i}{D_p}, \quad (1.1)$$

де n – кількість груп машин з однаковим часом роботи за розрахунковий період;

P_i – кількість машин в одній групі;

t_i – фактичний час роботи машин в одній групі;

D_p – кількість робочих днів за розрахунковий період.

За умови, що відомим є сумарний час роботи машин одного типу за звітний період, то **середньорічну кількість машин робочого парку** за марками N_p визначають:

$$N_p = \frac{t_{\Sigma}}{D_p}, \quad (1.2)$$

де t_{Σ} – сумарний час роботи машин в господарстві.

Списковий склад машин – інвентарна кількість машин, які стоять на балансі господарства. За умови зміни складу машин за розрахунковий період середньоспискове число машин за марками N_c визначають:

$$N_c = \frac{\sum_{i=1}^n P_i \cdot t_i}{d_k}, \quad (1.3)$$

де n – кількість груп машин з однаковою тривалістю перебування в організації за розрахунковий період;

P_i – кількість машин в одній групі;

t_i – тривалість перебування машин однієї групи в організації

в календарних днях;

d_k – кількість календарних днів за звітний період.

Якщо відомо сумарний час перебування машин на підприємстві за звітний період, то **середньоспискову кількість машин** N_c визначають за формулою

$$N_c = \frac{t_\Sigma}{d_k}, \quad (1.4)$$

де t_Σ – сумарний час перебування машин в господарстві.

Змінний режим розподіляє календарний змінний час на години корисної роботи машини і години перерв протягом робочої зміни через конструктивно-технологічні, технологічні, організаційні та метеорологічні умови, а також причини, що визначаються організацією праці і відпочинку машиністів.

Конструктивно-технологічні перерви – це час, який витрачається на виконання щозмінного технічного обслуговування, підготовку машини до початку роботи на початку зміни і її передачу в кінці зміни.

До перерв з технологічних причин відносять: переміщення машини з позиції на позицію, очищення робочого обладнання тощо.

Простої з організаційних причин – це простої через відсутність фронту робіт, несвоєчасне забезпечення матеріалами, усунення дрібних неполадок, перехід машини з однієї зони в іншу.

Перерви з метеорологічних умов пов'язані з несприятливими погодними умовами. Вони включаються в змінний режим в тому випадку, коли вони не були включені в річний режим роботи.

До перерв, пов'язаних з організацією праці машиністів відноситься час, що затрачається на одержання завдання і ознайомлення з кресленнями та об'єктом, оформлення нарядів, змінних рапортів та іншої документації, а також час

на відпочинок та особисті потреби машиніста.

З метою визначення змінних режимів роботи потрібно визначити:

- 1) час чистої роботи машини;
- 2) час роботи машини всередині зміни;
- 3) час корисної роботи.

Час чистої роботи $t_ч$:

$$t_ч = t_{зм} - (t_{к-м} + t_{о-н} + t_m + t_o + t_M), \quad (1.5)$$

де $t_{зм}$ – тривалість зміни;

$t_{к-м}$ – тривалість простоїв з конструктивно-технологічних причин;

$t_{о-н}$ – тривалість простою машин з причин, що визначаються організацією праці і відпочинку машиністів;

t_m – тривалість простоїв з технологічних причин;

t_o – тривалість простоїв з організаційних причин;

t_M – тривалість простоїв з метеорологічних причин.

Час роботи машини t_p всередині зміни складається з часу чистої роботи машини і часу, що витрачається на перерви з технологічних причин

$$t_p = t_ч + t_m. \quad (1.6)$$

Корисний робочий час машини t_k визначається часом роботи машини за винятком простоїв з організаційних і метеорологічних причин

$$t_k = t_ч + t_{к-м} + t_{о-н} + t_m. \quad (1.7)$$

Показником використання змінного режиму роботи служить коефіцієнт внутрішньозмінного використання часу $K_в$ – це відношення кількості годин корисної роботи машини за зміну до загальної тривалості зміни

$$K_в = \frac{t_k}{t_{зм}}. \quad (1.8)$$

Добовий режим роботи розподіляє добовий

календарний час на змінний, коли машина перебуває в роботі, і позазмінний – коли машина не працює.

Показником використання добового режиму роботи служить коефіцієнт змінності і коефіцієнт корисної роботи машини.

Коефіцієнт змінності показує середню кількість змін роботи середньоспівкової машини за добу і визначається як відношення середньої кількості годин роботи машини у дні, коли вона працює, до тривалості зміни.

Фактичний коефіцієнт змінності за звітний період $K_{зм}$:

$$K_{зм} = \frac{T_{ф.р}}{N_c \cdot D_p \cdot t_{зм}}, \quad (1.9)$$

де $T_{ф.р}$ – фактично відпрацьовані години групою машин за звітний період;

N_c – спискова кількість машин у групі;

D_p – кількість робочих днів за звітний період;

$t_{зм}$ – тривалість зміни в годинах.

Якщо в різні періоди року машина працювала неоднаковою кількістю змін за добу, то **середній коефіцієнт змінності** $K_{зм}$:

$$K_{зм} = \frac{\sum_{i=1}^n T_i \cdot K_{зм,i}}{\sum_{i=1}^n T_i}, \quad (1.10)$$

де n – кількість періодів за рік з неоднаковою кількістю змін; T_i – кількість робочих діб за окремі періоди, де машина працювала з однаковим коефіцієнтом змінності.

Коефіцієнт корисної роботи машини $K_{к}$:

$$K_{к} = 1 - \frac{T_{пл.добр} - T_{ф.добр}}{T_{ф.добр}}, \quad (1.11)$$

де $T_{пл.добр}$ – плановий середньодобовий час роботи машини;

$T_{ф.добр}$ – фактичний середньодобовий час роботи машини.

Річний режим роботи машин розподіляє календарний час на дні роботи машини і дні, коли вона не працює з тих чи інших причин.

При розробці річного режиму враховують наступні перерви: святкові і вихідні дні, перебезування машини з об'єкта на об'єкт, з метеорологічних умов, організаційних причин і простої, пов'язані з виконанням періодичних технічних обслуговувань і ремонтів.

Кількість годин роботи машини за рік T_p визначають за формулою

$$T_p = D_p \cdot K_{зм} \cdot t_{зм}, \quad (1.12)$$

де D_p – кількість днів роботи машини за рік.

Кількість днів роботи машини за рік D_p :

$$D_p = d_k - (d_c + d_e + d_{нб} + d_m + d_{орг} + d_{ТОіР}), \quad (1.13)$$

де d_k – кількість календарних днів за рік;

d_c – кількість святкових днів за рік;

d_e – кількість вихідних днів за рік;

$d_{нб}$ – кількість днів перебезування за рік;

d_m – кількість днів з несприятливими метеорологічними умовами;

$d_{орг}$ – кількість днів простою машини з організаційних причин;

$d_{ТОіР}$ – кількість днів перебування машини в ТО і ремонті.

Кількість святкових і вихідних днів встановлюють за календарем.

Кількість днів на перебезування машини $d_{нб}$:

$$d_{нб} = \frac{d_k - (d_e + d_c + d_m + d_o) \cdot d_n}{T_{об} \left(\frac{1}{t_{зм} \cdot K_{зм}} + P_p \right) + d_n}, \quad (1.14)$$

де d_n – тривалість одного перебезування (дні);

$T_{об}$ – розрахункова кількість годин роботи машини на об'єкті;

P_p – ремонтний коефіцієнт.

Ремонтний коефіцієнт P_p – кількість днів перебування машини в технічному обслуговуванні і ремонті на одну відпрацьовану машино-годину.

Ремонтний коефіцієнт P_p :

$$P_p = \frac{t_{кр} + \sum_{i=1}^m n_i \cdot t_i}{M_{\kappa}}, \quad (1.15)$$

де i – вид технічного обслуговування;

m – кількість різновидів технічного обслуговування і ремонту;

n_i – кількість i -тих технічних обслуговувань і ремонтів за міжремонтний період;

t_i – середній час перебування машини в i -тому технічному обслуговуванні, або ремонті з врахуванням часу на перевезення машини, дні;

$t_{кр}$ – час перебування машини в капітальному ремонті, дні;

M_{κ} – міжремонтний ресурс машини, год.

Кількість днів роботи машини на об'єкті $D_{об}$:

$$D_{об} = \frac{T_{об}}{K_{зм} \cdot t_{зм}}, \quad (1.16)$$

де $T_{об}$ – кількість годин роботи машини на об'єкті, що визначається обсягом роботи, яку виконує дана машина, та її експлуатаційною середньогодинною продуктивністю.

Кількість днів з несприятливими метеорологічними умовами (дні з температурою мінус 25° С і нижче, дні з вітром понад 10 м/с, дощові дні та ін.) встановлюють на основі середніх даних районних управлінь гідрометеорологічної служби. Враховуючи, що частина днів з несприятливими метеорологічними умовами збігається з вихідними і святковими днями, дані одержані від районних

управлінь гідрометеорологічної служби перераховують за формулою

$$d''_m = d_m \cdot \left(1 - \frac{d_c + d_e}{d_k} \right), \quad (1.17)$$

де d''_m – кількість днів простою через погані метеорологічні умови з врахуванням того, що вони збігаються з вихідними та святковими днями.

Кількість днів, що витрачається на технічне обслуговування машин протягом року d_p , залежить від кількості годин роботи машин за рік і визначається залежністю

$$d_p = \frac{[d_k - (d_e + d_c + d_{нб} + d_m + d_o)] \cdot K_{зм} \cdot t_{зм} \cdot P_p}{1 + K_{зм} \cdot t_{зм} \cdot P_p}. \quad (1.18)$$

Перерви в роботі машини через різні непередбачені організаційні причини не повинні перевищувати 3% календарного часу за винятком вихідних і святкових днів.

Виконання річних режимів роботи машини оцінюють коефіцієнтом використання календарного часу $K_{кч}$, коефіцієнтом використання машини за часом $K_{ч}$ і коефіцієнтом використання річного режиму роботи машини K_p .

Коефіцієнт виконання календарного часу $K_{кч}$ – це відношення кількості годин роботи однієї середньоспискової машини за рік $T_{p.c}$ до кількості календарних годин T_k

$$K_{кч} = \frac{T_{p.c}}{T_k}. \quad (1.19)$$

При визначенні планового коефіцієнта використання календарного часу величину $T_{p.c}$ приймають згідно з режимом роботи, а при визначенні коефіцієнта фактичного використання календарного часу – за даними звіту.

Кількість календарних годин за рік T_k визначають як добуток кількості календарних днів на тривалість доби в

годинах (24 години)

$$T_k = d_k \cdot t_{\text{доб}}. \quad (1.20)$$

Коефіцієнт використання режиму роботи машини за часом $K_{\text{ч}}$ – це відношення фактичної кількості годин роботи машини за рік $T_{\text{ф.р}}$ до кількості годин роботи машин, встановленої річним режимом роботи T_p виражене у відсотках

$$K_{\text{ч}} = \frac{T_{\text{ф.р}}}{T_p} \cdot 100\%. \quad (1.21)$$

Коефіцієнт використання річного режиму роботи K_p – це відношення фактичної кількості днів роботи машини за рік $D_{\text{ф.р}}$ до кількості днів роботи машини, встановленої річним режимом роботи $D_{\text{р.в}}$, виражене в відсотках

$$K_p = \frac{D_{\text{ф.р}}}{D_{\text{р.в}}} \cdot 100\%. \quad (1.22)$$

Аналіз використання машин проводять за групами і для всього парку.

Чим більше годин корисної роботи машини за зміну, добу і за рік, тим вища відповідно змінна, добова і річна продуктивність машини. Тому всі організаційно-технічні заходи з експлуатації парку машин повинні бути спрямовані на збільшення часу їх корисної роботи шляхом скорочення перерв в роботі за рахунок суміщення їх у часі.

1.1.2. Режим роботи машин за інтенсивністю силового навантаження

Режим роботи машин за інтенсивністю силового навантаження – це ступінь навантаження на робочий орган, завантаження двигунів, швидкості пересування машини (агрегату), частоту реверсування робочих рухів, ступінь завантаження корисною роботою протягом зміни.

Основний показник режиму роботи за інтенсивністю силового навантаження – це зусилля на робочому органі. За умови збільшення зусилля на робочому органі зростає швидкість спрацювання деталей машини, збільшуються витрати палива і мастильних матеріалів, вартість технічного обслуговування і ремонтів. Продуктивність машини при цьому зменшується.

Якщо режим роботи машини за інтенсивністю силового навантаження є оптимальним забезпечуються:

- 1) оптимальне навантаження на робочі органи;
- 2) раціональне використання потужності двигуна без перевантаження;
- 3) оптимальна продуктивність;
- 4) високі економічні показники роботи машини;
- 5) нормальні зусилля і швидкості руху деталей і вузлів машини, що забезпечують їх ритмічну роботу і природне спрацювання;
- 6) потрібні санітарно-гігієнічні умови.

Для визначення оптимального режиму за інтенсивністю силового навантаження необхідно знати взаємодію робочого органу машини і оброблюваного (розроблюваного або переміщуваного) ним матеріалу, а також робочий процес машини в цілому. Аналіз залежностей між параметрами робочого процесу машини (зусиллям на робочому органі, напрямком і швидкістю його переміщення, частотою обертання тощо) дає змогу визначити оптимальні умови навантаження на машину, при яких відбувається нормальне спрацювання і мащення спряжених деталей, природне зменшення роботоздатності.

При виборі режиму роботи машини за інтенсивністю силового навантаження враховують:

- кліматичні умови;
- вид і стан розроблюваного матеріалу;
- вид і стан поверхні по якій переміщується машина (для

- машин, що пересуваються в процесі робочих операцій);
- експлуатаційні властивості машин;
- технологічні схеми роботи машини.

При виборі режиму за кліматичними умовами враховують температуру повітря, силу і напрям вітру, атмосферні опади.

При низькій температурі деталі з металу набувають холодноламкості при граничних навантаженнях і високих швидкостях руху робочого органу від короткочасних збільшень навантаження на робочий орган, що викликано збільшенням опорів; від неоднакових механічних властивостей розроблюваного матеріалу виникають удари, що сприяють швидкому спрацюванню або поломці деталей машини; від заledenіння окремих деталей в результаті конденсації водяної пари і атмосферних опадів порушується робота окремих спряжень, що підвищує спрацювання і загрожує безпеці роботи.

При високій температурі від перегріву порушується робота силової установки, гальм, муфт, внаслідок чого вони швидше спрацювуються, умови безпеки праці погіршуються.

Сила і напрям вітру впливають на стійкість машини і створюють додаткові опори рухові машини або робочого органу, викликають пилові і снігові бурі, від яких знижується видимість і безпека праці. Атмосферні опади викликають також додаткову небезпеку під час роботи.

Режим роботи за кліматичними умовами встановлюють згідно з затвердженими правилами техніки безпеки та інструкціями з експлуатації машин.

Вплив на режим роботи оброблюваного матеріалу встановлюють за складністю його розробки. Матеріали за складністю розробки поділяють на групи або категорії, якісна оцінка яких характеризується питомими показниками їх механічних і фізичних властивостей (питомі опори різанню, копанню, роздавлюванню, переміщуванню,

заглибленню та інше), від значення яких залежить навантаження на робочий орган. Питомі показники наведені у довідниках та посібниках.

За питомими показниками складності розробки матеріалу визначають зусилля на робочому органі і за цим зусиллям встановлюють режим його навантаження і швидкість пересування машини, або ж робочого органу за умовами раціонального використання потужності силової установки. Стан поверхні, по якій переміщується машина, визначає прохідність машини і можливі швидкості її пересування.

Режим роботи машини за характером і станом поверхні, по якій вона переміщується, встановлюють на основі допустимих питомих тисків на ґрунт, його гранулометричного складу (піски, глини, суглинки, супіски та ін.) і рельєфу місцевості (рівній, з підйомом або похилом, з камінням).

1.2. Основні експлуатаційні властивості машин

Основні експлуатаційні властивості машини, які визначають режим її роботи:

- прохідність,
- маневреність,
- плавність ходу,
- тягово-швидкісні властивості.

Прохідність машини залежить від питомого тиску на ґрунт, що створюється її ходовою частиною, дорожнього просвіту (кліренсу) машини, кутів в'їзду (переднього і заднього).

Маневреність залежить від радіусу повороту, а плавність ходу – від навантажень на робочий орган.

Режими роботи за прохідністю встановлюють із співвідношення питомого тиску машини і допустимого

питомого тиску на ґрунт, поздовжньої і поперечної стійкості машини; маневреність – із співвідношення рельєфу місцевості і радіуса повороту; плавність – із співвідношення вертикальних навантажень на робочий орган.

Питомий тиск на ґрунт машини на гусеничному ході становить: вздовж гусеничного ходу:

– середній питомий тиск p_c

$$p_c = \frac{F_b}{10 \cdot n \cdot B \cdot L}; \quad (1.23)$$

– максимальний і мінімальний питомий тиск

$$P_{max(min)} = \frac{F_b}{10 \cdot n \cdot B \cdot L} \cdot \left(1 \pm \frac{6 \cdot x}{L} \right), \quad (1.24)$$

де F_b – вертикальна складова сили ваги і всіх сил, що діють на машину;

n – кількість гусениць;

B – ширина гусеничної стрічки;

L – довжина опорної поверхні гусеничної стрічки;

x – відстань від центру гусеничного ходу у повздовжній площині до центру прикладання вертикальної складової;

– максимальний та мінімальний впоперек гусеничного ходу

$$P_{max(min)} = \frac{F_b}{10 \cdot n \cdot B \cdot L} \cdot \left(1 \pm \frac{6 \cdot y}{b_1} \right), \quad (1.25)$$

де b_1 – відстань між центрами гусениць, см;

y – відстань від центру сили ваги і всіх сил до центру гусеничного ходу в поперечній площині, см.

Середній питомий тиск на ґрунт колісних машин з пневматичними шинами p_c можна визначити за формулою

$$p_c = k \cdot p_n, \quad (1.26)$$

де k – коефіцієнт, що враховує вплив жорсткості покриття пневматичної шини ($k = 1,2-1,25$);

p_n – тиск повітря в шині, кПа.

Тягово-швидкісні властивості машин залежать від потужності силової установки, ходового обладнання і ґрунту (поверхні), по якому пересувається машина.

Режим роботи машини за тягово-швидкісними властивостями встановлюють за тяговим зусиллям на різних передачах у тягачів і самохідних машин; зусиллям, яке створюється потужністю двигуна на робочому органі у машин, що виконують робочі рухи при нерухомій машині; зчіпною вагою і коефіцієнтом зчеплення ходового пристрою з ґрунтом; коефіцієнтом опору пересуванню і сумою вертикальних складових ваги машини і всіх зовнішніх сил, що створюють тиск на ходове обладнання.

В умовах жаркого клімату пил і висока температура негативно впливають на роботу системи повітроочистки і поршневу групу двигуна, внаслідок чого знижується його потужність, а сухі піски зменшують зчеплення ходового пристрою з поверхнею, по якій пересувається машина. Все це зменшує тягові властивості машини.

При роботі у зонах знижених температур на сніговому покриві або розмерзлій поверхні ґрунту, що перезволожена і має низьку несучу здатність, тягові показники тягачів та самохідних машин погіршуються в результаті зменшення коефіцієнта зчеплення. Під час руху машини по болотно-торф'яних і перезвожених мінеральних ґрунтах під дією тиску ходового обладнання спочатку відбувається невелике осідання ґрунту за рахунок його стискання, витіснення води і газів з поверхневого шару, потім ґрунт видавлюється в боки і назад, збільшуючи глибину колії і осідання машини. При великих швидкостях машини тривалість дії сил на поверхню ґрунту, що передається через ходовий пристрій зменшується. У зв'язку з цим підвищується прохідність машини за рахунок зменшення деформації ґрунту.

На ґрунтах з низькою несучою здатністю в результаті

їх деформації і неминучого утворення колії сили опору самопересуванню тягача або самохідної машини зростають із збільшенням глибини колії за рахунок збільшення коефіцієнта опору пересуванню машини.

Режим роботи машин за тягово-швидкісними властивостями встановлюється при роботі на ґрунтах з великою несучою здатністю за потужністю двигуна (тяговим зусиллям тягача), а на ґрунтах з малою несучою здатністю – за зчіпним зусиллям.

Всі дані з експлуатаційних властивостей машини приймають з інструкції по експлуатації і паспорта машини або за довідником.

1.3. Опір робочих машин

Основними показниками енергетичних властивостей робочих машин є їхній робочий опір (опір робочого ходу) R і споживана потужність N_e (енергоємність процесу). Для зручності розрахунків, маючи на увазі велику кількість однотипних машин, що різняться частіше усього тільки шириною захвату B , і глибиною обробки h , введено поняття питомого тягового опору машин на рівній поверхні k .

Питомий опір – це опір, який чинить одиниця параметру вимірюваної величини (одиниця ширини захвату, одиниця площі поперечного перерізу, одиниця глибини і т.п.).

При цьому розглядають питомий опір:
– для однотипних машин, що різняться головним чином шириною захвату,

$$k = \frac{R}{B}, \quad (1.27)$$

де k – виражається в Н/м;

B – ширина захвату, м;

R – опір на робочого ходу, Н.

– для машин, що відрізняються як шириною захвату, так і глибиною обробки (наприклад, для ґрунтообробних машин):

$$k_{nl} = \frac{R_{nl}}{B \cdot h}, \quad (1.28)$$

де h – глибина обробки;

k_{nl} – вимірюється в Н/м²;

– для машин, у яких опір пропорційний головним чином їхній вазі G_m (опір перекочуванню f_m), наприклад, для транспортних машин або для робочих машин при холостому пересуванні,

$$k_f = \frac{R}{G_m} = f_m, \quad (1.29)$$

де f_m – коефіцієнт перекочування (безрозмірна величина);

G_m – вага машини, Н.

Для машин, у яких привод робочих органів здійснюється від валу відбору потужності (ВВП), розрахунок ведуть за потужністю N_m , що витрачається:

$$k_{n,y} = \frac{N_m}{v \cdot B}, \quad (1.30)$$

де N_m – потужність приводу машини;

v – дійсна швидкість руху;

B – ширина захвату.

Для комплексного агрегату питомий тяговий опір визначають як суму опорів вхідних у нього машин, приведені до 1 м ширини захвату.

Загальний розрахунковий опір агрегату R :

$$R = \sum_{i=1}^n k \cdot B \text{ або } R_{nl} = k_{nl} \cdot B \cdot h, \quad (1.31)$$

де R і R_{nl} – виражаються в Н.

У випадку, якщо в питомий опір машини при експериментальному його визначенні не були включені

витрати на пересування машини, загальний опір R визначають як суму цих опорів, наприклад

$$R = k \cdot B + f_m \cdot G_m, \quad (1.32)$$

або при холостому ході машини

$$R_x = f_m \cdot G_m. \quad (1.33)$$

1.4. Тяговий опір агрегату

Машинно-тракторний агрегат являє собою систему твердих тіл, з'єднаних між собою пружними і жорсткими пристроями. Рух і робота його можливі лише внаслідок взаємодії сил, що діють на агрегат.

Джерелом енергії, яка витрачається на виконання робіт, є хімічна енергія палива, яка перетворюється двигуном внутрішнього згоряння в теплову, а потім в механічну у вигляді крутного моменту M колінчастого валу. Обертний момент, передається повністю або частково (за наявності приводу машин від ВВП) на рушій трактора і створює рушійну силу. Рушійна сила сприяє набуттю трактором і машиною прискорення під час зрушення з місця, а також долає їх опір у режимі усталеного сталого руху.

Для комплектування агрегатів користуються зчіпками.

Причіпні зчіпки мають свою опорно-ходову систему, а навісні зчіпки збільшують вагу, що припадає на трактор, вони викликають **додатковий опір перекочуванню**, який визначиться:

$$R_{зч} = f_{зч} \cdot G_{зч}, \quad (1.34)$$

де $f_{зч}$ – опір перекочуванню машини;

$G_{зч}$ – зчіпна вага машини.

При роботі агрегату на місцевості, що має підйом (кут нахилу α – в градусах або i – у відсотках), виникає **додатковий тяговий опір R_α від складової ваги машини** (рис. 1.1):

$$R_{\alpha} = G_{\text{м}} \cdot \sin \alpha \approx G_{\text{м}} \cdot i. \quad (1.35)$$

Відповідно для зчіпки **опір підйому** $R_{\text{зч}}^{\alpha}$:

$$R_{\text{зч}}^{\alpha} = G_{\text{зч}} \cdot \sin \alpha \approx G_{\text{зч}} \cdot i. \quad (1.36)$$

У цьому випадку **опір перекочуванню** $R_{\text{зч}}$:

$$R_{\text{зч}} = f_{\text{зч}} \cdot G_{\text{зч}} \cdot \cos \alpha. \quad (1.37)$$

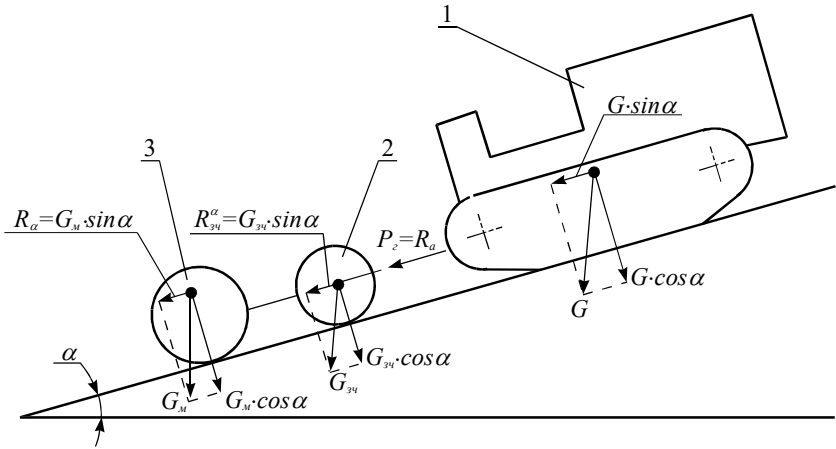


Рис. 1.1. Схема дії сил при русі машини на підйом: 1 – трактор; 2 – зчіпка; 3 – причіпна машина

Для багатомашинного агрегату без додаткових пристроїв при русі на підйом

$$R_{\alpha} = k \cdot B + (G_{\text{м}} + G_{\text{зч}}) \cdot i + f_{\text{зч}} \cdot G_{\text{зч}} \cdot \cos \alpha, \quad (1.38)$$

або приблизно

$$R_{\alpha} = k \cdot B + G_{\text{м}} \cdot i + G_{\text{зч}} (i + f_{\text{зч}}). \quad (1.39)$$

У багатомашинного агрегату в результаті деякої розбіжності напрямків дії сил опору машин, що входять до складу агрегату, загальний опір буде дещо відрізняться від арифметичної суми опорів усіх машин. Однак, при сучасних швидкостях руху ця відмінність не настільки велика і в

практичних розрахунках його не враховують.

Всі наведені формули дійсні для усталеного руху, коли прискорення дорівнює нулю. Коли агрегат рушає з місця опір зростає за рахунок сил інерції. Для початку руху необхідно подолати сили інерції.

Додатковий опір робочої частини агрегату в момент початку руху R_j :

$$R_j = M_m \cdot j = \frac{G_{p.o}}{g} \cdot j, \quad (1.40)$$

де M_m – приведена маса робочих машин;

$G_{p.o}$ – вага робочого обладнання;

j – прискорення в момент початку руху (рушання).

1.5. Експлуатаційні властивості агрегатів

Комплектування машинних агрегатів – науково обґрунтований процес вибору раціонального складу агрегату і оптимального завантажувального і швидкісного режимів роботи згідно агронормативів, які висуваються до виконання технологічної операції. Ефективність роботи агрегатів визначається показниками [1]:

- агротехнологічними;
- енергетичними;
- технічними;
- техніко-економічними;
- ергономічними;
- екологічними;
- вимогами охорони праці.

Агротехнологічні властивості машинних агрегатів обумовлюють якість виконання технологічної операції – здатність виконувати технологічну операцію відповідно до встановлених показників якості:

- прохідність – характеризується здатністю працювати в

умовах поганих доріг і бездоріжжя (опорно-зчіпна прохідність), а для сільськогосподарського трактора, крім того виконувати польові роботи, не пошкоджуючи рослин і не впливаючи ходовою системою негативно на ґрунт (агротехнічна прохідність);

– стійкість руху – здатність зберігати заданий напрямок руху, що сприяє високоякісному виконанню технологічної операції;

– допустима швидкість руху – швидкість, яка забезпечує необхідну якість роботи;

– допустимі втрати;

– обсяг технологічних місткостей, тощо.

Ці властивості мають важливе значення при виборі машин для виконання технологічної операції за даних умов та для комплектування агрегатів.

До **енергетичних властивостей** машинних агрегатів відносять показники, які визначають витрати та використання енергії при виконанні технологічних операцій, тяговий та питомий опори, необхідну потужність на тягу та привод механізмів через ВВП, коефіцієнт корисної дії і та ін.

У процесі комплектування агрегатів енергетичні властивості набувають вирішального значення при визначенні кількісного складу машин в агрегаті, під час вибору експлуатаційних режимів роботи (наприклад, швидкість руху тощо).

Маневрові властивості агрегатів – це їх поворотність, прохідність, стійкість руху, пристосованість до транспортування тощо. Маневрові властивості слід враховувати під час вибору агрегатів для конкретних умов: малі ділянки та короткі гони; робота в теплицях; міжрядний обробіток технічних культур з малими захисними смугами; необхідність транспортування через залізничний переїзд, греблю, вузький місток, тобто можливість швидкого переведення агрегату в положення для тривалого

транспортування тощо.

Технічні властивості машин та агрегатів – це маса, форма, габаритні розміри, наявність необхідного діапазону робочих передач, універсальність (здатність при переоснащенні відповідними пристроями та робочими органами виконувати різні технологічні операції), ремонтпридатність, пристосованість для проведення технічного обслуговування.

Техніко-економічні властивості агрегатів – це їхня продуктивність та необхідні витрати праці, паливна економічність (витрата палива за одиницю часу на одиницю виконаної роботи), експлуатаційні витрати коштів (за одиницю часу, на одиницю виконаної роботи або одержаної продукції).

Ергономічні властивості машин та агрегатів обумовлюють санітарно-фізіологічні умови та безпеку праці, естетичні показники тощо (наприклад, застосування жорсткого каркасу кабіни, який запобігає важким травмам механізатора при перекиданні трактора, тоноване скло в кабіні тощо).

Екологічні властивості машинних агрегатів обумовлюють створення умов для протидії водній та вітровій ерозії, ущільненню ґрунту, забрудненню середовища і продукції шкідливими сполуками тощо.

Згідно з вимогами охорони праці машинний агрегат повинен відповідати умовам безпечного виконання механізованих робіт у відповідних галузях виробництва. Комплектування і налагоджування машинно-тракторних агрегатів здійснює тракторист-машиніст з майстром на типовому регульовальному майданчику під керівництвом інженерної служби підприємства.

Агрегатувати машини необхідно з тими енергетичними засобами, які рекомендовані заводом-виробником. Основні задачі комплектування агрегатів

зводяться до розрахунку раціонального складу агрегату та його завантажувального і швидкісного режимів роботи. **На першому етапі** в залежності від умов роботи (конфігурація поля або площадки, питомий опір ґрунту, питомий опір робочих органів машин, технологічних параметрів виконання технологічної операції) вибирають енергетичну і робочу машини агрегату, виходячи з їхніх експлуатаційних властивостей, які задовольняють нормативам виконання операції, ресурсозбереження, економічним показникам та охорони праці і навколишнього середовища.

На другому етапі розрахунку агрегату відносно критеріїв економічності і ресурсозбереження розраховують основні експлуатаційні показники агрегату (тягове зусилля, тяговий опір агрегату, ширину захвату, кількість машин в агрегаті, продуктивність агрегату, затрати праці і нафтопродуктів, завантажувальний і швидкісний режими роботи агрегатів). При розрахунку завантажувального режиму роботи агрегату виходять із того, що робоча машина повинна номінально завантажувати енергетичну частину агрегату (для оранки 82–92%, для інших операцій 90–95%).

Оптимальний швидкісний режим роботи агрегату вибирають, враховуючи фактори:

- допустимий діапазон робочих швидкостей згідно агронормативів;
- величину завантаження двигуна.

Питання для самоконтролю

1. Як класифікують експлуатаційні режими роботи машин?
2. Для чого використовують режими роботи машин за часом?

3. Яким чином оцінюють тривалість режимів роботи?
4. Назвіть одиниці вимірювання змінного, добового та річного режимів роботи машин?
5. Запишіть залежність для визначення середньорічної кількості машин робочого парку?
6. Запишіть залежність для визначення середньоспискового числа машин за марками за умови зміни складу машин за розрахунковий період.
7. Дайте визначення поняття «Конструктивно-технологічні перерви».
8. Який час необхідно знати для визначення змінних режимів роботи?
9. Яким чином визначають час чистої роботи машин?
10. Запишіть залежність для визначення фактичного коефіцієнту змінності за звітний період.
11. Що таке коефіцієнт використання режиму роботи машини за часом?
12. Що розуміють під режимом роботи машин за інтенсивністю силового навантаження?
13. Назвіть основні експлуатаційні властивості машини, які визначають режим її роботи?
14. Запишіть залежність для визначення питомого тиску на ґрунт машини на гусеничному ході?
15. Запишіть залежність для визначення середнього питомого тиску на ґрунт колісних машин з пневматичними шинами?
16. Дайте визначення поняття питомого опору.
17. Яким чином визначається додатковий тяговий опір від складової ваги машини?
18. Яким чином визначається опір перекочуванню?
19. Яким чином визначається додатковий опір робочої частини агрегату в момент початку руху?
20. Назвіть показники, які визначають ефективність роботи агрегатів.

Тести

1. Яким чином поділяють режими роботи машин?

За часом, за інтенсивністю силового навантаження

За тривалістю, за фактором руху

За складом робіт, за часом виконання робіт

За інтенсивністю спрацьовування, за часом

За часом чистої роботи, за часом простоїв

2. Робочий парк машин – це

Кількість машин одночасно працюючих

Кількість машин на балансі підприємства

Кількість машин, що призначені для ремонту

Кількість машин роботоздатних

Кількість машин, які простоюють

3. Оберіть вираз для визначення середньорічної кількості машин робочого парку

$$N_p = \frac{\sum P_i t_i}{D_p}$$

$$N_c = \frac{\sum P_i t_i}{D_p}$$

$$N_c = \frac{\sum P_i t_i}{D_i}$$

$$N_c = \frac{\sum D_i t_i}{T}$$

$$N_p = \frac{\sum G_i t_i}{D_p}$$

4. Оберіть вираз для визначення часу чистої роботи машини

$$t_{ч} = t_{заг} + t_{он} + t_T + t_o + t_m$$

$$t_q = t_{кТ} - t_{on} - t_T - t_o - t_m$$

$$t_q = t_{заг} - t_{on} - t_T - t_o - t_m$$

$$t_q = t_{заг} - t_{on} - t_T - t_o - t - N_{II}$$

$$t_q = t_{кТ} + t_{on} + t_T + t_o + t_m$$

5. Під режимом роботи за інтенсивністю навантаження розуміють...

Ступінь навантаження на робочий орган, завантаження двигуна, швидкість пересування машини, завантаження корисною роботою за зміну

Завантаження двигуна, ефективну потужність двигуна, тягову здатність

Ступінь навантаження на робочий орган, максимальну продуктивність, прямі витрати на одиницю продуктивності

Максимальну продуктивність, прямі витрати на одиницю продуктивності, якість виконання робіт

Відповідність технічним умовам

6. Під режимом роботи за інтенсивністю навантаження розуміють...

Завантаження двигуна, ефективну потужність двигуна, тягову здатність

Ступінь навантаження на робочий орган, завантаження двигуна, швидкість пересування машини, завантаження корисною роботою за зміну

Ступінь навантаження на робочий орган, максимальну продуктивність, прямі витрати на одиницю продуктивності

Максимальну продуктивність, прямі витрати на одиницю продуктивності, якість виконання робіт

Відповідність технічним умовам

7. Оберіть експлуатаційні властивості машин, що визначають режим її роботи

Ступінь навантаження на робочий орган, максимальна продуктивність, прямі витрати на одиницю продуктивності

Завантаження двигуна, ефективна потужність двигуна, тягова здатність

Прохідність, маневреність, плавність ходу, тягово-швидкісні властивості

Годинні витрати палива, питомі витрати палива, тягово-швидкісні властивості

Маневреність, стійкість, прохідність, швидкість прямолінійного руху, продуктивність

8. Із співвідношення питомого тиску і допустимого тиску встановлюють

Режим роботи за прохідністю

Тягову здатність

Режим роботи за тягово-швидкісними характеристиками

Режим роботи за маневреністю

Годинні витрати палива

9. Опір, який чинить одиниця параметру вимірювальної величини називають...

Питомим

Розподіленим

Номінальним

Годинним

Допустимим

10. До якої групи експлуатаційних властивостей відносять параметр стійкості ?

Енергетичні властивості

Маневрові властивості

Технічні властивості

Техніко-економічні властивості

Ергономічні властивості

Тема 2. Виробничі процеси і загальна характеристика МТА

Перелік питань:

- 2.1. Основні поняття. Класифікація агрегатів.
- 2.2. Питомий опір агрегату.
- 2.3. Заходи щодо зменшення тягового опору агрегатів.

2.1. Основні поняття. Класифікація агрегатів

Машинно-тракторний агрегат (МТА) – це поєднання технологічних машин з механічним або електричним джерелом енергії, передавальними і допоміжними пристроями [2]. Розглянемо склад агрегату на прикладі сільськогосподарського МТА наприклад, ВТ-100 (трактор ВТ-100, який являє собою машину загального призначення на гусеничному ході, що відноситься до четвертого тягового класу (рис. 2.1)) + СП-11 (зчіпка причіпна посівна (рис. 2.2) + ЗСЗ-3,6 (СЗ – сівалка зернова (рис. 2.3)).

В даному агрегаті джерелом енергії служить трактор ВТ-100; технологічними машинами – три сівалки СЗ-3,6, а допоміжним пристроєм – зчіпка СП-11.



Рис. 2.1. Трактор ВТ-100



Рис. 2.2. Зчіпка СП – 11



Рис. 2.3. Сіялка СЗ – 3,6

Класифікація агрегатів

Велика кількість різноманітних МТА в сільському господарстві **класифікують** наступним чином:

– за способом виконання робіт – мобільні (машинно-тракторні) і стаціонарні;

– за видом джерела енергії (двигуна) – із тепловим двигуном (механічні) і з електричним двигуном

(електрифіковані);

- за складом робочих машин і числом одночасно виконуваних технологічних операцій – однорідні, комплексні, комбайнові і універсальні;
- за числом машин в агрегаті – одномашинні і багатомашинні;
- за розташуванням робочих органів машини щодо поздовжньої осі агрегату – симетричні і асиметричні;
- за способом з'єднання робочих машин із джерелом енергії
- причіпні, напівнавісні і навісні;
- за приводом робочих органів машин – із приводом від двигуна трактора (самохідного шасі), від опорно-ходових коліс і від власного двигуна;
- за розташуванням робочих машин в агрегаті щодо тягової машини і водія – із переднім, заднім, бічним і змішаним розташуванням;
- за видом виконуваних робіт – тягові, тягово-приводні і приводні.

Мобільні агрегати – агрегати, які виконують технологічні операції при своєму русі. До них відносяться тягові, самохідні й обмежено-мобільні агрегати. У останніх при виконанні технологічної операції рухова установка (наприклад, лобідка) нерухома, а робоча машина переміщується.

Стаціонарні агрегати виконують технологічні операції, знаходячись на одному місці. Якщо в проміжках між виконанням технологічних операцій їх можна переміщати з однієї ділянки на іншу (наприклад, екскаватор), то їх називають стаціонарно-пересувними.

Однорідним називається агрегат у тому випадку, коли агрегат призначений для виконання однієї технологічної операції. Він може бути і багатомашинним, тобто складатися з декількох однотипних машин.

Якщо агрегат призначений для одночасного виконання

декількох технологічних операцій машинами різноманітного виду, він називається комплексним, одною машиною – комбайновим.

Універсальними називаються агрегати, (або машини) обладнані робочими органами, спроможними виконувати в різні моменти часу різні операції.

Високопродуктивне використання техніки багато в чому залежить від правильного комплектування машинно-тракторних агрегатів, вибору кращих з них і підготовки їх до роботи.

При комплектуванні вирішують такі питання:

- вибір робочих органів, машин, зчіпок тракторів, які в конкретних умовах забезпечать високу якість роботи;
- визначення складу і режиму роботи агрегату, що забезпечують найбільшу продуктивність і економічність за рахунок найкращого використання потужності двигуна;
- з'єднання машин, зчіпки і трактора в агрегаті так, щоб отримати високі якісні та економічні показники.

Вихідні дані для комплектування агрегатів:

- вид і характеристика оброблюваного ґрунту або рослин;
- розміри і рельєф площадок (полів);
- агротехнічні вимоги до виконуваної роботи (для сільськогосподарських агрегатів);
- технологічні властивості машин і тракторів, питомий опір робочих машин, тягові властивості трактора.

Комплектування агрегату починають з вибору робочих органів, машин і тракторів. Машини повинні бути зручні в обслуговуванні. Число їх підбирають з таким розрахунком, щоб раціонально використовувати тягове зусилля і потужність трактора. При цьому необхідно прагнути до того, щоб агрегат мав достатню прохідність і був маневреним, відповідав сучасним ергономічним і екологічним вимогам, був безпечним в роботі.

При складанні МТА на базі потужних тракторів можна

одночасно використовувати кілька машин, які з'єднують з тракторами за допомогою універсальних чи спеціальних зчіпок. **Трактори слід вибирати**, виходячи з наявності їх в господарстві і з урахуванням зональної системи машин. При цьому необхідно враховувати тип ґрунту, питомі і тягові опори агрегатів, розміри робочих ділянок. Трактори повинні також володіти достатньою потужністю і тяговим зусиллям для виконання заданої операції. **Так, запас за тяговим зусиллям гусеничних тракторів повинен становити 25%, колісних – 15, а при буксуванні - відповідно не більше 5 і 12%.**

При визначенні складу агрегату можна використовувати розрахунковий метод або метод, який базується на дослідах. На практиці найчастіше віддають перевагу другому методу, використовуючи рекомендації, викладені в типових зональних операційних технологіях. Якщо склад агрегату відомий, то залишається лише визначити робочу швидкість і відповідну їй передачу. Робоча швидкість всіх агрегатів обмежена, перш за все, якістю виконання роботи. Крім цього для тягових агрегатів вона обмежується тягово-зчіпними властивостями, а для тягово-приводних і самохідних агрегатів - пропускною здатністю і потужністю двигуна.

На практиці робочу швидкість агрегату вибирають, виходячи з показників тахоспідометра, встановленого на сучасних тракторах. Знаючи діапазон допустимих швидкостей для даної машини, по спідометру визначають передачу трактора (швидкість руху), на якій МТА повинен входити в цей діапазон. За частотою обертання колінчастого валу визначають ступінь завантаження двигуна. Працювати потрібно при частоті обертання колінчастого валу трохи більшою, ніж номінальна (зазначена на тахоспідометрі). Якщо робоча швидкість менше, то переходять на більш низьку передачу

2.2. Питомий опір агрегату

Питомий тяговий опір робочої частини агрегату k_α (скорочено – питомий опір агрегату) визначається як середнє значення опору, що припадає на одиницю ширини захвату агрегату:

$$k_\alpha = \frac{R_\alpha}{B}, \quad (2.1)$$

де k_α вимірюється в Н/м.

Якщо питомий опір машин, прийнятий для розрахунків, визначити за фактичною робочою шириною захвату B_p (для плужних робочих органів і інших ґрунтообробних машин подібного типу), $k_\alpha = \frac{R_\alpha}{B_p}$, або за конструктивною шириною захвату B_k (в більшості випадків для сівалок, борон і інших аналогічних машин), $k_\alpha = \frac{R_\alpha}{B_k}$.

Чинники, що впливають на опір машин. До числа таких чинників відносяться:

- а) природнокліматичні;
- б) конструктивні;
- в) експлуатаційні (режими роботи).

Можлива також інша класифікація чинників. Наприклад, чинники, обумовлені:

- а) технологічним процесом;
- б) властивостями оброблюваного матеріалу;
- в) умовами експлуатації.

Вплив природнокліматичних чинників варто враховувати при встановленні різноманітних нормативів, або аналізі показників роботи машин в даних умовах, при виборі технології і ін.; вплив конструктивних чинників – при виборі тієї або іншої конструкції машин, або визначенні експлуатаційних вимог до удосконалення машин; вплив

експлуатаційних чинників – при виборі режимів роботи, установленні норм і ін. **Природнокліматичні чинники.** До них у першу чергу відносяться тип і стан ґрунту, наявність у ньому хрящуватих і кам'янистих включень, метеорологічні умови, властивості оброблюваних матеріалів (рослинна маса, вид матеріалу та ін.).

На рис. 2.4 показаний характер зміни питомого опору плуга залежно від типу ґрунтів.

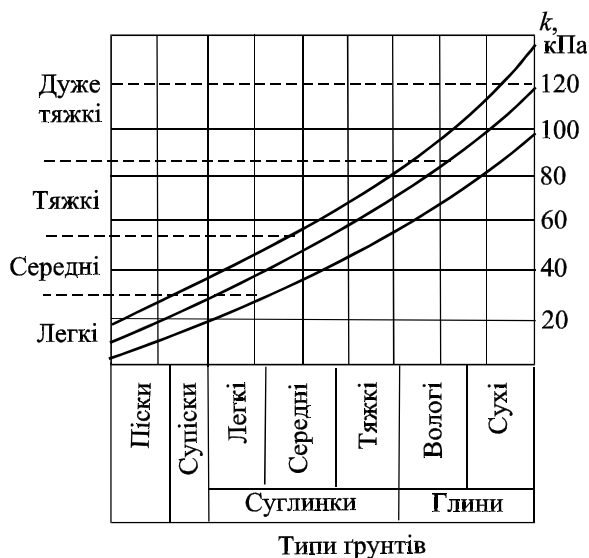


Рис. 2.4. Характер зміни питомого опору плужних робочих органів залежно від типу ґрунтів

Конструктивні чинники. З конструктивних чинників, що впливають на питомий опір машин, найбільше значення мають: тип, форма і число робочих органів, їхній матеріал і технологія виготовлення, вага машини, наявність допоміжних пристроїв, тип і будова ходового (опорного) обладнання й ін.

Одним із найважливіших чинників, що впливають на

питомий опір машин, є форма робочих органів (наприклад, циліндрична або гвинтова поверхня відвалів, спеціальні робочі органи для «швидкісних» робіт).

Експлуатаційні чинники. З цих чинників найбільший вплив на питомий опір мають: технічний стан машини (ступінь зношеності, правильність регулювань, якість мастила й ін.) і експлуатаційні режими роботи (швидкість руху, глибина обробки, ступінь використання пропускну здатності машини і т.п.).

Технічний стан машини значною мірою залежить від своєчасності і старанності проведення усіх видів технічного обслуговування, а також від терміну служби (віку) машини. У експлуатаційних і нормативних розрахунках враховується, як правило, тільки термін служби.

З експлуатаційних режимів на питомий опір машин особливо істотний вплив має швидкість руху, оскільки в процесі роботи вона може варіювати (визбиратися) у досить широких межах.

2.3. Заходи щодо зменшення тягового опору агрегатів

Згідно літературних джерел [2, 3] заходи, спрямовані на зменшення тягового опору машинних агрегатів, поділяють на чотири групи:

- 1) **конструктивні** – застосування навісних (без ходової частини) машин і машин, обладнаних пневматичними шинами низького тиску з еластичною підвіскою; покращення якості робочих органів за рахунок спеціальних покриттів поверхонь, що відповідають певній обробці, зміні їх форми і т.д.; заміна тертя ковзання тертям кочення; зменшення ваги машини й ін.;
- 2) **технологічні** – удосконалювання робочих органів відповідно до вимог раціоналізації технологічного процесу; застосування комбайнових агрегатів; суміщення процесів і ін.;

3) **експлуатаційні** – ретельне і своєчасне технічне обслуговування машин; правильне складання і регулювання механізмів; правильна навіска або навішення машин; вибір найбільш раціонального напрямку руху; добір машин відповідно до умов роботи; робота (по можливості) при оптимальному стані ґрунту й інших середовищ, що обробляються і ін.;

4) **поліпшення природнокліматичних умов** – вирівнювання поля; ліквідація кушуватості, кам'янистості, засміченості; оструктурування ґрунту та ін.

Питання для самоконтролю

1. Дайте визначення МТА. Наведіть приклади.
2. Яким чином класифікують агрегати за способом виконання робіт?
3. Яким чином класифікують агрегати за видом джерела енергії?
4. Яким чином класифікують агрегати за складом робочих машин і числом одночасно виконуваних технологічних операцій?
5. Яким чином класифікують агрегати за розташуванням робочих органів машини щодо поздовжньої осі агрегату?
6. Яким чином класифікують агрегати за розташуванням робочих машин в агрегаті щодо тягової машини і водія?
7. Яким чином класифікують агрегати за видом виконуваних робіт?
8. Які агрегати називають мобільними?
9. Які агрегати називають стаціонарними?
10. Які агрегати називають однорідними?
11. Які агрегати називають універсальними?
12. Вихідні дані для комплектування агрегатів.
13. Який запас за тяговим зусиллям гусеничних тракторів?

14. Який запас за тяговим зусиллям колісних тракторів?
15. Який запас за тяговим зусиллям при буксуванні для гусеничних і колісних тракторів?
16. Чинники, що впливають на опір машин.
17. Назвіть природнокліматичні чинники, які потрібно враховувати під час аналізу показників роботи машин?
18. Назвіть конструктивні чинники, які потрібно враховувати під час аналізу показників роботи машин?
19. Назвіть експлуатаційні чинники, які потрібно враховувати під час аналізу показників роботи машин?
20. Заходи щодо зменшення тягового опору агрегатів.

Тести

1. За способом виконання робіт агрегати класифікують на...

Мобільні, стаціонарні

Рухомі, напіврухомі, нерухомі

Динамічні, статичні

З рухомими робочими органами, з нерухомими робочими органами

Немає вірної відповіді

2. За складом робочих машин і числом одночасно виконуваних операцій агрегати класифікують на...

Навісні, начіпні, напівнавісні

Однорідні, комплексні, комбайни, універсальні

Одномашинні, багатомашинні

Із переднім, заднім, бічним розташуванням робочого органу

Немає вірної відповіді

3. За розташуванням робочого органу відносно поздовжньої осі агрегати класифікують на...

Симетричні, асиметричні
Рівновіддалені, нерівновіддалені
Розташовані паралельно, розташовані в шаховому порядку
Симетричні, несиметричні
Немає вірної відповіді

4. Якщо агрегат виконує технологічні операції, знаходячись на одному місці, його називають...

Комбайн
Універсальний
Стаціонарний
Однорідний
Динамічний

5. Агрегати, (або машини) обладнані робочими органами, спроможними виконувати в різні моменти часу різні операції називають...

Стаціонарними
Динамічними
Багатомашинними
Комбайнами
Універсальними

6. Оберіть вірне питання, яке потрібно вирішити при комплектуванні агрегатів

вид і характеристика оброблюваного ґрунту або рослин
строки проведення ремонтних робіт
обґрунтування кількості машин
обґрунтування виду ходового обладнання
немає вірного

7. З чого починають комплектування агрегату починають з вибору робочих органів, машин і тракторів?

Вибору марки трактора
Вибору типу палива
Вибору робочих органів, машин і тракторів
Вибору типу зчіпки
Вибору типу ґрунту

8. Який запас за тяговим зусиллям рекомендовано для гусеничних тракторів?

15%
10%
20%
25%
5%

9. Який запас за тяговим зусиллям рекомендовано для колісних тракторів?

15%
10%
20%
25%
5%

10. Який запас за тяговим зусиллям рекомендовано при буксуванні гусеничних тракторів?

Не більше 15%
Не більше 10%
Не більше 20%
Не більше 25%
Не більше 5%.

Тема 3. Експлуатаційні властивості мобільних енергетичних засобів

Перелік питань:

- 3.1. Експлуатаційні властивості двигунів мобільних енергетичних засобів.
- 3.2. Рівняння руху агрегату.
- 3.3. Рушійна сила агрегату та її залежність від ґрунтових умов.
- 3.4. Тягове зусилля трактора.
- 3.5. Швидкість руху агрегату.
- 3.6. Баланс потужності трактора.
- 3.7. Тягові характеристики трактора. Тяговий ККД.
- 3.8. Шляхи покращення експлуатаційних властивостей мобільних енергетичних засобів.

3.1. Експлуатаційні властивості двигунів мобільних енергетичних засобів

Основні експлуатаційні властивості двигуна характеризуються ефективною потужністю N_e , яку він розвиває, крутним моментом M_e , витратою палива за одиницю часу G_T , питомою масовою витратою палива g_e та частотою обертання n колінчастого вала двигуна [2].

Тракторний двигун (або двигун самохідного шасі, самохідної машини, мотоблоку) працює в різних режимах, головними з яких є:

- робота під навантаженням,
- робота на холостому ході агрегату і трактора,
- при зупинках агрегату з працюючим двигуном.

В особливих випадках (тимчасові збільшення опору машин) двигуну доводиться долати перевантаження.

Аналіз експлуатаційних властивостей енергетичних засобів доцільно проводити на базі регуляторної характеристики

двигуна, яка в залежності від розв'язуваних завдань може бути побудована в функції частоти обертання колінчастого вала n (рис. 3.1) або крутного моменту [2].

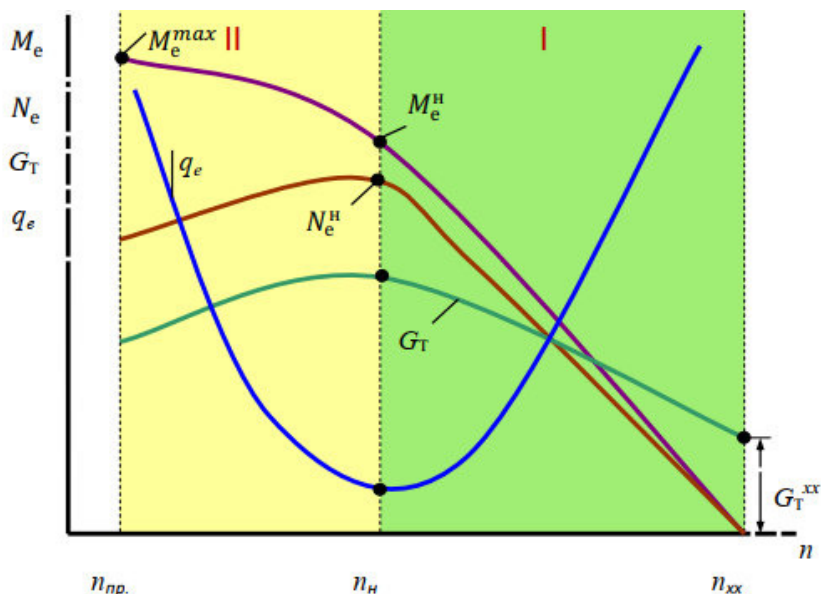


Рис. 3.1. Регуляторна характеристика двигуна у функції частоти обертання колінчастого вала

Характеристика має дві гілки: I – від $n_{хх}$ до n_H – регуляторна (робоча), II – від n_H до $n_{пр.}$ – коректорна (перевантажувальна). Найважливішим оціночним показником повноти реалізації енергетичних можливостей двигуна є коефіцієнт використання потужності (коефіцієнт завантаження двигуна) η_3 :

$$\eta_3 = \frac{N_e^i}{N_e^H}, \quad (3.1)$$

де N_e^i – потужність, яка відповідає заданому навантаженню;

N_e^H – номінальна потужність двигуна.

У ході проведення експлуатаційних розрахунків часто застосовують також коефіцієнт використання номінального крутного моменту:

$$\eta_M = \frac{M_e^i}{M_e^H}, \quad (3.2)$$

де M_e^i – крутний момент для заданого навантаження, Н·м (Н·мм);

M_e^H – номінальне значення крутного моменту Н·м (Н·мм).

При завантаженні двигуна до номінальної потужності досягається мінімальна питома витрата палива. Однак такий режим завантаження двигуна під час виконання робіт неприйнятний через мінливість характеру діючих сил опору. Чим більше нерівномірність тягового опору машин, що входять до складу агрегату, тим менше повинні бути значення η_z та η_M , щоб запас потужності двигуна був достатній для подолання тимчасових перевантажень.

При спрощених практичних розрахунках зазвичай приймають $\eta_z = \eta_M = 0,9$.

Здатність двигуна долати короточасні перевантаження значною мірою залежить від характеру зміни крутного моменту у коректорній гаїлці характеристики. Ця здатність оцінюється **коефіцієнтами пристосовності двигуна за крутним моментом K_M і за частотою обертання K_n :**

$$K_M = \frac{M_e^{max}}{M_e^H}; \quad K_n = \frac{n_H}{n_{гр}}, \quad (3.3)$$

де M_e^{max} – максимальний крутний момент, який розвиває двигун за умови граничної частоти обертання $n_{гр}$ колінчастого валу;

M_e^H – номінальний крутний момент, який розвиває двигун за умови номінальної частоти обертання n_H колінчастого валу.

Для сучасних тракторних дизелів $K_M=1,1\dots1,2$;

$K_n=1,3\dots 1,6$.

Переваги двигунів з більш високими K_M та K_n виражаються в тому, що значна частина тимчасових перевантажень в процесі роботи агрегату долається без перемикання передач.

Всі тракторні двигуни мають всережимний регулятор, який дозволяє за умови плавної зміни подачі палива отримати безліч часткових регуляторних характеристик, які вписуються в характеристику за умови повної подачі палива. Знижені швидкісні режими використовуються в умовах експлуатації, коли нормальне завантаження двигуна не може бути забезпечено через агротехнічні обмеження робочої швидкості при заданій ширині захвату агрегату. Перехід на знижену подачу палива забезпечує підвищення економічності роботи двигуна (зниження питомої масової витрати палива). Для збереження заданої швидкості руху агрегату в цьому випадку переходять на підвищену передачу. Однак, слід враховувати, що при роботі на часткових режимах зменшується здатність двигуна долати тимчасові перевантаження.

3.2. Рівняння руху агрегату

У динамічному відношенні машинно-тракторний агрегат являє собою систему твердих тіл, пов'язаних між собою жорсткими і пружними зв'язками. Рух і робота агрегату відбуваються внаслідок взаємодії сил, що діють на нього. Тракторний двигун, перетворює енергію палива в механічну, реалізує її у вигляді крутного моменту M_e на колінчастому валі. Через трансмісію весь цей момент (для тягового агрегату) або частина його (для тягово-приводного агрегату) віддається рушію трактора, де він створює рушійну силу $P_{дв}$ (зовнішньою по відношенню до агрегату).

Сила $P_{дв}$ спрямована на створення тягового зусилля

трактора, яке забезпечує подолання опору причіпної або навісної частини агрегату R_{ag} , а також подолання сил опору руху самого енергетичного засобу P_f , опору повітряного середовища P_w і опору підйому (спуску) P_a . Крім того, під час роботи трактора в агрегаті з іншими машинами виникає буксування рушіїв, на що витрачається частина рушійної сили P_δ .

Вертикальна складова ваги трактора ($G \cos \alpha$) викликає реакції ґрунту на ведучий R_B і направляючий R_H ходової апарат. На рис. 3.2 представлено схему зовнішніх сил, що діють на трактор під час його руху вгору по ухилу поля.

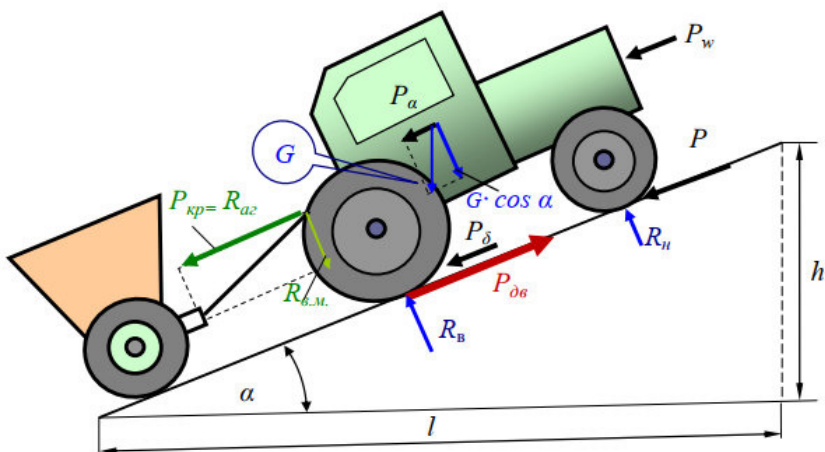


Рис. 3.2. Схема зовнішніх сил, які діють на трактор під час його руху вгору по ухилу поля

Згідно закону динаміки, **рух агрегату буде можливим**, якщо виконується умова:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{P_{дв} - P_{кр} - P_\delta - P_f - P_a - P_w}{M_a}, \quad (3.4)$$

де $\frac{dV}{dt}$ – прискорення руху агрегату;

M_a – маса агрегату, приведена до поступального руху.

Відомо [2], що $M_a \frac{dv}{dt}$ є силою інерції P_j , тому **рівняння руху агрегату** набуде вигляду:

$$P_{\text{дв}} = P_{\text{кр}} + P_{\delta} + P_f + P_a + P_w + P_j. \quad (3.4)$$

З огляду на ту обставину, що робота багатьох агрегатів відбувається при відносно малих швидкостях руху, в експлуатаційних розрахунках силою опору повітряного середовища P_w нехтують.

Внаслідок безперервної зміни умов роботи – (властивостей ґрунту, глибини обробки, мікрорельєфу і ін.), які мають випадковий (в імовірнісному сенсі) характер, все величини, що входять в рівняння руху, в процесі роботи агрегату безперервно змінюються. Найбільшим змінам піддається сила інерції P_j . Максимальні свої значення вона набуває на початку руху агрегату та під час його зупинок. Тому в цих випадках сила інерції P_j повинна бути врахована. Під час усталеного руху агрегату сила інерції сприяє стабілізації технологічного процесу. Так при випадковому зростанні сил опору руху ($+\Delta P_c$) прискорення, а значить і сила інерції, набувають від'ємного значення ($-P_j$), а за умови зменшення сил опору ($-\Delta P_c$) – додатне значення ($+P_j$). Ось чому в звичайних експлуатаційних розрахунках прийнято вважати, що швидкість руху агрегатів під час виконання технологічної операції постійна, тобто $P_j = 0$ [4]. З урахуванням вище зазначеного, маємо:

$$P_{\text{дв}} = P_{\text{кр}} + P_{\delta} + P_f \pm P_a. \quad (3.5)$$

Вираз (3.5) являє собою **тяговий баланс трактора**.

3.3. Рушійна сила агрегату та її залежність від ґрунтових умов

Як вже зазначалося, **рушійна сила** – це зовнішня по відношенню до трактору сила, яка утворюється внаслідок взаємодії з ґрунтом ведучого апарату (рушій) трактора, який отримує крутний момент M_K від двигуна через передавальні механізми (трансмісію).

Крутний момент M_K можна замінити парою сил P_K , одна з яких прикладена до осі колеса, інша – до місця контакту колеса з ґрунтом. Плече пари сил дорівнює радіусу колеса r_K . Зчіпна вага трактора $G_{зч}$ викликає вертикальну складову реакції ґрунту R_B на ведуче колесо (рушій).

Завдяки цьому, під дією сили P_K (дотичної сили), яка прикладена в зоні контакту колеса з ґрунтом, утворюється горизонтальна складова реакції ґрунту F . Розглянемо це на схемі (рис. 3.3).

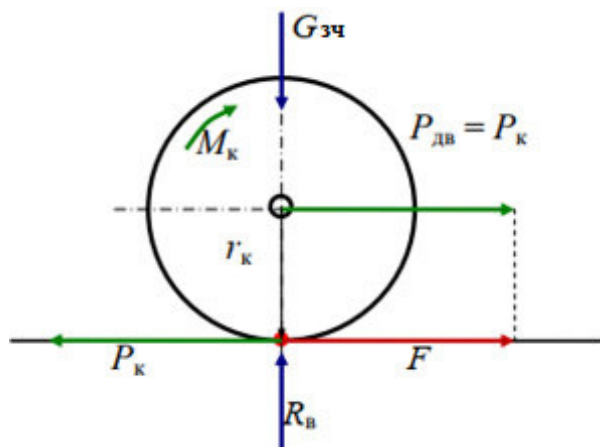


Рис. 3.3. Схема сил, які діють на ведуче колесо (рушій)

Якщо сила P_K викликає рівну собі за величиною

реакцію ґрунту F (сила дії дорівнює силі протидії), то рушійна сила $P_{\text{дв}}$ дорівнює $P_{\text{к}}$ (**умова достатнього зчеплення трактора з ґрунтом**).

Враховавши, що $P_{\text{к}} = M_{\text{к}}/r_{\text{к}}$, а крутний момент на колесі можна подати у вигляді:

$$M_{\text{к}} = M_e^{\text{H}} i_{\text{T}} \eta_{\text{M}} = \frac{N_e^{\text{H}} i_{\text{T}} \eta_{\text{M}}}{n_{\text{H}}}. \quad (3.6)$$

Остаточо вираз для визначення сили $P_{\text{к}}$ набуде вигляду:

$$P_{\text{к}} = 0,159 \frac{N_e^{\text{H}} i_{\text{T}} \eta_{\text{M}}}{r_{\text{к}} n_{\text{H}}}, \quad (3.7)$$

або

$$P_{\text{к}} = 3,6 \frac{N_e^{\text{H}} \eta_{\text{M}}}{V_{\text{T}}^i}, \quad (3.8)$$

де $P_{\text{к}}$ – дотична сила тяги трактора, кН;

N_e^{H} – номінальна ефективна потужність двигуна, кВт;

i_{T} – загальне передаточне число трансмісії;

η_{M} – механічний ККД, який враховує втрати потужності у трансмісії та гусеницях; для колісних тракторів $\eta_{\text{M}} = 0,91 \dots 0,92$; для гусеничних тракторів $\eta_{\text{M}} = 0,86 \dots 0,88$;

n_{H} – номінальна частота обертання колінчастого валу двигуна, с^{-1} ;

$r_{\text{к}}$ – динамічний радіус кочення ведучого колеса (зірочки), м;

V_{T}^i – теоретична швидкість руху трактора на i -й передачі, км/год.

Якщо ґрунт, який знаходиться в контактi з рушієм трактора, не здатний створити протидіючу реакцію, яка дорівнює дотичній силі $P_{\text{к}}$ (**умова недостатнього зчеплення рушія з ґрунтом**), тоді рушійна сила $P_{\text{дв}}$ обмежується максимально можливою силою зчеплення F_{max} (рис. 3.4).

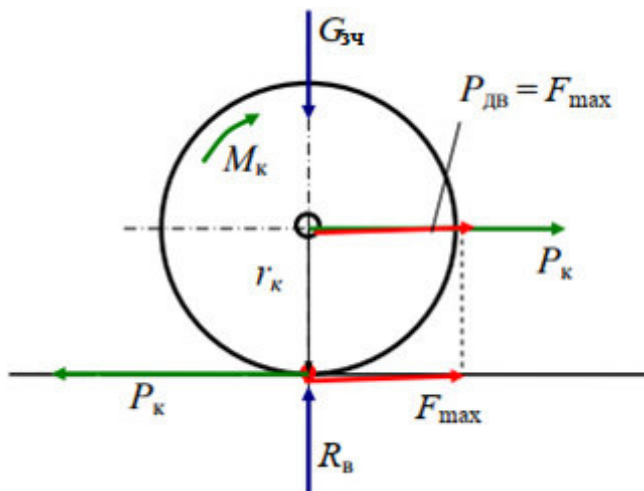


Рис. 3.4. Схема утворення рушійної сили за умови недостатнього зчеплення рушія трактора з ґрунтом

Максимальна сила зчеплення рушія трактора з ґрунтом F_{max} залежить від величини зчпної ваги $G_{зч}$ трактора (ваги, яка припадає на рушій) і коефіцієнту зчеплення рушія трактора з ґрунтом μ :

$$F_{max} = \lambda G \mu, \quad (3.9)$$

де G – експлуатаційна вага трактора, кН;

λ – доля ваги трактора, яка припадає на рушій; для гусеничних тракторів і колісних тракторів з двома ведучими вісями $\lambda = 1$, для колісних тракторів з однією ведучою віссю $\lambda \approx 0,67$ [2].

Коефіцієнт зчеплення μ визначається за умови допустимого буксування. Його величина залежить від ґрунтового фону та конструктивних особливостей рушія трактора [5].

Таблиця 3.1

Значення коефіцієнту зчеплення μ

Фон	Колісний трактор	Гусеничний трактор
Суха ґрунтова дорога	0,6–0,7	0,9
Стерня нормальної вологи	0,7–0,9	1,0
Ґрунт перепаханий	0,5–0,6	0,6–0,7
Сильно зволожений ґрунт	0,1	0,4–0,5
Прикатана засніжена дорога	0,3	0,6–0,8

Порівнюючи значення дотичної сили P_k з максимальною силою зчеплення рушія з ґрунтом F_{max} , визначають величину рушійної сили $P_{дв}$.

Якщо $P_k \leq F_{max}$ (**умова достатнього зчеплення рушія з ґрунтом**), то $P_{дв} = P_k$; якщо $P_k > F_{max}$ (**умова недостатнього зчеплення рушія з ґрунтом**), то $P_{дв} = F_{max}$.

Розглянемо графічне зображення рушійної сили залежно від ґрунтових умов, які обумовлені величиною коефіцієнту зчеплення μ (рис. 3.5).

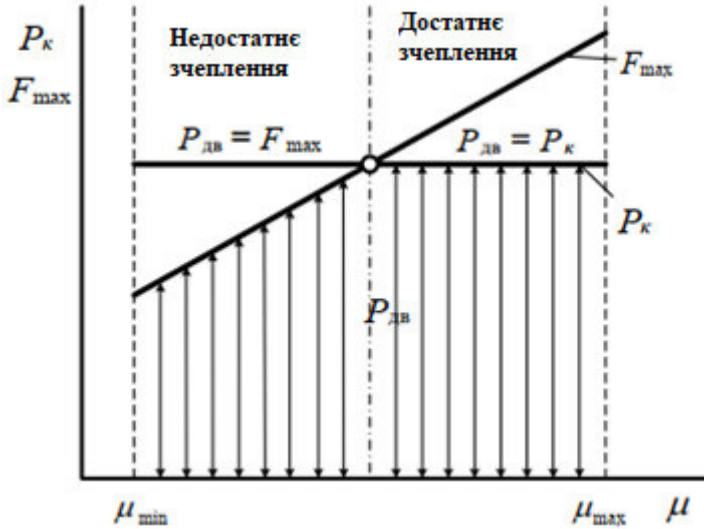


Рис. 3.5. Залежність рушійної сили від ґрунтових умов

3.4. Тягове зусилля трактора

Тягові можливості трактора визначає тягове зусилля $P_{кр}$. З рівняння тягового балансу трактора (3.5) видно, що тягове зусилля $P_{кр}$ буде визначатись рушійною силою $P_{дв}$ за виключенням сил, які витрачаються на буксування рушіїв P_{δ} , на само переміщення трактора P_f , на подолання підйому (за умови його наявності) P_a , тобто:

$$P_{кр} = P_{дв} - P_{\delta} - P_f - P_a. \quad (3.10)$$

Вплив рушійної сили на ґрунт викликає буксування рушіїв. Сила P_{δ} , яка витрачається на це, визначиться:

$$P_{\delta} = P_{дв} \delta, \quad (3.11)$$

де δ – коефіцієнт буксування.

Коефіцієнт буксування δ змінюється залежно від навантаження на крію трактора та ґрунтових умов.

ВАЖЛИВО: коефіцієнт буксування обмежується

допустимими значеннями:

- для гусеничних тракторів $\delta_d = 0,05$;
- для колісних тракторів із формулою 4К4 - $\delta_d = 0,15$;
- для колісних тракторів із формулою 4К2 - $\delta_d = 0,18$ [2; 3; 4; 5].

У випадку **недостатнього зчеплення** рушійна сила обмежена зчіпними властивостями трактора і допустимим буксуванням δ_d . Тому, з урахуванням (3.9), запишеться:

$$P_\delta = \lambda G \mu \delta_d. \quad (3.12)$$

За умови **достатнього зчеплення** рушійна сила дорівнює дотичній силі трактора. Тому, з урахуванням (3.8), маємо:

$$P_\delta = 3,6 \frac{N_e^H \eta_M}{V_T^i} \delta. \quad (3.13)$$

Сила опору пересуванню (коченню) трактора P_f пропорційна вертикальній складовій його ваги $G \cos \alpha$ та залежить від ґрунтового фону та конструктивних особливостей рушія, які оцінюють коефіцієнтом опору коченню f .

$$P_f = Gf. \quad (3.14)$$

На величину коефіцієнту опору коченню f впливають тип і стан ґрунту, агрофон, розподіл ваги трактора по ходовому апарату, тип рушія, швидкість руху, тощо. Середнє значення коефіцієнту f наведено в таблиці 3.2 [2; 3; 4; 5].

Таблиця 3.2

Значення коефіцієнту f опору коченню

Агрофон	Колісний трактор	Гусеничний трактор
Суша ґрунтова дорога	0,03–0,05	0,05–0,07

продовження табл. 3.2

Стерня нормальної вологості	0,06–0,08	0,07–0,09
Ґрунт, перепаханий	0,16–0,20	0,10–0,12

Сила, яку витрачає трактор на подолання підйому (спуску) P_a , залежить лише від його ваги та величини кута підйому, тобто $P_a = G \cos \alpha$.

За умови, що кут підйому (спуску) є незначним, можна прийняти: $\sin \alpha \approx \tan \alpha = \frac{h}{l} = i$ (рис. 3.2). Нахил i прийнято виражати у відсотках, тому:

$$P_a = \pm Gi/100. \quad (3.15)$$

Знак «+» відповідає підйому, а знак «-» – спуску

Сума P_f та P_a визначиться:

$$P_{f.a} = G \left(f \pm \frac{i}{100} \right). \quad (3.16)$$

Виходячи з рівняння тягового балансу (3.5), з урахуванням виразів (3.8), (3.9), (3.12), (3.13), (3.16), тягове зусилля трактора визначиться:

за умови **достатнього зчеплення** рушія з ґрунтом

$$P_{кр} = 3,6 \frac{N_e^H \eta_M}{V_T^i} (1 - \delta_d) - G \left(f \pm \frac{i}{100} \right); \quad (3.17)$$

за умови **недостатнього зчеплення** рушія з ґрунтом

$$P_{кр} = G \mu (1 - \delta_d) - G \left(f \pm \frac{i}{100} \right). \quad (3.18)$$

Один з варіантів графіків тягового балансу трактора наведено на рис. 3.5а.

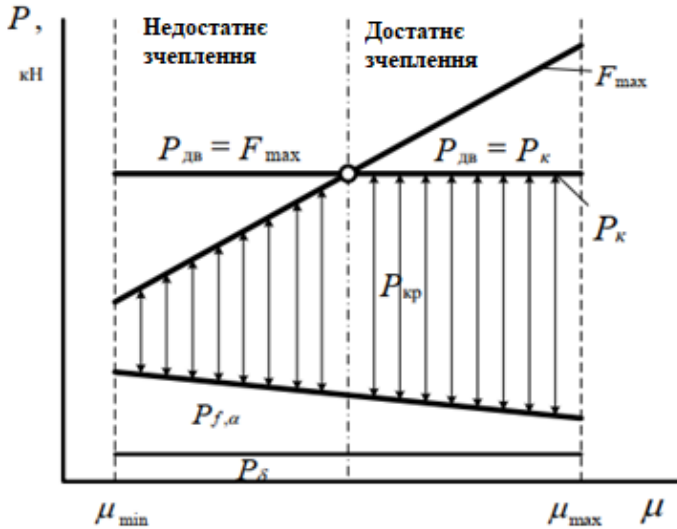


Рис. 3.5а. Графік тягового балансу трактора за умовної швидкості агрегату для різних ґрунтових умов

3.5. Швидкість руху агрегату

Швидкість руху МТА під час виконання робіт визначається поступальною швидкістю трактора. Від її величини залежить кількість і якість виконаної роботи. Швидкість вибирається не довільно, а після погодження з характером і сутністю технологічного процесу. В першу чергу вона повинна задовольняти агротехнічним вимогам, що пред'являються до конкретної роботи.

У той же час швидкісний діапазон МТА при виконанні різних робіт досить широкий (від 1 до 30 км/ год). Необхідно вибирати таку швидкість руху, при якій досягається необхідна якість роботи, висока продуктивність за умови мінімальних експлуатаційних витратах.

Розрізняють теоретичну, розрахункову і фактичну швидкості руху МТА.

Під **теоретичною швидкістю** слід розуміти швидкість прямолінійного руху агрегату, яку розвинув би трактор при номінальній частоті обертання колінчастого валу двигуна n_H і при відсутності буксування

$$V_T = 6,28 \frac{r_K}{i_T} n_H, \frac{м}{с} \quad (3.19)$$

У виробничій практиці прийнято вимірювати швидкість у км/год, тому маємо:

$$V_T = 22,6 \frac{r_K}{i_T} n_H, \quad (3.20)$$

де r_K – динамічний радіус кочення рушія трактора, м;

n_H – номінальна частота обертання колінчастого валу двигуна, $с^{-1}$;

i_T – передаточне число трансмісії на певній передачі.

Розрахункова робоча швидкість V_p визначається з урахуванням буксування рушія трактора δ та дійсної частоти обертання колінчастого валу двигуна n_D :

$$V_p = 22,6 \frac{r_K}{i_T} n_D (1 - \delta), \quad (3.21)$$

де δ – коефіцієнт буксування рушія трактора (визначається експериментальним шляхом під час тягових випробовувань тракторів на різних ґрунтових фонах).

Фактична швидкість руху агрегату V_Φ визначається експериментально в умовах виробничої експлуатації шляхом ділення шляху, який проходить трактор S_Φ , на фактично витрачений час T_Φ , тобто:

$$V_\Phi = \frac{S_\Phi}{T_\Phi}. \quad (3.22)$$

Швидкість поступального руху агрегату може змінюватися за рахунок регулювання подачі палива до двигуна трактора або перемикання передач.

До маневрування швидкостями шляхом перемикання передач вдаються в тих випадках, коли опір агрегату в процесі роботи зменшується чи збільшується. При

збільшенні опору понад допустимої межі, що визначається коефіцієнтом пристосовності двигуна трактора, переходять на нижчу передачу. При зниженні опору переходять на підвищену передачу.

3.6. Баланс потужності трактора. Тяговий ККД

Ефективна потужність двигуна передається до рушія трактора через відповідні механізми та ходову частину трактора. При цьому в зазначених механізмах неминучі втрати певної частини потужності.

Далі потужність втрачається на буксування, самопересування трактора і подолання підйому (при його наявності). Режим роботи трактора та агрегату в цілому потрібно вибирати таким чином, щоб втрати потужності були мінімальними.

Розглянемо баланс потужності трактора, який встановлює співвідношення між ефективною потужністю двигуна N_e^H і відповідними складовими, які передаються по різних каналах (або споживачам) у процесі роботи (рис. 3.6).

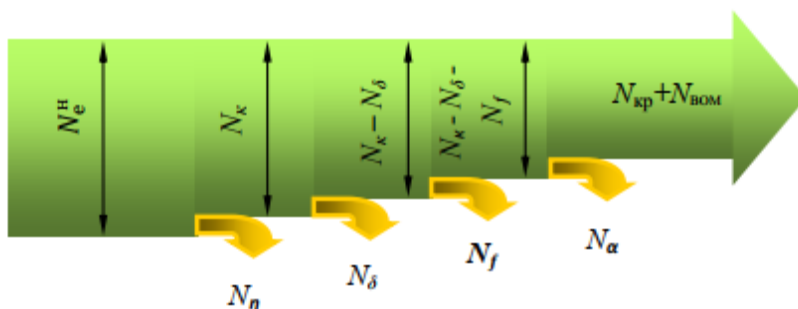


Рис. 3.6. Схема балансу потужності трактора

Під час усталеного руху баланс потужності трактора:

$$N_e^H = N_\eta + N_\delta + N_f \pm N_a + N_{кр} + N_{ВВП}, \quad (3.23)$$

де N_e^H – номінальна ефективна потужність двигуна трактора, кВт;

N_η – втрати потужності в трансмісії, кВт;

N_δ – втрати потужності на буксування рушія трактора, кВт;

N_f – втрати потужності на самопересування трактора, кВт;

N_a – втрати потужності на подолання підйому (спуску), кВт;

$N_{кр}$ – тягова (крюкова) потужність трактора, яка використовується для подолання сил опору робочих машин, кВт;

$N_{ВВП}$ – потужність, яка використовується для приводу робочих органів машин через вал відбору потужності трактора, кВт.

Втрати потужності у трансмісії в режимі усталеного руху приймають постійними з урахуванням механічного ККД трансмісії η_M :

$$N_\eta = N_e^H (1 - \eta_M). \quad (3.24)$$

Втрати потужності на буксування залежать безпосередньо від величини коефіцієнту буксування:

$$N_\delta = N_K \delta, \quad (3.25)$$

де N_K – потужність, яка передається на колесо (рушій) трактора, кВт.

Враховуючи, що $N_K = N_e^H \eta_M \delta$, отримуємо:

$$N_\delta = N_e^H \eta_M \delta. \quad (3.26)$$

Витрати потужності на самопереміщення трактора N_f та подолання підйому N_a визначаються з виразів:

$$N_f = \frac{P_f V_P}{3,6}; \quad N_a = \frac{P_a V_P}{3,6}. \quad (3.27)$$

Разом ці витрати потужності, з урахуванням виразу (3.16), визначаються:

$$N_{f.a} = \frac{GV_P}{3,6} \left(f \pm \frac{i}{100} \right), \quad (3.28)$$

де V_P – робоча швидкість руху агрегату, км/год.

Під час розрахунку потужності, яка витрачається для приводу робочих органів машин $N_{ВВП}$, враховуються **втрати в механізмах ВВП**

$$N_{ВВП} = N_M \eta_{ВВП}, \quad (3.29)$$

де N_M – потужність, потрібна для приводу робочих органів машини, кВт;

$\eta_{ВВП}$ – ККД валу відбору потужності (для розрахунків приймають $\eta_{ВВП} = 0,95$).

Виходячи з балансу потужності (3.23), корисна потужність ($N_{кр} + N_{ВВП}$) визначиться

$$N_{кр} + N_{ВВП} = N_e^H - N_\eta - N_\delta - N_{f.a}. \quad (3.30)$$

Рівень корисного використання потужності рушія характеризується **загальним ККД трактора η**

$$\eta = \frac{N_{кр} + N_{ВВП}}{N_e^H}. \quad (3.31)$$

Якщо вся потужність двигуна реалізується на тягові процеси, тобто $N_{ВВП} = 0$, то оцінку проводять за **тяговим ККД трактора η_T**

$$\eta_T = \frac{N_{кр}}{N_e^H}. \quad (3.32)$$

Значення тягового ККД залежить від конструктивних особливостей тракторів та ґрунтового фону [2].

Таблиця 3.3

Середні значення тягового ККД тракторів

Агрофон	Тип рушія		
	гусеничний	колісний 4К4	колісний 4К2
Стерня	0,78	0,70	0,62
Ґрунт пухкий	0,68	0,62	0,52

Втрати потужності $N_{f.a}$ та N_{δ} зі збільшенням швидкості змінюються по різному. Потужність $N_{f.a}$ зростає за рахунок збільшення швидкості руху, а N_{δ} досягає максимальних значень за умови малих швидкостей через великий тяговий опір, який викликає ріст буксування. Тому має місце така оптимальна швидкість V_{opt} , за якої сума втрат потужності $N_{f.a}$ та N_{δ} буде мінімальною, а тягова потужність буде максимальною $N_{кр}^{max}$ (рис. 3. 7).

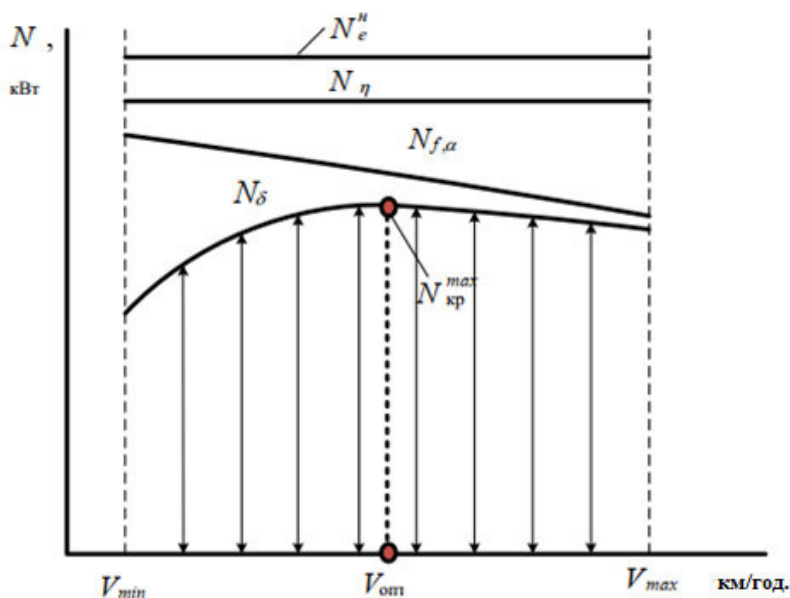


Рис. 3.7. Графік балансу потужності трактора

В експлуатаційних розрахунках використовують умовний (максимально можливий в даних умовах)

тяговий ККД трактора $\eta_{Т.У.}$, до якого потрібно прагнути під час комплектування агрегатів.

$$\eta_{Т.У.} = \frac{N_{кр}^{max}}{N_e^{max}}. \quad (3.33)$$

3.7. Тягові характеристики трактора. Тяговий ККД

Тягова характеристика трактора являє собою залежність швидкості V , тягової потужності $N_{кр}$, годинної G_T і питомої $g_{кр}$ витрат палива, буксування δ від тягового зусилля $P_{кр}$ на конкретному ґрунтовому фоні (рис. 3.8).

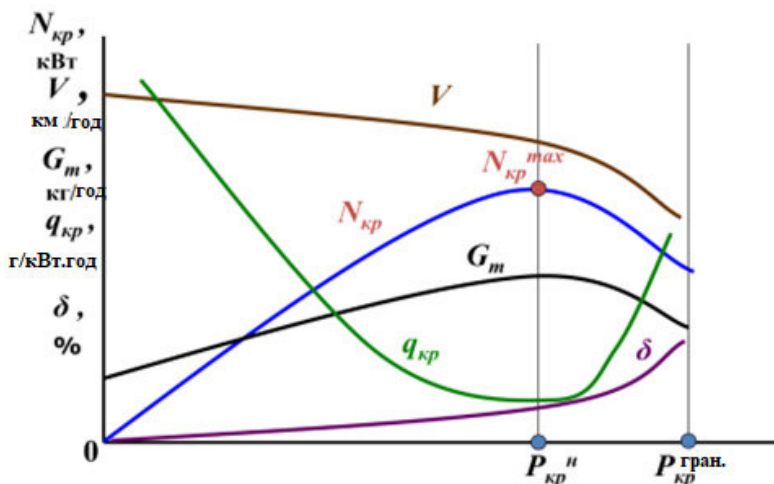


Рис. 3.8. Загальний вигляд тягової характеристики трактора на умовному ґрунтовому фоні та умовній передачі

Тягове зусилля, при якому досягається максимальна тягова потужність, називається **номінальним** $P_{кр}^H$. Зона від 0 до $P_{кр}^H$ визначає режим нормального експлуатаційного завантаження трактора. При подальшому збільшенні

тягового зусилля тягова потужність зменшується. При граничному тяговому зусиллі $P_{кр}^{гран}$ двигун трактора глухне. Зона від $P_{кр}^H$ до $P_{кр}^{гран}$ відповідає коректорній гілці характеристики двигуна і визначає можливість трактора долати тимчасові перевантаження. Тривала робота трактора в цьому режимі вкрай небажана, через різке зниження експлуатаційних показників (зменшується швидкість, зростає питома витрата палива, збільшується зношування двигуна і т.п.).

Графіки тягових характеристик будують за результатами тягових випробувань тракторів, що проводяться машиневипробувальними станціями (МВС) за відповідною методикою. Як приклад розглянемо тягову характеристику трактора Т-150К, отриману на стерні озимих колосових [2].

Оптимальний режим роботи трактора за критерієм $\eta_T \rightarrow \eta_{T,y}$ має місце на тій передачі, де тягова потужність максимальна (у наведеному прикладі це III передача). У відповідності з цим визначається й оптимальне значення швидкості руху $V_{опт}$, а також питомої витрати палива $g_{кр}^{min}$ (рис. 3.9).

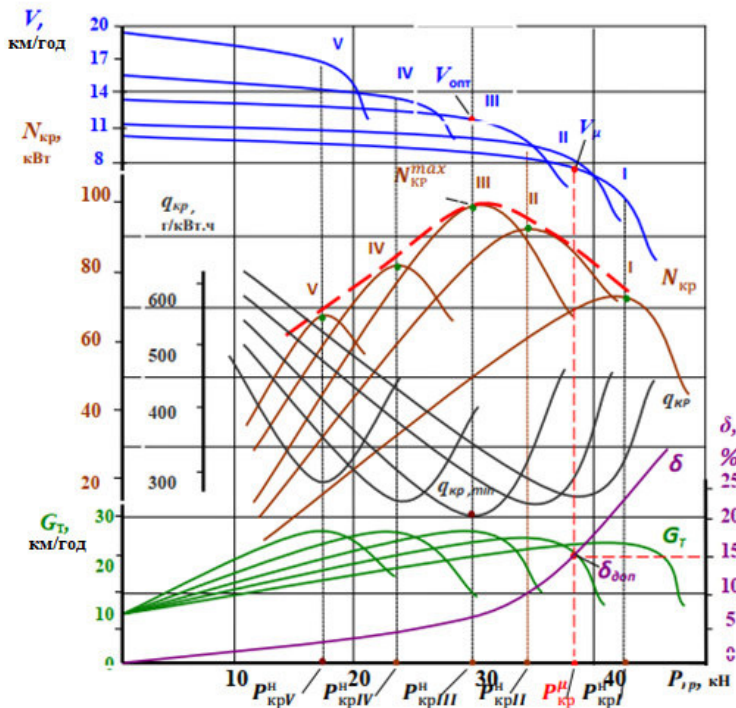


Рис. 3.9. Тягова та потенційна характеристики трактора Т – 150К (I–V передачі)

Допустимі за буксуванням значення тягового зусилля трактора $P_{кр}^{\mu}$ і робочої швидкості V_{μ} визначають за умови $\delta = \delta_{д}$.

Лінія, яка огинає максимальні значення тягової потужності на всіх передачах (на рис. 3.9 – пунктирна лінія), називається **потенційною тяговою характеристикою трактора**. Вона характеризує умовні значення максимальної тягової потужності, які мали б місце при безступеневій трансмісії. Найбільш раціональною є така потенційна

характеристика, максимум якої знаходиться в межах наявних передач. В цьому випадку більш низькі передачі є резервними і працювати на них слід при тимчасовому підвищенні опору або за агротехнічними вимогами. Більш високі передачі використовують переважно для транспортних цілей і в випадках, коли на основних передачах неможливо завантажити трактор наявними машинами.

Таким чином, за тяговими характеристиками можна визначити основні експлуатаційні показники тракторів, а також оптимальні по тяговому ККД і допустимі за буксуванням швидкісні і навантажувальні режими роботи. Тягові характеристики тракторів широко використовують для експлуатаційних розрахунків по комплектуванню МТА і визначенню техніко-економічних показників.

3.8. Шляхи покращення експлуатаційних властивостей мобільних енергетичних засобів

Основна мета покращення експлуатаційних властивостей тракторів і інших мобільних енергетичних засобів - це отримання таких параметрів і режимів роботи, при яких забезпечується оптимальне використання потужності двигуна за умови мінімальної питомої витрати палива та мінімальному негативному впливі на навколишнє середовище.

Одним із напрямків покращення експлуатаційних властивостей енергетичних засобів є створення двигунів з оптимальною регуляторною характеристикою. Запас крутного моменту в коректорній гілці характеристики повинен забезпечувати високий коефіцієнт пристосованості K_M , що дозволить долати перевантаження, які виникають тимчасово в роботі агрегатів без перемикання передач трактора.

Поряд з удосконаленням конструкції самого двигуна істотного ефекту в цьому напрямку можна досягти за рахунок:

- створення тягових трансмісій (зчіпок, навісок і т.п.), що забезпечують згладжування коливань сил опору робочих машин;
- вирівнювання полів (для сільськогосподарських тракторів), усунення різного роду перешкод;
- забезпечення високоякісного технологічного і технічного обслуговування використовуваних машин.

Підвищення експлуатаційних властивостей енергетичних засобів (за інших рівних умов) зводиться до мінімізації непродуктивних втрат потужності. В умовах експлуатації це може бути досягнуто перш всього за рахунок загального високого рівня технічного обслуговування.

Крім того, важливим напрямком є покращення зчіпних властивостей тракторів (особливо колісних): застосування ародних і подвоєних шин, напівгусеничного ходу, додаткової ведучої осі, гідродовантажувачів ведучих коліс, баласту і т.п.

Важливо також систематично підвищувати рівень технічної кваліфікації механізаторів (операторів).

Питання для самоконтролю

1. Якими показниками характеризуються основні експлуатаційні властивості двигуна?
2. На базі якої характеристики двигуна доцільно проводити аналіз експлуатаційних властивостей енергетичних засобів?
3. Які гілки має регуляторна характеристика двигуна?
4. Яким чином визначають коефіцієнти пристосованості двигуна за крутним моментом і за частотою обертання?
5. Запишіть рівняння руху агрегату.
6. Подати схему зовнішніх сил, які діють на трактор під час його руху вгору.
7. Запишіть рівняння тягового балансу трактора.
8. Подати схему сил, що діють на ведуче колесо.
9. Розкрийте умову недостатнього зчеплення рушія з ґрунтом.
10. Подати схему утворення рушійної сили за умови недостатнього зчеплення рушія трактора з ґрунтом.
11. Розкрийте умову достатнього зчеплення рушія з ґрунтом.
12. Що таке теоретична швидкість руху МТА?
13. Що таке робоча швидкість МТА?
14. Що таке фактична швидкість МТА?
15. Запишіть баланс потужності трактора.
16. Яким чином визначають загальний ККД трактора?
17. Яке тягове зусилля називають номінальним?
18. Що таке потенційна тягова характеристика?
19. Яка мета покращення експлуатаційних властивостей тракторів і інших мобільних енергетичних засобів?
20. Окресліть основні шляхи експлуатаційних властивостей мобільних енергетичних засобів.

Тести

1. Тракторний двигун (або двигун самохідного шасі, самохідної машини, мотоблоку) працює в різних режимах, головними з яких є: (оберіть вірне)

- робота під навантаженням, робота на холостому ходу агрегату і трактора, при зупинках агрегату з працюючим двигуном;
- робота під навантаженням, робота на холостому ходу агрегату і трактора, при зупинках агрегату з вимкненим двигуном;
- буксування, робота без навантаження, при зупинках агрегату з вимкненим двигуном;
- робота в усталеному режимі, робота з прискоренням;
- робота під навантаженням, при зупинках агрегату з вимкненим двигуном, буксування.

2. Оберіть вираз для визначення коефіцієнта використання потужності

$$\eta_z = \frac{N_e^i}{N_e^{max}}$$

$$\eta_z = \frac{N_e^i}{N_e^H}$$

$$\eta_z = \frac{N_{max}}{N_e^H}$$

$$\eta_z = \frac{N_e^i}{N_e^H} \delta_d$$

$$\eta_z = \frac{P_e^i}{P_e^H}$$

3. При завантаженні двигуна до номінальної потужності досягається ... (оберіть вірне)

мінімальна питома витрата палива

висока прохідність
максимальна питома витрата палива
висока стійкість
буксування

4. Оберіть вірний вираз рівняння руху агрегату

$$P_{\text{дв}} = P_{\text{кр}} + P_{\delta} + P_f + P_a - P_w + P_j$$

$$P_{\text{дв}} = P_{\text{кр}} + P_{\delta} + P_f + P_a + P_w + P_j$$

$$P_{\text{дв}} = P_{\text{кр}} + P_{\delta} + P_f + P_a - P_w - P_j$$

$$P_{\text{дв}} = P_{\text{кр}} - P_{\delta} - P_f - P_a - P_w - P_j$$

$$P_{\text{дв}} = P_{\text{крmax}} + P_{\delta} + P_f + P_a + P_w + P_j$$

5. Рух і робота машинно-тракторного агрегата відбувається за рахунок...

Взаємодії сил, що діють на агрегат
Джерела енергії
Рушія
Ефективної потужності
Вірна відповідь відсутня

6. Тракторний двигун, перетворюючи енергію палива в механічну, реалізує її у виді

Крутного моменту
Сили інерції
Ефективного моменту
Ефективної сили
Ефективної потужності

7. Оберіть вираз для визначення максимальної сили зчеплення рушія трактора з ґрунтом

$$F_{max} = \lambda G \delta$$

$$F_{max} = \lambda P_{\kappa} \mu$$

$$F_{max} = 1,25 G \mu$$

$$F_{max} = 1,25 G \delta$$

$$F_{max} = \lambda G \mu$$

8. Оберіть умову, виконання якої забезпечує достатнє зчеплення рушія з ґрунтом

$$P_{\kappa} \leq F_{max}$$

$$P_{\kappa} = F_{max}$$

$$P_{\kappa} > F_{max}$$

$$P_{\kappa} \geq F_{max}$$

$$P_{\kappa} \approx F_{max}$$

9. Оберіть умову, виконання якої забезпечує недостатнє зчеплення рушія з ґрунтом

$$P_{\kappa} = F_{max}$$

$$P_{\kappa} > F_{max}$$

$$P_{\kappa} < F_{max}$$

$$P_{\kappa} \approx F_{max}$$

$$P_{\kappa} \leq F_{max}$$

10. Швидкість прямолінійного руху агрегату, яку розвинув би трактор при номінальній частоті обертання колінчастого валу двигуна n_H і при відсутності буксування називається...(оберіть вірне)

фактичною
транспортною
оптимальною
номінальною
теоретичною

Тема 4. Розробка потенційних тягових характеристик сучасних тракторів та їхній аналіз

Перелік питань:

4.1. Реалізація потужності. Аналіз характеристик сучасних тракторів. Оптимальне тягове зусилля.

4.2. Потенційна тягова характеристика. Приклад потенційної тягової характеристики

4.1. Реалізація потужності. Аналіз характеристик сучасних тракторів. Оптимальне тягове зусилля

Потужність $N_{ВВП}$ рівняння (3.29) є невід'ємною складовою балансу потужності багатьох сучасних машинно-тракторних агрегатів (МТА). Системи відбору потужності (СВП) споживають частину потужності тракторного двигуна для приводу в дію робочих органів навісних і причіпних машин і знарядь. По мірі зростання енергонасиченості трактора значимість систем відбору потужності буде тільки зростати.

З одного боку, зменшується частка потужності, яка може бути реалізована для тяги, але з іншого – збільшується кількість машин з активними робочими органами.

За способом передачі енергії від двигуна до робочих органів системи відбору потужності (СВП) **підрозділяються** на механічні (ВВП), гідравлічні (ГСВП) і електричні (ЕСВП).

Вали відбору потужності (ВВП) є необхідною частиною трансмісії всіх тракторів. В машинобудуванні помітна тенденція до збільшення кількості машин, обладнаних гідромоторами для приводу робочих органів від гідросистеми тракторів. Електричні системи відбору потужності отримують розвиток за умови встановлення на тракторах досить потужних генераторів електричного

струму. Особливо ефективними вони виявляються на тракторах з електричними трансмісіями.

Системи відбору потужності тракторів за принципом дії поділяються:

- 1) на повністю залежні;
- 2) повністю незалежні;
- 3) частково незалежні;
- 4) синхронні,

по розташуванню на тракторі – на задні, передні і бічні.

При повністю залежній СВП (рис. 4.1, а) привод ВВП здійснюється від веденого вала головного зчеплення 2. Вмикання валу відбору потужності здійснюється за допомогою рухомої зубчастої каретки 1 тільки при нерухомому тракторі. Це є істотним недоліком сільськогосподарського трактора, оскільки зупинка трактора тягне за собою зупинку машин і знарядь, які приводяться від ВВП.

При повністю незалежній СВП вал відбору потужності повинен управлятися незалежно від руху машинно-тракторного агрегату. Досягається це двояким способом:

1) фрикційне зчеплення 3 являє двопоточну подвійну з незалежним управлінням конструкцію, від другого веденого диска якої здійснюється привод незалежного валу відбору потужності (рис. 4.1, б);

2) привод (рис. 4.1, в) виконується від ведучих елементів головного зчеплення 2, а для управління ВВП у ланцюзі приводу встановлюється механізм 4 з розривом потоку потужності (фрикційне зчеплення або планетарний редуктор).

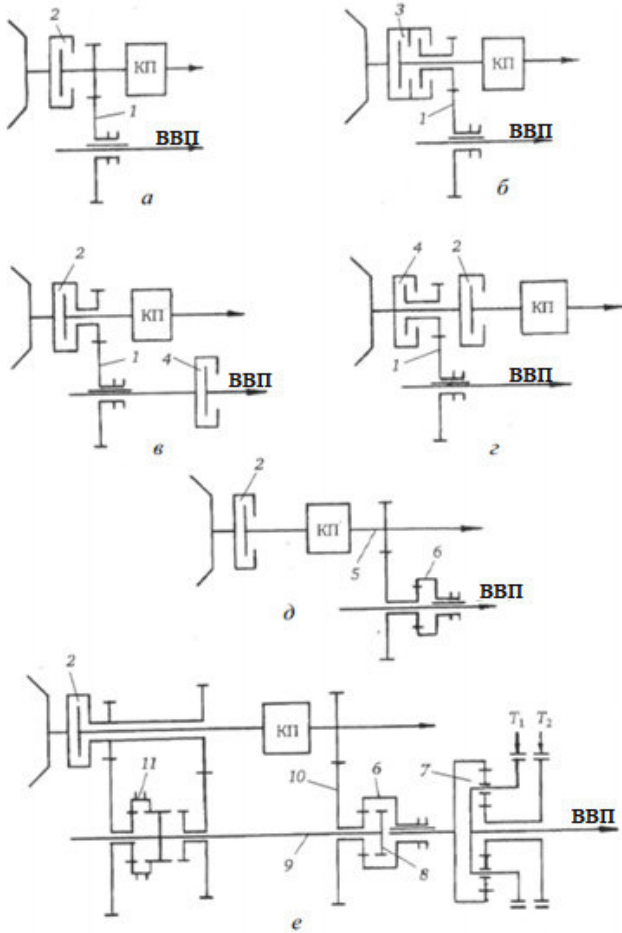


Рис. 4.1. Схеми приводів валу відбору потужності: 1 – рухома каретка, 2 – головне зчеплення, 3 – подвійне зчеплення, 4 – зчеплення привода ВВП, 5 – вторинний вал коробки передач, 6 – зубчаста муфта, 7 – планетарний ряд, 8 – зубчастий вінець, 9 – вал, 10 – колесо з зубчастим вінцем, 11 – зубчаста муфта

У частково незалежної СВП привод валу відбору потужності здійснюється від другого диска подвійного фрикційного зчеплення 3 (рис. 4.1, б). При його вмиканні спочатку розривається потік потужності, яка направляється до ходової системи. При подальшому натисканні на педаль управління розривається потік потужності, що йде на ВВП. За умови вмикання зчеплення процес протікає в зворотному напрямку. Тому тут не можна під час руху МТА вмикати та вимикати вал відбору потужності.

Іноді застосовується схема (рис. 4.1, г), при якій в трансмісії трактора встановлюють послідовно два однопоточних постійно замкнених зчеплення 2 і 4, керування якими здійснюється послідовно через загальний привод. За умови натискання на педаль управління зчепленнями 2 і 4 спочатку вмикається головне фрикційне зчеплення 2, а потім фрикційне зчеплення 4 приводу валу відбору потужності. Коли відпускають педаль управління вмикання зчеплень 2 і 4 здійснюється в зворотній послідовності.

Така схема приводу ВВП застосовується дуже обмежено та лише на колісних універсально-просапних тракторах. Найбільшого поширення на тракторах класу 0,6–2,0 отримали повністю незалежні системи відбору потужності які найбільш повно відповідають умовам роботи МТА. Повністю залежні системи відбору потужності на колісних тракторах не застосовуються, але використовуються на гусеничних тракторах. При необхідності гусеничні трактори оснащуються повністю незалежними СВП.

Синхронна система відбору потужності застосовується в тому випадку, коли машинно-тракторний агрегат повинен виконувати певну кількість операцій на заданому шляху руху. Через синхронну СВП отримує рух ходова система активних причепів. Привод валу відбору потужності в цьому випадку виконується від тієї частини

трансмсії, передаточне число якої залишається незмінним. Найчастіше привод ВВП здійснюється від вторинного вала 5 коробки передач (рис. 4.1, д). Вмикання та вимикання валу відбору потужності здійснюється при нерухомому тракторі за допомогою зубчастої муфти 6.

Зазвичай синхронні СВП встановлюються на тракторах класу 0,6–2,0. На сучасних тракторах класу до 2,0 передбачена двохшвидкісна система відбору потужності. Хвостовик ВВП повинен здійснювати 3,3–3,5 і 6,1–6,5 обертів на 1 м розрахункового шляху.

На схемі (рис. 4.1, е) вал відбору потужності може працювати як повністю незалежний двохшвидкісний, так і синхронний.

Довговічність СВП повинна бути менше довговічності трактора. В іншому випадку це призводить до необґрунтованого збільшення маси трактора.

Гідравлічні системи відбору потужності (ГСВП) отримують все більше застосування на робочих машинах. Можна виділити **дві групи гідрофікованих машин**, які агрегатуються з тракторами. У машин **першої групи** споживана потужність порівнянна з потужністю існуючих тракторних гідросистем і становить величину порядку 7,0–8,0 кВт.

У машин **другої групи** власна споживана потужність перевищує потужність тракторних гідросистем. Для приводу активних робочих органів машин другої групи передбачається встановлення на тракторі додаткових гідронасосів або на робочих машинах - автономних джерел гідравлічної енергії з приводом від валу відбору потужності трактора. Однак в останньому випадку виключається можливість спільного використання механічної і гідравлічної систем відбору потужності, що істотно знижує можливості трактора при агрегуванні різноманітних

машин, які потребують як механічного, так і гідравлічного приводу.

Всі промислові трактори оснащуються системами відбору потужності. Кількість валів відбору потужності, розташування і частота обертання залежать від призначення трактора, специфіки машин-знарядь, які агрегуються з ним, потужності двигуна і особливостей трансмісії. Наприклад, у трактора Т-330 з гідромеханічною трансмісією спереду встановлені три ВВП. Середній ВВП повністю незалежного типу отримує привод від турбінного колеса комплексної гідروпередачі, а крайні – синхронні. Їхні частоти обертання залежать від включеної передачі в коробці передач відповідного борту. Ці ВВП не змінюють напрямок свого обертання при зміні напрямку руху трактора, що відрізняє їх від синхронних ВВП сільськогосподарських тракторів.

Трактори ДЕТ-250М і Т-130 обладнані незалежним ВВП заднього розташування з частотою обертання хвостової частини, яка дорівнює частоті обертання колінчастого вала.

На трелювальних і меліоративних тракторах застосовують залежні і незалежні вали відбору потужності заднього розташування, а на сільськогосподарських – задній і фронтальний вали відбору потужності незалежного типу.

Розглянемо тягові можливості трактора, виходячи, з одного боку, з потужності його двигуна, а з іншого – з потужності, яка визначається його зчіпними властивостями [6].

Як відомо [2; 6] номінальна ефективна потужність двигуна трактора (N_e^H) спочатку втрачається в трансмісії (N_η), потім витрачається на буксування рушія (N_δ) і самопересування трактора (N_f), а при наявності ухилу поля витрачається також на подолання підйому (або додається при спуску) (N_a). Корисна потужність, що залишилася (N_n^H), може бути реалізована для виконання технологічних

процесів в складі МТА, тобто для подолання тягового опору машин, включених до складу агрегату ($N_{кр}$), і для приводу їхніх робочих органів через вал відбору потужності ($N_{ВВП}$) або гідросистему ($N_{гс}$) трактора.

Виходячи з балансу потужності трактора:

$$N_{п}^A = N_e^H - N_{\eta} - N_{\delta} - N_{f.a} . \quad (4.1)$$

Враховуючи, що $N_{\eta} = N_e^H(1 - \eta_M)$ (ф-ла 3.24); $N_{\delta} = N_e^H \eta_M \delta$ (ф-ла 3.26),

$$N_{f.a} = \frac{GV_P}{3,6} \left(f \pm \frac{i}{100} \right) \quad (\text{ф-ла 3.28}),$$

після перетворення можна записати:

$$N_{п}^A = N_e^H \eta_M (1 - \delta) - \frac{GV_P}{3,6} \left(f \pm \frac{i}{100} \right), \quad (4.2)$$

де η_M – механічний ККД трансмісії трактора (для колісних тракторів $\eta_M = 0,91 \dots 0,92$; для гусеничних – $\eta_M = 0,86 \dots 0,88$);

δ – коефіцієнт буксування рушія трактора;

G – експлуатаційна вага трактора, кН;

f – коефіцієнт опору коченню рушія трактора;

i – ухил, %;

V_P – робоча швидкість руху агрегату, км/год.

Реалізація в агрегаті корисної потужності залежить від здатності рушія трактора, який знаходиться в контактi з ґрунтом, передавати потрібну потужність для роботи агрегата N^{μ} , тобто

$$N^{\mu} = \frac{F_{max} V_P}{3,6} . \quad (4.3)$$

Коефіцієнт зчеплення рушія трактора з ґрунтом μ визначається за умови, що коефіцієнт буксування набуває допустимого значення δ_d .

Тягова потужність $N_{кр}^{\mu}$, яка обумовлена зчiпними властивостями трактора, з урахуванням втрат потужності на

буксування, самопересування та подолання підйому (спуску), визначається за виразом:

$$N_{\text{кр}}^{\mu} = N^{\mu} - N_{\delta} - N_{f.a.} \quad (4.4)$$

Використавши вирази (3.9), (3.11), (3.13), (3.16), після перетворення маємо:

$$N_{\text{кр}}^{\mu} = \frac{GV[\chi\mu(1-\delta_d) - (f \pm \frac{i}{100})]}{3,6} \quad (4.5)$$

Аналізуючи формули (4.2) та (4.5), можна помітити, що можлива для реалізації в агрегаті корисна потужність двигуна трактора $N_{\text{п}}^{\text{д}}$ зі збільшенням швидкості руху агрегату зменшується, а тягова потужність, яка залежить від зчпних властивостей трактора, $N_{\text{кр}}^{\mu}$ зростає. З рівності формул (4.2) та (4.5) визначається гранична швидкість між недостатнім і достатнім зчепленням рушія трактора з конкретним ґрунтовим фоном. Позначимо її V_{μ} .

$$V_{\mu} = 3,6 \frac{N_e^{\text{H}} \eta_{\text{M}}}{G \chi \mu} \quad (4.6)$$

Аналіз характеристик сучасних тракторів показує, що відношення $\frac{N_e^{\text{H}}}{G}$ (енергонасиченість трактора) коливається у межах від 1,1 до 2,8 кВт/кН [7]. Якщо відомо $\frac{N_e^{\text{H}}}{G}$ для конкретного трактора, можливо визначити його швидкість, яка розмежовує зони достатнього та недостатнього зчеплення (рис. 4.2).

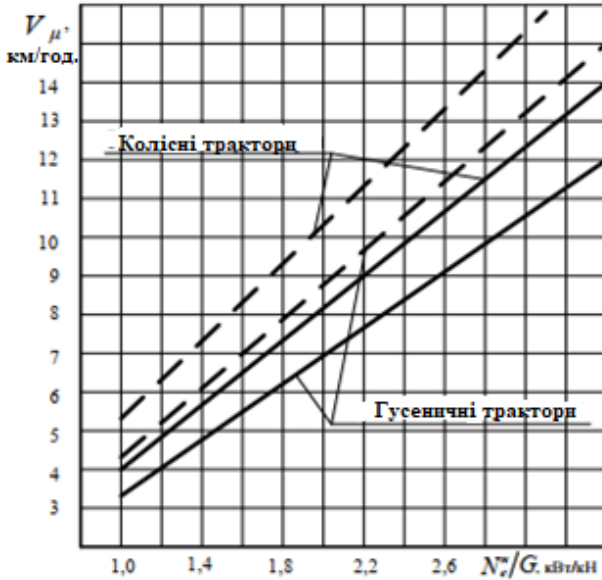


Рис. 4.2. Графік залежності V_μ від $\frac{N_e^H}{G}$ при: $\mu = 0,9$ та $\mu = 0,8$ відповідно для колісних і гусеничних (—) тракторів; $\mu = 0,75$ та $\mu = 0,65$ (- - -) відповідно для колісних і гусеничних тракторів

В зоні від V_{min}^p до V_μ (недостатнє зчеплення рушія трактора з ґрунтом) тягове зусилля обмежено зчїпними властивостями трактора і допустимим буксуванням рушія δ_d . Тут його величина стала та максимальна.

$$P_{кр}^{max} = G[\lambda\mu(1 - \delta_d) - (f \pm i/100)]. \quad (4.7)$$

За величиною максимального тягового зусилля $P_{кр}^{max}$ визначають тяговий клас трактора.

Таблиця 4.1

Тягові класи тракторів у діапазоні номінальних тягових зусиль

Тяговий клас	Номінальні тягові зусилля	Тяговий клас	Номінальні тягові зусилля
0,2	1,8–5,4	3	27,1–36,0
0,6	5,5–8,1	4	36,1–45,0
0,9	8,2–12,6	5	45,1–54,0
1,4	12,7–18,0	6	54,1–72,0
2,0	18,1–27,0	8	72,1–108,0

Максимальна тягова потужність $N_{кр}^{max}$ досягається за умови оптимальної швидкості $V_{опт}$, коли сума втрат потужності на буксування рушіїв N_{δ} та самопересування трактора $N_{f.a}$ є мінімальною, т.т.

$$N_e^H \eta_M \delta_{опт} + \frac{GV_{опт}}{3,6} \left(f \pm \frac{i}{100} \right) \rightarrow \min, \quad (4.8)$$

де $\delta_{опт}$ – коефіцієнт буксування рушій трактора за умови, що швидкість трактора є оптимальною $V_{опт}$.

З цього виразу, після того як знайдено першу похідну та виконано певні перетворення, маємо

$$V_{опт}^p = \sqrt{\frac{3,6N_e^H \eta_M V_{\mu} \delta_D}{G(f \pm i/100)}}. \quad (4.9)$$

За умови що $V_{опт}^p \leq V_{\mu}$ (буксування виходить за допустимі межі), $V_{опт} = V_{\mu}$, а $\delta_{опт} = \delta_D$.

За умови що $V_{опт}^p > V_{\mu}$ (коефіцієнт буксування менше δ_D) $V_{опт} = V_{опт}^p$.

Оптимальне тягове зусилля трактора $R_{кр}^{опт}$, що відповідає максимальній тяговій потужності $N_{кр}^{max}$, згідно формули (3.18), визначиться з виразу:

$$P_{\text{кр}}^{\text{опт}} = \frac{3,6N_e^H \eta_M (1 - \delta_{\text{опт}})}{V_{\text{опт}}} - G \left(f \pm \frac{i}{100} \right). \quad (4.10)$$

Максимальну тягову потужність $N_{\text{кр}}^{\text{max}}$ розраховують, виходячи з формули (4.2), за виразом:

$$N_{\text{кр}}^{\text{max}} = N_e^H \eta_M (1 - \delta_{\text{опт}}) - \frac{GV_{\text{опт}} \left(f \pm \frac{i}{100} \right)}{3,6}. \quad (4.11)$$

У зоні достатнього зчеплення рушія з ґрунтом (від V_{μ} до V_{max}^p) характер зміни параметрів $P_{\text{кр}}^H$, $N_{\text{кр}}^H$ і δ криволінійний. Конкретні величини цих параметрів визначаються для різних (i -тих) швидкостей руху, які входять у діапазон, що розглядається:

$$N_{\text{кр}i}^{\text{max}} = N_e^H \eta_M (1 - \delta_{\text{опт}}) - \frac{GV_i \left(f \pm \frac{i}{100} \right)}{3,6}. \quad (4.12)$$

$$P_{\text{кр}i}^{\text{опт}} = \frac{3,6N_e^H \eta_M (1 - \delta_{\text{опт}})}{V_i} - G \left(f \pm \frac{i}{100} \right). \quad (4.13)$$

$$\delta_i = \frac{V_{\mu}}{V_i} \delta_D. \quad (4.14)$$

Загальний вигляд потенціальної тягової характеристики трактора у графічному вигляді представлено на рис. 4.3.

За потенціальною тяговою характеристикою трактора можна визначити значення $N_{\text{кр}}$, $P_{\text{кр}}$ для будьякої швидкості у діапазоні, який розглядається.

Якщо на тракторі встановлено ступінчасту коробку передач, то значення $P_{\text{кр}}^H$, $N_{\text{кр}}^H$ та δ визначаються за швидкостями на відповідних передачах трактора.

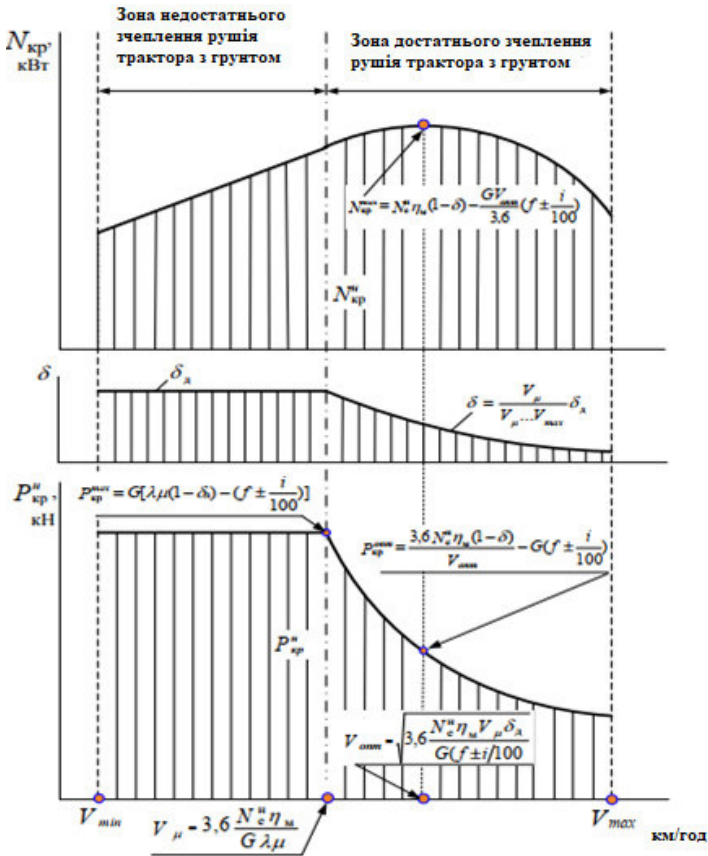


Рис. 4.3. Загальний вигляд потенціальної тягової характеристики трактора

Приклад побудови потенціальної тягової характеристики трактора МТЗ – 920

Вихідні дані:

Ухил поля i , % – 0.

Номинальна ефективна потужність двигуна трактора

$$N_e^H = 56,9 \text{ кВт.}$$

Експлуатаційна вага трактора $G = 41$ кН.

Механічний ККД трансмісії трактора $\eta_M = 0,915$.

Доля експлуатаційної ваги трактора, що припадає на рушій, $\lambda \approx 0,67$ (колісна формула 4К2).

Коефіцієнт зчеплення рушія трактора з ґрунтом $\mu = 0,85$.

Коефіцієнт опору коченню трактора $f = 0,07$.

Допустимий коефіцієнт буксування рушія трактора $\delta_D = 0,15$.

Інтервал робочих швидкостей трактора $V_{min}^p \dots V_{max}^p = 1,0 \dots 20 \frac{\text{км}}{\text{год}}$.

Розрахунок параметрів потенціальної тягової характеристики трактора

Визначаємо швидкість трактора V_μ , за якої досягається максимальне тягове зусилля (залежність 4.6):

$$V_\mu = 3,6 \frac{56,9 \cdot 0,915}{41 \cdot 1 \cdot 0,85} = 5,38 \frac{\text{км}}{\text{год}}$$

Визначимо зміну тягової потужності $N_{кр}^\mu$ в інтервалі швидкостей $V_{min}^p - V_\mu$ (зона недостатнього зчеплення рушія трактора з ґрунтом).

Так як залежність (4.5) прямує лінійно, то достатньо розрахувати значення $N_{кр}^\mu$ за умови мінімальної швидкості V_{min}^p і при V_μ .

$$N_{кр1}^\mu = \frac{41 \cdot 1}{3,6} [1 \cdot 0,85(1 - 0,15) - 0,07] = 7,4 \text{ кВт.}$$

$$N_{кр5,38}^\mu = \frac{41 \cdot 5,38}{3,6} [1 \cdot 0,85(1 - 0,15) - 0,07] = 40,0 \text{ кВт.}$$

Визначимо максимально можливе тягове зусилля трактора $P_{кр}^{max}$.

У всьому діапазоні швидкостей від V_{min}^p і при V_{μ} тягове зусилля буде постійним і розрачується за формулою (4.7)

$$P_{кр}^{max} = 41[1 \cdot 0,85(1 - 0,15) - 0,07] = 26,8 \text{ кН.}$$

Визначимо оптимальну швидкість $V_{опт}$ трактора за якої досягається максимальна тягова потужність $N_{кр}^{max}$ за формулою (4.12)

$$V_{опт}^p = \sqrt{\frac{3,6 \cdot 56,9 \cdot 0,915 \cdot 5,38 \cdot 0,15}{41 \cdot 0,07}} = 7,3 \frac{\text{км}}{\text{год}}.$$

Так як $V_{опт}^p > V_{\mu}$, то $V_{опт} = V_{опт}^p = 7,3 \frac{\text{км}}{\text{год}}$.

Коефіцієнт буксування (формула 4.14) визначиться наступним чином

$$\delta_{опт} = \frac{5,38}{7,30} 0,15 = 0,11.$$

Визначаємо оптимальне тягове зусилля трактора $P_{кр}^{опт}$, яке відповідає максимальній тяговій потужності $N_{кр}^{max}$, за залежністю (4.13)

$$P_{кр}^{опт} = \frac{3,6 \cdot 56,9 \cdot 0,915(1 - 0,11)}{7,3} - 41 \cdot 0,07 = 20,1 \text{ кН.}$$

Максимальну тягову потужність $N_{кр}^{max}$ розрахуємо за формулою (4.11)

$$N_{кр}^{max} = 56,9 \cdot 0,915(1 - 0,11) - \frac{41 \cdot 7,3 \cdot 0,07}{3,6} = 40,5 \text{ кВт.}$$

Інші значення коефіцієнтів буксування δ , тягової потужності трактора $N_{кр}^H$, тягового зусилля трактора $P_{кр}^H$ у робочому інтервалі швидкостей визначаємо за формулами 4.12–4.14. Результати зводимо до табл. 4.2.

Таблиця 4.2

Параметри потенціальної тягової характеристики трактора
МТЗ – 920

Параметри	$V_{\mu} = 5,38 \frac{\text{км}}{\text{год}}, V_{\text{опт}} = 5,38 \frac{\text{км}}{\text{год}}, P_{\text{кр}}^{\text{max}} = 26,8 \text{ кН}, \delta_{\text{опт}} = 0,11,$ $P_{\text{кр}}^{\text{опт}} = 20,1 \text{ кН}, N_{\text{кр}}^{\text{max}} = 40,5 \text{ кВт}$						
$V, \frac{\text{км}}{\text{год}}$	1,00	5,38	8,00	10,00	13,00	16,00	20,00
δ	0,15	0,15	0,10	0,08	0,06	0,05	0,04
$N_{\text{кр}}^H$	7,4	40,0	40,4	39,9	38,5	36,7	34,0
$P_{\text{кр}}^H$	26,8	26,8	18,2	14,4	10,7	8,3	6,1

У графічній формі результати розрахунків подано на рис. 4.4.

Виконаємо аналіз тягових властивостей трактора МТЗ-920.

Під час роботи трактора МТЗ – 920 у складі агрегату швидкість $V_{\mu}=5,38$ км/год є границею між зонами достатнього та недостатнього зчеплення рушія з ґрунтом. В інтервалі швидкостей від 1 до 5,38 км/год (зона недостатнього зчеплення рушія з ґрунтом) тягові властивості обмежені властивостями трактора. Величина тягового зусилля трактора в цьому інтервалі швидкостей постійна і є максимальною ($P_{\text{кр max}}=26,8$ кН; $N_{\text{кр max}}=40,40,5$ кВт).

Як бачимо з графіка (рис. 4.4), максимальна тягова потужність ($N_{\text{кр max}}=40,40,5$ кВт) досягається за оптимальної швидкості $V_{\text{опт}}=7,30$ км/год. При цьому буде досягнутий максимальний (умовний) ККД трактора.

У зоні швидкостей, що перевищують 5,38 км/год (зона достатнього зчеплення рушія з ґрунтом) за графіком можна визначити значення номінальної тягової потужності $N_{\text{кр H}}$, номінального тягового зусилля $P_{\text{кр H}}$ та коефіцієнту буксування δ за будь-якої швидкості у діапазоні, що

розглядається. За умови ступінчастої коробки передач значення цих параметрів визначаються на швидкостях, які відповідають кожній передачі трактора.

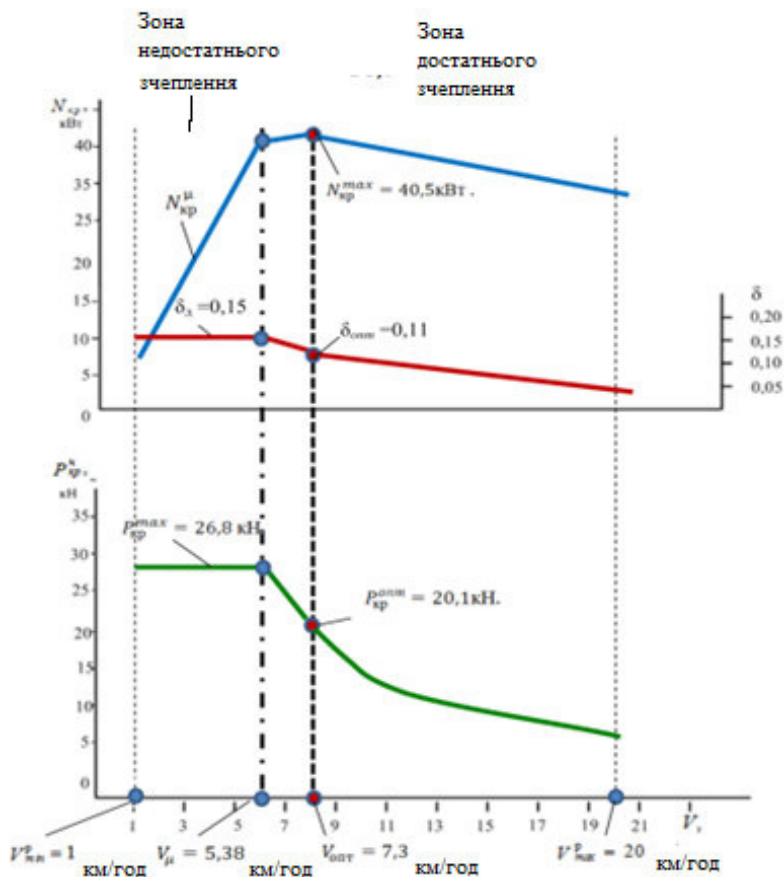


Рис. 4.4. Потенціальна тягова характеристика трактора МТЗ – 920

Питання для самоконтролю

1. Яким чином підрозділяються системи відбору потужності за способом передачі енергії?
2. Яким чином підрозділяються системи відбору потужності за принципом дії?
3. Яким чином визначається тягова потужність $N_{кр}^{\mu}$, яка обумовлена зчіпними властивостями трактора, з урахуванням втрат потужності на буксування, самопересування та подолання підйому (спуску)?
4. За яким показником визначають тяговий клас трактора?
5. За якої швидкості трактора досягається максимальна тягова потужність?
6. Які групи гідрофікованих машин, які агрегуються з тракторами, відомо?
7. Яким чином витрачається номінальна ефективна потужність двигуна трактора?
8. Запишіть рівняння тягового балансу трактора.
9. Для якого значення коефіцієнту буксування визначають коефіцієнт зчеплення рушія трактора з ґрунтом μ ?
10. Як змінюється корисна потужність двигуна трактора зі збільшенням швидкості руху агрегату ?
11. Як змінюється тягова потужність зі збільшенням швидкості руху агрегату ?
12. У яких межах коливається показник енергонасиченості трактора?
13. Який характер зміни параметрів $P_{кр}^H$, $N_{кр}^H$ і δ у зоні достатнього зчеплення рушія з ґрунтом (від V_{μ} до V_{max}^p)?
14. Які параметри визначають за потенціальною тяговою характеристикою трактора?
15. Яким буде тягове зусилля в діапазоні швидкостей від V_{min}^p і при V_{μ} ?

16. Яким чином визначається тягова потужність $N_{кр}^{\mu}$, яка обумовлена зчїпними властивостями трактора, з урахуванням втрат потужності на буксування, самопересування та подолання підйому (спуску)?
17. На тракторах якого класу встановлюють синхронні системи відбору потужності?
18. Які вали відбору потужності застосовують на трелювальних і меліоративних тракторах?
19. Які вали відбору потужності застосовують на сільськогосподарських тракторах?
20. Яка потужність реалізовується для виконання технологічних процесів у складі МТА?

Тести

1. За способом передачі енергії від двигуна до робочих органів системи відбору потужності (СВП) підрозділяються на...

механічні, гідромеханічні, статичні

механічні, гідравлічні, електричні

систематичні, оптичні

електричні, механічні

електричні, гідравлічні, хімічні

2. Оберіть вірний вираз для визначення потрібної потужності для роботи агрегату

$$N^{\mu} = \frac{F_{max} V_p}{3600}$$

$$N^{\mu} = \frac{F_{min} V_p}{3,6}$$

$$N^{\mu} = \frac{F_{max} V_p}{3,6}$$

$$N^{\mu} = \frac{F_{max} V_{опт}}{3,6}$$

$$N^{\mu} = \frac{F_{max} S_p}{3,6}$$

3. Оберіть вірний вираз для визначення граничної швидкості між недостатнім і достатнім зчепленням рушія трактора з конкретним ґрунтовим фоном

$$V_{\mu} = 3,6 \frac{N_e^H \eta_M}{G \lambda \mu}$$

$$V_{\mu} = \frac{N_e^H \eta_M}{G \lambda \mu}$$

$$V_{\mu} = 6,38 \frac{N_e^H \eta_M}{G \lambda \mu}$$

$$V_{\mu} = 3,6 \frac{N_e^H \eta_M}{G\lambda \delta}$$

$$V_{\mu} = 3600 \frac{N_e^H \eta_M}{G\lambda \mu}$$

4. Оберіть вірне закінчення: «Максимальна тягова потужність $N_{кр}^{max}$ досягається за умови...»

мінімальної швидкості

оптимальної швидкості

транспортної швидкості

номінальної швидкості

максимальної швидкості

5. Оберіть умову за якої $\delta_{опт} = \delta_D$

$$V_{опт}^p \leq V_{\mu}$$

$$V_{опт}^p < V_{\mu}$$

$$V_{опт}^p > V_{\mu}$$

$$V_{опт}^p \geq V_{\mu}$$

$$V_{опт}^p = V_{\mu}$$

6. Від чого залежить реалізація в агрегаті корисної потужності?

від здатності рушії трактора, який знаходиться в контакті з ґрунтом, передавати потрібну потужність для роботи агрегату;

від здатності рушії трактора, який знаходиться в контакті з ґрунтом, долати перепони;

від виду рушії та швидкості руху;

від діаметру ведучого колеса (зірочки);

немає вірного.

7. Оберіть залежність, яка характеризує енергонасиченість трактора

$$\frac{N_e^H}{N_{max}}$$

$$\frac{N_{max}}{N_e^H}$$

$$\frac{N_e^H}{P}$$

$$\frac{P}{N_e^H}$$

$$\frac{P_{кр}}{N_e^H}$$

$$\frac{G}{N_e^H}$$

8. Оберіть вірний вираз для визначення максимального кривокового зусилля

$$P_{кр}^{max} = G[\lambda\mu(1 - \delta_d) - (f \pm i/100)]$$

$$P_{кр}^{max} = G[(1 - \delta_d) - (f \pm i/100)]$$

$$P_{кр}^{max} = G[\lambda\mu(1 + \delta_d) - (f \pm i/100)]$$

$$P_{кр}^{max} = P[\lambda\mu(1 - \delta_d) - (f \pm i/100)]$$

$$P_{кр}^{max} = G[\lambda\mu(1 - \delta_d) + (f \pm i/100)]$$

9. Оберіть умову, виконання якої забезпечує вихід буксування за допустимі межі

$$V_{опт}^p < V_\mu$$

$$V_{опт}^p \leq V_\mu$$

$$V_{опт}^p > V_\mu$$

$$V_{опт}^p > V_\mu$$

$$V_{опт}^p \ll V_\mu$$

10. Оберіть вірний вираз для визначення максимальної тягової потужності

$$N_{\text{кр}}^{\text{max}} = N_e^H \eta_M (1 - \delta_{\text{опт}}) + \frac{GV_{\text{опт}} \left(f \pm \frac{i}{100} \right)}{3,6}$$

$$N_{\text{кр}}^{\text{max}} = N_e^H \eta_M (1 + \delta_{\text{опт}}) - \frac{GV_{\text{опт}} \left(f \pm \frac{i}{100} \right)}{3,6}$$

$$N_{\text{кр}}^{\text{max}} = N_e^H \eta_M (1 - \delta_{\text{опт}}) - \frac{GV_{\text{опт}} \left(f \pm \frac{i}{100} \right)}{7,28}$$

$$N_{\text{кр}}^{\text{max}} = N_e^H \eta_M (1 - \delta_{\text{опт}}) + \frac{GV_{\text{опт}} \left(f \pm \frac{i}{100} \right)}{7,28}$$

$$N_{\text{кр}}^{\text{max}} = N_e^H \eta_M (1 - \delta_{\text{опт}}) - \frac{GV_{\text{опт}} \left(f \pm \frac{i}{100} \right)}{3,6}$$

Тема 5. Побудова тягових характеристик

Перелік питань:

- 5.1. Визначення недостаючих конструктивних параметрів трактора.
- 5.2. Тяговий та паливно-економічний розрахунок.

5.1. Визначення недостаючих конструктивних параметрів трактора

5.1.1. Розміри ведучих коліс

Даний параметр задається виходячи з типу та класу трактора.

Діаметр початкового кола зірочки гусеничного трактора

$$r_{\text{ПК}} = \frac{l_{\text{лан}} z_a}{2\pi}, \text{ м} \quad (5.1)$$

де $l_{\text{лан}}$ – довжина однієї ланки гусениці, м (додаток А)
 z_a – число активно діючих зубців зірочки за один оберт (для тракторів Т-10М, Т-12, Т-70 та інших, у яких зачеплення ланки з зірочкою проводиться через зуб, z_a дорівнює половині загального числа зубців).

Діаметр ведучих коліс колісного трактора

$$D_{\text{вк}} = D_N \lambda_d, \quad (5.2)$$

де $\lambda_d = 0,88 \dots 0,91$ – коефіцієнт деформації шини ведучого колеса;

D_N – номінальний діаметр шини, м.

5.1.2. Передаточні числа у трансмісії трактора

Для гусеничного трактора

$$i_{\text{тр1}} = \frac{t_{\text{лан}} Z_K n_H}{60V_1}, \quad (5.3)$$

де $t_{\text{лан}}$ – крок ланки гусеничного ланцюга;

Z_k – число ланок гусеничного ланцюга, які укладаються на коло ведучої зірочки.

Для колісного трактора

$$i_{\text{тр1}} = \frac{D_{\text{вк}} n_H}{60 V_1}, \quad (5.4)$$

де n_H , хв^{-1} – оберти валу двигуна за номінальної потужності, V_1 – швидкість руху на першій робочій передачі, м/с.

Швидкості руху трактора поділяють на три групи: особливо низькі, основні робочі, транспортні.

Максимальна транспортна швидкість (V_{max}) визначається не лише можливостями моторно – трансмісійного устаткування, а й типом підвіски (жорстка або еластична).

Для колісних тракторів величину транспортної швидкості вибирають з умови руху у загальному потоку машин: $V_{\text{max}} = 40 \dots 50 \frac{\text{км}}{\text{год}}$.

У гусеничного трактора величина максимальної швидкості визначається типом підвіски:

– для тракторів з жорсткою підвіскою (трубоукладач, екскаватор, навантажувач) $V_{\text{max}} = 4 \dots 5 \frac{\text{км}}{\text{год}}$;

– для тракторів з напівжорсткою підвіскою (бульдозерні та впусуючі агрегати) $V_{\text{max}} = 8 \dots 10 \frac{\text{км}}{\text{год}}$;

– для тракторів з еластичною підвіскою (сільськогосподарські, лісові, важкі промислові модифікації) $V_{\text{max}} = 15 \dots 25 \frac{\text{км}}{\text{год}}$.

Дійсна швидкість руху трактора на першій основній передачі може бути реалізована залежно від типу трактора, його рушія і з урахуванням тенденцій розвитку конструкцій тракторів:

- для гусеничних тракторів 1,7–1,9 м/с;
- для ходової системи 4К2 2,2–2,4 м/с;
- для ходової системи 4К4 2,0–2,4 м/с.

Вибрану дійсну швидкість порівнюємо з відповідною швидкістю трактора-прототипу.

5.1.3. Передаточні числа трансмісії визначають за залежностями:

$$i_{\text{тр}2} = i_{\text{тр}1}q_1; i_{\text{тр}3} = i_{\text{тр}2}q_2; \text{ та т.п.}$$

Згідно закону геометричної прогресії, визначимо знаменник геометричної прогресії q :

$$q = \sqrt[n-1]{\frac{V_1}{V_n}}, \quad (5.5)$$

де n – число робочих передач;

V_1 – швидкість на першій передачі, м/с;

V_n – швидкість на останній передачі, м/с.

Для більшості гусеничних тракторів швидкість на останній робочій передачі 3,3 м/с, для колісних – 4,2 м/с.

5.1.4. Експлуатаційна вага трактора

Експлуатаційна вага трактора визначається з урахуванням коефіцієнту металоємності трактора:

$$G = \beta_M N_e^{\text{max}}, \text{ Н}, \quad (5.6)$$

де β_M – коефіцієнт металоємності;

N_e^{max} – максимальна потужність двигуна, кВт.

Для гусеничних тракторів приймаємо $\beta_M^{\Gamma} = 0,65 \dots 0,80 \frac{\text{кН}}{\text{кВт}}$; для колісних – $\beta_M^{\text{К}} = 0,55 \dots 0,65 \frac{\text{кН}}{\text{кВт}}$.

5.1.5. Коефіцієнт корисної дії трактора

Для сучасних тракторів величина ККД трансмісії трактора знаходиться в межах $\eta_{\text{тр}} = 0,87 \dots 0,92$.

5.2. Тяговий та паливно-економічний розрахунок

Найбільш повне уявлення про тягово-зчіпні та економічні показники трактора у всьому діапазоні його швидкісних і навантажувальних режимів, дає тягова характеристика трактора. Вона представляє собою залежність тягової потужності, швидкості руху, буксирування, годинної та питомої тягової витрати палива, частоти обертання колінчастого вала трактора від тягового зусилля. Ці залежності можуть бути представлені у вигляді таблиць або графіків.

За умови графічного представлення, криві тягової характеристики виражають залежність на кожній передачі трактора його поступальної швидкості, тягової потужності, годинної витрати палива, питомої витрати палива та буксування від сили тяги на крюку за умови її зміни від нуля (холостий хід трактора) до максимального значення.

Для оцінки тягових властивостей трактора та виконання потрібних експлуатаційних розрахунків найбільш цінною є експериментальна тягова характеристика трактора, побудована на основі матеріалів тягових випробувань.

Загальний аналіз тягової характеристики виявляє наступне:

1. Тягова потужність трактора на даній передачі по мірі збільшення навантаження на крюку (тягового зусилля) до відомого рівня зростає. Досягнувши максимального значення, вона зі збільшенням навантаження спадає. При деякому максимальному тяговому опорі на крюку трактор зупиняється внаслідок зменшення обертів двигуна від навантаження або повного буксування рушіїв.

Максимальна тягова потужність трактора з переходом на більш високі швидкості збільшується, якщо на низьких швидкостях зчеплення рушіїв із ґрунтом було недостатнім

для реалізації повної потужності двигуна, та зменшується, якщо воно було достатнім.

2. Тяговий опір на крюку трактора під час виконання робіт залежать від ряду умов і може значно відрізнятись від величини номінального тягового зусилля, тому крива, яка огинає максимальні значення тягових потужностей, характеризує потенційні можливості і називається потенціальною тяговою характеристикою.

3. Буксування трактора за умови збільшення тягового зусилля зростає. Найбільше буксування відзначається на низьких швидкостях руху. З підвищенням швидкості буксування зменшується.

4. Годинна витрата палива зростає по мірі збільшення навантажень на крюку. В точці, що відповідає максимальній тяговій потужності, вона досягає максимального значення. Далі в режимі перевантаження годинна витрата палива знову падає в зв'язку з тим, що кількість робочих циклів в двигуні зменшується.

5. Питома тягова витрата палива зі збільшенням навантаження зменшується і стає мінімальною в точці максимальної тягової потужності. За умови перевантаження трактора питома витрата палива, як правило, зростає. Чим менша кривина лінії питомої витрати палива (лівіше або правіше точок максимальної потужності трактора), тим економнішою є робота трактора. Перевагу має той трактор, у якого питома витрата палива під час перевантаження менше зростає (крива витрати палива більш полого).

6. На тягові характеристики для кожної передачі є дві зони: перша (до перегину кривої тягової потужності) відображає роботу двигуна на регуляторі, друга (після точки перегину на коректорній гілці) відповідає перевантаженню двигуна.

7. Чим менше різниця потужностей і тягових зусиль під час переходу від однієї передачі більшим завантаженням

двигуна внаслідок більш плавного і широкого маневрування швидкостями руху.

Основою для побудови теоретичної тягової характеристики є: тяговий розрахунок трактора; навантажувальна характеристика двигуна трактора, що проектується; залежність коефіцієнту буксування від сили ваги для заданого ґрунтового фону.

5.2.1. Побудова теоретичної тягової характеристики трактора

Розрахунок і побудова теоретичної тягової характеристики проводиться графоаналітичним способом. З метою побудови аркуш паперу ділять на чотири квадранти. Побудову слід починати з другого квадранту.

Регуляторна характеристика показує, як змінюються: ефективна потужність N_e , крутний момент M_d , питома витрата палива g_e , годинна витрата палива G_T у залежності від швидкості обертання колінчастого валу двигуна.

Для побудови характеристики, насамперед, наносять у прийнятому довільно масштабі рівномірні шкали вище означених параметрів із зазначенням їхніх розмірностей. На осі абсцис виділяють три характерні точки:

n_H – номінальний швидкісний режим;

n_{xx} – режим холостого ходу, визначається:

$$n_{xx} = n_H(1 + \delta_p), \quad (5.7)$$

де $\delta_p = 0,06 \dots 0,07$ – степінь нерівномірності регулятора;

n_0 – частота обертання колінчастого валу за умови максимального крутного моменту визначається:

$$n_0 = \frac{n_H}{K_0}, \quad (5.8)$$

де $K_0 = 1,3 \dots 1,6$ – коефіцієнт пристосування двигуна за обертами.

Вихідними даними для розрахунку кривої $N_e(n_d)$ є номінальні оберти n_H і потужність N_H .

Побудова кривої потужності. Від точки O – початку координат лівіше наноситься точка n_{xx} та з'єднується з точкою, яка відповідає N_H прямою лінією (регуляторна гілка). Точки, які відповідають N_H та N_M (при n_0), з'єднуються плавною огинаючою (коректорна гілка навантажувальної характеристики двигуна).

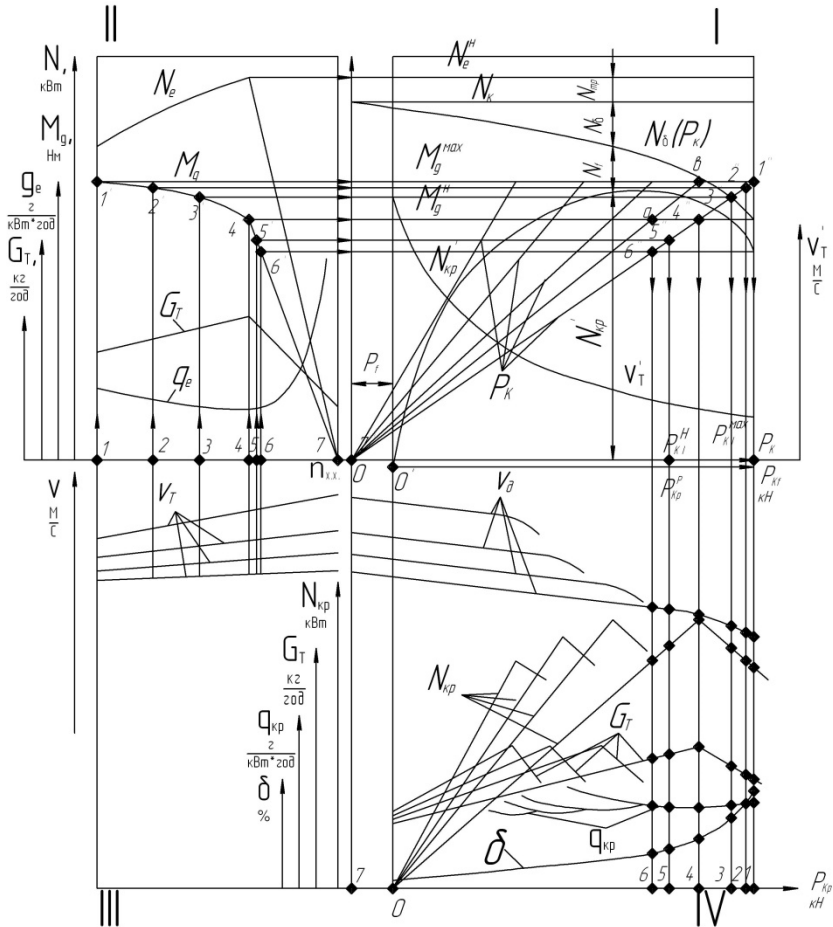


Рис. 5.1. Тягова характеристика

Потужність за умови максимального крутного моменту N_M , визначається за залежністю

$$N_M = M_{max}\omega_M, \quad (5.9)$$

де ω_M – кутова швидкість обертання колінчастого валу за умови максимального крутного моменту, c^{-1} , яка визначається за залежністю

$$\omega_M = \frac{\pi n_M}{30}. \quad (5.10)$$

Максимальний крутний момент двигуна визначається за залежністю

$$M_{max} = M_H K_{\Pi}, \quad (5.11)$$

де $K_{\Pi}=1, 1 \dots 1, 2$ – коефіцієнт пристосування двигуна.

Побудова кривої крутного моменту. Графік крутного моменту двигуна, як функції частоти його обертання виходить з точки n_{xx} (рис. 5.1). З наступною точкою, яка є значенням номінального крутного моменту, початкову точку графіка з'єднуємо прямою лінією.

Номінальний крутний момент визначається:

$$M_H = \frac{N_H}{\omega_H}, \quad (5.12)$$

де $\omega_H = \frac{\pi n_H}{30}$.

n_H – (додаток Д 2).

Побудова кривої годинної витрати палива. G_{Tx} – годинна витрата палива в режимі холостого ходу:

$$G_{Tx} = (0,25 \dots 0,3)G_{max}, \quad (5.13)$$

де G_{max} – годинна витрата палива

Годинна витрата палива за умови номінальної потужності

$$G_{Tmax} = g_e N_e 10^{-3}, \quad (5.14)$$

де g_e – питома ефективна витрата палива за номінальної потужності двигуна, г/кВт·год. Значення g_e для сучасних тракторних дизельних двигунів знаходиться в межах від 210 до 280 г/кВт·год.

Годинна витрата палива за максимального крутного моменту двигуна, кг/год.

$$G_{T0} = (0,72 \dots 0,8) G_{Tmax} . \quad (5.15)$$

Точки, які відповідають G_{Tx} і G_{Tmax} , з'єднуються прямою лінією (регуляторна гілка), а точки, які відповідають G_{Tmax} і G_{T0} , з'єднуються плавною кривою.

На без регуляторній гілці графічно знаходять значення G_T . За годинною витратою палива у кожній точці характеристики розраховується питома витрата палива:

$$g_e = 10^3 \frac{G_T}{N_e} . \quad (5.16)$$

Після чого будується крива $g_e(n_d)$. Дана крива круто піднімається вгору по мірі зменшення навантаження двигуна й асимптотично прямує до нескінченності за умови, що $n_d = n_{xx}$.

Потенційна тягова характеристика трактора у квадранті I. На першому етапі необхідно визначити масштаб дотичної сили тяги. З цієї метою визначають максимальне значення даної сили на першій передачі за залежністю:

$$P_{kmax1} = \frac{M_{max} i_{tp1} \eta_{tp1}}{r_k} . \quad (5.17)$$

Номінальна дотична сила тяги на першій передачі визначиться:

$$P_{KH1} = \frac{M_H i_{tp1} \eta_{tp1}}{r_k} . \quad (5.18)$$

Розрахункова сила тяги на гаку на першій передачі:

$$P_{кр}^p = P_{KH1} - P_f . \quad (5.19)$$

На осі абсцис першого квадранта відкладають значення $P_{кmax1}$. У прийнятому масштабі проводять тонку вертикальну лінію, яка є границею графіків тягової характеристики.

Значення номінальної потужності двигуна з другого квадранту переносять у перший у вигляді горизонтальної лінії.

Визначають потужність на ведучих колесах (зірочках) за залежністю:

$$N_K = N_e \eta_{тр1}. \quad (5.20)$$

На осі ординат у другому квадранті в масштабі потужностей відкладають значення N_K та проводять горизонтальну лінію в першому квадранті.

У четвертому квадранті будують криву буксування $\delta(P_{кр})$. Попередньо на осі абсцис першого квадранту відкладають від нульової точки шкали вправо значення P_f і заносимо отриману точку 0 на вісь абсцис четвертого квадранту, таким чином встановлюємо початок шкали $P_{кр}$. Наносимо в четвертому квадранті шкалу $P_{кр}$ (зберігаючи масштаб, прийнятий для P_K).

Буксування δ залежно від $P_{кр}$ визначають за допомогою допоміжних графіків (рис. 5.2) за наступною методикою.

Визначають зчіпну вагу $G_{зч}$. Для гусеничних і колісних повноприводних тракторів

Уся вага є зчіпною, тобто $G_{зч} = G$. Для тракторів типу 4К2 варто скористатись залежністю:

$$G_{зч} = \frac{2}{3}G + (P_{кр} + P_f) \cdot \frac{h_{кр}}{L}, \quad (5.21)$$

де $P_{кр}$ – сила тяги на гаку трактора;

P_f – сила опору коченню;

$h_{кр}$ – висота точки причепу;

L – поздовжня база трактора.

Знаючи зчіпну вагу трактора і, задавшись силою тяги з урахуванням відношення $\frac{P_{кр}}{G_{зч}}$, визначають за відповідному графіку (рис. 5.2) величину буксування.

Зауваження: значення δ за умови $P_{крН}$ повинно бути:

- для колісних тракторів 4К2 – не більше 16–18%;
- для гусеничних тракторів – 3–5%.

Втрати потужності на буксування:

$$N_{\delta} = N_K \cdot \delta. \quad (5.22)$$

Буксування δ приймають залежно від $P_{кр}$ з четвертого квадранту. У першому квадранті будують криву $N_{\delta}(P_{кр})$. З цією метою відповідні значення N_{δ} відкладають вниз у масштабі потужностей і з'єднують отримані точки лекальною кривою.

У першому квадранті будується крива теоретичної швидкості руху $V'_T(P_K)$, яка розраховується за залежністю:

$$V'_T = \frac{N_K}{P_K}, \quad (5.23)$$

де N_K – має постійне значення;

P_K – задають, починаючи з $P_K = P_f$, до $P_{крmax1}$.

Втрати потужності на кочення трактора:

$$N_f = P_f \cdot V'_d \cdot (1 - \delta), \quad (5.24)$$

де $P_f = f \cdot G$ – постійна величина;

V'_T – береться з першого квадранту залежно від P_K ;

δ – приймається з четвертого квадранту залежно від $P_{кр}$.

Закінчують розрахунок при $P_{крmax1}$.

Для побудови графіка відкладають значення N_f від кривої N_{δ} вниз і проводять лекальну криву $N_f(P_{кр})$.

Під кривою $N_f(P_{кр})$ буде розташовуватись, у масштабі потужностей, значення $N_{кр}(P_{кр})$. Побудова потенціальної тягової характеристики закінчена.

Побудова променів $M_d(P_K)$ у першому квадранті. Дані промені характеризують масштаби робочих передач

трактора і використовуються під час побудови теоретичної тягової характеристики трактора. Для цього:

– знаходять значення номінальної (відповідної номінальній потужності двигуна) сили тяги трактора для кожної передачі:

$$P_{\text{кн}(i)} = \frac{M_{\text{дн}} \cdot i_{\text{тр}(i)} \cdot \eta_{\text{тр}(i)}}{r_{\text{к}}}. \quad (5.25)$$

– отримане значення $P_{\text{кн}1}$ відкладають по осі абсцис першого квадранту і проводять вертикаль до перетину (точка a) із лінією $M_{\text{дн}}$, яку проводять переносом з другого квадранту (та само переносять і значення $M_{\text{дmax}}$);

– точку a перетину вертикалі зі значеннями $M_{\text{дн}}$ з'єднують з початком координат (точка O) осі абсцис першого квадранту ($P_{\text{к}} = 0$). Промінь продовжують до перетину з лінією $M_{\text{дmax}}$ (точка b).

Побудови продовжують для інших передач; число променів повинно бути рівним числу основних передач.

Побудови у першому квадранті закінчено.

Побудова променів теоретичних швидкостей руху трактора у третьому квадранті у залежності від $n_{\text{д}}$ (за двома точками). Значення $V_{\text{Т}}$ для кожної з передач визначають:

$$V_{\text{Т}(i)} = 0,105 \frac{r_{\text{к}} \cdot n_{\text{д}}}{i_{\text{тр}(i)}}. \quad (5.26)$$

За умови, що розрахунок проводиться за $\omega_{\text{д}}$, то залежність (5.26) набуває вигляду:

$$V_{\text{Т}(i)} = 0,105 \frac{r_{\text{к}} \cdot \omega_{\text{д}}}{i_{\text{тр}(i)}}, \quad (5.27)$$

де $r_{\text{к}}$ – радіус ведучого колеса, м;

$\omega_{\text{д}}$ – кутова швидкість валу двигуна, с^{-1} .

Побудова основних функціональних залежностей теоретичної тягової характеристики трактора (четвертий квадрант).

Попередньо наносять лінії зв'язку між квадрантами в наступній послідовності. Через точки 1...6 проводять

вертикальні лінії до перетину з кривою $M_d(n_d)$, потім через отримані точки $1' \dots 6'$ – горизонтальні до перетину з відповідними променями моментів (на рис. 5.1 показано лише для першої передачі) і, нарешті, через точки $1'' \dots 6''$ – вертикальні лінії вниз до осі $P_{кр}$. Отримані по лініях зв'язку значення P_k , $P_{кр}$, δ , які відповідають прийнятим розрахунковим точкам.

Дійсні швидкості руху трактора визначають з урахуванням буксування:

$$V_d = V_T(1 - \delta). \quad (5.28)$$

Значення V_T беруться з третього квадранта для кожної з передач і переносять його у четвертий квадрант з урахуванням буксування у наступній послідовності: задаючись розрахунковими значеннями $P_{кр}$, по лініях зв'язку повертаються до вихідної розрахункової точки (точки $1 \dots 7$) у другому квадранті та опускають вертикаль у третій квадрант до перетину з променем відповідної теоретичної швидкості, тут же за шкалою знаходять значення V_T , яке відповідає заданим обертам двигуна. Далі розраховують значення V_d для кожної передачі за залежністю (5.28).

Гакову потужність розраховують за залежністю:

$$N_{кр} = P_{кр} \cdot V_d. \quad (5.29)$$

Залежності годинної витрати палива трактором $G_T(P_{кр})$ знаходять графічно, переносячи криву $G_T(n_d)$ з першого квадранту у четвертий квадрант по лініях зв'язку (достатньо перенести по три значення G_T , які відповідають точкам 1, 7, 5).

Для кожної передачі розраховують $g_{кр}$:

$$g_{кр} = 10^3 \frac{G_T}{N_{кр}} \quad (5.30)$$

та будують графіки $g_{кр}(P_{кр})$. Побудову теоретичної тягової характеристики трактора закінчено.

Умовний тяговий ККД трактора підраховують за залежністю:

$$\eta_{ту} = \frac{N_{крmax}}{N_H}, \quad (5.31)$$

де $N_H, N_{крmax}$ визначаються за відповідними графіками.

Перевірку розрахунків виконують за залежністю:

$$\eta_{ту} = \eta_{тр} \cdot \eta_f \cdot \eta_\delta = \eta_{тр} \cdot (1 - \delta) \frac{P_{кр}}{P_k}. \quad (5.32)$$

Якщо розрахунок тягової характеристики виконано вірно, то результати визначення за формулами (5.31) і (5.32) повинні збігатися або бути близькими.

Аналізуючи тягову характеристику, визначають:

- робочий $\Delta_{тр}$ тяговий діапазон трактора;
- робочий $\Delta_{вр}$ швидкісний діапазон трактора;
- максимальне значення тягового ККД (за потенціальною характеристикою) $\eta_{тmax}$;
- максимальне значення гакового навантаження $P_{крmax}$;
- буксування δ при $P_{крmax}$ та при P_H ;
- максимальне значення гакової потужності $N_{гакmax}$;
- тяговий умовний ККД $\eta_{ту}$ на всіх передачах;
- відповідність отриманих результатів проектному завданню.

5.2.2. Розрахунок техніко-економічних показників роботи машинно-тракторних агрегатів (МТА)

Основними техніко-економічними показниками роботи машинно-тракторних агрегатів (МТА) є продуктивність W , витрата палива на одиницю виконаної роботи q , питомі витрати теплової енергії E та питомі витрати праці Z_T .

Продуктивність агрегату за 1 годину змінного часу розраховуються за формулою:

$$W = 0,1 \cdot B_p \cdot V_p \cdot \tau, \quad (5.33)$$

де B_p – робоча ширина захвату агрегату, м;

V_p – робоча швидкість руху агрегату, км/год;

τ – коефіцієнт використання часу зміни.

$$B_p = \beta \cdot B_{ag}, \quad (5.34)$$

де B_{ag} – конструктивна ширина захвату агрегату, м; максимально можлива ширина захвату агрегату:

$$B_{ag}^{max} = \frac{P_{крі}^H}{k_M}, \quad (5.35)$$

Для пахотного агрегату

$$B_{ag}^{max} = \frac{P_{крі}^H}{k_{пл} \cdot a}, \quad (5.36)$$

тут k_M , $k_{пл}$ – питомий тяговий опір відповідно машини потрібного призначення (кН/м) та плугу ((кН/м²) [2] (Додаток Д 3). Для комплексних або комбінованих агрегатів k_M визначається шляхом сумування питомих тягових опорів окремих машин (робочих органів), що входять до складу агрегату;

a – глибина обробки ґрунту, м (задається).

Для вибору машини: $B_{ag} \leq B_{ag}^{max}$.

Якщо вибирається декілька машин, то визначається їхня кількість: $n_M = B_{ag}^{max} / b_M$, де b_M – ширина захвату машини, м (Додаток Д 4).

β – коефіцієнт використання ширини захвату (Додаток Д 5).

Робочу швидкість агрегату можна прийняти рівною раціональній, т.т. $V_p = V_{рац}$. Раціональна швидкість агрегату розраховується різними способами.

Якщо $V_{\mu} > V_{max}$ (рис. 5.2) (діапазон швидкостей знаходиться в зоні недостатнього зчеплення рушія з ґрунтом), то $V_{рац} = V_{max}$. При цьому досягається максимальна продуктивність МТА.



Рис. 5.2. Графічне визначення $V_{рац}$ за умови $V_{\mu} > V_{max}$

Якщо V_{opt} знаходиться всередині діапазону швидкостей (рис. 5.3), тобто $V_{min} \leq V_{opt} < V_{max}$, то розрахункове значення раціональної швидкості $V_{рац}^p$ визначається

$$V_{рац}^p = \frac{3,6N_e^H \eta_M (1 - \delta_{V_{рац}^p})}{R_{ар} + G(f \pm i/100)}, \quad (5.37)$$

де $\delta_{V_{рац}^p}$ – коефіцієнт буксування за швидкості $V_{рац}^p$

$$\delta_{V_{рац}^p} = \frac{V_{\mu}}{V_{рац}^p} \delta_D. \quad (5.38)$$

Для спрощення подальших математичних перетворень, введемо позначення: $M = 3,6N_e^H \eta_M$; $C = R_{ар} + G(f \pm i/100)$. З урахуванням позначень, отримаємо

$$V_{рац}^p = \frac{M + \sqrt{M(M - 4CV_{\mu}\delta_D)}}{2C}. \quad (5.39)$$

Далі потрібно порівняти розрахункове значення швидкості з допустимим інтервалом швидкостей руху агрегату.

За умови, що $V_{\text{рац}}^p \leq V_{\text{max}}$ (рис. 5.3) раціональна швидкість дорівнює розрахунковій величині, т.т. $V_{\text{рац}}^p$.

За умови, що $V_{\text{рац}}^p > V_{\text{max}}$ (рис. 5.4) раціональна швидкість обмежується максимально допустимою швидкістю руху агрегату, т.т. $V_{\text{рац}} = V_{\text{max}}$.

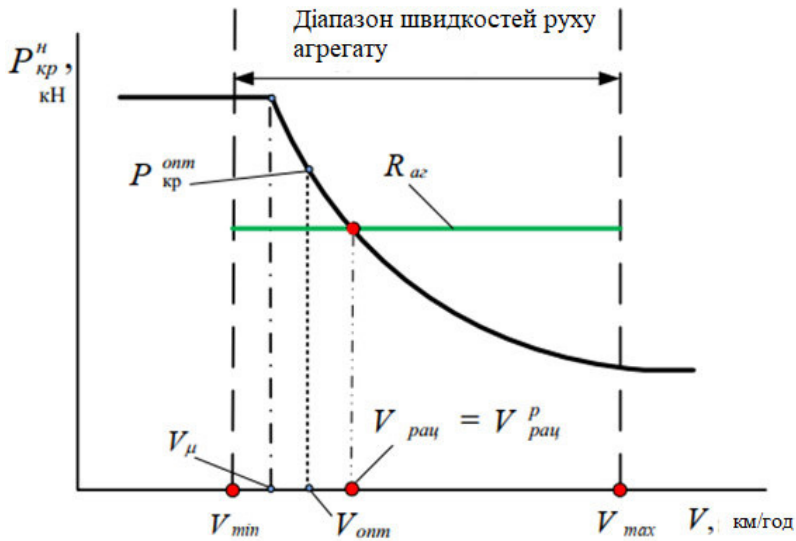


Рис. 5.3. Графічне визначення $V_{\text{рац}}$ за умови, що $V_{\text{min}} \leq V_{\text{опт}} < V_{\text{max}}$ і $V_{\text{рац}}^p \leq V_{\text{max}}$

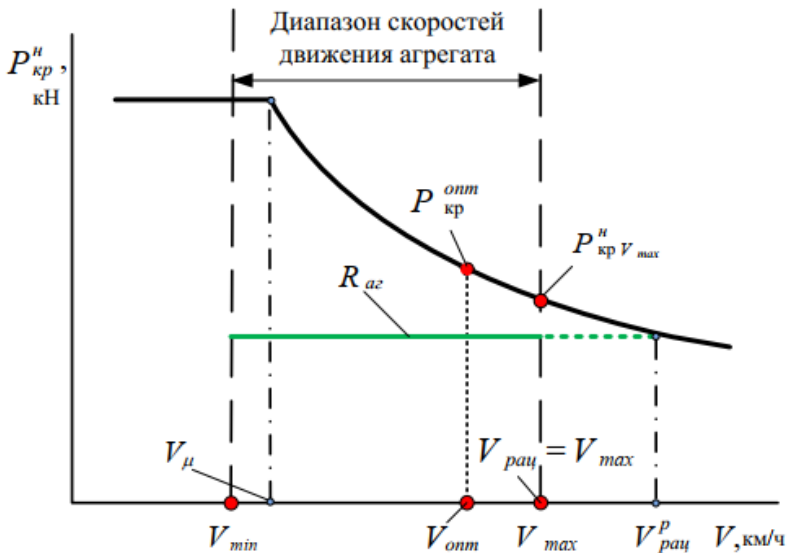


Рис. 5.4. Графічне визначення $V_{рац}$ за умови, що $V_{min} \leq V_{опт} < V_{max}$ і $V_{рац}^p > V_{max}$

Якщо $V_{min} > V_{опт}$, то розрахункова швидкість визначається також за (5.39). У цьому випадку при $V_{рац}^p = V_{max}$ (рис. 5.5) раціональна швидкість дорівнює розрахунковій величині, тобто $V_{рац}^p = V_{рац}$, а при $V_{рац}^p > V_{max}$ (рис. 5.6) раціональна швидкість обмежується максимально допустимою швидкістю руху агрегату, т.т. $V_{рац} = V_{max}$.

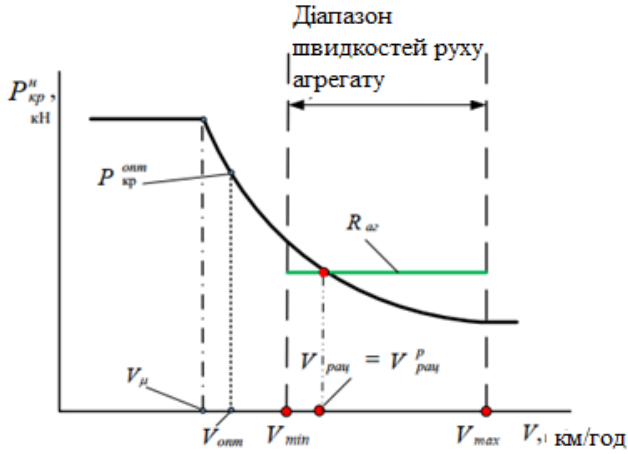


Рис. 5.5. Графічне визначення $V_{рац}$ за умови, що $V_{min} > V_{опт}$
і $V_{рац}^р \leq V_{max}$

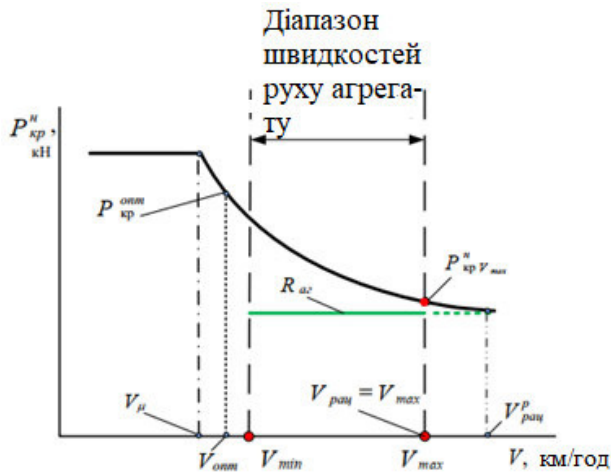


Рис. 5.6. Графічне визначення $V_{рац}$ за умови, що $V_{min} > V_{опт}$
і $V_{рац}^р \leq V_{max}$

Коефіцієнт використання часу зміни визначають за формулою

$$\tau = \frac{T_p}{T_{зм}}, \quad (5.40)$$

де T_p – чистий робочий час зміни, год;

$T_{зм}$ – час зміни, год (у розрахунках приймають $T_{зм} = 7$ годин).

Чистий робочий час визначається з балансу часу зміни

$$T_p = T_{зм} - T_x - T_{тех} - T_{ето} - T_{физ}, \quad (5.41)$$

де T_x – витрати часу на повороти та переїзди агрегату, год;

$T_{тех}$ – витрати часу на технологічне обслуговування агрегату, год;

$T_{ето}$ – витрати часу на кожозмінне обслуговування агрегату, год.;

$T_{физ}$ – витрати часу на фізіологічні потреби, год.

Точні значення складових балансу часу зміни визначають за «фотографією робочого дня» експериментально у конкретних виробничих умовах. За умови відсутності таких даних для наближених розрахунків приймають середні значення.

Коефіцієнт τ вибирають з таблиці (Додаток Д 6). Тоді

$$T_p = \tau T_{зм}. \quad (5.42)$$

Витрати часу на технологічне та технічне обслуговування агрегату можна наближено визначити за виразом

$$T_{тех} + T_{ето} = t_0 T_{зм}, \quad (5.43)$$

де t_0 – доля часу зупинок агрегату на технічне та технологічне обслуговування, яке припадає на 1 годину змінного часу, год.

Для агрегатів з технологічною ємністю (сіялки, машини для внесення добрив і засоби для захисту рослин) можна прийняти $t_0 = 0,25$; для агрегатів без технологічної ємності (плуги, борони, жатки, граблі, тощо) – $t_0 = 0,1$. Значення t_0 прийняті на підставі узагальнення виробничого досвіду.

Витрати часу на фізіологічні потреби робітника складають

$$T_{\text{фіз}} = 0,05T_{\text{зм}}. \quad (5.44)$$

Витрати часу на повороти та переїзди агрегату визначаються з (5.41) з урахуванням (5.42–5.44)

$$T_x = T_{\text{зм}}(0,95 - \tau - t_0). \quad (5.45)$$

Змінну продуктивність агрегату (норму виробітки) визначають

$$W_{\text{зм}} = WT_{\text{зм}}. \quad (5.46)$$

Розрахункова витрата палива на одиницю виконаної роботи визначається

$$q = \frac{G_p T_p + G_x T_x + G_0 T_0}{W_{\text{зм}}}, \quad \text{кг/га}, \quad (5.47)$$

де G_p , G_x , G_0 – годинна витрата палива, відповідно на робочому ході, холостому ході, під час зупинки агрегату з працюючим двигуном, кг/год;

T_p , T_x , T_0 – витрати часу, відповідно на робочому ході, холостому ході, під час зупинки агрегату з працюючим двигуном, год.

Годинна витрата палива на робочому ході (за умови номінального завантаження трактора)

$$G_p = 10^{-3} \cdot 0,9N_e^H q_e^H, \quad (5.48)$$

де N_e^H – номінальна ефективна потужність двигуна трактора, кВт;

q_e^H – питома витрата палива двигуном трактора, г/кВт·год (Додаток Б).

Годинна витрата палива при холостому ході та під час зупинки агрегату з працюючим двигуном, на підставі узагальнення відомих даних [35]:

$$G_x = 0,6G_p; \quad G_0 = 0,12G_p. \quad (5.49)$$

Витрати часу на зупинки агрегату з працюючим двигуном складаються з суми витрат часу на технологічне та технічне обслуговування агрегату, а також витрат часу на фізіологічні потреби робітника [35], тобто

$$T_0 = t_0 T_{зм} + 0,05 T_{зм} = T_{зм} (t_0 + 0,05). \quad (5.50)$$

З урахуванням вище наведених залежностей

$$q = \frac{10^{-3} \cdot 0,9 N_e^H q_e^H (0,33\tau - 0,55t_0 + 0,64)}{W}. \quad (5.51)$$

Питомі витрати теплової енергії визначаються за формулою

$$E = 42,7q, \quad (5.52)$$

де E – питомі енергетичні витрати, кДж/га;
 $42,7$ – найменша теплотвірна здатність дизельного пального, кДж/га.

Питомі витрати праці визначають за залежністю

$$Z_T = \frac{n_M + n_{в.р.}}{W}, \quad (5.53)$$

де Z_T – питомі витрати праці, люд.-год./га;
 $n_M, n_{в.р.}$ – число, відповідно, механізаторів та допоміжних робітників, які обслуговують агрегат.

Питання для самоконтролю

1. На які групи поділяють швидкість руху трактора?
2. Назвіть межі максимальної швидкості для тракторів з жорсткою підвіскою.
3. Назвіть межі максимальної швидкості для тракторів з напівжорсткою підвіскою.
4. Яким чином визначають знаменник геометричної прогресії під час визначення передаточних чисел трансмісії?
5. У яких межах знаходиться ККД сучасних тракторів?
6. Як впливає швидкість трактора на прояв буксування?
7. Яким чином збільшення навантажень на кроку впливає на питому витрату палива?
8. Яка характеристика показує як змінюється ефективна потужність N_e , крутний момент M_d , питома витрата палива g_e , годинна витрата палива G_T у залежності від швидкості обертання колінчастого валу двигуна?
9. Яким чином визначається частота обертання колінчастого валу в режимі холостого ходу?
10. Яким чином визначається годинна витрата палива за умови номінальної потужності?
11. Яким чином визначається годинна витрата палива за умови, що крутний момент досягає максимального значення?
12. У якому квадранті будується потенціальна тягова характеристика трактора?
13. У якому квадранті будується крива буксування?
14. У якому квадранті будують криву $N_\delta(P_{кр})$?
15. У якому квадранті будується крива теоретичної швидкості руху?
16. За якою залежністю визначають гакову потужність?
17. За якою залежністю визначають дійсні швидкості?
18. За якою залежністю визначають умовний тяговий ККД трактора?
19. Охарактеризуйте залежність $g_e(n_d)$.
20. За якою кривою на тяговій характеристиці можна оцінити економність роботи трактора?

Тести

1. **Оберіть вірний вираз для визначення діаметру початкового кола зірочки гусеничного трактора**

$$r_{\text{пк}} = \frac{l_{\text{лан}} z_a}{2\pi}$$

$$r_{\text{пк}} = \frac{l_{\text{лан}} z_a}{\pi}$$

$$r_{\text{пк}} = \frac{l_{\text{лан}} z_a}{4\pi}$$

$$r_{\text{пк}} = \frac{l_{\text{лан}} z_a}{2\pi} K$$

$$r_{\text{пк}} = \frac{l_{\text{лан}} z_a}{2\pi} \delta$$

2. **Оберіть вірний вираз для визначення передаточного числа у трансмісії гусеничного трактора**

$$i_{\text{тр1}} = \frac{Z_k n_H}{60V_1}$$

$$i_{\text{тр1}} = \frac{t_{\text{лан}} Z_k n_H}{60V_1}$$

$$i_{\text{тр1}} = \frac{t_{\text{лан}} n_H}{60V_1}$$

$$i_{\text{тр1}} = \frac{t_{\text{лан}} Z_k n_H}{360V_1}$$

$$i_{\text{тр1}} = \frac{t_{\text{лан}} Z_k n_H}{2\pi}$$

3. **Оберіть вірний вираз для визначення передаточного числа у трансмісії колісного трактора**

$$i_{\text{тр1}} = \frac{Z_{\text{вк}} n_H}{60V_1}$$

$$i_{\text{тр1}} = \frac{D_{\text{вк}} n_H}{2\pi}$$

$$i_{\text{тр1}} = \frac{D_{\text{вк}} n_H}{60V_1}$$

$$i_{\text{тр1}} = \frac{D_{\text{вк}} n_H}{60P_1}$$

$$i_{\text{тр1}} = \frac{D_{\text{вк}} V_H}{60n_1}$$

4. З урахуванням якого коефіцієнту визначається експлуатаційна вага трактора?

– металоемності

– буксування

– ККД

– гальмування

– придатності

5. У яких межах знаходиться величина ККД трансмісії трактора?

– 0,87–0,92

– 0,67–0,99

– 0,1–0,93

– 0,85–0,87

– 0,56–0,99

6. Оберіть формулу для визначення частоти обертання колінчастого валу на холостому ходу

$$n_{\text{хх}} = n_H (\mu + \delta_p)$$

$$n_{\text{хх}} = n_{\text{min}} (1 + \delta_p)$$

$$n_{\text{хх}} = n_{\text{max}} (1 + \delta_p)$$

$$n_{\text{хх}} = n_H (1 + \delta_p)$$

$$n_{\text{хх}} = n_{\text{опт}} (1 + \delta_p)$$

7. Оберіть залежність для визначення максимального крутного моменту двигуна

$$M_{max} = M_H K_{\Pi}$$

$$M_{max} = M_H \mu$$

$$M_{max} = M_H \delta$$

$$M_{max} = M_H \eta$$

$$M_{max} = M_H (1,2 \dots 1,78)$$

8. Оберіть формулу для визначення номінального крутного моменту

$$M_H = \frac{N_H}{\omega_{\text{опт}}}$$

$$M_H = \frac{N_H}{\omega_{vin}}$$

$$M_H = \frac{N_H}{\omega_{max}}$$

$$M_H = \frac{N_H}{V_H}$$

$$M_H = \frac{N_H}{\omega_H}$$

9. Оберіть формулу для визначення годинної витрати палива за умови номінальної потужності

$$G_{Tmax} = g_e N_e 10^{-3}$$

$$G_{Tmax} = g_e N_e$$

$$G_{Tmax} = g_e N_e 10^{-9}$$

$$G_{Tmax} = G_e N_e 10^{-3}$$

$$G_{Tmax} = g_e P_e 10^{-3}$$

10. Оберіть формулу для визначення питомої витрати палива

$$g_e = 10^6 \frac{G_T}{N_e}$$

$$g_e = 10^3 \frac{G_T}{N_e}$$

$$g_e = 10^3 \frac{G_T}{P_e}$$

$$g_e = 10^3 \frac{G_T}{N_H}$$

$$g_e = 10^3 \frac{G_T}{N_{\text{опт}}}$$

Тема 6. Аналіз напрямків досліджень машин із використанням тягово-експлуатаційних характеристик

Перелік питань:

- 6.1. Аналіз чинних способів тягових випробувань.
- 6.2. Вплив тягових і експлуатаційних характеристик машин на їхню продуктивність.
- 6.3. Використання тягових та потужнісних резервів машин.

6.1. Аналіз чинних способів тягових випробувань

Випробуванням підлягають, як правило, нові або модернізовані трактори. Вони проводяться для визначення відповідності їхніх характеристик вимогам, що пред'являються, а трактори, які випускають серійно, випробовують з метою контролю над якістю виготовлення. Випробування тракторів в цілому або їхніх агрегатів проводиться відповідно до стандартів. Стандарт встановлює загальні правила і методи визначення основних показників тракторів, вимоги до точності вимірювань і техніки виконання робіт.

Характеристики, отримані в ході випробування трактора, порівнюються з характеристиками тракторів-аналогів однакового типу і призначення, однаковими або близькими за тяговим класом.

Випробування підрозділяються на лабораторні, лабораторно-польові та господарські. **За призначенням випробування можна розділити** на кілька груп: загальнотехнічні, з безпеки та гігієни праці, стендові двигуна, тягові трактора, стендові гідравлічної навісної системи, експлуатаційно-технологічні, випробування на надійність.

При тягових випробуваннях трактор завантажують спеціальним динамометричним візком, обладнаним гальмівним пристроєм (рис. 6.1, а) [8]. За допомогою цього

пристрою створюють змінний опір руху і завантажують трактор в широкому діапазоні тягових зусиль. В якості завантажувального пристрою використовують динамометричні лабораторії (рис. 6.1, б) з електричним гальмуванням, що забезпечують опір руху трактора [9] або трактори (рис. 6.1, в) [10], опір руху яких регулюється зміною подачі палива і перемиканням передач [11].

Тягове навантаження на кожній передачі змінюють послідовно від нуля до максимального значення. Число ступенів навантаження – не менше 12. Максимальне тягове зусилля обмежують початком нестійкої роботи двигуна або буксуванням, граничне значення якого повинно бути 15% для гусеничних і 30% для колісних тракторів. Максимальну тягову потужність визначають на треку не менше ніж на шести передачах. При цьому граничне буксування має бути 7% для гусеничних і 15% для колісних тракторів.

При проведенні тягових випробувань враховують: ґрунтовий фон; неплщинність поверхні фону; ухил площини, прилеглої до поверхні фону; вологість ґрунту і твердість фону [11].

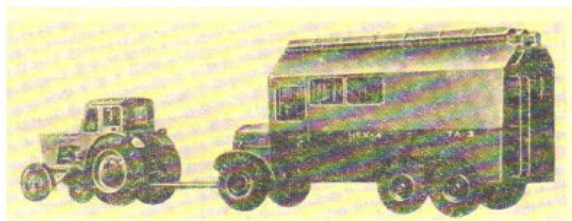
При проведенні тягових випробувань заміряють тягове зусилля; тривалість досліду; шлях, пройдений трактором; масу (об'єм) витраченого палива; частоту обертання рушія (ведучих коліс); частоту обертання вихідного валу двигуна, а також показники, які характеризують фізичні властивості ґрунту. При цьому в якості вимірювальної апаратури використовують динамометри або динамограф, витратоміри палива, тахометри, колієвимірювальне колесо і твердоміри ґрунту [11].

За результатами випробувань обчислюють силу тяги, тягову потужність, годинну та питому витрату палива, коефіцієнт буксування і інші показники, необхідні для тягово-економічної оцінки трактора. За результатами обчислень будують тягову характеристику, що представляє

собою графічну залежність швидкості руху, потужності, витрати палива і буксування від сили тяги.



а



б



в

Рис. 6.1. Тягові випробування в русі: а – під час випробування трактора «Сталінець» з використанням тягового возика (1930 рік); б – із застосуванням динамометричної лабораторії ТЛ-3 (1960 рік); в – під час проведення випробувань за схемою «трактор тягне трактор» (2010 рік)

Тягові випробування на стенді здійснюють під час випробування трактора на стенді (рис. 6.2), наприклад, КІ-8927 ГОСНИТИ [12] (КІ-8948 ГОСНИТИ) [13; 14; 15].

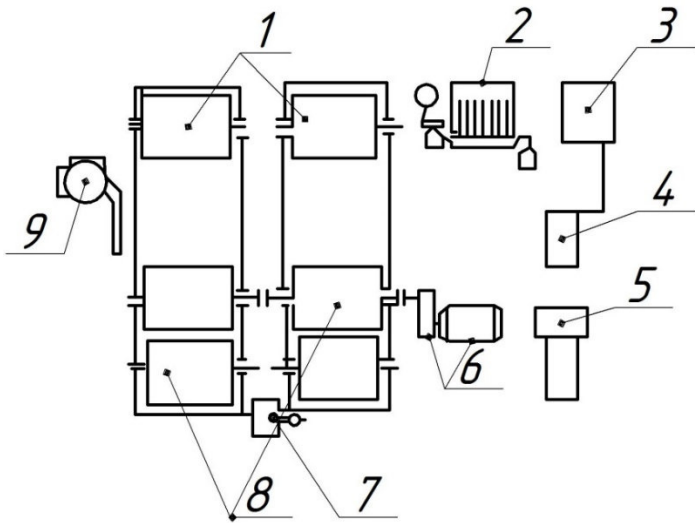


Рис. 6.2. Діагностичний центр КІ-8927

Основне призначення цього стенду – визначення тягово-економічних показників колісних тракторів. Стенд включає в себе приводний блок 8 з чотирма біговими барабанами, опорний блок 1 з двома біговими барабанами для тракторів у яких не відключаються передні ведучі мости, рідинний реостат 2, пристрій для діагностування гідравлічної системи навісного пристрою (не показано), пульт управління 5, паливний бак 3 і витратомір 4 палива, а також систему відсмоктування відпрацьованих газів трактора 9, який діагностується.

Привод 6 складається з редуктора і електричної машини АКБ 92-8, яка може працювати як в генераторному, так і в руховому режимах з регулюванням навантаження і

частоти обертання за допомогою рідинного реостата 2. Довантажувальний пристрій 7 стенду забезпечує притиснення заднього моста трактора з метою підвищення точності визначення тягово-економічних показників. Регулятор потоку 4 безперервного вимірювання дозволяє в будь-який момент знаходити величину витрати палива шляхом безпосереднього відліку за шкалою. Принцип дії витратоміра заснований на використанні перепаду тиску в дроселюючому отворі діафрагми, що залежить від кількості палива, яке перетікає через діафрагму [15].

Основні робочі характеристики стенда [13]: межі вимірювання тягового зусилля – 1–35 кН; межі вимірювання витрати палива – 0–70 кг / год; імітована швидкість під час вимірювання тягових зусиль – 11,3–20,4 км/год; максимальна потужність, знімається з коліс трактора при тягових випробуваннях, – 195 кВт; похибка вимірювань тягових і гальмівних зусиль – 3%; площа, яку займає стенд – близько 35 м².

Випробування тракторів полягає в наступному [15].

Встановлюють трактор на стенд. Підключають до дизелю витратомір палива КИ-8940 або КИ-8955.

Під час випробувань дизелів тракторів Т-150К та «Беларусь» довантажують задній міст відповідно зусиллям 15 і 5 кН. Запускають стенд, вмикають передачу трактора та прогрівають дизель до нормального теплового стану. Вимірюють силу тяги, яку розвиває трактор, витрату палива. З цією метою вмикають передачу, яка відповідає потрібному режиму перевірки сили тяги, встановлюють максимальний швидкісний режим (табл. 5.1 [13]).

Таблиця 6.1

Режим перевірки показників тягового зусилля та витрати палива колісних тракторів під час діагностування на стенді КИ-8927

Трактор	Режим перевірки передачі	Тягове зусилля, кН		Витрата палива, кг/год		
		номінальне	допустиме	номінальний	допустимий	
					найменший	найбільший
Т-150К	V	23	19	31,4	29,9	34,0
МТЗ-80	VIII	7,5	6	14,5	13,8	15,5
ЮМЗ-6	IX	6	5	11,7	11,1	12,5

Приводний блок 8 сприймає та передає на привод 6 крутний момент з коліс трактора під час перевірки тягових зусиль або передає на колеса трактора крутний момент привода під час перевірки гальм і механічних втрат у трансмісії.

Навантажують дизель за допомогою реостату 2 стенду до досягнення максимальної витрати палива. За шкалою динамометру (не зображено) відраховують силу тяги, а за показниками витратоміру 4 – витрату палива. Якщо отримані дані виходять за допустимі межі, виявляють і усувають несправності.

Переваги гальмівного методу – плавні режими навантаження, стабільні показання і висока точність вимірювання. Похибка вимірювань тягових і гальмівних зусиль – не більше 3% [13].

Недоліки: в зв'язку з підвищенням потужності тракторних двигунів і маси тракторів виникає необхідність застосування стендів великої потужності, що ускладнює і здорожчує випробування [16]. Крім того, на гальмівних стендах з біговими барабанами не представляється можливим випробувати гусеничні машини.

Тягові випробування трактора під час рушання з місця під навантаженням – це процес визначення його тягово-динамічних і економічних характеристик під час зрушення машини з місця в заданих умовах і в функції тягового навантаження, прикладеного до тягово-зчіпному пристрою.

Тягові випробування трактора під час рушання з місця під навантаженням можуть бути реалізовані з застосуванням нерухомої опори (рис. 6.3, а), а також із застосуванням іншого трактора, який використовують в якості нерухомої опори (рис. 6.3, б).



а

б

Рис. 6.3. Тягові випробування трактора під час рушання з місця під навантаженням: а – із застосуванням нерухомої опори; б – з використанням трактора в якості гальмівного устаткування за схемою «трактор тягне трактор»

За напрямком сили тяги: перший режим – за умови, що сила тяги, спрямована горизонтально до основи (рис. 6.3, а, б), другий – за умови, що сила тяги, спрямована під кутом до основи [17]. Наприклад, при випробуванні трактора при максимальній силі тяги виконують такі операції: встановлюють на майданчик трактор, який підлягає випробуванню, а також трактор, який використовується як гальмівне устаткування; встановлюють на трактор

динамометр; запускають його дизель; приєднують трактор до механізму навішування трактора, який використовують у якості гальмівного пристрою; рушають на тракторі, який випробовують, з місця до виявлення нестійкої роботи двигуна або до його зупинки; зупиняють двигун, відключивши подачу палива; потім обчислюють середнє значення сили тяги, по якій знаходять тягову потужність трактора і ефективну потужність двигуна. Техніко-економічні показники викладених методів тягових випробувань тракторів представлені в табл. 6.2 і показані на рис. 6.4.

Таблиця 6.2

Техніко-економічні показники методів тягових випробувань тракторів

Техніко-економічні показники	Роки промислового освоєння методів		
	Методи тягових випробувань		
	1930	1960	2000
	Р	С	РМ
Похибка, %	5	2	2
Трудомісткість, люд.-год	4,4	2,5	0,21
Універсальність	1	0,6	1
Вартість капіталовкладень, тис. грн (руб.)	70 руб.	900 руб.	13,73 тис. грн

Дані по похибкам методів в русі (Р) за схемою «трактор тягне трактор» (рис. 6.1, *в*) та на стенді (С) прийняті за стандартами [18; 19], за методом під час рушання з місця (РМ) – за результатами експериментальних досліджень, що викладено в [20]. Трудомісткість також отримано експериментально. Універсальність визначена за залежністю

$$K_{yi} = \frac{N_{Ki}}{N_C}, \quad (6.1)$$

де K_{yi} – коефіцієнт універсальності методу; N_{Ki} – число марок машин, випробування яких можливо з застосуванням і-го методу; N_C – сумарне число марок машин.

При цьому враховано, що за методами Р і РМ практично можуть бути випробувані всі марки машин; за методом С – лише колісні трактори.

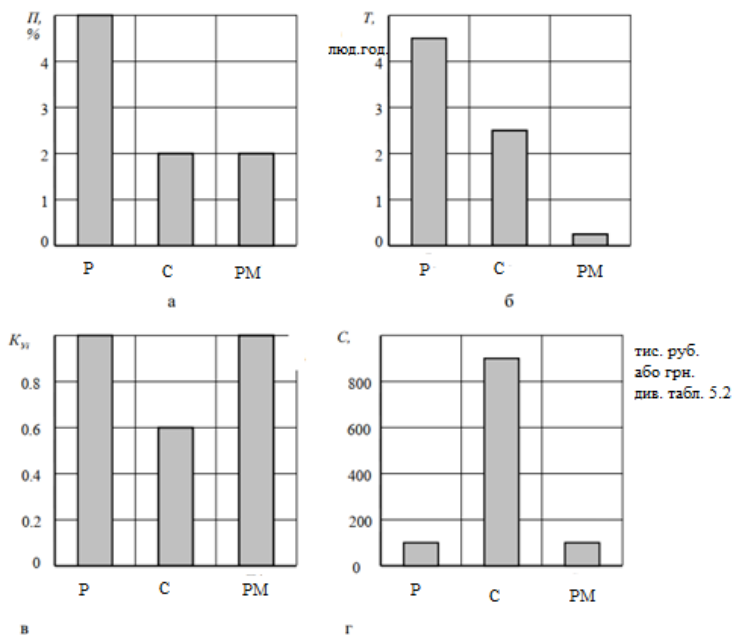


Рис. 6.4. Діаграми за основними методами тягових випробувань тракторів: а – похибки Π ; б – трудомісткості T ; в – універсальності K_{yi} ; г – вартості C капіталовкладень (інші позначення та роки освоєння методів за даними таблиці 6.2

Аналіз методів. З появою перших тракторів виникла необхідність визначення їхніх тягово-динамічних характеристик, що і спричинило за собою створення тягового методу в русі (1930 р.), який відрізнявся доступністю, універсальністю та простотою реалізації. Його основним призначенням було отримання тягових характеристик

тракторів. В даний час цей метод регламентовано державним стандартом [18]. Однак цей метод малопридатний для визначення технічного стану тракторів в системі «двигун-ходовий апарат». У зв'язку з цим в подальшому (орієнтовно в 1960 р.) розроблений метод тягових випробувань на стенді. В даний час цей метод також регламентований державним стандартом [19]. Він дозволяє визначати технічний стан трактора і його складових частин. Цей метод досить точний, але для його реалізації потрібні складні і дорогі стенди. На стендах не представляється можливим випробовувати гусеничні трактори, утруднено випробування тракторів з двома ведучими мостами. За цих причин в даний час такі стенди не затребувані практикою технічної експлуатації машин і не випускаються.

Тому пізніше (у 2000 р.) вченими Іркутської державної сільськогосподарської академії було запропоновано метод тягових випробувань під час рушання з місця під навантаженням [16; 21].

Загальним для всіх методів є те, що в основу визначення параметрів покладено енергетичний метод, який базується на оцінці стану об'єктів шляхом зміни енергії, яка виробляється, передається та споживається. Таким чином, параметри визначають лише в умовах робочого режиму – з повною цикловою подачею палива, що відповідає вимогам [18; 19].

Порівняльний аналіз основних методів тягових випробувань показує наступне. Найбільш точними є методи тягових випробувань на стенді та під час рушання з місця під навантаженням: їх відносна похибка не перевищує 2%. Найменш трудомісткий – метод під час рушання з місця під навантаженням. Його трудомісткість 0,2 люд.-год, що в 12 разів менше трудомісткості методу тягових випробувань на стенді. За універсальністю методи тягових випробувань в русі та під час рушання з місця під навантаженням

знаходяться на одному рівні: їхні коефіцієнти універсальності близькі до одиниці. При цьому коефіцієнт універсальності на стенді становить 0,6, що майже в 2 рази менше коефіцієнту універсальності інших методів. За показником вартості капіталовкладень найдорожчим є метод випробувань на стенді. Інші методи за вартістю капіталовкладень менше в 13 разів.

В цілому, можна стверджувати, що при рівній найбільшій точності методів тягових випробувань на стенді та під час рушання з місця під навантаженням найбільш доступним за вартістю капіталовкладень і більш універсальним, а також найменш трудомістким є метод тягових випробувань під час рушання з місця під навантаженням. З іншого боку, тяговий метод під час рушання з місця під навантаженням має свої недоліки: режим випробування – жорсткий, технологія передбачає випробування тракторів зі справною муфтою зчеплення і розроблений лише для машин з механічною трансмісією.

З огляду на перспективність даного методу в подальшому, виникає завдання його розвитку. Для цього потрібно провести необхідні теоретичні та експериментальні дослідження на сучасному рівні – із застосуванням комп'ютерної діагностики.

Висновки

1. В даний час існує три основні методи тягових випробувань тракторів: в русі – переважно для отримання тягових характеристик тракторів; на стенді і під час рушання з місця під навантаженням – для технічного діагностування цих машин.

2. Найбільш точними є методи тягових випробувань на стенді та під час рушання з місця під навантаженням: їхня відносна похибка не перевищує 2%. Найменш трудомісткий метод під час рушання з місця під навантаженням. Його трудомісткість 0,2 люд.-год, що в 12 разів менше

трудомісткості методу тягових випробувань на стенді. За універсальністю методи тягових випробувань в русі та під час рушання з місця під навантаженням знаходяться на одному рівні: їх коефіцієнти універсальності близькі до одиниці. При цьому коефіцієнт універсальності на стенді становить 0,6, що майже в два рази менше коефіцієнту універсальності методів, які зіставляються з ним. За вартістю капіталовкладень найдорожчим є метод випробувань на стенді. Інші методи за вартістю капіталовкладень менше в 13 разів.

3. Встановлено, що за умови рівної найбільшої точності методів тягових випробувань на стенді та під час рушання з місця під навантаженням найбільш доступний за вартістю капіталовкладень і більш універсальний, а також найменш трудомісткий є метод тягових випробувань під час рушання з місця під навантаженням. Звідси випливає, що цей метод можна вважати найбільш доступним для практичного застосування і перспективним. Однак для його подальшого розвитку потрібно провести необхідні теоретичні та експериментальні дослідження на сучасному рівні – із застосуванням комп'ютерної діагностики.

6.2. Вплив тягових і експлуатаційних характеристик машин на їхню продуктивність

Розглянемо чинні дослідження з даного питання, наведені в роботах А.П. Крившина, Н. В. Мартинова [29; 30], А.Я. Суркова [31].

Мета досліджень полягала в наступному:

- визначення дійсних величин конструктивної та технічної продуктивностей автогрейдерів при існуючих параметрах відвалу та оптимальних кутах його встановлення;
- визначення залежності конструктивної продуктивності від робочої швидкості, площі вирізаної стружки та зусилля копання;
- визначення залежності конструктивної продуктивності від тиску повітря в шинах ведучих коліс;
- встановлення залежності технічної продуктивності від довжини захвату;
- визначення дійсних величин коефіцієнту безперервності роботи за різних умов експлуатації.

6.2.1. Дослідження конструктивної продуктивності

На рис. 6.5 наведені графіки залежностей $P_k = f_1(V_p; F; P_k)$, де V_p – робоча швидкість машини, F – площа стружки, P_k – зусилля копання та $P_k = f_2(V_p)$ для стандартного відвалу, побудовані згідно експериментальних даних. Порівняння величини параметрів, які вимірюються у щільному тілі викопаного лотка трикутного профіля з точністю 8–10%, наведено в таблиці 6.3. Потужність двигуна становить 65 к.с.

Проаналізуємо графіки. Бачимо, що обидві залежності мають нелінійний характер. З ростом F на передачах величина P_k зростає, досягає екстремальних значень 410, 505

і 470 м³/год. За умови збільшення продуктивності на II передачі у 1,23 рази порівняно з I-ю, площа стружки зменшується незначним чином (у 1,08 рази), що свідчить про приблизно однакові можливості роботи автогрейдера на I та II передачах при $V_p = 2,6 - 5,2 \frac{\text{км}}{\text{год}}$. З цього випливає, що більш доцільно проводити копання ґрунту на II передачі за умови підвищених швидкостей, а не на I-й, як прийнято на даний час. Під час роботи на III передачі площа стружки зменшується у 1,5 рази у порівнянні з I-ю та у 1,35 рази в порівнянні з II-ю передачею, продуктивність падає.

Аналіз другого графіка $P_k = f_2(V_p)$ виявляє, що з ростом V_p величина P_k також зростає, досягаючи тих самих екстремальних значень.

Таблиця 6.3

Середні величини параметрів лотка трикутної форми

$V_p, \frac{\text{км}}{\text{год}}$	$P_k, \text{кгс}$	$F_1, \text{см}^3$	$P_k, \text{м}^3/\text{г}$ од.	$V_p, \frac{\text{км}}{\text{год}}$	$P_k, \text{кгс}$	$F_1, \text{см}^3$	$P_k, \text{м}^3/\text{г}$ од.
2,40	3300	1600	385	5,00	2000	1100	500
2,60	3200	1550	405	5,45	1800	900	500
3,00	3000	1450	435	5,80	1600	840	490
3,45	2800	1340	460	6,30	1400	700	440
3,80	2600	1250	470	7,00	1200	570	400
4,20	2400	1100	510	7,60	1000	450	350
4,60	2200	1000	510	7,90	900	400	315

За умови зростання продуктивності на II передачі у 1,23 рази швидкість зростає у 1,35 рази, тобто продуктивність зростає більш повільно ніж швидкість. За умови роботи машини на III-й передачі швидкість зростає у 1,3 рази, а продуктивність падає, що пояснюється недостатньою

потужністю двигуна, яка використовується на даній передачі.

На рис. 6.5 наведено дві огинаючі криві до точок екстремуму Π_k на I – III передачах.

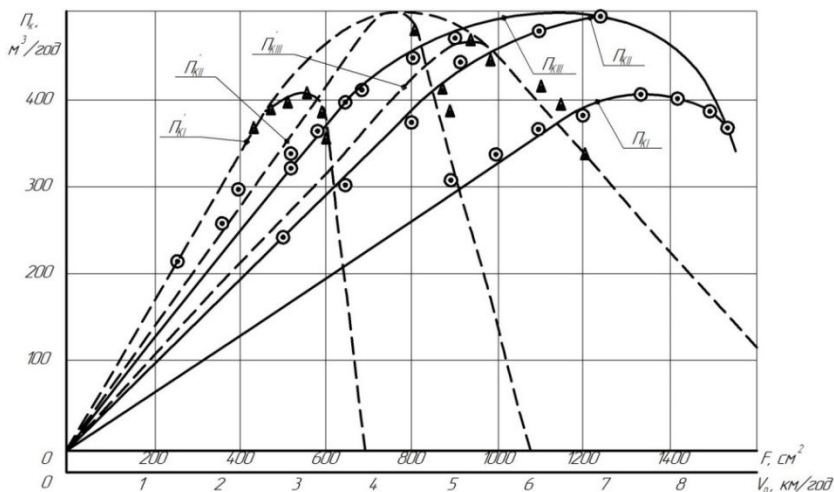


Рис. 6.5. Експериментальний графік залежності конструктивної продуктивності від площі вирізаної стружки: $\Pi_{kI}, \Pi_{kII}, \Pi_{kIII} = f(F)$ та робочої швидкості ($\Pi'_{kI}, \Pi'_{kII}, \Pi'_{kIII} = f(V_p)$) на передачах

На основі рис. 6.5 можна зробити висновок, що одна й таж сама продуктивність (наприклад $\Pi_k = 410 \text{ м}^3/\text{год}$) може бути досягнута при різних площах вирізаної стружки F (1360, 860 і 660 см^2), тобто різних величинах зусилля копання. Виходячи з умови максимальної продуктивності найбільш раціональними є наступні величини параметрів копання: $F=1100 - 1240 \text{ см}^2$, $V_p = 4,0 - 4,1 \frac{\text{км}}{\text{год}}$, $P_k = 2200 - 2500 \text{ кгс}$.

6.2.2. Дослідження графоаналітичним способом

Є.Д. Львов, Б.С. Свирщевський, Н.А. Ульянов [32; 33] у своїх дослідженнях експлуатаційних властивостей машин використовували графоаналітичний спосіб, який дозволив авторам проаналізувати вплив конструктивних параметрів машин і умов експлуатації на параметри робочого процесу, а також питомі показники роботи машин. Реальна експлуатація машин потребує встановлення раціональних параметрів машин. З метою вирішення даного завдання А.П. Крившин [29] доповнив відомі методики дослідження шляхом введення у перелік досліджуваних величин продуктивність, що дозволило поглибити дослідження раціональних параметрів машин.

Дослідження впливу тягової потужності на питомі показники продуктивності

Дослідження такого типу можна проводити за традиційним методом, тобто за значеннями максимальної тягової потужності, що реалізується на кожній передачі, з застосуванням променевих номограм $P_k = f(F)$, $P_k = f(V_p)$ та залежностей $g_n = f(P_k)$. На рис. 6.6 подано комплексний графік, який містить чотири квадранти і дозволяє співставити між собою отримані показники експлуатаційних властивостей системи ґрунт – рушій – робочий орган – ґрунт; визначити продуктивність та показник витрати палива на 1 м² викопаного ґрунту g_n .

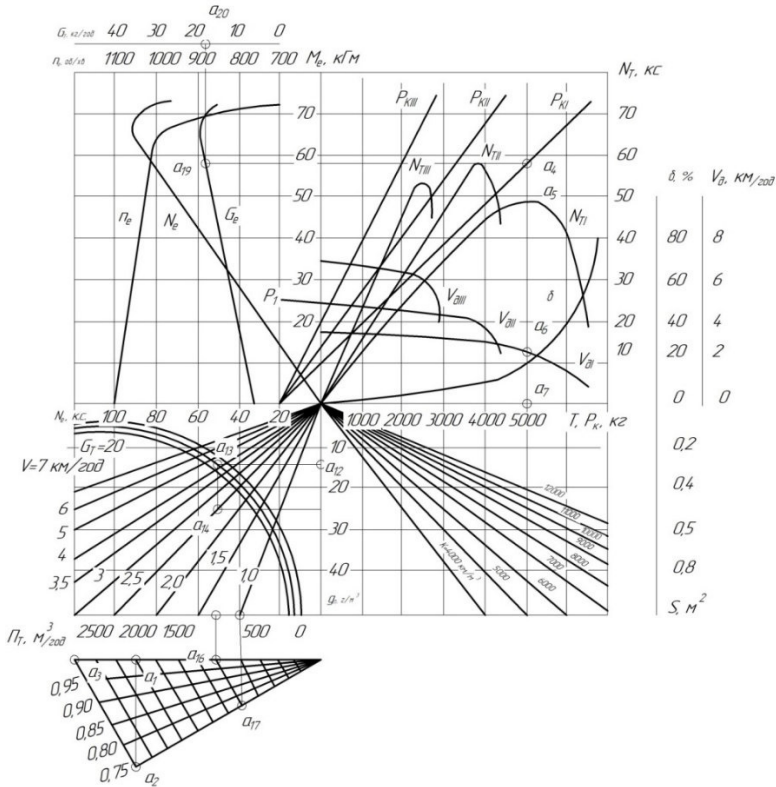


Рис. 6.6. Комплексний графік для визначення раціональних параметрів робочого процесу землерийно-транспортної машини неперервної дії за теоретичними залежностями у третьому та четвертому квадрантах

За умови використання даних графіків, можна вирішити ряд задач, які пов'язані з оцінюванням машин, зокрема їхньої продуктивності.

У першому квадранті побудовано тягову характеристику автогрейдера [32], а також залежність $P_k = f(M_D)$, у другому – регуляторна характеристика двигуна у

функції крутного моменту, у четвертому – променеві номограми для визначення площі перерізу вирізаної стружки у координатах F і T , значення K_1 (коефіцієнт опору копанню) на різних передачах. У третьому квадранті побудовано променеву номограму для визначення F , вниз по осі ординат нанесено шкалу $g_{\text{п}} = f(\Pi_k)$ при значеннях $G_T = 14,0$ і $15,0 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$. Технічна продуктивність під час копання визначається за залежністю:

$$P_T = P_k K_{\text{н.р.}} K_{\text{е.р.}} K_y, \quad (6.2)$$

де P_k – конструктивна продуктивність,

$K_{\text{н.р.}}$ – коефіцієнт неперервності роботи,

$K_{\text{е.р.}}$ – коефіцієнт, який враховує ергономічні властивості,

K_y – коефіцієнт ущільнення проходів.

Графіки побудовано за умови, що $K_{\text{н.р.}} = 0,75$; $K_{\text{е.р.}} = 1,0$; $K_y = 1,0$.

Точка 1 відповідає максимальному значенню тягової потужності на I-й передачі (33,50 к.с.). Проводимо лінію вгору до перетину з кривою швидкості у точці 2. У точці 3 визначаємо відповідну величину $V_p = 3,0 \text{ км/год}$. Продовжуючи лінію далі вгору до перетину з прямою $P_k = f(M_d)$, визначаємо точку 4 і значення $M_d = 24 \text{ кгс}\cdot\text{м}$. Опустивши з точки 1 перпендикуляр на вісь абсцис у точці 5, знаходимо значення $P_{k1} = 3400 \text{ кгс}$.

Для визначення сили тяги на відвалі застосована формула: $P_T = P_{\text{кр}} - P_{f1}$. Величина $P_{f1} = 300 \text{ кгс}$, у точці 6 знаходимо величину $P_T = 3100 \text{ кгс}$. Далі за отриманою величиною визначаємо площу перерізу стружки. Для цього через точку 6 проводимо вертикаль до перетину з променем $K_1 = 2,2 \text{ кг/см}^2$, що відповідає роботам на I-й передачі в точці 7. Через отриману точку 7 проводимо горизонталь, визначаємо площу перерізу стружки у точці 8 як $F = 1440 \text{ см}^2$.

Для визначення конструктивної продуктивності у третьому квадранті проводимо промінь $V_p = 3,0$ км/год, що відповідає отриманій величині швидкості на I-й передачі (у точці 3).

Продовжуючи горизонталь лівіше до перетину з точкою 9, визначаємо у точці 10 величину $\Pi_k = 410$ м³/год. Для визначення технічної продуктивності для прийнятого $K_{e.p.} = 1,0$ у нижній частині третього квадранту будуємо трикутник $a_1 a_2 a_3$ з основою, яка відповідає відповідним значенням $\Pi_k - \Pi_T$, і висотою довільного значення. Ділянка $a_2 - a_3$ розбиваємо на рівномірну шкалу, крайні значення якої відповідають $K_{e.p.} = 1,0$ і $K_{н.р.} = 0,75$. Після цього з'єднуємо точки шкали $K_{н.р.}$ з початком координат прямими променями. Через точку 11 проводимо пряму, яка паралельна відрізку $a_2 - a_3$, отримуємо точки 12 та 13, що відповідають величині Π_T . Провівши з точки 9 вертикаль вгору до перетину з кривою питомої витрати палива за умови $G_T = 14 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$, отримуємо точки 14 і 15, які дають можливість визначити питому витрату палива на 1 м³ вирізаного ґрунту, $g_{п} = 37 \frac{\text{г}}{\text{год}}$. Годинна витрата палива G_T двигуном попередньо встановлюємо шляхом проведення через точку 4 горизонталі до перетину з кривою годинної витрати G_T , знаходячи точки 16 і 17, які відповідають величині $G_T = 14 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$.

Таким чином можна визначити продуктивність на всіх передачах і зробити висновок про вплив тягових і експлуатаційних характеристик машин на її величину.

Розглянемо другий варіант. Дослідження основних параметрів процесу копання ґрунту автогрейдером, як і в попередньому випадку, виконуємо за значеннями максимальної потужності на передачах, але замість променевих діаграм і теоретичної залежності $g_{п} = f(\Pi_k)$ беремо експериментальні криві $P_T = f(F)$, $\Pi_k = f(F)$, $g_{п} = f(\Pi_k)$.

На рис. 6.7 зображено графік, побудований аналогічно попередньому, з якого випливає, що основні параметри на I та II передачах майже співпадають з результатами першого варіанту. На III передачі виявлена деяка неточність у побудові кривої $P_T = f(F)$ за умови, що площа стружки мала, внаслідок чого вона була скоректована (пунктирна лінія у четвертому квадранті). Виходячи з комплексного графіка можна зробити висновок, що замість променевих теоретичних номограм $P_T = f(F)$, $\Pi_K = f(F)$, $g_{II} = f(\Pi_K)$ допустимо застосування аналогічних експериментальних кривих.

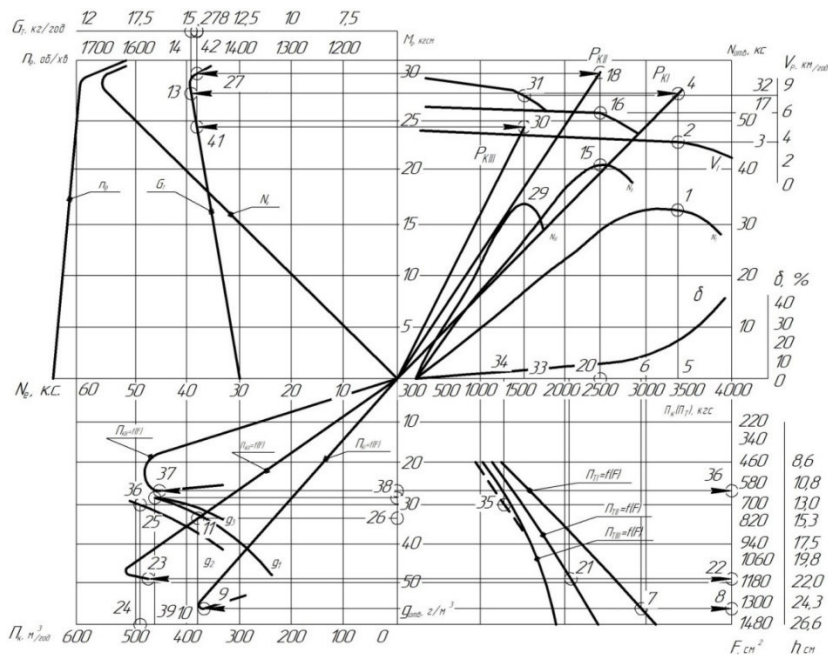


Рис. 6.7. Комплексний графік для визначення раціональних параметрів робочого процесу за експлуатаційними залежностями у третьому та четвертому квадрантах

Дослідження впливу середньо експлуатаційних навантажень на питомі показники потужності. Визначення параметрів процесу копання проведено за навантаженням, яке відповідає математичному очікуванню \bar{X} кривої А щільності розподілу навантажень і середньому експлуатаційному коефіцієнту прохідності $Y_{с.е.}$ (рис. 6.8).

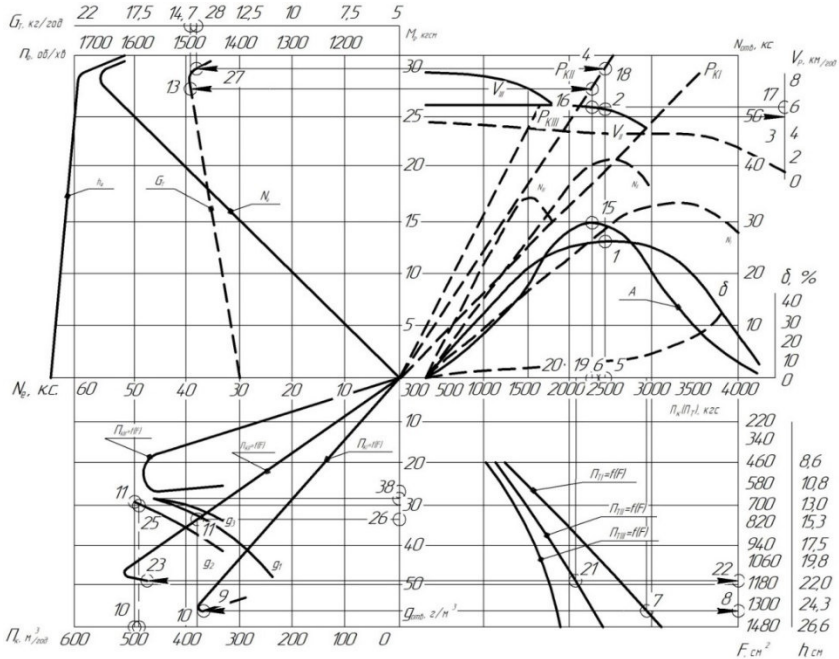


Рис. 6.8. Комплексний графік для визначення раціональних параметрів робочого процесу за експлуатаційними залежностями у третьому та четвертому квадрантах для безступеневої передачі, а також з урахуванням тягового ККД (перший квадрант)

Послідовність визначення основних параметрів позначено цифрами 15–28, величини їх наведено в таблиці 6.4. Як впливає з рисунка, навантаження, яке

відповідає математичному очікуванню, за абсолютною величиною менше навантажень на I та II передачах.

Третій випадок. Дослідження впливу типу виробництва та передаточних чисел у трансмісії на питомі показники. Визначення параметрів робочого процесу автогрейдера з безступеневою трансмісією (рис. 6.8, крива Б) у послідовності точок 1–14, проведено для навантаження, яке відповідає оптимальному зусиллю копання 2300 кгс (точка 6). У порівнянні зі ступінчастою передачею дане значення є меншим величини зусилля на I-й передачі, але більше ніж на II-й. Це свідчить про потребу додаткової передачі у трансмісії або зміни існуючих передаточних чисел. Як показує розрахунок, передаточне число для даної передачі повинно складати $i_{тр}^* \approx 60$ замість існуючого $i_{тр} \approx 54$ на II-й передачі. На рис. 6.8 у третьому квадранті пунктиром нанесено криву $\Pi_k = f(F)$, яка побудована для $i_{тр}^* \approx 60$. У таблиці 6.4 – наведені величини показників вище наведених досліджень.

З аналізу табл. 6.4. можна зробити наступні **висновки**:

1) оцінку продуктивності машини доцільно проводити за п'ятьма критеріями, які є питомими показниками – $\Pi_{тяг}$, Π_V , Π_1 , Π_2 , Π_3 ; де $\Pi_1 = \frac{\Pi_T}{G}$ – питома технічна продуктивність на одиницю маси машини;

$\Pi_2 = \frac{\Pi_T}{N_e}$ – питома технічна продуктивність на одиницю потужності двигуна;

$$\Pi_3 = \frac{1000\Pi_k K_{нр} K_{ер}}{g_{п}};$$

$\Pi_{тяг} = \frac{\Pi_T}{P_T}$ – питома технічна продуктивність на одиницю номінальної величини сили тяги (зусилля копання);

$\Pi_V = \frac{\Pi_T V_{Pj}}{V_{pmax}}$ – питома технічна продуктивність на одиницю робочої швидкості.

2) для першого дослідження (другий варіант – за експериментальним даним) характер показників однаковий, всі вони зростають зі збільшенням робочої швидкості машини (рис. 6.9), що доводить доцільність роботи машини на підвищених швидкостях, питомі показники Π_2 , Π_3 різко зростають до швидкості 5,0 км/год. Раціональними є параметри та питомі показники, які відповідають II-й передачі. Параметри III-ї передачі не забезпечують достатньої глибини копання.

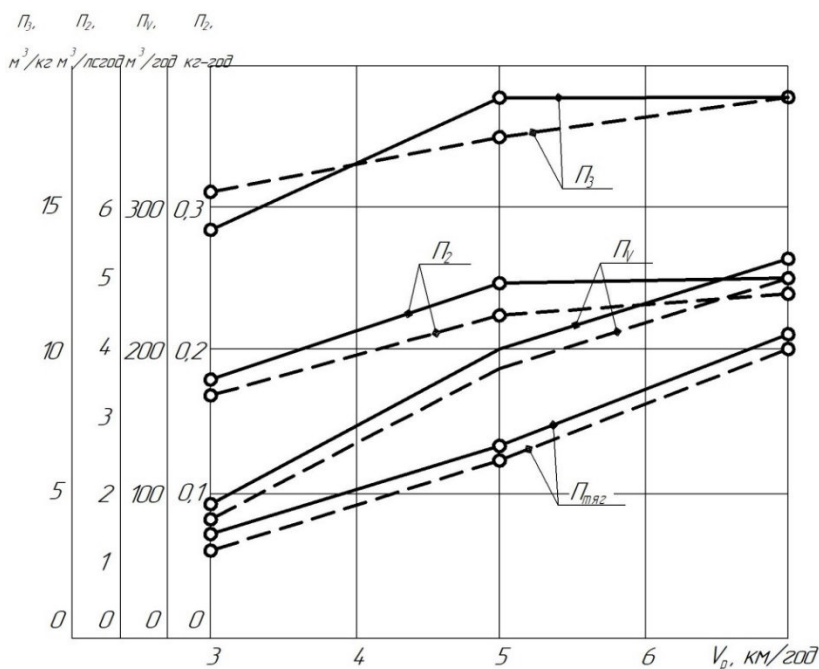


Рис. 6.9. Залежність питомих показників продуктивності від робочої швидкості копання

На рис. 6.10 наведено залежності продуктивності технічної Π_T і Π_T^I , питомої Π_1 і собівартості C_e одиниці продукції від маси автогрейдера G .

Таблиця 6.4

Величини параметрів для оцінки продуктивності машин

Передачі	$V_p, \frac{\text{км}}{\text{год}}$	$P_1, \text{кгс}$	$h, \text{см}$	$\Pi_{\text{тяг}}, \text{м}^3/\text{кгс} \cdot \text{год.}$	$\Pi_v, \text{М}^3/\text{год.}$	$\Pi_k, \text{М}^3/\text{год.}$	$\Pi_T, \text{М}^3/\text{год.}$	$N_e, \text{к.с.}$	$g_{\text{П}}, \text{г/М}^3$	$\Pi_2, \text{М}^3/\text{к.с.} \cdot \text{год.}$	$\Pi_3, \text{М}^3/\text{к.с.} \cdot \text{год}$
Перший випадок (рис. 6.6) перий варіант											
I	3,0	3080	27	0,071	94	410	220	58,3	37	3,62	14,3
II	5,0	2120	21	0,132	200	530	280	57,4	28	4,91	18,7
III	7,0	1250	13	0,208	260	500	260	52,2	28	5,00	18,7
Перший випадок (рис. 6.7) другий варіант											
I	3,0	3080	26	0,065	86	380	200	58,3	34	3,42	15,5
II	5,0	2120	21	0,122	186	500	260	57,4	30	4,52	17,3
III	7,0	1250	13	0,200	250	470	250	52,2	28	4,80	18,7
Другий випадок (рис. 6.7)											
	5,5	1960	18,5	0,127	195	470	250	55,0	31	4,55	16,9
Третій випадок (рис. 6.7)											
	4,9	2300	23,0	0,113	183	500	260	57,0	30	4,56	17,3

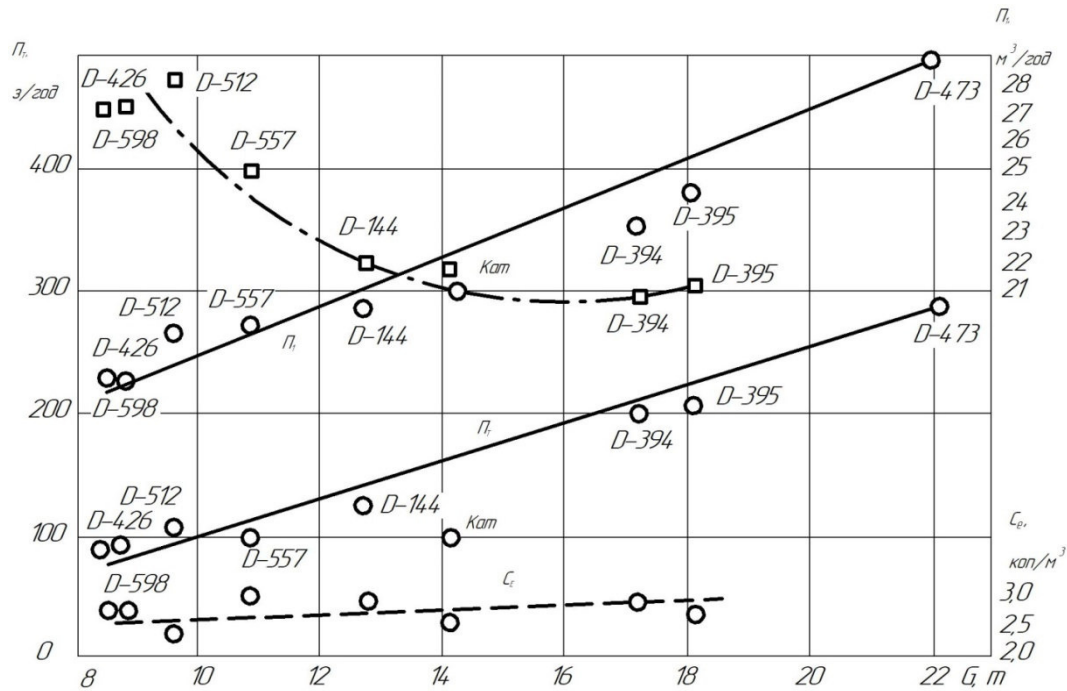


Рис. 6.10. Залежність технічної та питомої продуктивності автогрейдера та собівартості одиниці продукції від маси автогрейдера

Як впливає з рис. 6.10, залежність $P_T = f(G_e)$ для будівництва доріг і $P'_T = f(G_e)$ для вирізування кюветів визначаються зростаючою функцією у вигляді двох прямих, які майже паралельні одна одній. Тому інтенсивність зміни продуктивності у цих випадках може бути прийнятою однаковою. З рис. 6.10 впливає, що в обох випадках продуктивності P_T і P'_T зростають з ростом маси автогрейдера. Питома технічна продуктивність на одиницю маси P_1 зменшується для середніх і важких автогрейдерів. Питома технічна продуктивність на одиницю потужності P_2 зменшується для середніх і важких автогрейдерів. Маса легких автогрейдерів використовується більш повно (25–28 м³/т), ніж середніх і важких (21–25 м³/т), в середньому на 16%.

Як видно з рис. 6.11, залежність $N_{дв} = f(G)$ також носить лінійний характер та зі збільшенням маси автогрейдера потужність встановленого двигуна зростає. Але питома технічна продуктивність на одиницю потужності P_2 зменшується для середніх та важких автогрейдерів. Це свідчить про те, що потужність двигунів легких автогрейдерів використовується приблизно на 30% більше, ніж середніх та важких. Внаслідок цього двигуни легких автогрейдерів працюють в більш важких умовах, ніж середні та важкі через відсутність резерву потужності.

Висновок: вибір автогрейдера за масою в основному повинен визначатися видом виконуваних робіт та ґрунтовими умовами.

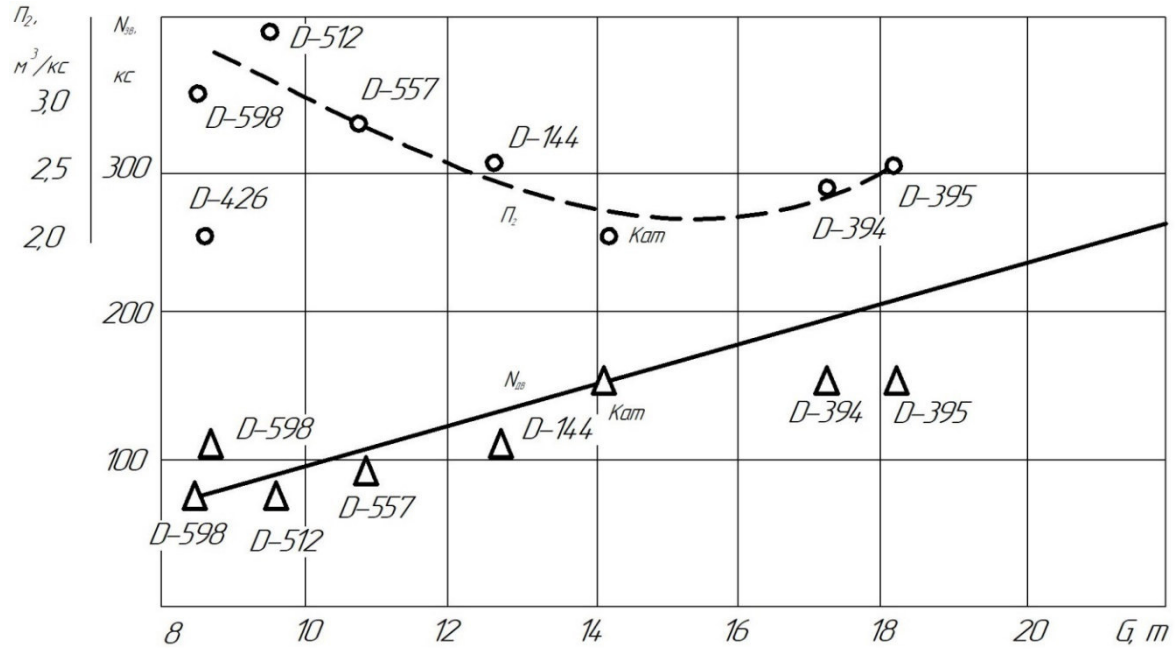


Рис. 6.11. Залежність питомої продуктивності та потужності двигуна автогрейдерів від маси

6.3. Використання тягових та потужнісних резервів машин

Тягові властивості землерийно-транспортних машин з механічною трансмісією визначаються сукупністю властивостей двигуна та рушія, а також кінематичними параметрами трансмісії. При цьому конструктивна продуктивність

$$P_k = f(N_e, n_e, i_{tr}). \quad (6.3)$$

За умови наявності у трансмісії гідродинамічних передач розв'язок різних тягових задач значно ускладнюється, через те що тягові властивості землерийно-транспортних машин визначаються вже не лише сукупністю властивостей двигуна, гідродинамічної передачі та рушія, а й кінематичними параметрами механічної частини трансмісії.

Як відомо з теорії самохідних машин [32], наявність коробки передач дозволяє працювати на декількох передаточних числах, що більш менш забезпечує сталість крутних моментів або коефіцієнтів навантаження двигуна. Е.Д. Львов [33], Н.А. Ульянов [32] рекомендують підбирати передаточні числа трансмісії тракторів і землерийно-транспортних машин за законом геометричної прогресії, а теоретичні значення знаменника прогресії для ступінчастої коробки передач визначати за залежністю

$$g_r = \sqrt[j-1]{\frac{P_{kmin}}{P_{kmax}}}, \quad (6.4)$$

де j – кількість передач, P_{kmin} , P_{kmax} – найменша та найбільша сили тяги на колесах автогрейдера на III-й та I-й передачах відповідно.

Граничні тягові та швидкісні можливості автогрейдерів зі ступінчастою трансмісією характеризуються огинаючими кривими (потенціальними

характеристиками). Виконаємо аналіз ряду передаточних чисел, які притаманні автогрейдерам.

Як видно з рис. 6.12 огинаючи криві автогрейдера $G_e = 9,6$ тс, $N_e = 54/75$ к. с. максимально наближуються до тягових та швидкісних кривих. Це свідчить про те, що недовикористані можливості даного автогрейдера зведено до мінімуму, особливо на I-й та II-й передачах (на цих передачах в основному проводять копання ґрунту).

На рис. 6.13 та 6.14 заштриховані зони під огинаючими кривими $G_e = 8,6$ тс, $N_e = 54/75$ к. с. і $G_e = 11,5$ тс, $N_e = 110$ к. с. є значними, що свідчить про значне недовикористання їхніх тягових можливостей, що пояснюється невірним підбором передаточних чисел у коробці передач (особливо на II-й передачі).

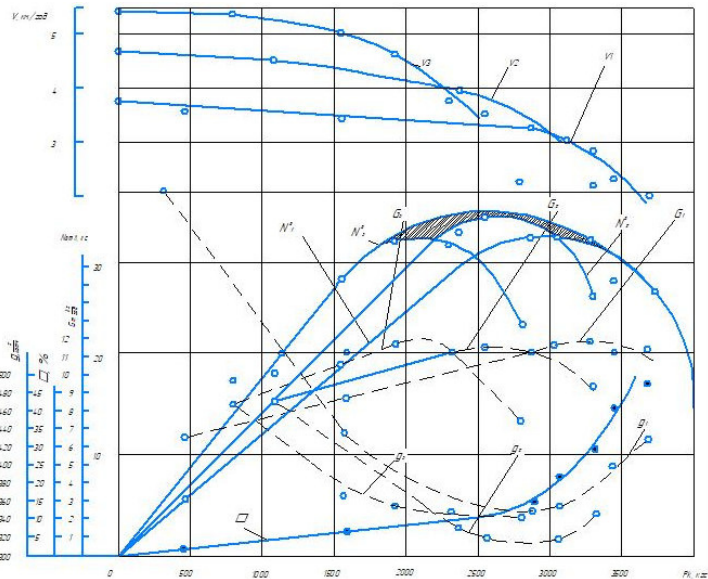


Рис. 6.12. Тягова та паливна характеристики автогрейдера у режимі тягача $G_e = 9,6$ тс, $N_e = 54/75$ к. с.

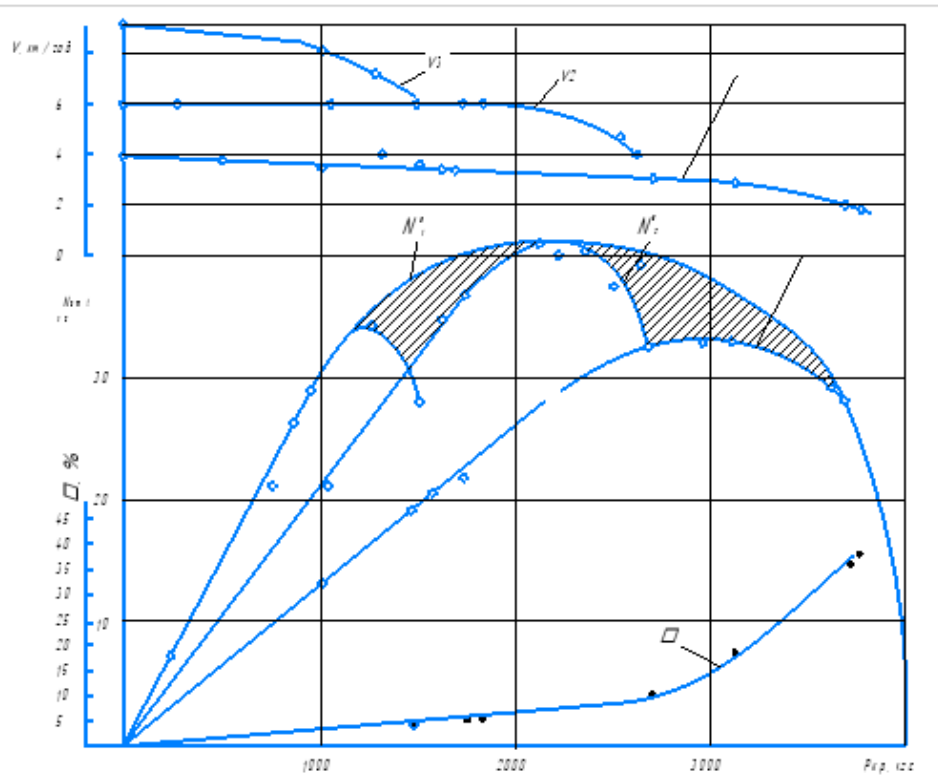


Рис. 6.13. Тяговая характеристика среднего автогрейдера $G_e = 8,6$ тс, $N_e = 65$ к. с.

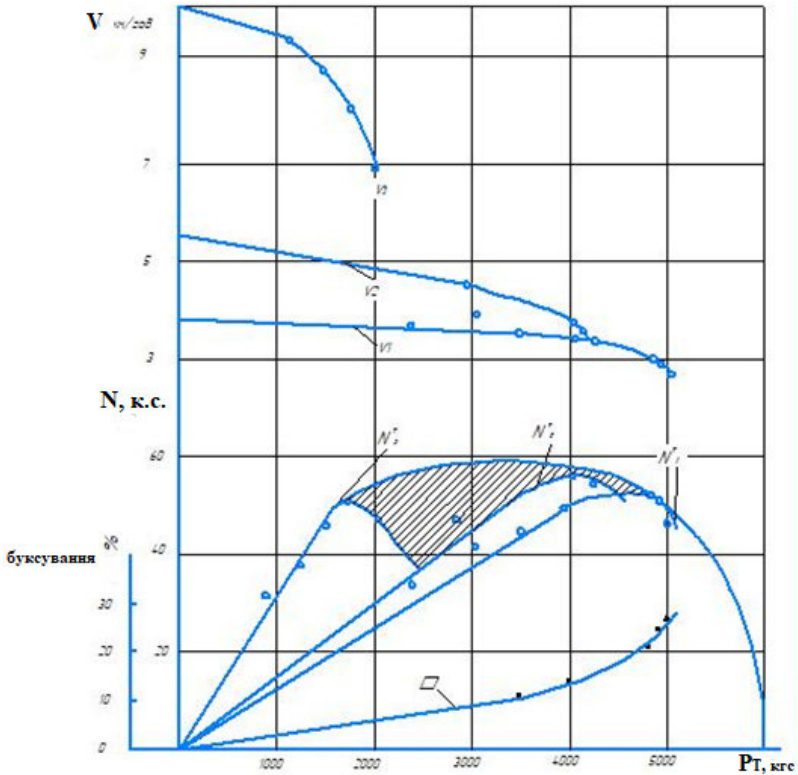


Рис. 6.14. Тягова характеристика середнього автогрейдера $G_e = 11,5$ тс, $N_e = 110$ к. с. у режимі землерийної машини

З рис. 6.14 видно, що значним чином недовикористовуються тягові можливості між II-ю та III-ю передачами. Велика різниця у передаточних числах суміжних передач приводить до малоефективному використанню машини в експлуатації. Чим менше різниця швидкостей двох суміжних передач, тим легше водію підібрати найбільш вигідну з них і менше різниця між фактичними та паспортними швидкостями руху. За умови не вірного підбору режиму підвищується коефіцієнт

буксування коліс δ , а зі збільшенням навантаження зменшується частота обертання валу двигуна.

Наведений аналіз результатів експериментальних досліджень виявив, що в трансмісіях серійних автогрейдерів є ряд відхилень від теоретичних передаточних чисел. Це пояснюється тим, що двигуни (тракторні, комбайнові і транспортні) не повністю задовольняють вимогам за потужністю, частотою обертання. Є резерви, за умови використання яких можна покращити техніко-економічні показники під час модернізації існуючих або розробці нових конструкцій автогрейдерів.

Питання для самоперевірки

1. Які фактори потрібно врахувати під час проведення тягових випробувань?
2. Діагностичний центр КИ-8927. Будова. Використання.
3. Переваги та недоліки гальмівного методу тягових випробувань.
4. У чому полягає метод тягових випробувань трактора під час рушання з місця під навантаженням?
5. Як поділяють тягові випробування за режимом навантаження машини?
6. За якою залежністю оцінюють універсальність методу випробувань?
7. Проаналізуйте методи проведення тягових випробувань
8. Назвіть спільну рису всіх методів тягових випробувань
9. Яким чином визначається технічна продуктивність під час копання?

10. За якими питомими показниками рекомендовано проводити оцінку продуктивності машини?
11. Як визначають питому технічну продуктивність на одиницю маси машини?
12. Як визначають питому технічну продуктивність на одиницю потужності машини?
13. Як визначають питому технічну продуктивність на одиницю номінальної величини сили тяги машини?
14. Як визначають питому технічну продуктивність на одиницю робочої швидкості машини?
15. Як змінюється технічна продуктивність на одиницю маси зі збільшенням маси машини для середніх і важких автогрейдерів?
16. Як використовується потужність двигунів легких автогрейдерів у порівнянні з середніми та важкими?
17. До чого приводить велика різниця у передаточних числах суміжних передач автогрейдерів?
18. За яких умов водію легко підібрати найбільш вигідну швидкість для виконання робіт?
19. Як пояснити ряд відхилень від теоретичних передаточних чисел в трансмісіях серійних автогрейдерів?
20. До чого приводить не вірний підбір режиму роботи машини?

Тести

1. Яким чином поділяють випробування машин?
лабораторні, лабораторно-польові та господарські
експериментальні, теоретичні, теоретико-експериментальні
польові, лабораторні
лабораторні, професійні, тривалі
теоретичні, практичні, дослідницькі

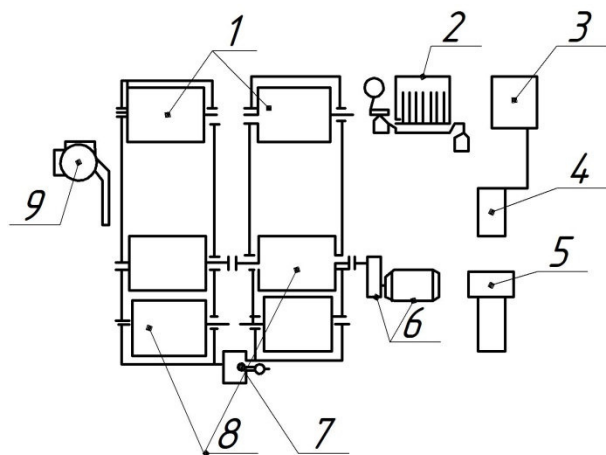
2. За допомогою якого пристрою створюють змінний опір руху і завантажують трактор в широкому діапазоні тягових зусиль при тягових випробуваннях?

- динамометричного візка
- динамометра
- тягової лебідки
- резистора
- двигуна

3. Якою величиною обмежують максимальне тягове зусилля під час випробувань?

- стійкістю
- буксуванням
- частотою обертання двигуна
- мінімальною потужністю
- масою

4. Оберіть вірну назву позицій



8 – приводний блок, 2 – рідинний реостат, 5 – пульт управління

3 – реостат, 4 – витратомір палива, 8 – приводний блок

4 – витратомір палива, 8 – приводний блок, 2 – пристрій для діагностування гідравлічної системи

9 – систему відсмоктування відпрацьованих газів трактора, 1 – педалі

8 – приводний блок, 2 – рідинний реостат, 5 – паливний бак

5. Оберіть переваги гальмівного методу

сталі режими навантаження, мала тривалість випробувань, низька собівартість

плавні режими навантаження, стабільні показання і висока точність вимірювання

мала тривалість випробувань, плавні режими навантаження, низька собівартість робіт

простота обладнання, точність обладнання, стабільні показання

незначна тривалість проведення випробувань, великий діапазон навантажень

6. Який метод тягових випробувань запропоновано вченими Іркутської державної сільськогосподарської академії?

тяговий метод випробувань в русі

метод тягових випробувань під час рушання з місця без навантаження

метод тягових випробувань під час рушання з місця під навантаженням

метод випробувань на стенді

метод діагностування сили тяги

7. Питома технічна продуктивність на одиницю маси машини визначається

$$\Pi_1 = \frac{\Pi_k}{G}$$

$$\Pi_1 = \frac{\Pi_{max}}{G}$$

$$\Pi_1 = \frac{\Pi_{min}}{G}$$

$$\Pi_1 = \frac{\Pi_{\text{опт}}}{G}$$

$$\Pi_1 = \frac{\Pi_T}{G}$$

8. Як визначається питома технічна продуктивність на одиницю робочої швидкості?

$$\Pi_V = \frac{\Pi_T V_{Pj}}{V_{pmax}}$$

$$\Pi_V = \frac{\Pi_T V_{Pj}}{V_{p\text{опт}}}$$

$$\Pi_V = \frac{\Pi_T V_{Pj}}{V_{pmin}}$$

$$\Pi_V = \frac{\Pi_K V_{Pj}}{V_{pmax}}$$

$$\Pi_V = \frac{\Pi_{\text{опт}} V_{Pj}}{V_{pmax}}$$

9. Як визначити теоретичні значення знаменника прогресії для ступінчастої коробки передач?

$$g_{\Gamma} = \sqrt[j-1]{\frac{P_{kmax}}{P_{kmin}}}$$

$$g_{\Gamma} = \sqrt[j-1]{\frac{P_{Tmin}}{P_{Tmax}}}$$

$$g_{\Gamma} = \sqrt[j-1]{\frac{P_{kmin}}{P_{kmax}}}$$

$$g_{\Gamma} = \sqrt[j-1]{\frac{N_{kmin}}{N_{kmax}}}$$

$$g_{\Gamma} = \sqrt[j+1]{\frac{P_{kmin}}{P_{kmax}}}$$

10. Як визначається питома технічна продуктивність на одиницю потужності двигуна?

$$\Pi_2 = \frac{\Pi_k}{N_e}$$

$$\Pi_2 = \frac{\Pi_{\Gamma}}{N_{опт}}$$

$$\Pi_2 = \frac{\Pi_k}{N_{опт}}$$

$$\Pi_2 = \frac{\Pi_{\Gamma}}{N_e}$$

$$\Pi_2 = \frac{\Pi_{\Gamma}}{N_{max}}$$

Тема 7. Прохідність та паливна економічність колісних і гусеничних машин

Перелік питань:

- 7.1. Основні поняття та визначення
- 7.2. Профільна прохідність
- 7.3. Подолання колесом перепонів. Опорно-зчіпна прохідність
- 7.4. Вплив гусеничного рушія на прохідність. Вплив привода на прохідність
- 7.5. Паливна економічність двигуна

7.1. Основні поняття та визначення

Прохідність – це здатність автомобіля або трактора рухатися без зупинки по бездоріжжю, долаючи бар'єрні (рельєфні) перешкоди, ухили і підйоми. Для тракторів поняття прохідності доповнюється вимогою виконувати задані технологічні процеси на необхідному агротехнічному рівні в різних природних і ґрунтово-кліматичних умовах.

Втрата прохідності може бути **повною або частковою**.

Повною втратою прохідності є застрявання, тобто припинення руху. **Часткова втрата прохідності** пов'язана зі зниженням швидкості руху і супроводжується перевитратою палива.

Під бездоріжжям розуміється відсутність інженерних споруд, які називаються автомобільними дорогами з твердим покриттям, спеціально призначених для руху колісних машин.

Опорною поверхнею при бездоріжжі є, як правило, різні ґрунти або інші ділянки земної поверхні, спеціально

неприспособані для руху транспортних машин загального призначення, в тому числі – ділянки доріг з слабонесучим опорним шаром ґрунту.

Бар'єрними (рельєфними) називаються перешкоди, профіль яких містить короткі і круті підйоми та схили, пороги (дорожні насипи, канали, придорожні кювети, рови, ескарпи, пні, колоди, валуни, купини і т. п.).

Прохідність є одним з основних експлуатаційних властивостей автомобіля і трактора, що визначають його ефективне використання у важких дорожніх умовах. Цією властивістю повинні володіти автомобілі та трактори всіх типів, але в різному ступені в залежності від їх призначення. Тому **по прохідності** автомобілі поділяються на **автомобілі звичайної, підвищеної і високої прохідності**.

Автомобілі звичайної прохідності призначені для руху переважно по дорогах з твердим покриттям. Конструктивною ознакою таких автомобілів є неповноприводність (колісна формула 4×2, 6×2, 6×4), шини з дорожнім або універсальним малюнком протектора, використання в трансмісії простих (неблокованих) міжколісних диференціалів.

Автомобілі підвищеної прохідності призначені для використання як на дорогах з твердим покриттям, так і поза дорогами, а також для подолання природних перешкод на пересіченій місцевості. Їх основним конструктивним ознакою є повноприводність, тому автомобілі підвищеної прохідності називають також повноприводними автомобілями. До них відносяться автомобілі з колісними формулами 4×4, 6×4, 6×6, 8×8 і т. п. На них зазвичай застосовують тороїди шини з ґрунтозачепами, широкопрофільні або арочні шини. Часто застосовуються системи дистанційного регулювання тиску повітря в шинах. В трансмісіях більшості таких автомобілів встановлюються блоковані міжколісні і міжосьові диференціали.

Максимальний динамічний фактор таких автомобілів значно більше, ніж у автомобілів звичайної прохідності. Автомобілі підвищеної прохідності часто забезпечуються засобами самовитягання і можуть долати вбрід неглибокі водні перешкоди.

Автомобілі високої прохідності призначені для використання переважно в умовах бездоріжжя, для подолання природних і штучних перешкод і водних перешкод. Ці автомобілі відрізняються своєрідним компонованням ходової частини: повноприводністю, великою кількістю осей, наявністю в трансмісії самоблокованих міжколісних і міжосьових диференціалів, використанням шин наднизького тиску, ародних шин і пневмокотків, а також мають додаткові пристрої (висувні котки) для подолання ровів і ескарпів. Дуже часто ці машини є плаваючими і мають спеціальний водяний рушій.

Автомобілі високої прохідності створюють для подолання пісків, заболоченої місцевості, вічної мерзлоти Крайньої Півночі і глибокого снігового покриву.

Прокідність автомобілів і тракторів сільськогосподарського призначення оцінюється їхньою здатністю виконувати технологічні операції в полі. Прокідність повинна бути забезпечена в тих умовах експлуатації, для яких машини призначена.

В умовах експлуатації трактора слід зазначити дві суттєві відмінності від умов експлуатації автомобілів: високе тягове навантаження на гаку і робота на сільськогосподарських фонах, які стосовно автомобілів прийнято називати бездоріжжям.

Трактори сільськогосподарського призначення працюють в польових умовах на ґрунтах різного складу (від глинистого до піщаного), на дорогах без твердого покриття і по снігу. Трактор працює ранньою весною, коли ґрунт ще не просох, влітку в суху погоду і восени, коли йдуть дощі.

Залежно від пори року, типу і вологості ґрунту, характеру його попередньої обробки, опорна поверхня для рушіїв трактора може бути твердою або пластичною, слизькою або з високими зчіпними властивостями.

Взимку трактор може працювати в польових умовах, переміщаючись по сніжній цілині або по сніговій дорозі. Сільські зимові дороги можуть бути рівними з добре укоченим щільним сніговим покривом. А в перехідний весняно і осінньо-зимовий період – це розбита замерзла дорога з глибокими профільними нерівностями, включаючи колю.

З урахуванням специфіки роботи трактори спочатку створюють з більш високими, ніж у автомобілів, тягово-зчіпними властивостями, а отже, і з кращою дорожньою прохідністю. **До сільськогосподарських тракторів** пред'являються також **додаткові вимоги** технологічної або агротехнічної прохідності. Ці вимоги продиктовані необхідністю збереження родючості ґрунту і збереження оброблюваних машинно-тракторним агрегатом культурних рослин, особливо при русі в міжряддях.

На відміну від автомобілів трактори спеціально не створюють з різними показниками дорожньої прохідності (крім спеціальних) і не класифікують за цією ознакою. Однак в залежності від технологічного призначення і агротехнічних вимог **трактори випускають з рушійми різних типів**: колісними і гусеничними. Колісні трактори, в свою чергу, мають різні колісні формули і розрізняються приводом, розподілом ваги по осях, розміром передніх і задніх ведучих коліс, можливістю застосування здвоєних коліс і т. п.

Трактори, як і автомобілі, за показниками прохідності можуть бути розділені **на наступні групи**.

Колісні трактори 4К2 можна віднести до звичайної прохідності, а трактори 4К4 і колісні трактори, обладнані

напівгусеничним ходом, до машин підвищеної прохідності. Сільськогосподарські гусеничні трактори загального призначення можуть вважатися машинами звичайної прохідності. Болотоході модифікації гусеничних тракторів ДТ-75Б і Т-130БГ (із середнім тиском на ґрунт 0,023–0,029 МПа) можна віднести до машин підвищеної прохідності, а спеціальні гусеничні трактори, здатні працювати на поверхнях з дуже низькою несучою здатністю, – до машин високої прохідності. Ці конструктивні особливості надають трактору властивість більшої чи меншої дорожньої прохідності, яка є в даному випадку вторинною, або супутньою, в порівнянні з властивістю технологічної або агротехнічної прохідності. Найбільш високі властивості дорожньої прохідності мають гусеничні трактори, а найнижчі – колісні трактори формули 4К2.

Вимоги агротехніки з збереження родючості ґрунту в тій же мірі, що і на трактори, поширюються й на автомобілі, що застосовуються в сільськогосподарському виробництві. Тому і для тракторів, і для автомобілів, що працюють в сільськогосподарських умовах, слід розглядати **прохідність трьох видів**: профільну (геометричну), опорно-зчіпну і агротехнічну (агроекологічну).

Профільна прохідність визначає можливість подолання автомобілем або трактором різних перешкод в плані та профілі, тобто можливість подолання ровів, канав, руху серед дерев, ям, валунів і т.п., вписуючись в необхідну смугу руху.

Опорно-зчіпна прохідність визначає можливість руху машин по ґрунтах і поверхнях з малою несучою здатністю.

Агротехнічна (агроекологічна) прохідність – це здатність машини відповідати специфічним вимогам агротехніки.

7.2. Профільна прохідність

Профільна прохідність характеризує здатність автомобілі та трактори виконувати транспортну або іншу роботу, рухаючись по нерівностях опорної поверхні, не зачіпаючи за перешкоди, які обмежують простір для їхнього руху, вписуватися в задані дорожні габарити.

Розміри і **форми перешкод**, які заважають нормальному руху машин, досить різноманітні. Однак, за даними М.Г. Беккера [22], всі вони можуть бути приведені до поєднання основних типів нерівностей: уступ і виступ (рис. 7.1). Перешкоди цих двох типів зустрічаються окремо або в різних комбінаціях. Тоді вони утворюють канаву або насип.

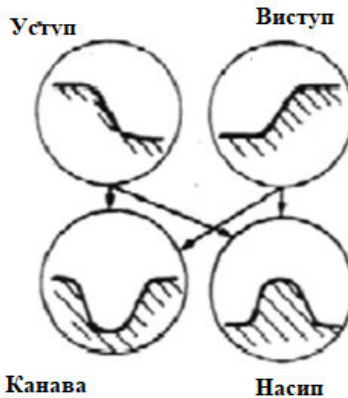


Рис. 7.1. Профілі нерівностей поверхонь

Профільна прохідність машини на конкретній дорозі визначається її компонованням, геометричними розмірами, діаметром і кількістю коліс, в тому числі провідних. Відповідно до державного стандарту **геометричними параметрами прохідності** автомобіля є: дорожній просвіт,

кути переднього і заднього звисів, поздовжній і поперечний радіуси прохідності, кути перекосу мостів, кути гнучкості.

Дорожній просвіт – це відстань $h_{\text{пр}}$ між найнижчою точкою машини та дороги. Його величина визначає можливість руху машини без зачіпання зосереджених перешкод (валунів, пнів, купин та ін.). Зазвичай мінімальний дорожній просвіт знаходиться під картером головної передачі ведучого моста машини (рис. 7.2). Величина його залежить від типу автомобіля та умов його експлуатації. Так, для вантажних автомобілів обмеженої прохідності дорожній просвіт становить 245–290 мм, а для автомобілів підвищеної прохідності – 315–400 мм. Збільшення дорожнього просвіту може бути досягнуто збільшенням діаметра коліс і зменшенням габаритів головної передачі. Прикладом є рознесена головна передача. Однак збільшення дорожнього просвіту призводить до підвищення центру мас машини і до погіршення її поперечної стійкості проти перекидання.

Кути переднього і заднього звисів α_1 і α_2 (рис. 7.2) – це кути між площиною дороги і площинами, дотичними до передніх і задніх коліс і до виступаючих нижніх точок передньої і задньої частин автомобіля відповідно. Кути звисів обмежують прохідність колісної машини під час в'їзду та з'їзду з перешкоди (наїзд на бугор, переїзд через канави, пороги, виступи та уступи). Чим більше кути звису, тим більш значну крутизну дорожніх нерівностей може долати автомобіль. У табл. 7.1 наведені деякі показники профільної прохідності автомобілів.

Таблиця 7.1

Показники профільної прохідності авто

№ з/п	Тип авто	Дорожній просвіт, $h_{пр}$, мм	Кут переднього звісу, α_1 , град	Кут заднього звісу, α_2 , град
1	Легкові	150–200	20–30	15–20
2	Вантажні	240–300	40–60	25–45
3	Автобуси	220–300	10–40	6–20
4	Високої прохідності	400–500	60–70	50–60

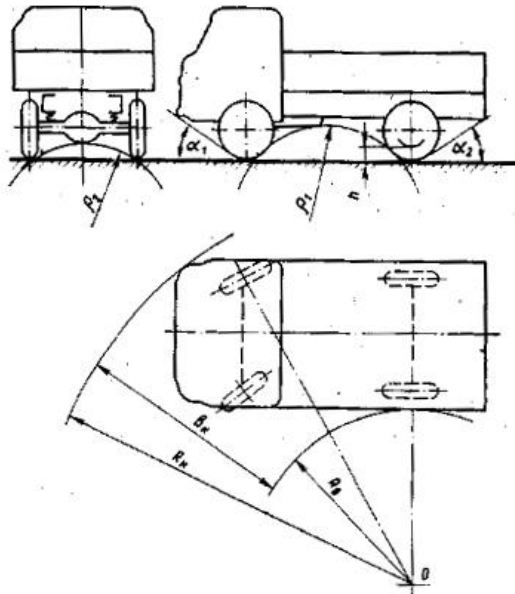


Рис. 7.2. Габаритні параметри прохідності автомобіля:
 $h_{пр}$ – дорожній просвіт; α_1 і α_2 – кути переднього та заднього звісів; ρ_1 та ρ_2 – радіуси поздовжньої та поперечної прохідності

Профільні параметри прохідності мають першорядне значення для автомобілів високої прохідності та

сільськогосподарського призначення. Радіуси поздовжньої і поперечної прохідності ρ_1 і ρ_2 (рис. 7.2) – це радіуси кіл, дотичних до коліс і нижчих точок автомобіля в подовжній і поперечній площинах.

Ці радіуси визначають контури перешкод типу «горб», який може здолати автомобіль без їхнього зачіпання. Чим менше зазначені радіуси, тим вище прохідність автомобіля. У звичайних вантажних автомобілів поздовжній радіус прохідності складає величину $\rho_1 = 2,7-5,5$ м, а для автомобілів підвищеної прохідності $\rho_1 = 2,0-3,5$ м.

Внутрішніми і зовнішніми радіусами повороту R_B та R_H (рис. 7.2) називаються відстані від центру повороту автомобіля до найближчої і відповідно до найбільш віддаленої точок автомобіля при максимальному куті повороту керованих коліс.

Поворотною шириною коридору автомобіля називається різниця між зовнішнім і внутрішнім радіусами повороту: $b_K = R_H - R_B$. Радіуси R_H і R_B , ширина коридору b_K характеризують **маневреність** автомобіля – його здатність повертатися на мінімальній площі. Поодинокі автомобілі більш маневрені, ніж автопоїзди.

Кути гнучкості у вертикальній і горизонтальній площинах (рис. 7.3) – це кути можливого відхилення осі зчіпної петлі причепа від осі тягового гака. Кут вертикальної гнучкості (рис. 7.3, а) автопоїзда β_B характеризує його прохідність по нерівностях дороги, а кут горизонтальної гнучкості α_T – здатність до поворотів з мінімальним радіусом, тобто його маневреність. Для автопоїздів з двохвісними причепами кути вертикальної гнучкості β_B становлять не менше $\pm 62^\circ$, а горизонтальної гнучкості α_T – не менше $\pm 55^\circ$. Для сідельних автопоїздів кут β_B становить не менше $\pm 8^\circ$ і α_T – не менше $\pm 90^\circ$.

Крім розглянутих геометричних параметрів прохідності, що визначаються компонуванням машини, профільна прохідність залежить від пристосованості коліс до нерівностей дороги без втрати контакту з нею. Це властивість залежить від передбачених конструкцією автомобіля допустимих кутів перекосу мостів відносно горизонтальної площини.

Кути перекосу мостів $\gamma_{\text{пер}}$ (рис. 7.4) – це сума кутів повороту осей переднього і заднього мостів щодо поздовжньої осі автомобіля. Поряд з пристосованістю коліс автомобіля до нерівностей опорної поверхні, перекіс ведучих мостів викликає перерозподіл вертикальних навантажень на колеса.

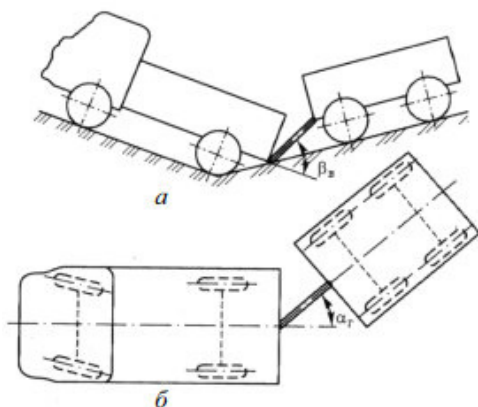


Рис. 7.3. Кути гнучкості автопоїзду в вертикальній (а) та горизонтальній (б) площинах

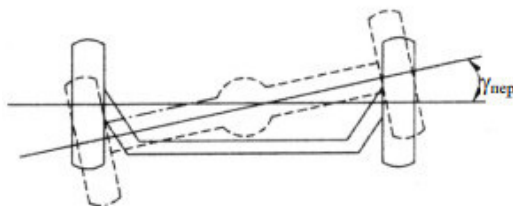


Рис. 7.4. Схема допустимого перекосу переднього та заднього мостів автомобіля

При наявності простих міжколісних диференціалів це призводить до значного зменшення сили зчеплення шин з дорогою, тобто до зниження опорно-зчіпної прохідності автомобіля. Стандартами кути перекосу не нормовано.

Можливість подолання рвів визначається кількістю, розташуванням і способом кріплення мостів до корпусу машини, а також розмірами коліс і розміщенням центру мас машини по її довжині. Подолання рову колісною машиною схематично показано на рис. 7.5, *a*.

З рис. 7.5 випливає, що подолання такої перешкоди можливо лише багатовісною колісною машиною. Двовісна машина в'їхала б передніми колесами в рів, та не пододала його. Чим більше поздовжня база і кількість мостів машини, тим більше значної ширини рів або канаву вона може подолати.

Найбільш високу здатність долати такі перешкоди мають гусеничні трактори, особливо з жорсткою підвіскою (рис. 7.5, *б*).

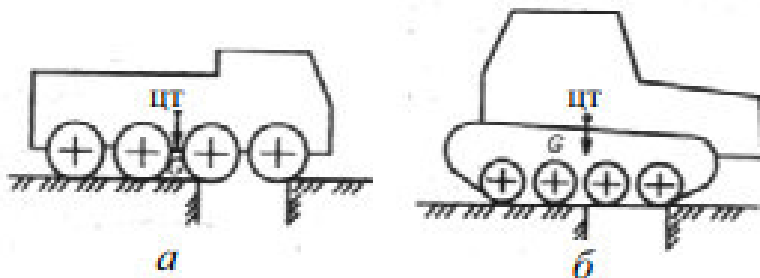


Рис. 7.5. Схема долаття перепону (рів): *a* – багатовісною машиною; *б* – гусеничним трактором

7.3. Подолання колесом перепонів. Опорно-зчіпна прохідність

Перепон такого типу є основним під час оцінювання профільної прохідності колісної машини. Профільна

прохідність колеса залежить від того, чи є колесо ведучим чи веденим і яким чином діють сили тяги та реакції опорної поверхні. На рис. 7.6, *a* наведено схему сил, які діють на переднє ведуче колесо колісної машини під час подолання їм вертикального перепопу порогового типу висотою h . На колесо через остів машини діє штовхаюча сила P_x та реакція R з боку перепопу, вектор якої направлено до центру колеса O .

Вертикальна складова реакції перепопу R_z дорівнює вертикальному навантаженню на колесо P_z , а її горизонтальна складова R_x дорівнює штовхаючому зусиллю P_x з боку остова машини.

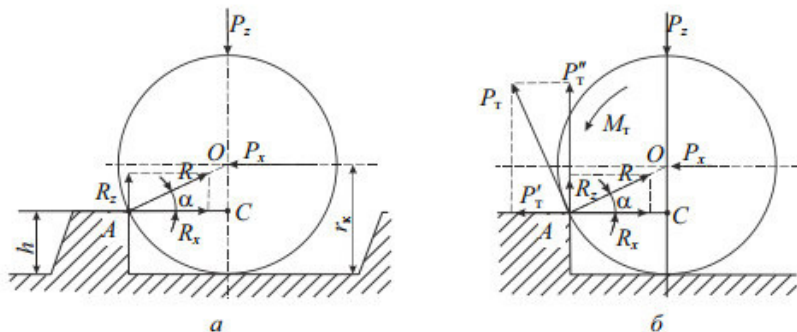


Рис. 7.6. Схема сил, що діють на колесо під час подолання порогового перепопу: *a* – ведене колесо; *б* – ведуче колесо

Сили, які діють на колесо, пов'язані співвідношеннями:

$$R_z = R_x \operatorname{tg} \alpha = P_x \operatorname{tg} \alpha; \quad P_x = P_z / \operatorname{tg} \alpha. \quad (7.1)$$

З трикутника АОС (рис. 7.6, а) маємо:

$$\operatorname{tg} \alpha = OC / AC = \frac{r_K - h}{\sqrt{2r_K h - h^2}}, \quad (7.2)$$

де r_K – радіус колеса. Тоді:

$$P_x = P_z \frac{\sqrt{2r_K h - h^2}}{r_K - h}. \quad (7.3)$$

Формула (7.3) показує, що при передніх ведених колесах подолати пороговий перепоп за рахунок штовхаючого зусилля P_x можливо лише в випадку, коли висота перепопу менше радіуса колеса ($h < r_K$). При $h = r_K$, як можна бачити з залежності (7.3), для подолання перепопу штовхаюча сила P_x повинна бути нескінченно великою. Тобто під час наїзду передніх ведених коліс на перепопу порогового типу висотою h , що дорівнює радіусу колеса r_K , автомобіль не може його подолати за будь-якої сили тяги на задніх ведучих колесах. Таким чином, чим більше радіус передніх ведених коліс, тим більшої висоти перепоп може подолати колісна машина.

Ситуація змінюється, якщо передні колеса є ведучими (рис. 7.6, б).

На ведуче колесо крім сил P_x і P_z та відповідних їм реакцій $R_x = P_x$ і $R_z = P_z$ діє тяговий момент M_T , внаслідок чого виникає сила тяги P_T , вектор якої перпендикулярний вектору опорної реакції $R = \sqrt{R_x^2 + R_z^2}$ (лінія АО). Розкладемо вектор сили тяги P_T на горизонтальну P_T' та вертикальну P_T'' складові. Спроекувавши всі сили на осі абсцис і ординат відповідно, отримаємо:

$$P_x = R_x - P_T'; \quad P_z = R_z + P_T''. \quad (7.4)$$

Додаткова вертикальна сила P_T'' , яка з'являється внаслідок дії тягового моменту, дає можливість ведучому колесу долати перепопи, які мають висоту, що дорівнює радіусу колеса та навіть більше. Потрібно замітити, що у цих залежностях присутня штовхаюча сила P_x , тобто передбачається, що задні колеса машини також ведучі.

Розглянемо умови, за яких можливо перекочування передніх ведучих коліс повноприводної машини через

пороговий перепон, висота якого дорівнює або більша радіуса колеса (рис. 7.7).

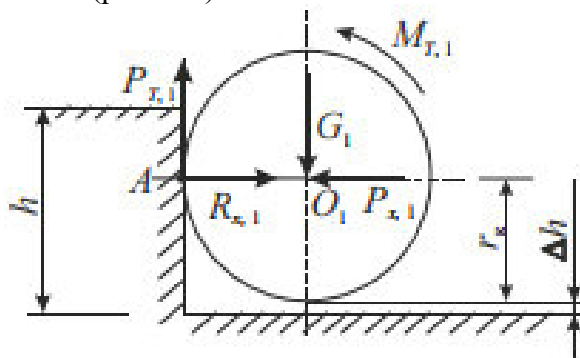


Рис.7.7. Схема сил, які діють на передні ведучі колеса повноприводної машини під час долаття порогового переponу, висота якого більше за радіус колеса: M_T – тяговий момент на передніх ведучих колесах; G_1 – вага передньої частини машини; r_K – радіус колеса; P_{T1} – сила тяги, яка створюється на передніх колесах; P_{x1} – штовхаючі зусилля з боку остова машини

У момент, коли починається перекочування переднього колеса, контакт нижньої частини колеса з опорною поверхнею відсутній, тобто колесо ніби піднімається над опорною поверхнею на нескінченно малу величину Δh . Вага передньої частини машини G_1 зрівноважується силою тяги P_{T1} , яка дорівнює силі зчеплення передніх коліс з вертикальною поверхнею порогового переponу:

$$P_{T1} = \mu_z R_{x1} = \mu_z P_{x1} = \mu_z (P_{T2} - P_{f2}), \quad (7.5)$$

де P_{T2} – сила тяги на задніх ведучих колесах;

$P_{f2} = f G_2$ – сила опору коченню задніх коліс;

G_2 – вага задньої частини машини;

f – коефіцієнт опору коченню задніх коліс.

Враховуючі, що $P_{T1} = G_1$, а граничне значення сили тяги на задніх колесах дорівнює силі зчеплення їх з опорною поверхнею $P_{T2} = \mu_x G_2$, де μ_x – коефіцієнт поздовжнього зчеплення задніх ведучих коліс з опорною поверхнею, з виразу (7.5) маємо:

$$G_1 = \mu_z(\mu_x G_2 - f G_2) = \mu_z G_2(\mu_x - f) = \mu_z \lambda G_2, \quad (7.6)$$

де $\lambda = (\mu_x - f)$ – коефіцієнт використання ваги машини.

Таким чином, умова за якої можливо долання перепони, висота якої більше за радіус колеса, має вигляд

$$\frac{G_1}{G_2} = \mu_z \lambda. \quad (7.7)$$

За умови, що $\mu_z = \lambda \cong \mu_x$, що має місце, коли перепона і опорна поверхня виконані з однакового матеріалу, наприклад, машина прагне подолати уступ із бетону, рухаючись по опорній поверхні з бетону. Прийнявши максимально можливе значення коефіцієнту зчеплення шин з опорною поверхнею $\mu_x = 0,8$, отримаємо $G_1 = 0,64 G_2$. Якщо $\mu_x = 0,7$, то $G_1 = 0,49 G_2$; при $\mu_x = 0,5$, маємо $G_1 = 0,25 G_2$.

У реальних умовах руху машини по ґрунтовим поверхням коефіцієнти φ_z та $\varphi_{кр}$ можуть мати ще менші значення, тому подолання порогових перепонів великої висоти ($h \geq r_k$) повноприводними машинами можливо не завжди.

Зауваження: сили інерції не враховано в вище наведених матеріалах. Під час подолання перепонів з використанням кінетичної енергії машини, сила P_{x1} , яка притискає передні колеса до перепону, значно зростає, що збільшує силу зчеплення передніх коліс з перепоном та їхню ймовірність подолання перепонів висотою більше радіуса колеса.

Динамічні процеси можуть відігравати й негативну роль. Під час динамічної деформації (стискання) шин передніх коліс, коли сила зчеплення з перепоном

максимальна, передні колеса повинні встигнути перекотитись через перепон. В іншому випадку, коли шини передніх коліс розпрямляються, вони можуть відштовхнути передні колеса від перепони, значно зменшуючи силу зчеплення та можливість подолання цього перепону. Таким чином, повноприводні машини, мають більш високу прохідність у порівнянні з машинами, які мають лише задні ведучі колеса. Тому заднеприводні машини за умови відсутності можливості подолання, наприклад, канави передніми колесами зазвичай мають можливість подолати перепон заднім ходом за допомогою ведучих коліс.

Практика експлуатації колісних машин показує, що передніми веденими колесами можна подолати порогів перепон висотою $h \cong (0,3 - 0,5)r_k$. Профільна прохідність колісних тракторів як правило вища ніж автомобілів, завдяки великому діаметру коліс [23].

7.3.1. Опорно-зчіпна прохідність

Поняття прохідності машин є комплексним, більш широким, ніж поняття про деякі інші експлуатаційні властивості. Оскільки прохідність пов'язана з можливістю руху машини, то в її оцінці повинні бути такі показники, від яких безпосередньо залежить можливість цього руху. При оцінці опорно-зчіпної прохідності цими показниками є сила тяги і сила опору руху, тобто ті ж показники, які визначають можливість руху машини як по вдосконаленим автомобільним дорогам з твердим покриттям, так і по невдосконаленим дорогам і місцевості, спеціально непристосованим для руху автомобілів і тракторів.

При складанні рівняння тягового балансу машини передбачалося, що сила тяги P_T у загальному випадку руху повинна бути такої величини, щоб машина могла долати силу опору дороги; силу опору на гаку, обумовлену

наявністю технологічних машин або причепів; силу опору повітря, яка відчутна за умови значної швидкості руху, що найбільш характерно для авто; а також приведену силу інерції, наявність якої свідчить про те, що машина здатна розганятись, передаваючи додаткову енергію не лише масам, що рухаються поступально, але й всім обертовим масам.

Під час оцінювання опорно-зчіпної прохідності машини розглядається її рівномірний рух з малою швидкістю без навантаження на гаку, тобто оцінюється прохідність однієї машини, як самостійного засобу пересування. Тому під час реалізації прохідності надлишок тягової сили $P_T - P_\mu = P_w + P_j + P_{кр}$, де $P_\mu = P_a + P_f$ використовується для подолання додаткових опорів руху машини, що виникають в екстремальних умовах. Цей надлишок сили тяги називається запасом тягової сили, який необхідний для прохідності машини:

$$P_T - P_\mu = P_\Pi \geq 0. \quad (7.8)$$

Чим більший запас тягової сили, тим вищі тягово-зчіпні властивості машини у конкретних умовах експлуатації. При $P_\Pi = 0$ прохідність машини мінімальна. А при $P_\Pi < 0$ рух машини неможливий.

Висновок: тягово-зчіпні властивості машини та її опорно-зчіпну прохідність можна оцінювати за величиною запасу тягової сили P_Π .

У якості **критерію оцінювання** можна використовувати безрозмірну величину – **коефіцієнт запасу тягової сили k_T** .

Для повноприводних колісних машин і гусеничних тракторів в умовах руху по горизонтальній поверхні

$$k_T = \frac{\mu_x}{f_0}, \quad (7.9)$$

де f_0 – коефіцієнт опору коченню за умови малої швидкості руху машини.

Коефіцієнт запасу тягової сили – показник, який характеризує досконалість машини, відповідність машини її функціональному призначенню. Коефіцієнт запасу тягової сили повинен бути рівним або перевищувати одиницю. Виконання даної умови забезпечує прохідність машини.

Вплив на опорно-зчіпну прохідність конструктивних параметрів і експлуатаційних факторів під час руху по горизонтальній поверхні:

- 1) Прохідність колісної машини зворотно пропорційна тиску рушіїв на ґрунт, ширині та глибині колії.
- 2) Збільшення вертикального навантаження G_m (ваги машини) підвищує зчіпні властивості колеса з ґрунтом і прохідність лише за умови, що це не супроводжується збільшенням тиску рушіїв на ґрунт.
- 3) Запас сили тяги прямо пропорційний довжині плями контакту колеса з ґрунтом.

Зауваження. На асфальтованій дорозі перевагу мають колісні машини, особливо повноприводні. Коефіцієнт запасу тягової сили для цих машин у 2,7 рази вище ніж у гусеничних тракторів. Навіть у машини з колісною формулою 4К2 тягово-зчіпні властивості на асфальті у 2 рази вище ніж у гусеничного трактора.

На м'якому фоні показники тягово-зчіпних властивостей і прохідності гусеничної машини у 2 рази вище ніж у повноприводної колісної машини, у 2,5 рази вище ніж у машини з колісною формулою 4К2 [23].

7.4. Вплив гусеничного рушіїв на прохідність. Вплив привода на прохідність

Взаємодія гусеничного рушіїв з ґрунтом за характером фізичних процесів не відрізняється від взаємодії колеса з ґрунтом. Різниця полягає в кількісних параметрах даного процесу. Головною характеристикою даного процесу є

співвідношення між силами зчеплення та силами опору перекочуванню.

Ширина плями контакту гусениці з ґрунтом приблизно дорівнює ширині плями контакту колеса, але довжина плями контакту гусениці в декілька разів більше, ніж у колеса. Зміщення центру тиску трактора під дією тягової сили назад відносно середини опорної поверхні гусениці зменшує бульдозерний ефект.

Тому коефіцієнт опору коченню гусеничного трактора по слабо несучому ґрунту менше ніж у колісного.

На розподіл нормальних реакцій опорної поверхні по довжині гусениці, тобто на епюру тиску суттєво впливає координата X_D центру тиску трактора (рис. 7.8).

З наведених епюр найкращою рахують прямокутну. Це пояснюється тим, що центр тиску співпадає з серединою опорної гілки гусениці, а максимальний тиск на ґрунт дорівнює середньому тиску. Для решти епюр максимальний тиск на ґрунт перевищує середнє значення. Крім того: $g_5 > g_4 > g_3 > g_2$. Значення максимального тиску впливає на величину глибини колії. Найбільше значення g_{\max} відповідає максимальному зміщенню центру тиску назад, внаслідок чого частина опорної поверхні гусениці не приймає участі у передаванні ваги трактора на ґрунт. Тиск під заднім опорним котком може зрости у 2–3 рази у порівнянні з середнім статистичним тиском. Це призводить до утворення глибокої колії, а співвідношення між опором коченню та зчепленням змінюється таким чином, що прохідність трактора погіршується.

Показники зчїпних властивостей гусеничного рушія по слабо несучому ґрунту в цілому вище, ніж колісного, тому, що опорна поверхня гусениці значно більша, тому й тиск на ґрунт менше.

На тракторах з колісною формулою 4К4 та на більшості автомобілів з колісною формулою 4x4

застосовують, як правило, один постійно включений ведучий міст (основний) та другий (додатковий), який вмикається періодично з метою підвищення тягово-зчіпних властивостей машини. При цьому використовують ручне та автоматичне вмикання допоміжного ведучого моста.

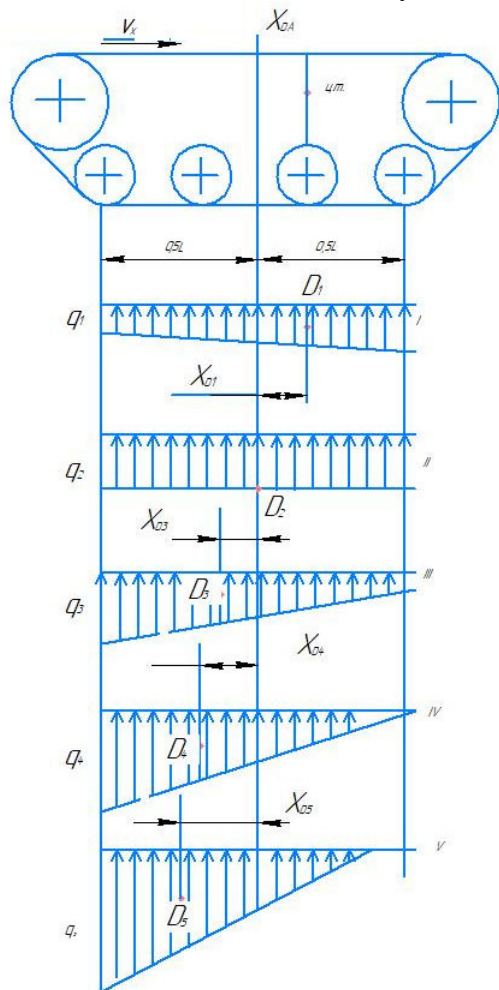


Рис. 7.8. Епюра нормальних реакцій ґрунту на гусеничний рушій трактора за умови різних значень координат центру тиску X_D

Ручне блокування ведучого моста є трудомістким та малоефективним, тому створено само блокуючі диференціали, які займають проміжне положення між заблокованим і диференціальним приводами.

Міжколісні зв'язки автомобілів та тракторів різняться. На тракторах встановлюють само заблоковані диференціали, а на автомобілях – диференціали без блокуючих устаткувань (рідко застосовують ручні блокуючі устаткування). З метою зменшення втрат від кінематичної невідповідності коліс під час повороту трактора, передбачають автоматичне вимикання механізму блокування, яке відбувається під час повороту рульового колеса на певний кут від нейтрального положення.

Режими роботи тракторів характеризуються різноманіттям експлуатаційних умов та навантажувальних режимів роботи. Це приводить до того, що визначення моменту вмикання додаткового моста є затрудненим. Тому на тракторах встановлюють муфти вільного ходу (обгінні муфти), які автоматично вмикають та вимикають привод допоміжного ведучого мосту. При цьому у приводі до коліс додаткового ведучого моста параметри їхнього вмикання розраховують таким чином, щоб вмикання здійснювалось у той момент, коли буксування коліс основного ведучого мосту досягає деякого стійкого значення.

Блокування диференціалу на сільськогосподарських тракторах є позитивним. Проблема – обґрунтування та вибір оптимального значення коефіцієнту кінематичної невідповідності k_H . Складність проблеми полягає у тому, що кожному фону відповідає своє оптимальне значення k_H .

До опорно-зчіпної прохідності належить й **бродопрохідність**, тобто здатність автомобіля або трактора рухатись по дну водойми певної глибини без втрати робото здатності та застрягання.

7.5. Паливна економічність двигуна

Паливна економічність 3 наведених епюр найкращою рахують прямокутну. Це пояснюється тим, що центр тиску співпадає з серединою опорної гілки гусениці, а максимальний тиск на ґрунт дорівнює середньому тиску. Для решти епюр максимальний тиск на ґрунт перевищує середнє значення. Крім того: $g_5 > g_4 > g_3 > g_2$. Значення максимального тиску впливає на величину глибини колії. Найбільше значення g_{\max} відповідає максимальному зміщенню центру тиску назад, внаслідок чого частина опорної поверхні гусениці не приймає участі у передаванні ваги трактора на ґрунт. Тиск під заднім опорним котком може зрости у 2–3 рази у порівнянні з середнім статистичним тиском. Це призводить до утворення глибокої колії, а співвідношення між опором коченню та зчепленням змінюється таким чином, що прохідність трактора погіршується.

Показники зчіпних властивостей гусеничного рушія по слабо несучому ґрунту в цілому вище, ніж колісного, тому, що опорна поверхня гусениці значно більша, тому й тиск на ґрунт менше.

На тракторах з колісною формулою 4К4 та на більшості автомобілів з колісною формулою 4x4 застосовують, як правило, один постійно включений ведучий міст (основний) та другий (додатковий), який вмикається періодично з метою підвищення тягово-зчіпних властивостей машини. При цьому використовують ручне та автоматичне вмикання допоміжного ведучого моста. це здатність трактора або автомобіля раціонально витратити паливо при заданих умовах експлуатації. Собівартість автомобільних перевезень або виконаних робіт МТА значною мірою залежить від витрат на придбання палива.

Основним вимірником паливної економічності в Україні та більшості європейських країн є витрата палива в кілограмах або літрах на 100 км шляху (колійна витрата). Для оцінки ефективності використання палива при виконанні машиною транспортної роботи вимірником служить витрата палива в кілограмах або літрах на одиницю транспортної роботи, що вимірюється в тонно-кілометрах (т·км) в разі вантажних перевезень і в пасажиро-кілометрів (п·км) в разі пасажирських перевезень пасажирським автотранспортом (автобусами). Цей показник називається питомою витратою палива.

У США поряд з колійною витратою палива використовують зворотню їй величину Z наведених епюр найкращою рахують прямокутну. Це пояснюється тим, що центр тиску співпадає з серединою опорної гілки гусениці, а максимальний тиск на ґрунт дорівнює середньому тиску. Для решти епюр максимальний тиск на ґрунт перевищує середнє значення. Крім того: $g_5 > g_4 > g_3 > g_2$. Значення максимального тиску впливає на величину глибини колії. Найбільше значення g_{\max} відповідає максимальному зміщенню центру тиску назад, внаслідок чого частина опорної поверхні гусениці не приймає участі у передаванні ваги трактора на ґрунт. Тиск під заднім опорним котком може зрости у 2–3 рази у порівнянні з середнім статистичним тиском. Це призводить до утворення глибокої колії, а співвідношення між опором коченню та зчепленням змінюється таким чином, що прохідність трактора погіршується.

Показники зчіпних властивостей гусеничного рушія по слабо несучому ґрунту в цілому вище, ніж колісного, тому, що опорна поверхня гусениці значно більша, тому й тиск на ґрунт менше.

На тракторах з колісною формулою 4К4 та на більшості автомобілів з колісною формулою 4х4

застосовують, як правило, один постійно включений ведучий міст (основний) та другий (додатковий), який вмикається періодично з метою підвищення тягово-зчіпних властивостей машини. При цьому використовують ручне та автоматичне вмикання допоміжного ведучого моста. пробіг в км (мілях) на один літр (або галон) палива. Показник показує, скільки кілометрів (міль) можна проїхати на транспортному засобі, витративши всього один літр (галон) палива.

Передбачені наступні **показники паливної економічності** транспортних засобів:

- 1) контрольна витрата палива (КВП);
- 2) питома контрольна витрата палива вантажного автомобіля;
- 3) витрата палива в магістральному їздовому циклі на дорозі;
- 4) витрата палива в міському їздовому циклі на дорозі;
- 5) витрата палива в міському циклі на стенді;
- 6) паливно-швидкісна характеристика на магістральній горбистій дорозі;
- 7) середня шляхова витрата палива (СВП);
- 8) паливна характеристика усталеного руху (ПХ);
- 9) питома ефективна витрата палива;
- 10) питома витрата палива (витрата палива на одиницю транспортної роботи).

Ці оціночні показники не мають нормованих значень. Їх використовують при порівняльній оцінці рівня паливної економічності вітчизняної техніки з зарубіжними аналогами і для непрямой оцінки її технічного стану.

Паливна економічність трактора є важливою його характеристикою, так як вона в значній мірі визначає вартість виконаної трактором роботи. **Основним показником**, який використовується для **оцінки паливної економічності** трактора, є питома тягова витрата палива.

Питоною тяговою витратою палива називається відношення годинної витрати палива до потужності на гаку трактора:

$$g_{\text{кр}} = \frac{G_T}{N_{\text{кр}}} = \frac{G_T}{N_e \eta_T} = \frac{g_e}{\eta_T}, \quad (7.10)$$

де G_T – годинна витрата палива, кг/год;

$N_{\text{кр}}$ – тягова потужність на крюку трактора, кВт;

N_e – ефективна потужність, кВт;

η_T – тяговий ККД трактора;

g_e – питома ефективна витрата палива, кг/кВт·год.

Як видно з формули (7.10), питома тягова витрата палива $g_{\text{кр}}$ залежить від технічної досконалості конструкції трактора, що відображується на величині його тягового коефіцієнту корисної дії η_T . Головним фактором, який впливає на економічність, є питома ефективна витрата палива g_e двигуном трактора.

Рівень паливної економічності дизельних двигунів, які є основним типом двигунів тракторів, у значній мірі визначається типом камери згорання.

Рівень паливної економічності дизелів різного призначення і різних типорозмірів значною мірою визначається типом камери згорання. **За конструктивним виконанням розрізняють камери згорання нерозділені і розділені.**

У дизелях з **нерозділеними камерами** простір, в якому згорає паливо, являє єдину порожнину, обмежену днищем поршня і площиною головки блоку. У ній паливо розпилюється, випаровується, змішується з повітряним зарядом, запалюється і згорає. Так як паливо вприскується безпосередньо в зазначену порожнину, нерозділені камери **називають також камерами згорання безпосереднього вприскування.**

У дизелях з розділеними камерами згоряння стиснення відбувається в двох порожнинах: над поршнем і в додатковій камері (або камерах), розташованій в голівці блоку або в самому блоці. Інтенсивне випаровування і змішування парів палива з повітрям здійснюється за рахунок використання енергії перетікання повітря і газів через канал (канали) між надпоршневою порожниною і камерою.

Дизелі з розділеними камерами згоряння мають можливість високого швидкісного форсування. З наведених епюр найкращою рахують прямокутну. Це пояснюється тим, що центр тиску співпадає з серединою опорної гілки гусениці, а максимальний тиск на ґрунт дорівнює середньому тиску. Для решти епюр максимальний тиск на ґрунт перевищує середнє значення. Крім того: $g_5 > g_4 > g_3 > g_2$. Значення максимального тиску впливає на величину глибини колії. Найбільше значення g_{\max} відповідає максимальному зміщенню центру тиску назад, внаслідок чого частина опорної поверхні гусениці не приймає участі у передаванні ваги трактора на ґрунт. Тиск під заднім опорним котком може зрости у 2–3 рази у порівнянні з середнім статистичним тиском. Це призводить до утворення глибокої колії, а співвідношення між опором коченню та зчепленням змінюється таким чином, що прохідність трактора погіршується.

Показники зчіпних властивостей гусеничного рушія по слабо несучому ґрунту в цілому вище, ніж колісного, тому, що опорна поверхня гусениці значно більша, тому й тиск на ґрунт менше.

На тракторах з колісною формулою 4К4 та на більшості автомобілів з колісною формулою 4х4 застосовують, як правило, один постійно включений ведучий міст (основний) та другий (додатковий), який вмикається періодично з метою підвищення тягово-зчіпних

властивостей машини. При цьому використовують ручне та автоматичне вмикання допоміжного ведучого моста. частота обертання валу може досягати 4500–5000 хв⁻¹. У тракторних дизелях ця перевага не використовується, так як за своєю специфікою тракторні дизелі не повинні бути настільки швидкохідними. Більш важливою є їх паливна економічність. Тому практично всі сучасні тракторні дизелі виконуються з безпосереднім уприскуванням палива.

У кращих зразків сучасних тракторних дизелів питома ефективна витрата палива при максимальній (номінальній) потужності двигуна становить 0,195–0,215 кг/(кВт·год).

Переважне застосування на тракторах отримали 4 і 6-циліндрові рядні дизелі рідинного охолодження. На потужних і надпотужних тракторах можуть застосовуватися V-подібні дизелі з великим діаметром циліндрів. Практика двигунобудування показує, що у більшості дизелів питома ефективна витрата палива знижується при збільшенні діаметру циліндрів. В середньому при зміні діаметра циліндрів від 95 до 155 мм питома ефективна витрата знижується від 0,260 кг/(кВт год) до 0,195–0,232 кг/(кВт·год).

Суттєве значення має швидкохідність дизельного двигуна. Зі збільшенням номінальної частоти обертання валу двигуна питома ефективна витрата палива збільшується (табл.7.2).

Таблиця 7.2

Залежність питомої ефективної витрати палива від номінальної частоти обертання двигуна

Номінальна частота обертання валу двигуна	1800–2400	2400–3000	3000–3500	3500–4000	4000–4500
---	-----------	-----------	-----------	-----------	-----------

продовження табл. 7.2

Питома ефективна витрата палива	0,230– 0,240	0,240– 0,250	0,250– 0,260	0,260– 0,270	0,270– 0,290
--	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------	-----------------

Для забезпечення високої паливної економічності двигун повинен бути завантажений до оптимального за паливно-економічними міркуваннями рівня, тобто до номінальної потужності. Однак в сучасних енергонасичених тракторах вся потужність двигуна не може бути реалізована у вигляді крюкової потужності $N_{кр}$ через підвищену пробуксовку рушія або неприпустимо високих навантажень на деталі трансмісії. Тому в залежності від умов роботи трактора (наприклад, з відключеним валом відбору потужності (ВВП) або при роботі на знижених передачах) крутний момент на валу двигуна M_e , а з ним і ефективну потужність N_e (її перший рівень) доводиться обмежувати певними значеннями.

З цією метою спеціальний пристрій, пов'язаний з механізмом включення ВВП або з механізмом перемикання передач трактора, відповідним чином переставляє обмежувач ходу рейки паливного насоса високого тиску (ПНВТ). Повну потужність (її другий рівень) двигун може розвивати тільки при його додатковому завантаженні через ВВП або під час руху трактора на вищих передачах. Все це не сприяє високоекономічному використанню дизеля, особливо на сільськогосподарських роботах.

Зниження ефективності використання сучасної сільськогосподарської техніки викликано невідповідністю між потенційними можливостями сучасних енергонасичених тракторів і сільськогосподарських машин, які агрегатуються з ними. Якщо на енергоємних ґрунтообробних операціях, наприклад, на оранці, можна

домогтися повного використання потужності енергонасичених тракторів останнього покоління, то на менш енергоємних роботах, особливо при обробітку просапних культур, має місце велике недовантаження двигунів, що збільшує витрату палива. Наприклад, у сучасних тракторів МТЗ-80, що працюють з недовантаженням по потужності на 40–50%, витрата палива на 15–20% вище, ніж у агрегатів з трактором МТЗ-50 меншої потужності.

Одним із шляхів підвищення завантаження тракторних двигунів є використання всережимного регулювання частоти обертання валу двигуна. В цьому випадку двигун переводиться на знижений швидкісний режим і включається більш висока передача для збереження необхідної швидкості руху машинно-тракторного агрегату.

Питання для самоконтролю

1. Дати визначення поняття «прохідність».
2. У чому полягає повна та часткова втрати прохідності?
3. Як оцінюється прохідність автомобілів і тракторів сільськогосподарського призначення ?
4. На які групи поділяють трактори та автомобілі за показниками прохідності?
5. Дайте визначення профільної прохідності.
6. Дайте визначення опорно-зчпної прохідності.
7. Дайте визначення агротехнічної прохідності.
8. Які форми перешкод виділяють за Беккером?
9. Дайте визначення поняття «Дорожній просвіт»
10. Дайте визначення поняття «Кути переднього і заднього звисів»
11. Які величини називають внутрішніми і зовнішніми радіусами повороту?

12. Що таке поворотна ширина коридору?
13. Що таке кути гнучкості у вертикальній і горизонтальній площинах?
14. Що таке кути перекосу мостів?
15. Наведіть і поясніть схему сил, що діють на ведене колесо під час подолання порогового перепону.
16. Наведіть і поясніть схему сил, що діють на ведуче колесо під час подолання порогового перепону.
17. Наведіть і поясніть схема сил, які діють на передні ведучі колеса повноприводної машини під час додання порогового перепону
18. Яким чином оцінюють опорно-зчіпну прохідність?
19. Наведіть та поясніть зміст умови за якої можливо додання перепони, висота якої більше за радіус колеса.
20. Наведіть можливі епюри нормальних реакцій ґрунту на гусеничний рушій трактора за умови різних значень координат центру тиску та поясніть їх.
21. Від яких факторів залежить витрата палива?
22. Як впливають швидкісний і навантажувальний режими роботи двигуна внутрішнього згоряння на паливну економічність машини?
23. Від чого залежить паливна економічність трактора?
24. Що називається питомою тяговою витратою трактора?

Тести

1. Здатність автомобіля або трактора рухатися без зупинки по бездоріжжю, долаючи бар'єрні (рельєфні) перешкоди, ухили і підйоми називають – ...(оберіть вірне)
 - прохідність
 - кліренс
 - стійкість
 - бродопрхідність

- здатність долати перепони
- 2. Які машини відносять до групи звичайної прохідності**
- з колісною формулою 4×2, 6×2, 6×4
 - з колісною формулою 4×4, 6×4, 6×6, 8×8
 - лише гусеничні трактори
 - лише дорожні машини
 - лише комбайни
- 3. Які додаткові вимоги пред'являються до сільськогосподарських тракторів?**
- тягово-зчіпної прохідності
 - стійкості
 - технологічної або агротехнічної прохідності
 - продуктивної прохідності
 - ефективності
- 4. Яка прохідність визначає можливість подолання автомобілем або трактором різних перешкод в плані та профілі, тобто можливість подолання ровів, канав, руху серед дерев, ям, валунів і т. п., вписуючись в необхідну смугу руху?**
- профільна
 - агротехнічна
 - тягово-зчіпна
 - часткова
 - повна
- 5. Який параметр визначає можливість руху машини без зачіпання зосереджених перешкод (валунів, пнів, купин та ін.)?**
- кути переднього і заднього звисів
 - дорожній просвіт
 - поворотна ширина коридору
 - кут гнучкості
 - стійкість

6. Оберіть умову за якої можливо долаття перепони, висота якої більше за радіус колеса

- $\frac{G_2}{G_1} = \mu_z \lambda$

- $\frac{P_1}{P_2} = \mu_z \lambda$

- $\frac{P_2}{P_1} = \mu_z \lambda$

- $\frac{F_1}{F_2} = \mu_z \lambda$

- $\frac{G_1}{G_2} = \mu_z \lambda$

7. Як визначають коефіцієнт запасу тягової сили?

- $k_T = \frac{\mu_x}{f_0}$

- $k_T = \frac{\delta_x}{f_0}$

- $k_T = \frac{P}{f_0}$

- $k_T = \frac{\mu_x}{f_0 + f_1}$

- $k_T = \frac{f_0}{\mu}$

8. Прохідність колісної машини зворотно пропорційна... (оберіть вірне закінчення)

- тиску рушіїв на ґрунт, ширині та глибині колії
- довжині плями контакту колеса з ґрунтом
- числу ведучих коліс
- передаточному числу трансмісії
- швидкості руху

9. Запас сили тяги прямо пропорційний ... (оберіть вірне закінчення)

- числу ведучих коліс
- тиску рушіїв на ґрунт, ширині та глибині колії

- швидкості руху
- передаточному числу трансмісії
- довжині плями контакту колеса з ґрунтом

10. Якої висоти пороги можна подолати колісною машиною?

- $h \ll (0,3 - 0,5)r_K$
- $h > (0,3 - 0,5)r_K$
- $h = (0,3 - 0,5)r_K$
- $h \cong (0,3 - 0,5)r_K$
- $h \leq (0,3 - 0,5)r_K$

Тема 8. Визначення параметрів землерийних машин залежно від умов експлуатації

Перелік питань:

- 8.1. Формування залежностей зв'язку між основними параметрами об'єктів техніки
- 8.2. Визначення оптимальних параметрів машин залежно від умов експлуатації
- 8.3. Вибір землерийних машин залежно від умов експлуатації

8.1. Формування залежностей зв'язку між основними параметрами об'єктів техніки

Розглянемо залежності для визначення головних і основних параметрів землерийних машин: маса, енергонасиченість, потужність двигуна, розміри робочого органу, продуктивності та інших. Розрахункові формули отримані на підставі методу мінімізації тривалості робочого циклу машин Баловнєвим В.І. [24].

Землерийні машини з встановленими за наведеними формулами параметрами забезпечують в умовах експлуатації, для яких розраховані параметри, високу техніко-експлуатаційну ефективність роботи за показниками: максимальної продуктивності, мінімальною питомою енергоємністю, матеріалоємністю та узагальненим показником енерго- і матеріалоємності. Наведені в [24] залежності дозволяють встановити вихідні параметри машини з достатньою для попередніх розрахунків достовірністю. На етапі проектування залежності можуть бути використані для визначення вихідних параметрів і наступних традиційних розрахунків. На етапі експлуатації залежності забезпечують

обґрунтований вибір найбільш ефективних для заданих умов роботи зразків техніки. Величини питомих опорів копання ґрунтів різної категорії міцності робочими органами існуючих машин, необхідні для розрахунків, наведені в табл. 8.1. Позначення і величини безрозмірних і розмірних коефіцієнтів, прийнятих у формулах, які входять в розрахункові залежності, наведені в табл. 8.2.

Таблиця 8.1

Значення питомого опору копанню $k_{\text{пит}}$ землерийних машин залежно від категорії складності розробки ґрунту, Н/м^2 (МПа)

Категорія ґрунту	Число ударів щільно міру ДорНИИ	Щільність, γ , кг/м^3	Питомий опір копанню $k_{\text{пит}}$, Н/м^2 (МПа)					
			Екскаватор зворотня лопата	Бульдозер	Розпушувач	Скрепер	Автогрейдер	Ковшовий навантажувач
I	1–4	1200–1500	80000 (0,08)	120000 (0,12)	-	120000 (0,12)	80000 (0,08)	120000 (0,12)
II	5–8	1400–1900	180000 (0,18)	20000 (0,20)	-	180000 (0,18)	160000 (0,16)	200000 (0,20)
III	9–16	1600–2000	280000 (0,28)	300000 (0,30)	-	200000 (0,20)	250000 (0,25)	300000 (0,30)

продовження табл. 8.1

IV	17–35	1900– 2200	450000 (0,45)	500000 (0,50)	500000 (0,50)	-	-	-
V	36–70	2200– 2500	650000 (0,65)	-	700000 (0,70)	-	-	-
VI	71–120	2200– 2600	950000 (0,95)	-	-	-	-	-
VII	135–370	2300– 2600	4000000 (4,0)	-	-	-	-	-
VIII (взір- вана гір- ська поро- да)	Більше 370	2500– 2800	250000 (0,25)	-	-	-	-	-

Таблиця 8.2

Значення величин параметрів і коефіцієнтів, потрібних для визначення техніко-експлуатаційних параметрів землерийних машин з ківшевим робочим органом [24]

Вид	$k_{\text{пит}}^*$	V , м /с	l , м	$k_{\text{мопт}}$	k_{Π}
Екскаватор 1-ї – 3-ї розмірних груп	$k_{\text{пит.з}}$	1,0–1,5	3–5	4,2	0,33
Бульдозер з лобовим відвалом	$k_{\text{пит.б}}$	1,0–1,5	15–40	2,6	0,5
Розпушувач	$k_{\text{пит.р}}$	1–2	15–40	5,5	0,3
Бульдозер- розпушувач	$k_{\text{пит.р}}$	1–2	15–40	4–6	0,125
Скрепер	$k_{\text{пит.с}}$	1–2,5	500– 900	12	0,14
Автогрейдер	$k_{\text{пит.а}}$	1–3	500– 900	3–4	0,4
Одноківшевий навантажувач	$k_{\text{пит.П}}$	1–2	5–15	4,4	0,31
Екскаватор- навантажувач	$k_{\text{пит.е}}$ $k_{\text{пит.П}}$	1–2	3–10	4,4	0,31

продовження табл. 8.2

Вид	$k_{\text{пит}}^*$	$k_{13},$ м ³ /Вт	$k_{15},$ м ³ /кг	$k_{19},$ м/ кг ^{1/3}	$k_{31},$ м ³ /Вт
Екскаватор 1-ї – 3-ї розмірних груп	$k_{\text{пит.з}}$	$(0,05–$ $0,07) \cdot 10^{-4}$	$0,5 \cdot 10^{-4}$	0,033	-
Бульдозер з лобовим відвалом	$k_{\text{пит.б}}$	$0,2 \cdot 10^{-4}$	-	0,12	$0,2 \cdot 10^{-5}$
Розпушувач	$k_{\text{пит.р}}$	-	-	-	$0,2 \cdot 10^{-6}$
Бульдозер- розпушувач	$k_{\text{пит.р}}$	-	-	-	$(0,1$... $0,2) \times$ 10^{-6}
Скрепер	$k_{\text{пит.с}}$	$0,55 \cdot 10^{-4}$	$0,4 \cdot 10^{-3}$	0,1	-
Автогрейдер	$k_{\text{пит.а}}$	-	-	0,15	$(0,15–$ $0,2) \times$ 10^{-5}
Одноківшевий навантажувач	$k_{\text{пит.п}}$	$0,14 \cdot 10^{-4}$	$(0,1–$ $0,2) \times 10^{-3}$	0,11	-
Екскаватор- навантажувач	$k_{\text{пит.е}}$ $k_{\text{пит.п}}$	$0,1 \cdot 10^{-4}$	$0,4 \cdot 10^{-4}$	-	-

Зауваження: значення коефіцієнту питомого опору ґрунту руйнуванню залежно від виду робочого органу землерийної машини та властивостей ґрунту наведені в табл. 8.1.

Матеріали по визначенню основних технічних і експлуатаційних параметрів, ґрунтуються на аналізі (мінімізації) математичної моделі тривалості робочого циклу машини. Параметри впливу розглядаються в якості незалежних змінних. Метод дозволяє встановити оптимальний результат для конкретної машини і заданих

умов експлуатації. Загальне рішення отримують при розгляді машини у вигляді подібного об'єкта групи подібних машин. Об'єднання аналізу часу робочого циклу [24] і теорії подібності дозволяє вирішити два завдання: отримати оптимальний результат методом мінімізації часу робочого циклу і узагальнити результат на інші подібні об'єкти техніки і умови експлуатації.

Теорія подібності являє собою синтез теорій моделювання і експерименту. Вона являє собою довідник по експериментальному вивченню об'єкта, узагальнення і відображення отриманого результату на інші об'єкти. Відповідь на питання, чому результати дослідів з моделлю об'єкта відрізняються від оригіналу, і що треба зробити, щоб цього не було, був отриманий Ньютоном в теоремі про механічну подібність тіл.

Теорія подібності і моделювання ґрунтується на трьох теоремах подібності і додаткових положеннях. У роботах акад. В.П. Горячкіна і проф. В.А. Венікова [25] показано застосування принципу подібності для побудови серії різноманітних сільськогосподарських машин і в області енергетики, визначення значення різних сил, з'ясування залежності опору від лінійних розмірів. Подальший найбільш повний розвиток і відображення теорії подібності стосовно механіці суцільних середовищ є в роботах по гідро- і аеродинаміці [25; 26; 27].

Автор класичних праць з будівельної механіки і теорії пружності проф. В.Л. Кірпічов в книзі «Бесіди про механіку» [25], виданої вперше в 1907 р, виклав теорему про подібність в механіці і описав динамічні моделі. Він же вперше, в 1874 р, сформулював і довів третю теорему подібності при дослідженні пружних явищ. Вивченню прояви гірського тиску на моделях присвячена монографія [28], складена під керівництвом Г.М. Кузнєцова. Питання

застосування подібності та розмірностей в механіці гірських порід поставлені і вирішуються в ряді інших робіт.

Перша теорема подібності формулює властивості подібних систем, стверджуючи, що подібні явища мають однакові критерії подібності, тобто перша теорема вказує необхідні умови подібності.

Доказ можливості приведення рівняння до критеріального виду становить зміст **другої теореми подібності** (π -теорема). Однак застосування методу аналізу розмірностей не відображає достатніх умов для існування подібності.

У третій теоремі теорії подібності вказуються межі закономірного поширення одиничного досвіду. Доведено, що подібними явищами будуть тільки ті, які мають подібні умови однозначності і однаково визначають критерії. Визначальні критерії складаються з незалежних між собою величин, які входять в умови однозначності (геометричні співвідношення, фізичні параметри, крайові умови: початкові і граничні).

Критерії подібності – суть безрозмірні вирази, які можна розглядати як деяку середню міру відносини інтенсивності двох фізичних ефектів, істотних для досліджуваного процесу. Критерії подібності визначають різними шляхами: або з умов тотожності рівнянь, що описують процеси, або з аналізу розмірностей, різновидом якого є метод нульових розмірностей.

Теорія подібності виходить з тих же передумов, що й аналітичний розрахунок: повинні бути задані початкові (граничні) умови, параметри і координати досліджуваного процесу. Теорія подібності, таким чином, служить сполучною ланкою між теорією і експериментом.

Визначення параметрів подібних об'єктів. Прийом ґрунтується на першому висновку, який встановлює зв'язок між параметрами подібних об'єктів. У цьому випадку

рівняння, що характеризують процеси в об'єктах, однакові, а критерії подібності рівні. Отже, якщо об'єкти, явища подібні, тобто рівняння, що характеризують об'єкти, однакові, а критерії подібності рівні, то параметри проєктованого об'єкта можна визначити через його головний параметр (який завжди буває заданий або встановлюється на основі мінімізації часу робочого циклу) і параметри машини, прийнятої за еталон (модель), які також відомі. Залежності для визначення технічних параметрів машин, одержувані на базі регресійних моделей, не дозволяють в ряді випадків отримати їх з урахуванням необхідних обмежень, що впливають із умов експлуатації. Причиною є відсутність досить повної інформації про кількісні та якісні характеристики об'єктів техніки, що піддаються статистичному аналізу. Немає відомостей про серійність машин, не вказується в ряді випадків призначення машини.

Визначення раціональних технічних параметрів на підставі мінімізації математичної моделі тривалості робочого циклу і закономірностей подібності дозволяє врахувати особливості розглянутих систем і більш обґрунтовано встановити технічні параметри машини. Конструктивно подібні машини в подібних умовах експлуатації мають відповідно рівні критерії подібності і пропорційні параметри, що визначають умови однозначності. Для отримання необхідних залежностей необхідно визначити критерії подібності системи і умови однозначності.

Зв'язки між параметрами землерийних машин визначаються на підставі критеріїв подібності при сталому процесі взаємодії робочого органу машини з ґрунтом. Це дозволяє отримати більш прості залежності. В умовах технології роботи землерийної машини, при малих швидкостях руху, помилка від недотримання критеріїв

подібності, що з'являється при несталому режимі руху машини, не перевищує допустимої.

Критерії подібності визначають з рівнянь.

$$P_T = P_{\text{коп}} + P_P + P_{\text{гр}}. \quad (8.1)$$

$$N = P_T \cdot V_P. \quad (8.2)$$

$$P_T = \mu \cdot mg. \quad (8.3)$$

$$P_{\text{гр}} = f_M \cdot mg. \quad (8.4)$$

$$P_{\text{коп}} = K_{\text{пит.к}} bh \quad (8.5)$$

$$P_P = q \cdot \gamma_T \cdot f_T. \quad (8.6)$$

Вище прийнято наступні позначення:

P_T – тягове зусилля, яке розвиває рушій, Н;

μ – коефіцієнт зчеплення рушія;

$P_{\text{гр}}$ – опір пересуванню машини, Н;

P_P – опір переміщенню об'єму ґрунту, відділеного від масиву (об'єм ґрунту перед відвалом, в ковшув скрепера, навантажувача або екскаватора), Н;

$P_{\text{коп}}$ – опір відділення ґранту від масиву (опір копанню відповідного робочого органу), Н;

m – маса машини, ґрунту, кг;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

f_M – коефіцієнт опору переміщенню машини;

f_T – коефіцієнт опору переміщенню ґрунту;

q – місткість ковша, об'єм ґрунту перед відвалом, м³; $q \approx l^3$;

γ_T – об'ємна вага ґрунту, Н/м³;

$K_{\text{пит.к}}$ – питомай опір ґрунту копанню робочим органом машини, Н/м²;

bh – площа поперечного перерізу відділеного ґрунту, m^2 ;
 l – узагальнений лінійний розмір системи «машина – ґрунт»,
 m .

Шляхом ділення параметрів на один з них отримують безрозмірні комплекси – критерії подібності:

$$\Pi_1 = K_{\text{пит.к}}bh/P_T; \Pi_2 = q \cdot \gamma_r \cdot f_r/P_T; \Pi_3 = f_m \cdot mg/P_T; \Pi_4 = \mu \cdot mg/P_T; \Pi_5 = P_T V_p/N; \Pi_6 = l^3/q.$$

Критерії подібності являють собою відношення фізичних ефектів, які характеризують систему «машина – ґрунт»: сил опору копанню, переміщенню об'єму ґрунту і самої машини до тягового зусилля, що розвиває рушій. Відповідні критерії подібних машин рівні. З рівності критеріїв подібних машин отримують зв'язки між масштабними величинами, які входять в критерії подібності. Відношення між масштабами величин називають індикаторами подібності. Ці співвідношення у подібних машин дорівнюють одиниці.

$$K_{\text{пит.к}} \cdot K_b \cdot K_h/K_T = 1; K_q \cdot K_{\gamma_r} \cdot K_{f_r}/K_T = 1; K_{f_m} \cdot K_m \cdot K_g/K_T = 1; K_{\mu} \cdot K_m \cdot K_g/K_T = 1; K_T \cdot K_V/K_N=1; K_{l^3}/K_q=1.$$

Рахують, що машини, які розглядають під час досліджень, працюють в однакових ґрунтових умовах та з рівними робочими швидкостями. У цьому випадку масштаби величин $K_{\text{пит.к}}$, γ_r , f_r , f_m , g , μ , V_p будуть дорівнювати одиниці.

Індикатори подібності спрощуються та набувають вигляду

$$K_b \cdot K_h/K_T = 1; K_q/K_T = 1; K_m/K_T = 1; K_m/K_T = 1; K_T/K_N=1; K_{l^3}/K_q=1.$$

У системі індикаторів подібності два перших вирази визначають критерії подібності у вигляді відношення сил різної природи до тягового зусилля рушія.

$$\frac{K_{\text{пит.к}} \cdot K_b \cdot K_h}{K_T} = 1 \quad \text{або} \quad \frac{K_{\text{пит.к}} K_l^2}{K_T} = 1;$$

$$\frac{K_q \cdot K_\gamma}{K_T} = 1 \text{ або } \frac{K_\gamma \cdot K_l^3}{K_T} = 1.$$

Індикатор $\frac{K_{\text{пит}} K_l^2}{K_T} = 1$ визначає відношення масштабів сил структурної міцності відділеного від масиву ґрунту, а індикатор $\frac{K_\gamma \cdot K_l^3}{K_T} = 1$ масштабів сил гравітаційної природи до масштабу тягового зусилля, яке розвиває рушій.

Умови дотримання цих індикаторів подібності і, як наслідок, критеріїв подібності для подібних землерийних машин потребують окремого розгляду.

Таблиця 8.3

Формули для визначення основних технічних параметрів екскаваторів і дорожніх машин [24]

Параметр, який розраховується	Визначальний параметр				
	N	P _T	m	q	l
Потужність N	-	$k_1 P_T$	$k_2 m$	$k_3 q$	$k_4 l^3$
Тягове зусилля P _T	$k_5 N$	-	$k_6 m$	$k_7 q$	$k_8 l^3$
Маса m	$k_9 N$	$k_{10} P_T$	-	$k_{11} q$	$k_{12} l^3$
Місткість основного ковша q	$k_{13} N$	$k_{14} P_T$	$k_{15} m$	-	$k_{16} l^3$
Лінійний розмір l _i	$k_{17} N^{1/3}$	$k_{18} P_T^{1/3}$	$k_{19} m^{1/3}$	$k_{20} q^{1/3}$	-
Місткість ковша додаткового обладнання q _д	$k_{21} N$	$k_{22} P_T$	$k_{23} m$	$k_{24} q$	$k_{25} l^3$
Вантажопідйомність m _{гр}	$k_{26} N$	$k_{27} P_T$	$k_{28} m$	$k_{29} q$	$k_{30} l^3$
Робоча швидкість V=1,0–1,5 м/с	$V = const$				

Подібні землерийні машини мають різні лінійні розміри (робочого органу та ін. елементів машини) та

розробляють середовище з різними фізико-механічними властивостями. Зі зміною лінійних розмірів діючі на машину навантаження мають різну фізичну природу та змінюються за різними законами.

Навантаження гравітаційної природи (маса машини, маса ґрунту, тощо) пропорційні лінійним розмірам в кубі або масштабу лінійного розміру в кубі K_l^3 .

Сили опору руйнуванню матеріалу пропорційні площі поперечного перерізу (міцність відділеної стружки ґрунту, міцність елементів конструкції, тощо) або масштабу лінійного розміру елементів машини у квадраті K_l^2 .

Під час масштабного моделювання дане протиріччя ліквідується шляхом використання метода еквівалентних матеріалів або методу відцентрового моделювання [25; 35].

В умовах експлуатації землерийних машин це протиріччя знімається дотриманням відповідних умов експлуатації практичним шляхом.

Залежності подібності між основними технічними параметрами землерийних машин наведені у табл. 8.1 та 8.2 [27]. Залежності отримані на основі аналізу законів механіки та теорії подібності технічних систем. Немає потреби у використанні методів регресійного аналізу з двох причин. Зв'язки між параметрами встановлено на основі законів механіки, що дає можливість встановити причинно-наслідкові зв'язки між параметрами [27]. Регресійні залежності використовуються під час аналізу процесів, для яких аналітичні закономірності не встановлені. Наприклад, під час встановлення ринкових зв'язків між параметрами та вартістю машин.

Розглянуті вище положення показують, що для землерийних машин між головними технічними параметрами m , N , q , P_T та ін. мають місце відношення, які характеризуються відповідними масштабними коефіцієнтами. Ці машини потрібно розглядати в якості

подібних. Критерії подібності, які складено з величин, що визначають основні технічні параметри, будуть відповідно рівними один одному.

Таблиця 8.4

Коефіцієнти пропорційності для подібних екскаваторів та дорожніх машин [27]

Коефіцієнт	Розрахункова залежність	Коефіцієнт	Розрахункова залежність	Коефіцієнт	Розрахункова залежність
k_1	$\frac{N_0}{P_0}$	k_{11}	$\frac{m_0}{q_0}$	k_{21}	$\frac{q_{д0}}{N_0}$
k_2	$\frac{N_0}{m_0}$	k_{12}	$\frac{m_0}{l_0^3}$	k_{22}	$\frac{q_{д0}}{P_0}$
k_3	$\frac{N_0}{q_0}$	k_{13}	$\frac{q_0}{N_0}$	k_{23}	$\frac{q_{д0}}{m_0}$
k_4	$\frac{N_0}{l_0^3}$	k_{14}	$\frac{q_0}{P_0}$	k_{24}	$\frac{q_{д0}}{q_0}$
k_5	$\frac{P_0}{N_0}$	k_{15}	$\frac{q_0}{m_0}$	k_{25}	$\frac{q_{д0}}{l_0^3}$
k_6	$\frac{P_0}{m_0}$	k_{16}	$\frac{q_0}{l_0^3}$	k_{26}	$\frac{m_{гр0}}{N_0}$
k_7	$\frac{P_0}{q_0}$	k_{17}	$\frac{l_0}{N_0^{1/3}}$	k_{27}	$\frac{m_{гр0}}{P_0}$
k_8	$\frac{P_0}{l_0^3}$	k_{18}	$\frac{l_0}{P_0^{1/3}}$	k_{28}	$\frac{m_{гр0}}{m_0}$
k_9	$\frac{m_0}{N_0}$	k_{19}	$\frac{l_0}{m_0^{1/3}}$	k_{29}	$\frac{m_{гр0}}{q_0}$
k_{10}	$\frac{m_0}{P_0}$	k_{20}	$\frac{l_0}{q_0^{1/3}}$	k_{30}	$\frac{m_{гр0}}{l_0^3}$

Система співвідношень між основними параметрами подібних машин може бути подана у вигляді таблиці

(табл. 8.1). Розрахунок коефіцієнтів пропорційності для параметрів подібних землерийних машин здійснюється за формулами, наведеними в табл. 8.2.

Коефіцієнти пропорційності встановлюються за параметрами існуючої високоефективної машини, яка прийнята за еталон, або параметрами, які заміряні на відповідній моделі нової техніки, яка показує високу ефективність, або встановлюється аналітично, наприклад, методом мінімізації часу робочого циклу машини. Цим параметрам надається індекс «0».

Залежності подібності встановлюють тенденцію зміни параметрів. Конкретну залежність отримують за формулами, які встановлені на основі аналізу математичних моделей тривалості робочого циклу [27].

8.2. Визначення оптимальних параметрів машин залежно від умов експлуатації

Аналітичні зв'язку між параметрами N , q , Π та ін. встановлюються на підставі рівності критеріїв подібності машин у вигляді співвідношень, наведених у табл. 8.1: $N = k_2 \cdot m$, $N = k_3 \cdot q$, $m = k_{11} \cdot q$, $q = k_{13} \cdot N$, $q = k_{15} \cdot m$, $q_d = k_{24} \cdot q$, $m_{rp} = k_{28} \cdot m$.

Відповідні залежності для визначення коефіцієнтів подібності k_2 , k_3 , k_{11} та ін. наведено в табл. 8.2.

Узагальнені математичні моделі тривалості робочого циклу машин з ківшевим робочим органом (одноківшевий екскаватор, ківшевий навантажувач, тощо). Такі математичні моделі отримують шляхом підстановки співвідношення $q = k_{13} \cdot N$, табл. 8.1, в математичну модель тривалості робочого циклу землерийної машини, які розглянуто В.І. Баловнєвим у [27, глава 2.2]. Машини з відвальним та розпушуючим робочим органом (бульдозер, автогрейдер, розпушувач та ін.) характеризуються іншими

співвідношеннями, які розглянемо нижче. На підставі співвідношення подібності $q = k_{13} \cdot N$, табл. 8.1, отримують узагальнені математичні моделі тривалості робочого циклу основних груп ковшових землерийних машин.

Для екскаваторів 1-ї та 2-ї розмірних груп

$$t_{ц} = \frac{k_{\text{пит.е}} \cdot k_{13} \cdot N \cdot k_{e1}}{mg \cdot V_K} + \frac{mg \cdot l_{\text{пе}} \cdot k_{\text{пе}}}{N}, \text{ с.} \quad (8.7)$$

Для скреперів

$$t_{ц} = \frac{k_{\text{пит.с}} \cdot k_{13} \cdot N \cdot k_{p,mp1}}{mg \cdot V_K} + \frac{mg \cdot l_x \cdot k_{cx}}{N}, \text{ с.} \quad (8.8)$$

Для одноківшевих навантажувачів

$$t_{ц} = \frac{k_{\text{пит.п}} \cdot k_{13} \cdot N \cdot k_{з.пр.}}{mg \cdot V_K} + \frac{mg \cdot l_x \cdot k_{хп}}{N}, \text{ с.} \quad (8.9)$$

Для екскаваторів – навантажувачів

$$t_{ц} = \frac{k_{\text{пит.е}} \cdot k_{13} \cdot N \cdot k_{eп.}}{mg \cdot V_K} + \frac{mg \cdot l_x \cdot k_{хп}}{N}, \text{ с.} \quad (8.10)$$

Узагальнені математичні моделі тривалості робочого циклу машин з відвальними та розпушуючими робочими органами. Моделі визначаються з урахуванням пропорційності площі вирізаної відвалом стружки або щілини розпушування зубами розпушувача F потужності двигуна машини N : $F_i = k_i \cdot N, \text{ м}^2$, де k_i – розмірний коефіцієнт подібності, $\text{м}^2/\text{Вт}$. Величина k_i залежить від виду машини (табл. 8.3).

Основною операцією бульдозера є різання ґрунту відвалом. Площа перерізу вирізаної стружки ґрунту пропорційна тяговому класу машини і відповідно потужності. Чим більше потужність, тим більший переріз

стружки відокремлює бульдозер від масиву. Ця залежність має вигляд:

$$F_p = k_{31} \cdot N, \text{ м}^2, \quad (8.11)$$

де $F_p = b \cdot h$ – площа перерізу стружки ґрунту, м²;

k_{31} – розмірний коефіцієнт подібності, м²/Вт. Для бульдозерів $k_{31} = 0,2 \cdot 10^{-5}$ м²/Вт.

Об'єм ґрунту перед відвалом бульдозера дорівнює $q = b \cdot h \cdot l_k$ визначається залежністю

$$q = k_{31} \cdot N \cdot l_k. \quad (8.12)$$

Узагальнена математична модель **робочого циклу бульдозеру**:

$$t_{\text{ц}} = \frac{k_{\text{пит.б}} \cdot k_{31} \cdot l_k \cdot N \cdot k_{\text{пр.б}}}{m \cdot g \cdot V_K} + \frac{m \cdot g \cdot l_x \cdot k_{\text{хб}}}{N}, \text{ с.} \quad (8.13)$$

Узагальнена математична модель тривалості часу робочого циклу **розпушувача** визначається на основі залежності [27, с. 74]:

$$t_{\text{ц}} = k_{\text{всп1}} \cdot t_k + k_{\text{всп2}} \cdot t_{\text{тр}} + k_{\text{всп3}} \cdot t_x, \text{ с.},$$

де $k_{\text{всп1}}$, $k_{\text{всп2}}$, $k_{\text{всп3}}$ – безрозмірні коефіцієнти, які враховують час на виконання допоміжних операцій: підйом, опускання, вивантажування ковша, позиціонування, розгін, гальмування та інші допоміжні операції, $k_{\text{всп}} = 1,1$.

t_k – час на виконання операції відокремлення ґрунту від масиву (копання), с;

$t_{\text{тр}}$ – час на операцію транспортування ґрунту до місця локалізації, с;

t_x – час на операцію повернення скреперу у забій, с.

З урахуванням положень теорії подібності, які наведено вище, маємо

$$t_{\text{ц}} = \frac{k_{\text{пит.р}} \cdot k_{31} \cdot l_{\text{р}} \cdot N \cdot k_{\text{вн.м.}}}{m \cdot g \cdot V_{\text{р}}} + \frac{m \cdot g \cdot k_{\text{хр}} \cdot l_{\text{х}}}{N}, \text{ с.} \quad (8.14)$$

де $k_{31} \cdot N = F_{\text{р}} \cdot n_{3}$ – площа перерізу щілини ґрунту, розпушеного розпушувачем за робочий цикл, м².

Узагальнена математична модель тривалості робочого циклу **автогрейдеру** визначається на основі [27, с. 83] та теорії подібності:

$$t_{\text{ц}} = \frac{k_{\text{пит.а}} \cdot k_{31} \cdot N \cdot l_{\text{р}} \cdot k_{\text{р.пл.}}}{m \cdot g \cdot V_{\text{р}}} + \frac{m \cdot g \cdot l_{\text{х}} \cdot k_{\text{ха}}}{N}, \text{ с.} \quad (8.15)$$

де k_{31} – розмірний коефіцієнт подібності, м²/Вт. Для автогрейдерів $k_{31} = 0,3 \cdot 10^{-5}$ м²/Вт.

Математичні моделі тривалості робочого циклу $t_{\text{ц}}$, приведені вище, є основою для визначення техніко-експлуатаційних параметрів конкретного виду техніки залежно від умов експлуатації.

На основі аналізу виразу $dt_{\text{ц}}/dm = 0$ по кожному виду техніки можна отримати оптимальну масу відповідної машини та інші техніко-економічні параметри на підставі врахування взаємного впливу технічних параметрів машини.

Використання вище викладеного матеріалу дозволить встановити потрібні техніко-експлуатаційні характеристики машин для конкретних умов експлуатації.

Наприклад, на основі виразу $dt_{\text{ц}}/dm = 0$ можна визначити оптимальну масу для подібних машин і умов експлуатації.

За величиною оптимальної маси $m_{\text{опт}}$ як головного технічного параметру та залежностей подібності (табл. 8.1) отримують формули для розрахунку технічних параметрів машин. На основі оптимальної маси визначають інші параметри машин:

місткість ковша

$$q = k_{15} \cdot m_{\text{опт}}, \text{ м}^3 \quad (8.16)$$

потужність двигуна

$$N = k_2 \cdot m_{\text{опт}}, \text{ Вт.} \quad (8.17)$$

Аналогічно визначають масу $m_{\text{опт}}$ і потужність N за заданою величиною продуктивності:

$$m = \frac{1}{k_{15}} \cdot \Pi \cdot t_{\text{цmin}}, \text{ кг;} \quad (8.18)$$

$$N = \frac{1}{k_{13}} \cdot \Pi \cdot t_{\text{цmin}}, \text{ Вт.} \quad (8.20)$$

Величини розмірних коефіцієнтів подібності k_2 , k_{13} , k_{15} та інших визначаються залежностями, наведеними в табл. 8.2.

Після підстановки величин $m_{\text{опт}}$, Π , $t_{\text{ц}}$ та перетворень отримують розгорнуті формули для розрахунку відповідних параметрів.

8.3. Вибір землерийних машин залежно від умов експлуатації

Нижче розглянемо методику мінімізації тривалості робочого циклу машини дозволяє використовувати метод на етапі експлуатації та під час розрахунку машин на етапі проектування. В експлуатації методика використовується для вибору об'єктів техніки для ефективної роботи в заданих умовах. Порядок і методика розрахунку визначаються постановкою задачі та вихідною інформацією.

Наведена методика запропонована В.І. Баловневим [27].

8.3.1. Вибір землерийної машини на основі інформації про об'єми, строки виконання робіт та міцності ґрунту, який розробляється

Склад та послідовність розрахунку.

1. Розраховується потрібна продуктивність машини для виконання заданого об'єму робіт у потрібний час. Розрахункова формула

$$\Pi_{\text{потр}} = \frac{V_{\Sigma}}{3600 \cdot T_{\text{зм}} \cdot T_{\text{ч}} \cdot n \cdot k_{\text{вп}}}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (8.21)$$

Визначають значення вихідних величин:

V_{Σ} – загальний об'єм робіт, м^3 (інформація подається виконавцем робіт). У прикладі прийmemo об'єм робіт 25000 м^3 .

$T_{\text{зм}}$ – час виконання робіт у змінах. $T_{\text{зм}} = 10$ змін.

$T_{\text{ч}}$ – число годин роботи машини за зміну. $T_{\text{ч}} = 8$ ч/зміну.

n – кількість землерийних машин, які можуть одночасно працювати на ділянці. У прикладі 1.

$k_{\text{вп}}$ – безрозмірний коефіцієнт використання парку машин, прийнято у прикладі 0,8.

Підставляють встановлені величини, отримають

$$\Pi_{\text{потр}} = \frac{25000}{3600 \cdot 10 \cdot 8 \cdot 1 \cdot 0,8} = 0,8 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Розробка ґрунту здійснюється екскаватором зворотна лопата.

2. Розраховується оптимальна маса екскаватора за величиною $\Pi_{\text{потр}}$ та умовам експлуатації (міцності ґрунту, дальності холодостого переміщення, тощо). Розрахункова формула має вигляд

$$m_{\text{опт}} = k_{tmin} \cdot \Pi_{\text{потр}} \cdot \left(\frac{k_{\text{уд.е}} \cdot l_x}{V_p \cdot k_2 \cdot k_{15}} \right)^{1/2}, \text{ кг}.$$

Визначають значення вихідних величин:

k_{tmin} – безрозмірний коефіцієнт, який залежить від умов експлуатації. Для екскаваторів з обладнанням зворотна

лопата 1-ї та 2-ї розмірних груп $k_{tmin} = 3$ см [27];
 k_2, k_{15} – розмірні коефіцієнти подібності. Для екскаваторів з обладнанням зворотна лопата 1-ї – 3-ї розмірних груп;
 $k_2 = 5,0$ Вт/кг; $k_{15} = 0,5 \cdot 10^{-4}$ м³/кг [27];
 $k_{\text{пит.е.}}$ – питомий опір ґрунту під час копання ковшем екскаватора; $k_{\text{пит.е.}} = 200000$ Н/м² [27];
 l_x – дальність пересування екскаватора по ділянці. Визначається виконавцем робіт. У прикладі $l_x = 3$ м;
 V_p – швидкість копання ґрунту ковшем екскаватора. Величина V_p має технологічні обмеження, $V_p = 1 \dots 2$ м/с.
Після підстановки даних, маємо

$$m_{\text{опт}} = 3 \cdot 0,1 \cdot \left(\frac{200000 \cdot 3}{1 \cdot 5 \cdot 0,5 \cdot 10^{-4}} \right)^{1/2} = 17700 \text{ кг.}$$

3. Розраховується потрібна енергонасиченість $(N/m)_{\text{опт}}$.
Розрахункова формула

$$\left(\frac{N}{m} \right)_{\text{опт}} = k_{\text{ен}} \left(\frac{g^2 \cdot V_p \cdot l_x}{k_{\text{пит.е.}} \cdot k_{13}} \right)^{1/2}, \text{ Вт/кг.}$$

Встановлюють значення величин, які входять у формулу.
 $k_{\text{ен}}$ – безрозмірний коефіцієнт, який залежить від умов експлуатації. Для екскаваторів з обладнанням зворотна лопата 1-ї – 3-ї розмірних груп $k_{\text{ен}} = 0,26$ см
 k_{13} – розмірний коефіцієнт подібності, м³/Вт. Для екскаваторів з обладнанням зворотна лопата 1-ї – 3-ї розмірних груп $k_{13} = 0,05 \cdot 10^{-4}$ м³/Вт.
Маємо

$$\left(\frac{N}{m} \right)_{\text{опт}} = 0,26 \left(\frac{9,81^2 \cdot 1 \cdot 3}{200000 \cdot 0,05 \cdot 10^{-4}} \right)^{1/2} = 4,4 \text{ Вт/кг.}$$

Вибір машини проводимо за величинами $m_{\text{опт}}$ і $\left(\frac{N}{m} \right)_{\text{опт}}$. Проводиться за величинами $m_{\text{опт}}$ і $\left(\frac{N}{m} \right)_{\text{опт}}$.
Вибирають машину з параметрами m і N/m , які є наближеними до оптимальних. Параметр N/m може бути найбільшим. Вибір машини розраховується за величиною мінімального модуля різниці відповідних параметрів.

Таблиця 8.5

Співставлення екскаваторів за величинами $m_{\text{опт}}$ та $\left(\frac{N}{m}\right)_{\text{опт}}$ [27]

№ з/п	Модель	Типи	q, м ³	m, т	N, кВт	$\frac{N}{m}$	$\Delta m = m_{\text{опт}} - m_i$	$\Delta \left(\frac{N}{m}\right) = \left(\frac{N}{m}\right)_{\text{опт}} - \frac{N}{m}$
1	АТЕК-731	Гус.	0,5...0,8	13	73,6	5,66	0,89	2,66
2	АТЕК-851	Кол.	0,5...0,8	12,5	67,4	5,39	2,0	2,39
3	ЕК-12	Кол.	0,5...0,65	12,85	59,6	4,64	1,65	1,64
4	ЕТ-14	Гус.	0,65	14,8	77,3	5,22	0,3	2,22
5	ЕТ-16	Гус.	0,65	16	77,3	4,83	1,5	1,83

Для умов експлуатації, які розглядаються, найбільш ефективним екскаватором є модель ЕТ-16 (табл. 8.3). машина має масу найближчу до оптимальної та найбільшу енергонасиченість. Така машина ефективно виконує робочі операції з відділення ґрунту від масиву та транспортні операції під час холостих переміщень машини. Для обраної машини фіксують дані за технічними параметрами m , $\frac{N}{m}$, q , N , V та інші.

4. Співставляють продуктивність вибраної машини з потрібною продуктивністю.

Для виконання заданого об'єму робіт у певні встановлені строки потрібно виконати умову: $\Pi \geq \Pi_{\text{потр.}}$, тут Π – продуктивність вибраної машини, $\text{м}^3/\text{с}$; $\Pi_{\text{потр.}}$ – потрібна продуктивність для виконання заданого об'єму робіт у потрібні строки, $\text{м}^3/\text{с}$.

Продуктивність вибраної машини визначається за формулою

$$\Pi_{\text{max}} = k_{\Pi} \cdot q \cdot \left(\frac{V \cdot k_3}{k_{\text{пит.е}} \cdot l_x} \right)^{1/2}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (8.22)$$

Встановлюються значення вихідних величин:

q – місткість ковша, визначається за технічною характеристикою вибраної машини. Для машини ЕТ-16 місткість ковша становить $q = 0,65 \text{ м}^3$;

k_{Π} – безрозмірний коефіцієнт, який залежить від умов експлуатації. Для екскаваторів $k_{\Pi} = 0,33$ [27];

$k_3 = 1,2 \cdot 10^5 \text{ Вт/м}^3$ [27].

Решта величин наведено вище. Підставляють значення у розрахункову формулу, отримують

$$\Pi_{\text{max}} = 0,33 \cdot 0,65 \cdot \left(\frac{1 \cdot 1,6 \cdot 10^5}{200000 \cdot 3} \right)^{1/2} = 0,11 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Ця продуктивність повинна дорівнювати або дещо перевищувати потрібну, для виконання заданого об'єму

робіт V_{Σ} у потрібний час.

$\Pi \geq \Pi_{\text{потр.}} \quad 0,11 \text{ м}^3/\text{с} \geq 0,1 \text{ м}^3/\text{с}$. Умова виконується.

5. Визначають за потреби очікувану витрату палива для виконання заданого об'єму робіт за зміну.

$$G_{\text{зм}} = 10^{-6} \frac{g_e}{\rho_m} \cdot N \cdot T_{\text{ч}} \cdot n \cdot k_i, \text{ л/зміну.}$$

Визначають значення величин, що входять у формулу:

g_e – питома витрата палива, г/(кВт·ч). Визначають за [34].

Для двигуна типу Д-243С питома витрата палива становить 220 г/(кВт·ч).

ρ_m – щільність палива, кг/л, для дизельного пального 0,825 кг/л, для бензину 0,74 кг/л.

N – експлуатаційна потужність двигуна вибраного екскаватора. Для екскаватора ЕК-16 експлуатаційна потужність становить 77 кВт.

$T_{\text{ч}}$ – число годин роботи машини за зміну, $T_{\text{ч}} = 8$ год/зміну.

n – кількість землерийних машин, які можуть одночасно працювати на будівельній ділянці; у прикладі $n = 1$.

k_i – поправочний коефіцієнт, який враховує витрату палива на запуск, прогрівання, тощо.

Підставляють величини в формулу, отримують

$$G_{\text{зм}} = 10^{-6} \frac{220}{0,825} \cdot 77000 \cdot 8 \cdot 1 \cdot 1 = 162 \text{ л/зміну.}$$

8.3.2. Одноківшеві екскаватори 1-ї та 2-ї розмірних груп

Визначення параметрів за умовами експлуатації та місткості ковша [27]

Оптимальна маса одноківшевого екскаватора

$$m_{\text{опт}} = k_{\text{мопт}} \cdot q \cdot \left(\frac{k_{\text{пит.е}} \cdot k_3}{g^2 \cdot V_k \cdot l_x} \right)^{1/2}, \text{ кг}, \quad (8.23)$$

де $k_{\text{мопт}}$ – безрозмірний коефіцієнт, який залежить від умов експлуатації (табл. 8.2);

$k_{\text{пит.е}}$ – питомий опір копанню ковшем екскаватора (табл. 8.1);

k_3 – розмірний коефіцієнт подібності (8.2);

V_k – швидкість копання, $V_k = 1 \dots 2$ м/с;

l_x – відстань пересування екскаватора по будівельному майданчику, $l_x = 4 \dots 5$ м (табл. 8.2).

Оптимальна енергонасиченість одноківшевого екскаватора

$$\left(\frac{N}{m} \right)_{\text{опт}} = k_{\text{ен}} \cdot \left(\frac{g^2 \cdot V_k \cdot l_k}{k_{\text{пит.е}} \cdot k_{13}} \right)^{1/2}, \text{ Вт/кг}, \quad (8.24)$$

де $k_{\text{ен}}$ – безрозмірний коефіцієнт, який залежить від умов експлуатації (табл. 8.2);

k_{13} – розмірний коефіцієнт подібності, м³/Вт (табл. 8.2).

Потужність двигуна одноківшевого екскаватора

$$N = \frac{1}{k_{\text{мопт}}} \cdot m_{\text{опт}} \cdot \left(\frac{g^2 \cdot V_k \cdot l_x}{k_{\text{пит.е}} \cdot k_{13}} \right)^{1/2}, \text{ Вт}. \quad (8.25)$$

Максимальна продуктивність одноковшевого екскаватора

$$P_{\text{max}} = k_{\text{п}} \cdot m_{\text{опт}} \cdot \left(\frac{V_k \cdot k_2 \cdot k_{15}}{k_{\text{пит.е}} \cdot l_x} \right)^{1/2}, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (8.26)$$

де $k_{\text{п}}$ – безрозмірний коефіцієнт, який залежить від умов експлуатації (табл. 8.2);

k_2 – розмірний коефіцієнт подібності, Вт/кг (табл. 8.2).

Визначення параметрів за умовами експлуатації та продуктивності машини

Оптимальна маса одноківшевого екскаватора

$$m = k_{\text{мопт}} \cdot \Pi \cdot \left(\frac{k_{\text{пит.е}} \cdot l}{V_k \cdot k_2 \cdot k_{15}} \right)^{1/2}, \text{ кг.} \quad (8.27)$$

Оптимальна місткість ковша екскаватора

$$q = \frac{1}{k_{\Pi}} \cdot \Pi \cdot \left(\frac{k_{\text{пит}} \cdot l}{V_k \cdot k_3} \right)^{1/2}, \text{ м}^3. \quad (8.28)$$

Інші параметри розраховують за формулами, наведеними вище.

8.3.3. Бульдозери [27]

Визначення параметрів за умовами експлуатації та потужності двигуна

Оптимальна маса бульдозера

$$m_{\text{опт}} = k_{\text{мопт}} \cdot N \cdot \left(\frac{k_{\text{пит.б}} \cdot l_k \cdot k_{31}}{g^2 \cdot V_k \cdot l_x} \right)^{1/2}, \text{ кг,} \quad (8.29)$$

де $k_{\text{мопт}}$ – безрозмірний коефіцієнт, який залежить від умов експлуатації (табл. 8.2);

k_{31} – розмірний коефіцієнт подібності (табл. 8.2);

V_k – середня швидкість копання, $V_k = 1$ м/с;

$l_x \cong 3 \cdot l_k$, l_k – шлях копання.

Довжина (ширина) відвалу бульдозера

$$B_6 = k_{19} \cdot \sqrt[3]{m_{\text{опт}}}, \quad (8.30)$$

де k_{19} – розмірний коефіцієнт подібності (табл. 8.2).

Оптимальна енергонасиченість бульдозера

$$\left(\frac{N}{m} \right)_{\text{опт}} = k_{\text{ен}} \cdot \left(\frac{g^2 \cdot V_k \cdot l_x}{k_{\text{пит.б}} \cdot l_k \cdot k_{31}} \right)^{1/2}, \text{ Вт/кг.}$$

Максимальна продуктивність бульдозера

$$\Pi_{max} = k_{\Pi} \cdot N \cdot \left(\frac{V_k \cdot k_{31}}{k_{\text{пит.б.3}}} \right)^{1/2}, \text{ М}^3/\text{с}. \quad (8.31)$$

Визначення параметрів за умовами експлуатації та продуктивності машини

$$m = \frac{1}{k_{\Pi}} \cdot \Pi \cdot \left(\frac{k_{\text{пит.б.}l_x}}{V_k \cdot l_k \cdot k^2 \cdot k_{31}} \right)^{1/2}, \text{ кг}. \quad (8.32)$$

Інші параметри розраховують за формулами, які наведено вище.

8.3.4. Розпушувачі [27]

Визначення параметрів за умовами експлуатації та потужності двигуна

Оптимальна маса розпушувача

$$m_{\text{опт}} = k_{\text{мопт}} \cdot N \cdot \left(\frac{k_{\text{пит.р.}l_p \cdot k_{31}}{g^2 \cdot V_k \cdot l_x} \right)^{1/2}, \text{ кг}. \quad (8.33)$$

Оптимальна енергонасиченість розпушувача

$$\left(\frac{N}{m} \right)_{\text{опт}} = k_{\text{ен}} \cdot \left(\frac{g^2 \cdot V_p \cdot l_x}{k_{\text{пит.р.}l_p \cdot k_{31}} \right)^{1/2}, \text{ Вт/кг}. \quad (8.34)$$

Максимальна продуктивність розпушувача

$$\Pi_{max} = k_{\Pi} \cdot N \cdot \left(\frac{V_p \cdot l_p \cdot k_{31}}{k_{\text{пит.р.}l_x} \right)^{1/2}, \text{ М}^3/\text{с}. \quad (8.35)$$

Визначення параметрів за умовами експлуатації та продуктивності машини

$$m_{\text{опт}} = \frac{\Pi}{k_{\Pi}} \left(\frac{k_{\text{пит.р.}l_p}}{V_p \cdot l_p \cdot k_2^2 \cdot k_{31}} \right)^{1/2}, \text{ кг}.$$

Максимальна продуктивність розпушувача

$$\Pi = k_{\Pi} \cdot k_2 \cdot m \cdot \left(\frac{V_k \cdot l_k \cdot k_{31}}{k_{\text{пит.б.}l_x} \right)^{1/2}, \text{ М}^3/\text{с}. \quad (8.36)$$

Потужність за заданою масою

$$N = \frac{m}{k_{\text{мopt}}} \cdot \left(\frac{g^2 \cdot V_p \cdot l_x}{k_{\text{пит.р}} \cdot l_p \cdot k_{31}} \right)^{1/2}, \text{ Вт.} \quad (8.37)$$

Питання для самоперевірки

1. Ким запропоновано методику визначення головних і основних параметрів землерийних машин на підставі методу мінімізації тривалості ділового циклу машин?
2. Які завдання стосовно технічних об'єктів можна вирішувати на підставі об'єднання аналізу часу робочого циклу теорії подібності ?
3. Сформулюйте першу теорему подібності.
4. Сформулюйте другу теорему подібності.
5. Сформулюйте третю теорему подібності.
6. Що таке критерії подібності?
7. На підставі чого та за яких умов встановлюють зв'язки між параметрами землерийних машин?
8. За якими параметрами встановлюються коефіцієнти пропорційності?
9. Які математичні моделі є основою для визначення техніко-експлуатаційних параметрів конкретного виду техніки залежно від умов експлуатації?
10. За величиною якого головного технічного параметру та залежностей подібності отримують формули для розрахунку технічних параметрів машин?
11. Запишіть залежність для визначення m_{opt} за заданою величиною продуктивності.
12. Запишіть залежність для визначення потужності за заданою величиною продуктивності.
13. Наведіть порядок вибору землерийної машини на основі інформації про об'єми, строки виконання робіт та міцності ґрунту, який розробляється.
14. Яка умова забезпечує виконання заданого об'єму робіт у певні встановлені строки?

15. Які параметри можна отримати на основі аналізу виразу $dt_{ц}/dm = 0$ по певному виду техніки?
16. На основі якого виразу можна визначити оптимальну масу для подібних машин і умов експлуатації?
17. Запишіть залежність для визначення місткості ковша на основі оптимальної маси машин?
18. Запишіть залежність для визначення потужності на основі оптимальної маси машин?
19. Що таке індикатор подібності?
20. Які машини мають відповідно рівні критерії подібності і пропорційні параметри?

Тести

1. Ким запропоновано метод мінімізації тривалості робочого циклу машин?

Крившиним
Холодовим
Баловнєвим
Назаренко
Зеленіним

2. На чому ґрунтується теорія подібності і моделювання?

на п'яти теоремах подібності
на трьох теоремах подібності і додаткових положеннях
на двох теоремах подібності та диференціальному рівнянні руху
на правилах моделювання технічних систем
на основах моделювання та теоремах механіки

3. Як ще називають другу теорему подібності?

α – теорема
 π – теорема

теорема Фокса
друге правило моделювання
теорема α критерію

4. Як називають безрозмірні вирази, які можна розглядати як деяку середню міру відносини інтенсивності двох фізичних ефектів, істотних для досліджуваного процесу?

коефіцієнти подібності
критерії відповідності
критерії подібності
коефіцієнти пропорційності
інтегральні критерії

5. Оберіть вираз для визначення місткості ковша на основі оптимальної маси

$$q = k_{15} \cdot m_{\text{опт}}$$

$$q = P \cdot m_{\text{опт}}$$

$$q = F_T \cdot m_{\text{опт}}$$

$$g = k_{15} \cdot m_{\text{опт}}$$

$$q = k_{15}/m_{\text{опт}}$$

6. Які завдання стосовно технічних об'єктів можна вирішувати на підставі об'єднання аналізу часу робочого циклу і теорії подібності ?

отримати оптимальний результат методом мінімізації і узагальнити результат на інші подібні об'єкти техніки і умови експлуатації

отримати раціональні параметри методом оптимізації часу робочого циклу

отримати максимальні експлуатаційні параметри машин і узагальнити результат на інші подібні об'єкти техніки і умови експлуатації

отримати мінімальні експлуатаційні параметри машин і узагальнити результат на інші подібні об'єкти техніки і умови експлуатації

отримати показники міцності машин і узагальнити результат на інші подібні об'єкти техніки і умови експлуатації

7. Відношення між масштабами величин називають ... (оберіть вірне)

критеріями подібності
критеріями пропорційності
коефіцієнтами подібності
коефіцієнтами пропорційності
індикаторами подібності

8. На підставі яких моделей встановлюють залежності подібності?

моделей руху машини – еталона
моделі сталого руху машини
моделей тривалості робочого циклу
моделей технічної системи
моделі рівномірного руху

9. На основі аналізу якого виразу по кожному виду техніки можна отримати оптимальну масу відповідної машини?

$$dt_{\Sigma}/dm = 0$$

$$dm/dt_{ц} = 0$$

$$dt_{ц}/dm = 0$$

$$dF_{ц}/dN = 0$$

$$dp_{ц}/dg_e = 0$$

10. За якою формулою визначають потрібну продуктивність машини для виконання заданого об'єму робіт у потрібний час?

$$\Pi_{\text{потр}} = \frac{V_p}{3600 \cdot T_{\text{зм}} \cdot T_{\text{ч}} \cdot n \cdot k_{\text{вп}}}$$

$$\Pi_{\text{потр}} = \frac{V_{\Sigma}}{3600 \cdot T_{\text{зм}} \cdot T_{\text{ч}} \cdot n \cdot k_{\text{вп}}}$$

$$\Pi_{\text{потр}} = \frac{V_{\Sigma}}{360 \cdot T_{\text{зм}} \cdot T_{\text{ч}} \cdot n \cdot k_{\text{вп}}}$$

$$\Pi_{\text{потр}} = \frac{V_{\Sigma}}{60 \cdot T_{\text{зм}} \cdot T_{\text{ч}} \cdot n \cdot k_{\text{вп}}}$$

$$\Pi_{\text{потр}} = \frac{V_{\Sigma}}{3600 \cdot T_{\text{зм}} \cdot T_{\text{ч}} \cdot N \cdot k_{\text{вп}}}$$

9. Практичні заняття

Тема 9.1. Розрахунок і дослідження продуктивності машин

Мета роботи: Навчитися розраховувати продуктивність машинно-тракторного агрегату при виконанні заданої операції, а також робити аналіз шляхів підвищення продуктивності агрегату.

Короткі відомості з теорії

Обсяг роботи, що виконується агрегатом за певний проміжок часу, називають **продуктивністю**. Залежно від характеру технологічного процесу, обсяг роботи оцінюють величиною обробленої площі в гектарах або квадратних метрах, кількістю переробленого матеріалу в тоннах або кілограмах і т.д.

Існують поняття теоретична, фактична, нормативна продуктивність. Дані поняття поєднуються з назвами годинна та змінна продуктивність.

Більш повна викладка теоретичного матеріалу для підготовки до виконання практичних робіт теми 5 і 6

Шляхи підвищення продуктивності машинно-тракторних агрегатів

Досягти підвищення продуктивності машинно-тракторних агрегатів та всього парку можна за рахунок комплексного врахування всіх основних діючих факторів.

Перша група чинників має вирішуватися на етапі створення машин. У конструкцію машини повинні бути закладені оптимальні параметри, висока надійність і ремонтпридатність, пристосованість конструкції до проведення технічного та технологічного обслуговування, створення сприятливих умов роботи для обслуговуючого персоналу.

Друга група чинників пов'язана з практичним використанням потенційних можливостей агрегатів в процесі їхньої експлуатації. Для цього необхідно забезпечити оптимальне комплектування агрегатів і справний стан робочих органів, відповідність

технологічних регулювань умовам і оптимальному режиму роботи; вибрати найкращий спосіб руху. **Приховані втрати продуктивності пов'язані з втратою потужності двигуна трактора чи комбайна.**

Механізатор за зовнішніми ознаками відчуває зниження потужності двигуна до 10% на звичайних тракторах і до 20% на енергонасиченних. З втратою потужності знижується практично пропорційно й продуктивність. Практика показує, що за умови зниження потужності більше 7% вигідніше зупинити трактор для усунення несправності.

До третьої групи факторів, що забезпечують високу продуктивність, відносяться чинники, пов'язані з організацією використання машинно-тракторних агрегатів: забезпечення швидкої доставки агрегатів і механізаторів до місця роботи і назад, скорочення простоїв машин через очікування обслуговуючих агрегатів і усунення технічних відмов, застосування прогресивних організаційних форм групової роботи агрегатів.

Групова робота агрегатів на одному або декількох суміжних ділянках (полях) дозволяє при невеликій кількості технічних засобів механізувати допоміжні роботи, налагодити постачання палива, мастила, організувати підвіз продуктів харчування та доставку механізаторів. Концентрація техніки дозволяє краще організувати її технічне обслуговування.

Оптимальну кількість агрегатів в групі беруть такою, щоб дотримувалася умова рівності темпу виконання робіт групи до відношенню заданого обсягу робіт на число робочих днів. Це дає можливість скоротити втрати часу на переналогодження і комплектування агрегатів.

Впровадження групової роботи агрегатів покращує використання техніки, знижує простої.

Велике значення для скорочення непродуктивних втрат часу має організація роботи допоміжних засобів з обслуговування агрегатів, які виконують основну роботу. Потрібна кількість допоміжних агрегатів (транспортних засобів для технологічних перевезень, заправників,

завантажувачів і т.д.) розраховують з умови поточності виконання робіт.

Четверта група чинників, яка забезпечує високу продуктивність агрегату, пов'язана із забезпеченням оптимальної роботоздатності та зростання професійної майстерності механізатора. Крім чинників робочого середовища, на продуктивність істотно впливає рівень працездатності механізатора. Зменшення продуктивності кормозбирального агрегату через 4–5 годин безперервної роботи досягає 15–22%. Стомлюваність механізатора збільшується зі зростанням швидкості, складності технологічного процесу, засміченості ділянок і ряду інших чинників.

Таблиця 9.1

Рекомендації щодо тривалості часу зміни

Умови роботи	Час зміни (год) за умови, що швидкість становить км/год		
	До 5	6–8	9–15
<i>Сприятливі умови:</i> рівна поверхня	7–8	5–6	2–4
<i>Несприятливі умови:</i> Нерівний рельєф	7	4	-

Зміст роботи: виконати розрахунок продуктивності:

1. Скрепера. Зробити висновки.
2. Сільськогосподарського МТА.
3. Виконати аналіз окремих видів продуктивності

Визначення продуктивності причіпного скрепера

Експлуатаційна змінна продуктивність скрепера, м³/зміну, визначається:

$$P_{(ек.скр.)} = 3600 / T_{ц} q k_H / k_p \cdot k_e \cdot n_{(г.р.)}, \quad (9.1)$$

де q – геометричний об'єм ковша, м³;

$T_{ц}$ – час робочого циклу, с;

k_H – коефіцієнт наповнення ківша;

k_p – коефіцієнт розпушення ґрунту;

k_e – коефіцієнт експлуатаційних втрат (0,75–0,8);

$n_{(г.р.)}$ – кількість годин роботи скрепера за зміну.

Таблиця 9.2

Вихідні дані для розрахунку

№ варіанту	Ґрунт	Базові машини	Об'єм ковша, м ³	Дальність, км	Ширина, м	Товщина зрізаного шару, ґ, м	Ухил	Маса скреперу, т
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Розпушений пісок	Т-130	7,0	0,4	2,65	0,3	0,04	7,1
2	Розпушений суглинок	ДТ-75Н	3,0	0,3	2,1	0,1	0,03	2,8
3	Вологий пісок	Т-4А	4,0	0,3	2,4	0,1	0,05	4,4
4	Супісь	Т-150	4,0	0,5	2,5	0,1	0,02	4,1
5	Суглинок	Т-180	10,0	0,5	3,0	0,1	0,04	9,5
6	Глина	ДЭТ-250	15,0	0,6	2,8	0,2	0,04	16,5
7	Розпушений суглинок	Т-130	7,0	0,8	2,6	0,1	0,07	7,1
8	Сухий пісок	Т-150К	4,0	0,4	2,5	0,1	0,06	4,1
9	Щільний суглинок	Т-100МЗ	6,0	0,7	2,6	0,3	0,06	7,1

продовження табл. 9.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
10	Розпушений суглинок	ДТ-75Н	3,0	0,3	2,1	0,1	0,07	2,8
11	Розпушений пісок	Т-130	7,0	0,5	2,6	0,3	0,06	7,1
12	Глина	Т-4А	4,0	0,6	2,4	0,1	0,05	4,4
14	Щільний суглинок	Т-180	10,0	0,8	3,0	0,2	0,05	9,5
15	Супісь	Т-130	7,0	0,7	2,6	0,1	0,03	7,1
16	Розпушений суглинок	ДЭТ-250	15,0	0,8	2,8	0,2	0,02	16,5
17	Розпушений пісок	Т-75МЛ	3,0	0,4	2,1	0,2	0,05	2,4
18	Суглинок	Т-4А	4,0	0,3	2,4	0,1	0,03	4,4
19	Сухий пісок	Т-100МЗ	7,0	0,5	2,6	0,3	0,06	6,7
20	Щільний суглинок	Т-130	7,0	0,6	2,6	0,2	0,08	7,1

Таблиця 9.3

Фізико-механічні характеристики ґрунтів

Ґрунт	Група ґрунту	Щільність, т/м ³	Коефіцієнт розпушення	Питомий опір ґрунту різанню, МПа
Пісок розпушений, сухий	I	1200–1600	1,05–1,1	0,02–0,04
Пісок вологий, супсь, суглинок розпушений	I	1400–1800	1,1–1,2	0,05–0,1
Суглинок середній та дрібний, гравій, легка глина	II	1500–1800	1,5–1,25	0,09–0,18
Глина, щільний суглинок	III	1600–1500	1,2–1,3	0,16–0,3

Експлуатаційна змінна продуктивність скрепера, м³/зміну, визначається:

$$P_{\text{ек.скр.}} = \frac{3600}{T_{\text{ц}}} q \frac{k_H}{k_p} \cdot k_e \cdot n_{\text{г.р.}}, \quad (9.2)$$

де q – геометричний об'єм ковша, м³;

$T_{\text{ц}}$ – час робочого циклу, с;

k_H – коефіцієнт наповнення ківша;

k_p – коефіцієнт розпушення ґрунту;

k_e – коефіцієнт експлуатаційних втрат (0,75–0,8);

$n_{\text{г.р.}}$ – кількість годин роботи скрепера за зміну.

$$T_{\text{ц}} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5, \quad (9.3)$$

де t_1, t_2, t_3, t_4 – відповідно час операції наповнення ківша (копання), перевезення ґрунту (транспортування), розвантаження ківша і холостого ходу, с;

t_5 – тривалість повороту, перемикання швидкостей та інші витрати часу за один цикл, с.

Тривалість кожної операції циклу визначається

$$t_i = \frac{l_i}{V_i}, \quad (9.4)$$

де l_i – довжина відповідної ділянки, м;

V_i – швидкість пересування скрепера на даній ділянці, м/с;

$$l_i = \frac{q \cdot k_H}{B \cdot h}, \quad (9.5)$$

B – ширина ножа скрепера, м;

h – глибина копання, м.

Коефіцієнт наповнення ковша ґрунтом для піщаних ґрунтів та гравію 0,7–0,9; для супісі, суглинків – 1,1–1,2; для чорнозему та глини – 1,1–1,25.

Час холостого ходу скрепера, с

$$t_4 = \frac{l_1 + l_2 + l_3}{V_{\text{х.х.}}}. \quad (9.6)$$

Під час визначення тривалості окремих операцій приймається, що копання ґрунту скрепером проводиться на першій передачі; пересування з ґрунтом до місця

вивантаження – на IV–V передачах; вивантаження ковша – на II–III передачах; холостий хід скрепера до місця завантаження – на V передачі.

Довжина шляху розвантаження l_3 призначається згідно табл. 9.4.

Час, який витрачається на повороти t_5 (в основному два повороти), приймається за табл. 9.5.

Таблиця 9.4

Довжина шляху розвантаження скрепера, м

Група ґрунту	Місткість ківша, м ³		
	До 6	6–10	Більше 10
I, II	6–7	6–10	8
III	8–10	8–10	10
IV	10	12	15

Таблиця 9.5

Час, потрібний для повороту скрепера, с

Скрепер	Місткість ківша, м ³			
	До 6	6–8	8–10	Більше 10
Причіпний	28	45	60	60
	-	20	25	30

Таблиця 9.6

Швидкість пересування, км/год

Марка	ДТ-75Н	ДТ-75МЛ	Т-4А	Т-100МЗ	Т-180	Т-130	ДЭТ-250	Т-150К
Швидкість вперед	3,26–11,5	5,3; 5,91; 6,58; 7,31; 8,16; 9,05; 11,18;	3,74; 4,03; 4,66; 5,2; 6,35; 7,37; 8,53; 9,53	2,36; 3,78; 4,51; 6,45; 10,15	3,7; 4,4; 5,13; 6,1; 7,44; 8,87; 10,27; 12,2	2,86; 5,06; 6,9; 9,46; 13,09	Робоча 2,3–15 Транспортна 3,5–24,5	8,53; 10,8; 11,40; 13,38; 18,55
Швидкість назад	4,05–8,54	4,54	4,96; 5,47; 6,34; 7,04	2,79; 4,46; 5,34; 7,16	3,56; 4,96; 7,14; 9,9	3,21–8,19	3,5–24,5	0–14,6 24,9; 29,12

9.1.1. Визначення продуктивності сільськогосподарського МТА

Таблиця 9.7

Вихідні дані для розрахунку

№ варіанту	Марка	Ширина захвату, м	Вага, кН	Допустима робоча швидкість, км/год
1	Плуг лемішний відвальний			
	ПЛН-3-35П	1,05	4,8	7–10
2	ПЛН-4-35	1,40	7,4	7–10
3	ПЛН-5-35	1,75	9,0	6–8
4	ПЛП-6-35	2,1	12,3	6–8
5	ПЛП-7-35	2,45	26,5	7–9
6	ПН-8-35У	2,80	21,0	7–9
7	ПТК-9-35	3,15	33,85	7–11
8	ПНТК-10-35	3,5	26,45	7–11
9	ПН-3-40	1,2	4,8	6–8
10	ПНА-4-40	1,6	6,8	7–9
11	ПКМ-5-40Р	1,5–2,5	18,5	7–9
12	ПКМ-6-40Р	1,8–3,0	20,5	7–9
13	ПГБ-7-40Б-2	2,8	24,55	7–10

Коефіцієнт використання машини прийняти $\beta = 1,02-1,10$.

Значення коефіцієнтів використання часу зміни приймати $\tau = 0,7$.

Фактична продуктивність

годинна

$$W_{\text{год}} = 0,1B_p V_p \tau, \quad (9.7)$$

змінна

$$W_{\text{зм}} = 0,1B_p V_p T_{\text{зм}} \tau, \quad (9.8)$$

де B_p – ширина захвату агрегату, м;

V_p – робоча швидкість агрегату, км/год;

$T_{\text{зм}}$ – час зміни, год; прийняти 7 годин.

τ – коефіцієнт використання часу зміни.

Аналіз окремих видів продуктивності

На рис. 9.1 подано залежність конструктивної продуктивності автогрейдера від тягових властивостей на передачах для стандартного та активного відвалів $\Pi_k = f(F)$.

Виконати аналіз експериментальних графіків.

Приблизний виклад аналізу: для пасивного відвалу значення продуктивності на I передачі...; на II – передачі... Дані значення... (сильно різняться або є близькими). У активного відвалу продуктивність у порівнянні з пасивним.

Найбільш доцільними для досягнення максимальної продуктивності параметрами є:

а) для пасивного відвалу $F = \dots$; $V_p = \dots$

б) для активного відвалу $F = \dots$; $V_p = \dots$

На рис.9.2. наведено графік залежності швидкісних властивостей пасивного та активного відвалів від продуктивності $V_p = f(\Pi_k)$, який побудовано згідно експериментальних даних [29]. Початкові точки кривих отримані за умови, що $V_p = 0$, та відповідають переміщено

автогрейдера без навантаження з піднятим відвалом і складають відповідно 4, 6, 19 км/год. На передачах.

Виконати аналіз графіка. Аналіз повинен містити відповіді на наступні питання:

- 1) Яка залежність між площею поперечного перерізу стружки та робочою швидкістю на різних передачах для пасивного та активного відвалів? Чим можна пояснити зростання чи зменшення швидкості?
- 2) Яким чином змінюється продуктивність автогрейдера з пасивним та активним відвалом зі зміною швидкості на різних передачах?
- 3) Які швидкості є доцільними виходячи з умови досягнення максимальної продуктивності?
- 4) За умови використання якого відвалу та на якій передачі є перевантаження двигуна через недостатню потужність? (за показником кута β).

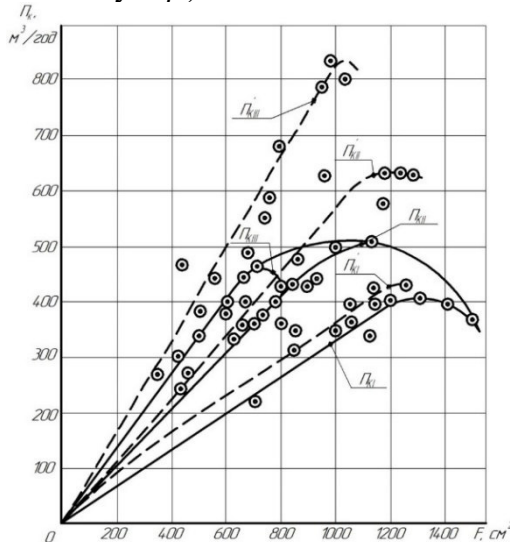


Рис. 9.1. Порівняльний графік залежності конструктивної продуктивності від площі вирізаної стружки для пасивного (Π_{kI} - Π_{kII} -суцільна лінія) та активного (Π_{kI} - Π_{kIII} -розривна лінія) відвалів на передачах

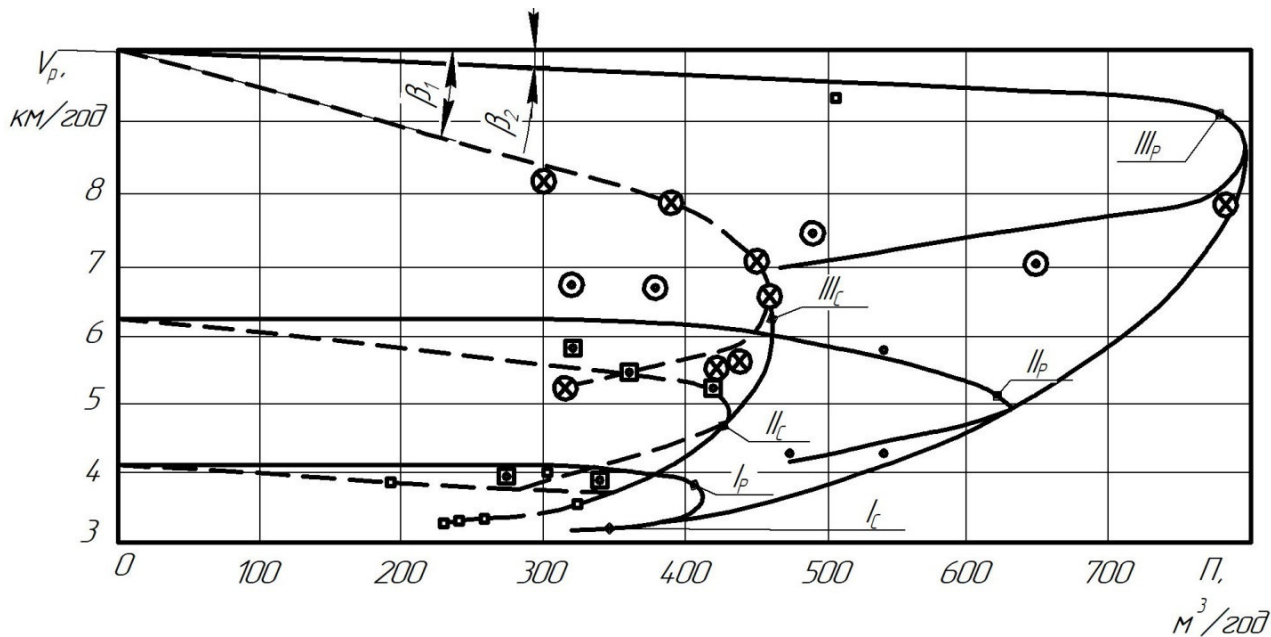


Рис. 9.2. Порівняльний графік залежності швидкісних властивостей від продуктивності для пасивного (суцільна лінія) та активного (розривна лінія) відвалів*

Зауваження*: кут β оцінює степінь перевантаження двигуна

Питання для підготовки до захисту практичної роботи

1. Дайте визначення поняття продуктивності.
2. Назвіть шляхи підвищення продуктивності МТА.
3. Яким чином визначається Експлуатаційна змінна продуктивність скрепера?
4. Яким чином визначається час робочого циклу скрепера?
5. Яким чином визначається тривалість кожної операції циклу?
6. Яким чином визначається довжина робочої ділянки?
7. Яким чином визначається час холостого ходу скрепера?
8. Яким чином визначається годинна фактична продуктивність сільськогосподарського МТА?
9. Яким чином визначається змінна фактична продуктивність сільськогосподарського МТА?
10. Яким чином визначається робочий час зміни?

Тема 9.2. Розрахунок основних техніко-експлуатаційних параметрів машин

Мета роботи: навчитись розраховувати експлуатаційні показники та аналізувати отримані результати

Короткі відомості з теорії

Двигун є джерелом енергії та рушійної сили трактора. Від динамічних та економічних властивостей двигуна, в значній мірі, залежать експлуатаційні якості трактора та машинно-тракторного агрегату (МТА).

Основними експлуатаційними показниками роботи тракторного двигуна є: ефективна потужність, крутний момент, частота обертання колінчастого валу, годинниа та питома витрата палива.

Техніко-експлуатаційні властивості тракторів найбільш повно відображаються на їхніх тягових характеристиках, які будуються за експериментальними даними, які отримують під час випробувань.

Зміст роботи: розрахувати та проаналізувати експлуатаційні показники та режими роботи двигуна трактора заданої марки:

1. За даними, поданими в табл. 9.1, заповнити таблицю 9.2.
2. За даними табл. 9.2 побудувати графік швидкісної характеристики двигуна; позначити на ній регуляторну та безрегуляторну зони, а також показники, які відповідають трьом характерним режимам роботи двигуна (при $N_e = 0$; $N_e = N_{eH}$; $M_e = M_{emax}$).
3. За побудованим графіком та табл. 9.2 визначити значення показників та занести в табл. 9.3.
4. Обрахувати значення коефіцієнтів пристосованості та зменшення частоти обертання колінчастого валу двигуна за умови перевантаження:

$$K_M = \frac{M_e^{max}}{M_e^H}; \quad K_n = \frac{n_H}{n_{гр}}, \quad (9.9)$$

де M_e^{max} – максимальний крутний момент, який розвиває двигун за умови граничної частоти обертання $n_{гр}$ колінчастого валу;

M_e^H – номінальний крутний момент, який розвиває двигун за умови номінальної частоти обертання n_H колінчастого валу.

5. Проаналізувати наскільки розрахункові значення коефіцієнтів відповідають рекомендованим для дизелів тракторів.
6. Визначити запас крутного моменту двигуна в зоні перевантаження та дати заключення:

$$\Delta M_e = M_e^{max} - M_e^H. \quad (9.10)$$

7. Визначити середнє, максимальне та мінімальне значення моменту опору на колінчастому валу двигуна за умови роботи без зупинок: $M_{сеп} =$; $M_e^{max} =$; $M_e^{min} =$.

Для того, щоб двигун не зупинився, потрібно щоб виконувалась умова

$$M_{сеп}^{max} \leq 0,97 M_e^{max}. \quad (9.11)$$

Тоді

$$M_{сеп} = \frac{M_{сеп}^{max}}{1 + \frac{\delta^R}{2}} = \frac{0,97 \cdot K_M \cdot M_e^H}{1 + \frac{\delta^R}{2}}, \quad (9.12)$$

де $M_{сеп}$, $M_{сеп}^{max}$ – допустимі значення середнього та максимального моментів опору на валу двигуна;

δ^R – степеь нерівномірності тягового опору (табл. 9.4).

Область можливих значень моменту опору як випадкової величини знаходиться між

$$M_{сеп}^{min} = M_{сеп} \cdot \left(1 - \frac{\delta^R}{2}\right); \quad (9.13)$$

$$M_{\text{сер}}^{\text{max}} = M_{\text{сер}} \cdot \left(1 + \frac{\delta^R}{2}\right). \quad (9.14)$$

8. Показати на рис. 9.3 область можливих значень моменту опору $M_{\text{сер}}$, а також приблизний графік нормального закону розподілу $M_{\text{сер}}$, як випадкової величини.
9. Визначити середній момент опору за умовою раціонального завантаження двигуна: $M'_{\text{сер}} = \dots$

Для раціонального завантаження двигуна потрібно витримати наступні умови:

$$M'_{\text{сер}} < M_e^H; \quad (9.15)$$

$$M'_{\text{сер.max}} \leq 1,05M_e^H. \quad (9.16)$$

Середній момент опору на валу двигуна повинен бути менше номінального крутного моменту двигуна, а максимальний робочий момент опору короткочасно може перевищувати номінальний крутний момент двигуна не більше ніж на 5%.

$$M'_{\text{сер}} = \frac{M'_{\text{сер.max}}}{1 + \frac{\delta^R}{2}} = \frac{1,05M_e^H}{1 + \frac{\delta^R}{2}}. \quad (9.17)$$

10. Розрахувати коефіцієнт раціонального завантаження двигуна за крутним моментом з урахуванням неусталеного характеру зовнішнього навантаження:

$$\xi_{\text{рац}} = \frac{M_{\text{сер}}}{M_e^H} = \frac{1,05}{1 + \frac{\delta^R}{2}} \quad (9.18)$$

11. Визначити запас дотичної сили тяги на рушіях трактора за умови неусталеного характеру тягового навантаження для заданих умов роботи агрегату:

$$P_3 = P_{K\text{max}} - P_{\text{КН}}, \quad (9.19)$$

де P_{Kmax} – максимально допустима сила на рушіях трактора, кН;

P_{KH} – номінальна дотична сила тяги, кН.

$$P_{Kmax} = \frac{M_{сер}^{max} \cdot i_T \cdot \eta_{TP}}{r_K} = \frac{0,97 \cdot M_{сер}^{max} \cdot i_T \cdot \eta_{TP}}{r_K}, \quad (9.20)$$

$$P_{KH} = \frac{M_H i_{TP} \eta_{TP}}{r_K}, \quad (9.21)$$

де i_{TP} – передаточне число трансмісії (табл. 9.12)

η_{TP} – механічний ККД трансмісії трактора, який знаходиться в межах:

0,90–0,92 – для колісних тракторів;

0,86–0,88 – для гусеничних тракторів;

r_K – радіус кочення ведучого колеса, м.

Для гусеничних тракторів r_K дорівнює радіусу початкового кола ведучої зірочки, а для колісних тракторів

$$r_K = r_0 + K_{ш} \cdot h, \quad (9.22)$$

де r_0 – радіус сталевого ободу колеса, м;

h – висота профіля шини, м;

$K_{ш}$ – коефіцієнт усадки шини, який приймають рівним:

0,70 – на твердій основі,

0,75 – на стерні, залежі,

0,80 – на спušених ґрунтах.

Значення r_0 і h наведені в таблиці (табл. 9.12).

12. Визначити абсолютне зменшення теоретичної швидкості руху трактора за умови зменшення частоти обертання колінчастого валу двигуна:

частота обертання номінальна

$$V_{TH} = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{r_K \cdot n_H}{i_T} \quad (9.23)$$

частота обертання, яка відповідає максимальному крутному моменту

$$V_{T0} = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{r_K \cdot n_0}{i_T} \quad (9.24)$$

$$\Delta V_T = V_{TH} - V_{TO}. \quad (9.25)$$

Таблиця 9.8

Експлуатаційні показники двигунів

Показ- ник	Значення показника							
Двигун Д-21 (трактори Т-16М, Т-25)								
$n, \text{хв}^{-1}$ (с^{-1})	$\frac{1700}{28,3}$	$\frac{1670}{27,8}$	$\frac{1640}{27,3}$	$\frac{1600}{26,7}$	$\frac{1400}{23,3}$	$\frac{1200}{20,0}$	$\frac{1000}{16,7}$	
$M_e,$ кНм	0	0,025	0,053	0,093	0,102	0,106	0,105	
$N_e, \text{кВт}$	0	4,4	9,1	15,5	15,0	13,3	11,0	
$G_T,$ кг/год	1,1	2,0	2,9	4,0	3,8	3,3	2,9	
$q_e,$ г/кВтгод	∞	454	320	258	253	249	263	
Двигун Д-21А (трактор Т-25А)								
$n, \text{хв}^{-1}$ (с^{-1})	$\frac{1920}{32,0}$	$\frac{1875}{31,3}$	$\frac{1850}{30,8}$	$\frac{1800}{30,0}$	$\frac{1700}{28,3}$	$\frac{1550}{32,0}$	$\frac{1400}{23,3}$	$\frac{1200}{20,0}$
$M_e,$ кНм	0	0,039	0,064	0,100	0,108	0,112	0,113	0,109
$N_e, \text{кВт}$	0	7,7	12,35	18,86	19,20	18,20	15,55	13,68
$G_T,$ кг/год	1,35	2,75	3,50	4,75	4,60	4,38	4,17	3,72
$q_e,$ г/кВтгод	∞	357	283	251	240	241	250	271

продовження табл. 9.8

Двигатель Д-37Е (трактори Т-40М, Т-40НМ, Т-28Х4)								
$n, \text{хв}^{-1}$ (с^{-1})	$\frac{1950}{32,5}$	$\frac{1900}{31,7}$	$\frac{1850}{30,8}$	$\frac{1800}{30,0}$	$\frac{1600}{26,7}$	$\frac{1400}{23,3}$	$\frac{1200}{20,0}$	$\frac{1000}{16,7}$
$M_e, \text{кНм}$	0	0,081	0,168	0,195	0,210	0,220	0,226	0,224
$N_e, \text{кВт}$	0	16,2	32,8	36,8	35,3	32,4	28,4	23,5
$G_T, \text{кг/год}$	2,8	5,2	8,4	9,25	8,7	8,05	7,4	6,4
$q_e, \text{г/кВтгод}$	∞	321	256	251	246	249	261	272
Двигун Д-50 (трактори МТЗ-50, МТЗ-52, МТЗ-50Х, Т-54С)								
$n, \text{хв}^{-1}$ (с^{-1})	$\frac{1810}{30,2}$	$\frac{1780}{29,7}$	$\frac{1740}{29,0}$	$\frac{1700}{28,3}$	$\frac{1810}{30,2}$	$\frac{1600}{26,7}$	$\frac{1200}{20,0}$	$\frac{1110}{18,3}$
$M_e, \text{кНм}$	0	0,078	0,173	0,231	0,240	0,254	0,265	0,211
$N_e, \text{кВт}$	0	14,65	31,60	41,10	40,30	37,40	33,30	24,50
$G_T, \text{кг/год}$	3,1	5,8	9,3	10,8	10,4	9,85	9,30	8,00
$q_e, \text{г/кВтгод}$	∞	396	294	262	258	263	279	326
Двигун Д-65Н (трактор ЮМЗ-6Л/6М)								
$n, \text{хв}^{-1}$ (с^{-1})	$\frac{1810}{31,2}$	$\frac{1840}{30,7}$	$\frac{1800}{30,0}$	$\frac{1750}{29,2}$	$\frac{1600}{26,7}$	$\frac{1450}{24,1}$	$\frac{1300}{21,7}$	$\frac{1150}{19,2}$
$M_e, \text{кНм}$	0	0,058	0,157	0,242	0,260	0,269	0,270	0,265
$N_e, \text{кВт}$	0	11,34	29,60	44,30	43,80	40,80	36,90	32,00

продовження табл. 9.8

G_T , кг/ГОД	3,2	5,4	8,5	11,2	10,8	10,2	9,5	8,5
q_e , г/кВт ГОД	∞	476	286	252	246	250	257	265
Двигун СМД-60 (трактор Т-150)								
n , хв ⁻¹ (с ⁻¹)	2180	2140	2100	2000	1800	1600	1400	
	36,4	35,7	35,0	33,3	30,0	26,7	23,3	
M_e , кНм	0	0,145	0,302	0,526	0,556	0,580	0,606	
N_e , кВт	0	32,5	66,8	110,5	105,1	97,5	89,1	
G_T , кг/ГОД	6,0	11,8	18,1	27,7	25,9	24,0	22,2	
q_e , г/кВт ГОД	∞	363	271	251	246	246	249	

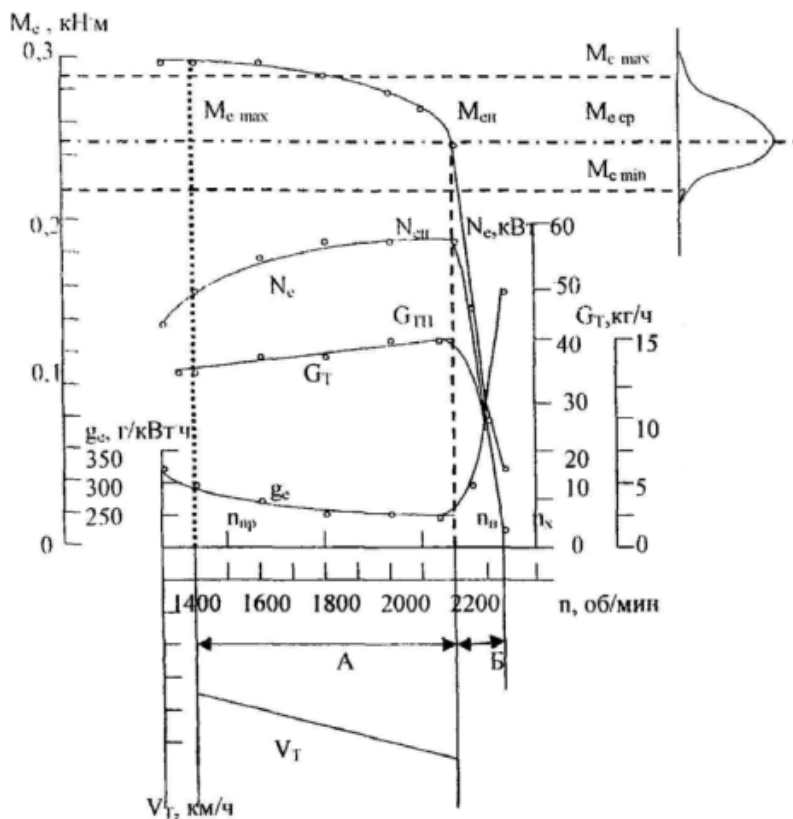


Рис. 9.3. Графік швидкісної характеристики двигуна:
 А – безрегуляторна характеристика; Б – регуляторна зона

Таблиця 9.9

Параметри швидкісної характеристики двигуна

Показники											
Частота обертання, $n, \text{хв}^{-1}$											

продовження табл. 9.9

Крутний момент, M_e , кНм													
Годинна витрата палива, G_T , кг/год													
Потужність двигуна, N_e , кВт													
Питома витрата палива, q_e , г/кВтгод													

Таблиця 9.10

Показники роботи двигуна _____ на трьох
характерних режимах

Режим роботи двигуна	Показники	Значення показників	Одиниці вимірювання
$N_e = N_e^H$	Максимальна ефективна потужність N_e^H Крутний момент M_e^H Частота обертання n Годинна витрата палива G_T Питома витрата палива q_e		кВт кН·м хв ⁻¹ кг/год г/кВт·год

продовження табл. 9.10

$N_e = 0$	Годинна витрата палива G_T Частота обертання n_x		кг/год хв ⁻¹
$M_e = M_e^{max}$	Крутний момент M_e^{max} Частота обертання $n_{гр}$ Ефективна потужність N_e Годинна витрата палива G_T Питома витрата палива q_e		кН·м хв. ⁻¹ кВт кг/год г/кВт·год

Таблиця 9.11

Значення степені нерівномірності тягових опорів

Робота	Значення δ_R за умови, що до складу агрегату входить машин...					
	1	2	3	4	5	6
Вспахування легкого ґрунту	0,18	0,15	0,12	0,10	0,08	0,07
Вспахування важких ґрунтів	-	0,25	0,23	0,20	0,18	0,16
Вспушуння ґрунтів	0,25	0,20	0,16	0,12	0,10	
Скошування трав	0,15	0,12	0,10	-	-	-

Таблиця 9.12

Характеристики тракторів

Трактор	r_0 , м	h, м	m, кг	Передаточні числа (без редуктора)							
				I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
T-25A	0,406	0,216	1885	63,6	50,3	43,4	34,2	27,3	18,2	-	-
T-40AM	0,483	0,262	3120	260,0	68,7	57,6	49,0	41,8	22,6	15,8	
ЮМЗ-6М	0,483	0,305	3500	62,0	52,31	42,37	25,1	19,0			
МТЗ-82	0,483	0,305	3780	241,9	142,0	83,5	68,0	57,4	49,0	39,9	33,7
T-150K	0,305	0,392	8092	64,9	55,4	48,61	41,1	29,8	25,2	22,2	19,0
ДТ-75М	0,358	-	6460	44,6	39,8	35,8	32,2	29,0	26,0	21,0	
T-150	0,382	-	7660	37,5	32,1	29,7	27,0	25,1	22,2	19,7	18,1
T-4A	0,380	-	9010	68,9	59,2	51,1	45,9	37,6	32,2	27,9	25,0
K-700A	0,332	0,61	11600	170,4	143,0	116,0					

Питання для підготовки до захисту практичної роботи

1. Які параметри відносять до експлуатаційних?
2. Яким чином визначають коефіцієнт пристосованості частоти обертання колінчастого валу двигуна за умови перевантаження?
3. Яким чином визначають коефіцієнт зменшення частоти обертання колінчастого валу двигуна за умови перевантаження?
4. Як визначають запас крутного моменту двигуна в зоні перевантаження?
5. Яка умова повинна виконуватись щоб унеможливити зупинку двигна?
6. Як визначається максимально допустима дотична сила на рушіях трактора?
7. Як визначається номінальне значення дотичної сили на рушіях трактора?
8. У яких межах слід приймати механічний ККД колісного трактора?
9. У яких межах слід приймати механічний ККД гусеничного трактора?
10. Як визначити теоретичну швидкість руху трактора?

Тема 9.3. Аналіз рушійної сили агрегату

Мета роботи: Навчитися розраховувати рушійну силу та аналізувати зміну рушійної сили залежно від ґрунтових умов.

Короткі відомості з теорії

Однією з важливих величин, які входять у рівняння тягового балансу трактора за умови його роботи в складі агрегату, є рушійна сила $P_{дв}$, від величини якої залежать тягові можливості трактора

$$P_{кр} = P_{дв} - P_{\delta} - P_f - P_a.$$

Вплив рушійної сили на ґрунт викликає буксування рушіїв. Сила P_{δ} , яка витрачається на це, визначиться:

$$P_{\delta} = P_{дв} \delta, \quad (9.26)$$

де δ – коефіцієнт буксування.

У випадку **недостатнього зчеплення** рушійна сила обмежена зчїпними властивостями трактора і допустимим буксуванням δ_d .

За умови **достатнього зчеплення** рушійна сила дорівнює дотичній силі трактора.

Зміст роботи

1. Отримати індивідуальне завдання з показниками трактора за пунктами 7, 8, 9 (табл. 9.3.1) та вибрати решту даних з довідникових таблиць, наведених у табл. 9.14, 9.15.

Таблиця 9.13

Приклад оформлення вихідних даних (на прикладі Т-25А)

Показники	Значення показників
1. Експлуатаційна вага трактора, G, кН	17,6

продовження табл. 9.13

1	2
2. Номінальна ефективна потужність двигуна, N_e^H	18,4
3. Номінальна частота обертання колінчастого валу, n_H	30,0
4. Радіус кочення ведучого колеса, r_k	0,57
5. Механічний ККД трансмісії трактора, η_T	0,91
6. Передаточне число трансмісії трактора на передачах I II III	63,6 50,3 43,4
7. Коефіцієнт опору коченню f Гравійна дорога Грунтова дорога суха Після дощу Пісок сухий Мокрий Стерня Культивоване поле заліж	0,02–0,025 0,025–0,030 0,050–0,15 0,10–0,30 0,06–0,15 0,06 0,16 0,03
8. Коефіцієнт зчеплення ведучого апарату трактора з ґрунтом μ під час роботи на: Гравійна дорога Ґрунтова дорога суха	0,5–0,7 0,4–0,6

продовження табл. 9.13

Після дощу	0,2–0,45
Пісок сухий	0,2–0,4
Мокрий	0,35–0,5
Стерня	0,7
Культивоване поле	0,5
заліж	0,9
9. Ухил поверхні (підйом) i , %	2,0
10. Кількість ведучих мостів	1

Таблиця 9.14

Параметри тракторів

Марка трактора	G , кН	N_e^H	n_H	r_k
1	2	3	4	5
Т-25А	17,6	18,4	30,0	0,57
Т-10М	23,8	36,8	30,0	0,68
ЮМЗ-6Л	29,5	44,2	29,2	0,71
МТЗ-80	31,5	55,2	36,7	0,71
МТЗ-82	33,5	55,2	36,7	0,71
Т-150К	75,3	121,4	35,0	0,60
К-701	125,0	198,7	31,7	0,72
Т-70С	42,5	51,5	35,0	0,33
ДТ-75М	61,1	66,2	29,2	0,36
Т-150	69,8	110,4	33,3	0,38
Т-4А	79,6	95,7	28,3	0,38

$\eta_T=0,91-0,92$ (колiсний трактор); $0,86-0,88$ (гусеничний трактор).

Таблиця 9.15

Загальне передаточне число, розрахункова теоретична швидкість, номінальна сила тяги

Марка трактора	Передачі	$i_{\text{заг}}$	V_T , км/год	$P_{\text{кр}}^H$
1	2	3	4	5
Т-150	2	32,1	8,91	33,2
	3	29,7	9,63	30,3
	4	27,0	10,59	27,0
	5	25,1	11,39	24,7
	6	22,2	12,88	21,2
ДТ-75М	2	39,8	5,95	29,5
	3	35,8	6,61	26,0
	4	32,2	7,35	22,8
	5	29,0	8,16	20,0
	6	26,0	9,11	17,4
	7	21,0	11,27	13,0
Т-4А	2	59,2	4,11	50,1
	3	51,1	4,76	50,1
	4	45,9	5,29	50,0
	5	37,6	6,46	39,8
	6	32,2	7,55	33,2
	7	27,9	8,71	27,9
	8	25,0	9,72	24,3
Т-70С	2	90,5	2,88	26,4
	3	56,4	4,63	26,4
	4	45,8	5,70	24,9
	5	38,7	6,74	20,5
	6	33,1	7,89	17,0
	7	25,9	9,70	13,2
	8	22,7	11,50	10,6

продовження табл. 9.15

К-701	1	145,4	3,55	47,2
	2	121,3	4,25	47,2
	3	71,7	7,19	47,2
	4	64,7	7,97	47,2
	5	59,6	8,65	47,2
	6	53,7	9,61	47,2
	7	49,5	10,42	47,2
	8	44,5	11,59	47,2
Т-150К	1	59,4	8,93	44,4
	2	50,3	10,3	36,8
	3	44,3	11,44	31,78
	4	37,9	13,38	26,43
МТЗ-80	2	142,0	4,15	12,1
	3	83,5	7,05	12,1
	4	68,0	8,66	12,1
	5	57,4	10,26	12,1
	6	49,0	12,02	12,1
	7	39,9	14,76	10,1
МТЗ-82	2	142,0	4,15	13,2
	3	83,5	7,05	13,2
	4	68,0	8,66	13,2
	5	57,4	10,26	11,7
	6	49,0	12,02	9,1
	7	39,9	14,76	6,3
	ЮМЗ-6М	4	90,3	5,19
5		69,8	6,71	12,3
1		62,0	7,56	12,3
2		52,3	8,96	12,3
3		42,7	10,97	10,9

продовження табл. 9.15

Т-40М	2	68,7	6,71	10,5
	3	57,6	8,00	10,5
	4	49,0	8,41	10,5
	5	41,8	11,03	9,3
Т-25А	2	50,3	7,68	6,6
	3	43,4	8,90	5,5
	4	34,2	11,30	4,1
	5	27,3	14,31	3,0

9.3.1. Визначити рушійну силу залежно від ґрунтових умов (у якості прикладу скористаємось вихідними даними для Т-25А)

В умовах достатнього зчеплення ведучого апарату трактора з ґрунтом рушійна сила агрегату $P_{дв}$ дорівнює дотичній силі $P_{к}$, а за умови недостатнього зчеплення сила $P_{дв}$ дорівнює максимальній силі зчеплення ведучого апарату трактора з ґрунтом F_{max} . Тобто, за умови $P_{к} \leq F_{max}$ зчеплення ведучого апарату трактора з ґрунтом достатнє і $P_{дв} = P_{к}$, а при $P_{к} \geq F_{max}$ за рушійну силу приймають $F_{max} = P_{дв}$.

У першому випадку дотична сила $P_{к}$ може бути повністю використана на пересування трактора та його тягову роботу, тобто

$$P_{кр} = P_{дв} - (P_f + P_a)$$

у другому випадку – лише її частина, що дорівнює силі F_{max} , тобто

$$P_{кр} = F_{max} - (P_f + P_a)$$

Визначити дотичну силу тяги трактора на заданих передачах (формула (3.7), тема 3 лекційного матеріалу)

$$P_{к} = 0,159 \frac{N_e^H i_T \eta_M}{r_k n_H}$$

Дані для розрахунку приймають з табл. 9.13. У ході розрахунків отримано три значення P_K на заданих передачах, які різняться між собою за величиною різних значень передаточних відношень по передачах.

Отримані значення заносимо в табл. 9.16. Так як величина P_K практично не залежить від ґрунтових умов (незначна зміна радіуса кочення), то її значення на кожній передачі у різних ґрунтових умовах буде однаковим.

9.3.2. Визначення максимальної сили зчеплення ведучого апарату трактора з ґрунтом

Максимальна сила зчеплення ведучого апарату трактора з ґрунтом F_{max} визначається $F_{max} = \lambda G\mu$ (формула (3.9), тема 3 лекційного матеріалу), де λ – доля ваги трактора, яка припадає на рушій; для гусеничних тракторів і колісних тракторів з двома ведучими вісями $\lambda = 1$, для колісних тракторів з однією ведучою віссю $\lambda \approx 0,67$ [2].

Отримані значення F_{max} заносимо в табл. 9.16.

Значення рушійної сили агрегату $P_{дв}$ знаходяться з порівняння відповідних числових значень сил P_K та F_{max} (по передачах та з урахуванням ґрунтових умов) і дорівнюють меншому з них.

Наприклад. Трактор працює на I передачі на залежу $P_K = 9,9$ кН, а $F_{max} = 10,61$ кН. Так як $P_K < F_{max}$ – зчеплення достатнє і рушійною силою буде $P_K = 9,9$ кН.

Таблиця 9.16

Визначення рушійної сили агрегату

Грунтові умови	P_K по передачах, кН			F_{max} , кН	$P_{дв}$ по передачах, кН		
	1	2	3		1	2	3
залеж	9,9	7,83	6,76	10,61	9,9	7,83	6,76
стерня	9,9	7,83	6,76	8,25	8,25	7,83	6,76
Культивоване поле	9,9	7,83	6,76	5,9	5,9	5,9	5,9

Аналогічна картина при роботі трактора на залежу на II та III передачах, де рушійною силою агрегату буде P_K ($P_K < F_{max}$).

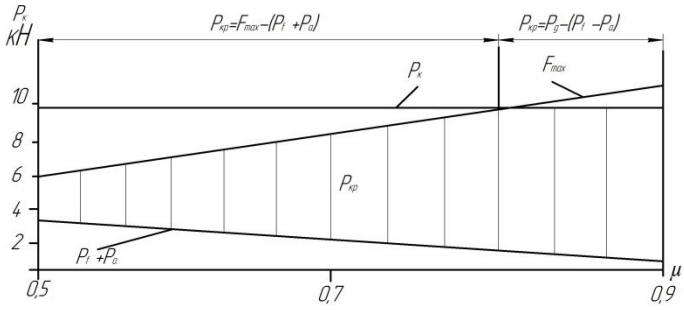
За умови роботи на стерні на I передачі величина рушійної сили буде дорівнювати F_{max} ($F_{max} < P_K$), а на II та III передачах рушійною силою буде P_K . За умови роботи на культивованому полі на всіх передачах $F_{max} < P_K$, тому рушійна сила агрегату становить F_{max} .

9.3.3. Побудова графіків залежності рушійної сили агрегату від ґрунтових умов

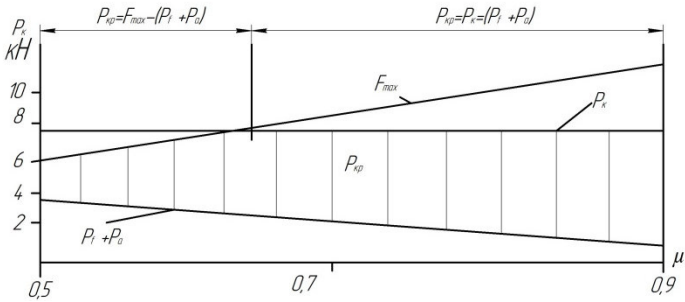
У якості прикладу на рис. 9.4 подано графік залежності рушійної сили від ґрунтових умов на I, II, III передачах.

Графіки будуються по кожній з заданих передач на основі даних табл. 9.16. Під час побудови графіків по осі абсцис наноситься рівномірна шкала значень μ , по осі ординат – отримані значення $P_{дв}$ і F_{max} .

Передача перша



Передача друга



Передача третя

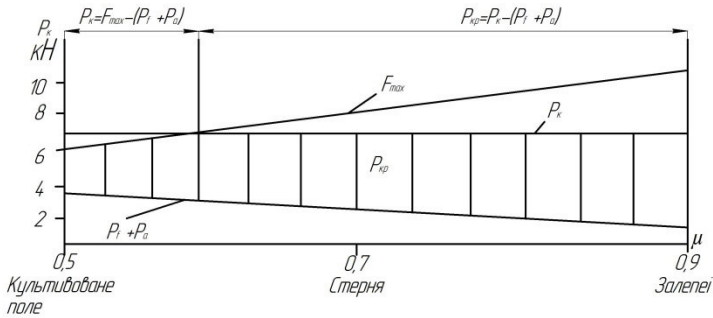


Рис. 9.4 Залежність рушійної сили від ґрунтових умов

Питання для підготовки до захисту практичної роботи

1. Яку силу називають рушійною?
2. Покажіть та поясніть схему сил, які діють на ведуче колесо.
3. Запишіть умову достатнього зчеплення рушія трактора з ґрунтом.
4. Запишіть умову не достатнього зчеплення рушія трактора з ґрунтом
5. Запишіть залежність для визначення дотичної сили.
6. Як визначають крутний момент, прикладений до колеса?
7. Навести та пояснити схему утворення рушійної сили за умови недостатнього зчеплення рушія трактора з ґрунтом.
8. Як визначається максимальна сила зчеплення рушія трактора з ґрунтом?
9. Запишіть рівняння тягового балансу.
10. Як визначають складові тягового балансу?

Тема 9.4. Побудова потенційної тягової характеристики

Мета роботи: Навчитися будувати та аналізувати потенціальну тягову характеристику трактора.

Короткі відомості з теорії

Лінія, що огинає максимальні значення тягової потужності на всіх передачах (на рис. 9.5 пунктирна лінія), називається **потенційною тяговою характеристикою трактора**. Вона характеризує умовні значення максимальної тягової потужності, які мали б місце при безступінчастій трансмісії. Найбільш раціональною є така потенційна характеристика, максимум якої знаходиться в межах наявних передач. В цьому випадку більш низькі

передачі є резервними і працювати на них слід при тимчасовому підвищенні опору або по агротехнічним вимогам. Більш високі передачі використовують переважно для транспортних цілей і у випадках, коли на основних передачах неможливо завантажити трактор наявними сільськогосподарськими машинами.

Таким чином, по тяговим характеристикам можна визначити основні експлуатаційні показники тракторів, а також оптимальні по тяговому ККД і допустимі за буксуванням швидкісні і навантажувальні режими роботи. Тягові характеристики тракторів широко використовують при експлуатаційних розрахунках по комплектуванню МТА і визначенню техніко-економічних показників.

Тягові властивості тракторів мають визначальне значення при формуванні та використанні МТА в сільському господарстві. За останні роки сільськогосподарське виробництво поповнилося новими закордонними сучасними тракторами, які не пройшли тягових випробувань на машиновипробувальних станціях України. У зв'язку з цим виникла необхідність теоретичної розробки тягових характеристик тракторів, заснованої на широко відомій технічній інформації.

Для розробки потенційних тягових характеристик досить мати наступні дані: ефективну потужність двигуна N_e^H ; експлуатаційну вагу трактора G ; механічний ККД трансмісії η_m ; допустиме буксування рушіїв δ_d ; коефіцієнти зчеплення рушія трактора з ґрунтом μ і опору коченню f , ухил поля i , робочий діапазон швидкостей руху трактора ($V_{min}^p \dots V_{max}^p$).

Зміст роботи

1. Вихідні дані:

Трактор МТЗ-920

Грунтові умови – стерня.

Ухил поверхні, по якій пересувається трактор i , % – 0.

Номинальна ефективна потужність двигуна трактора

$N_e^H = 56,9$ кВт.

Експлуатаційна вага трактора $G = 41$ кН.

Механічний ККД трансмісії трактора $\eta_M = 0,915$.

Доля експлуатаційної ваги трактора, яка припадає на рушій $\lambda \approx 0,67$ (колісна формула 4К2).

Коефіцієнт зчеплення рушія трактора з ґрунтом $\mu = 0,85$

Коефіцієнт опору коченню трактора $f = 0,07$

Допустимий коефіцієнт буксування рушія трактора $\delta_d = 0,18$.

Інтервал робочих швидкостей $V_{min}^p \dots V_{max}^p = 1 \dots 20$ км/год

Для виконання практичної роботи вихідні дані вибрати з табл. 9.19.

9.4.1. Виконати розрахунок параметрів потенціальної тягової характеристики

9.4.2. Визначаємо швидкість трактора V_μ , при якій досягається максимальне тягове зусилля

$$V_\mu = 3,6 \frac{N_e^H \cdot \eta_M}{G \lambda \mu}; \quad (9.27)$$

$$V_\mu = 3,6 \frac{56,9 \cdot 0,915}{41 \cdot 1 \cdot 0,85} = 5,38 \text{ км/год.}$$

9.4.3. Визначаємо зміну тягової потужності $N_{кр}^\mu$ в інтервалі швидкостей $V_{min}^p \dots V_\mu$ (зона недостатнього зчеплення рушія трактора з ґрунтом)

Так як залежність $N_{кр}^\mu = \frac{GV[\lambda\mu(1-\delta_d) - (f \pm \frac{i}{100})]}{3,6}$

прямолінійна, то достатньо розрахувати значення $N_{кр}^{\mu}$ за умови мінімальної швидкості V_{min}^p та при V_{μ} .

$$N_{кр 1}^{\mu} = \frac{41 \cdot 1}{3,6} [1 \cdot 0,85(1 - 0,15) - 0,07] = 7,4 \text{ кВт.}$$

$$N_{кр 5,38}^{\mu} = \frac{41 \cdot 5,38}{3,6} [1 \cdot 0,85(1 - 0,15) - 0,07] = 40,0 \text{ кВт.}$$

9.4.4. Визначаємо максимально можливе тягове зусилля трактора $P_{кр}^{max}$

В усьому діапазоні швидкостей від V_{min}^p до V_{μ} тягове зусилля буде постійним та розраховується за формулою:

$$P_{кр}^{max} = G[\lambda\mu(1 - \delta_d) - (f \pm i/100)]. \quad (9.28)$$

$$P_{кр}^{max} = 41[1 \cdot 0,85(1 - 0,15) - 0,07] = 26,8 \text{ кН.}$$

За величиною максимального тягового зусилля $P_{кр}^{max}$ на стерневому полі визначають тяговий клас трактора [4].

Таблиця 9.17

Тягові класи тракторів у діапазоні номінальних тягових зусиль

Тяговий клас	Номінальне тягове зусилля	Тяговий клас	Номінальне тягове зусилля
0,2	1,8–5,4	3	27,1–36,0
0,6	5,5–8,1	4	36,1–45,0
0,9	8,2–12,6	5	45,1–54,0
1,4	12,7–18,0	6	54,1–72,0
2,0	18,1–27,0	8	72,1–108,0

Максимальна тягова потужність $N_{кр}^{max}$ досягається за умови оптимальної швидкості $V_{опт}$, коли сума втрат потужності на буксування рушія N_{δ} та самопересування трактора N_{fa} мінімальна, тобто

$N_e^H \eta_M \delta_{\text{опт}} + \frac{GV_{\text{опт}}}{3,6} \left(f \pm \frac{i}{100} \right) \rightarrow \min$, де $\delta_{\text{опт}}$ – коефіцієнт буксування рушія трактора при $V_{\text{опт}}$.

9.4.5. Визначаємо коефіцієнт буксування $\delta_{\text{опт}}$ з достатньою ступеню точності визначається співвідношенням:

$$\delta_{\text{опт}} = \frac{V_\mu}{V_{\text{опт}}} \delta_D. \quad (9.29)$$

У зв'язку з цим попередній вираз можна записати:

$$N_e^H \eta_M \frac{V_\mu}{V_{\text{опт}}} \delta_D + \frac{GV_{\text{опт}}}{3,6} \left(f \pm \frac{i}{100} \right) \rightarrow \min.$$

З цього виразу, знайшовши першу похідну та провівши перетворення, отримаємо розрахункове значення $V_{\text{опт}}^p$

$$V_{\text{опт}}^p = \sqrt{\frac{3,6 N_e^H \eta_M V_\mu \delta_D}{G(f \pm i/100)}}. \quad (9.30)$$

$$V_{\text{опт}}^p = \sqrt{\frac{3,6 \cdot 56,9 \cdot 0,915 \cdot 5,38 \cdot 0,15}{41 \cdot 0,07}} = 7,3 \text{ км/год.}$$

Так як $V_{\text{опт}}^p > V_\mu$, то $V_{\text{опт}} = V_{\text{опт}}^p = 7,3 \text{ км/год.}$

Коефіцієнт буксування за умови оптимальної швидкості:

$$\delta_{\text{опт}} = \frac{5,38}{7,30} 0,15 = 0,11.$$

9.4.6. Визначаємо оптимальне тягове зусилля

$$P_{\text{кр}}^{\text{опт}} = \frac{3,6 \cdot N_e^H \eta_M (1 - \delta_{\text{опт}})}{V_{\text{опт}}} - G(f \pm i/100). \quad (9.31)$$

$$P_{\text{кр}}^{\text{опт}} = \frac{3,6 \cdot 56,9 \cdot 0,915 \cdot (1 - 0,11)}{7,3} - 41 \cdot 0,07 = 20,1 \text{ кН.}$$

9.4.7. Визначаємо тягову потужність $N_{\text{кр}}^{\text{max}}$

$$N_{\text{кр}}^{\text{max}} = N_e^H \eta_M (1 - \delta_D) - \frac{GV_{\text{опт}}(f \pm i/100)}{3,6}. \quad (9.32)$$

$$N_{кр}^{max} = 56,9 \cdot 0,915(1 - 0,11) - \frac{41 \cdot 7,3 \cdot 0,07}{3,6} = 40,5 \text{ кВт.}$$

9.4.8. Інші значення коефіцієнтів буксування δ , тягової потужності трактора $N_{кр}^H$, тягового зусилля трактора $P_{кр}^H$ в робочому інтервалі швидкостей визначаємо за формулами:

$$N_{крі}^H = N_e^H \eta_m (1 - \delta_i) - \frac{G V_i (f \pm i/100)}{3,6}. \quad (9.33)$$

$$P_{крі}^H = \frac{3,6 \cdot N_e^H \eta_m (1 - \delta_i)}{V_i} - G (f \pm i/100). \quad (9.34)$$

$$\delta_i = \frac{V_\mu}{V_i}. \quad (9.35)$$

Результати розрахунків подаємо у вигляді табл. 9.18

Параметри	$V_\mu = 5,38 \text{ км/год}; V_{опт} = 7,3 \text{ км/год};$ $P_{кр}^{max} = 26,8 \text{ кН}; \delta_{опт} = 0,11; P_{кр}^{опт} =$ $20,1 \text{ кН}; N_{кр}^{max} = 40,5 \text{ кВт}$						
$V, \text{ км/год}$	1,1	5,38	8,0	10,0	13,0	16,0	20,0
δ	0,15	0,15	0,10	0,08	0,06	0,05	0,04
$N_{кр}^H, \text{ кВт}$	7,4	40,0	40,4	39,9	38,5	36,7	34,0
$P_{кр}^H, \text{ кН}$	26,8	26,8	18,2	14,4	10,7	8,3	6,1

9.4.9. Будуємо потенціальну тягову характеристику трактора

На рис. 9.5 подано потенціальну тягову характеристику

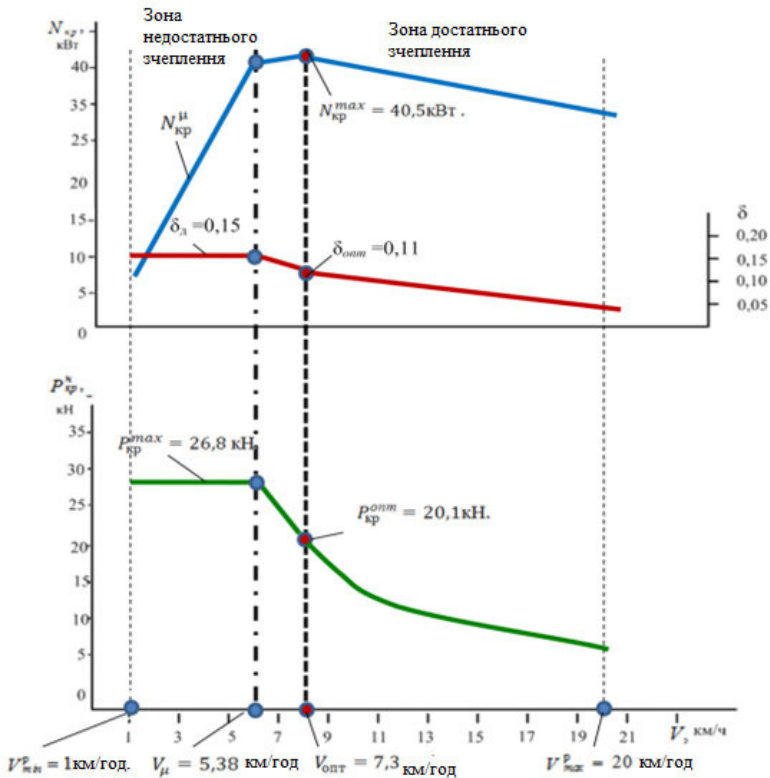


Рис. 9.5. Загальний вид потенціальної тягової характеристики трактора МТЗ-920

9.4.10. Виконаємо аналіз тягових характеристик трактора МТЗ-920

Під час роботи трактора МТЗ-920 швидкість $V_{\mu} = 5,38$ км/год є границею між зонами достатнього та недостатнього зчеплення рушія з ґрунтом. В інтервалі швидкостей від 1,0 до 5,38 км/год (зона недостатнього зчеплення рушія з ґрунтом) тягові властивості обмежені зчіпними властивостями трактора. Величина тягового

зусилля трактора в цьому інтервалі швидкостей стала та є максимальною ($P_{кр}^{max} = 26,8$ кН), $N_{кр}^{max} = 40,5$ кВт.

Як видно з графіка (рис. 9.5), максимальна тягова потужність ($N_{кр}^{max} = 40,5$ кВт) досягається при оптимальній швидкості ($V_{опт} = 7,3$ км/год). За таких умов буде досягатись максимальний (умовний) ККД трактора

$$\eta_{т.у.} = \frac{N_{кр}^{max}}{N_e^H} = \frac{40,5}{56,9} = 0,71.$$

У зоні швидкостей вище 5,38 км/год (зона достатнього зчеплення рушія з ґрунтом) за графіком можна визначити значення номінальної тягової потужності $N_{кр}^H$, номінального тягового зусилля $P_{кр}^H$ та коефіцієнту буксування δ для будь-якої швидкості в діапазоні, який розглядається. За умови ступінчатої коробки передач значення цих параметрів визначаються на швидкостях, які відповідають кожній передачі трактора.

Таблиця 9.19

Вихідні дані для виконання роботи № 4

№	Марка трактора	G, кН	N_e^H	f	μ
1	2	3	4	5	6
1	T-25A	17,6	18,4	0,02	0,5
2	T-10M	23,8	36,8	0,025	0,5
3	ЮМЗ-6Л	29,5	44,2	0,03	0,9
4	MT3-80	31,5	55,2	0,16	0,9
5	MT3-82	33,5	55,2	0,10	0,35
6	T-150K	75,3	121,4	0,050	0,2
7	K-701	125,0	198,7	0,10	0,5
8	T-70C	42,5	51,5	0,05	0,4
9	ДТ-75М	61,1	66,2	0,06	0,7
10	T-150	69,8	110,4	0,13	0,35
11	T-4A	79,6	95,7	0,06	0,5
12	New Holland N-7500	104	63,9	0,05	0,4
13	Challenger WT-500	107,5	75,0	0,06	0,7
14	Agrotrac 125	92,4	49,4	0,13	0,35

продовження табл. 9.19

1	2	3	4	5	6
15	MTЗ 2022	156	55	0,025	0,5
16	К-3140АТМ	103	61	0,05	0,4
17	New Holland N-7030	121	66	0,06	0,7
18	John Deere 9030	390	255	0,13	0,35
19	Claas Axion 850	171	120	0,06	0,5
20	Claas Atles 946	202	120	0,025	0,5

Решту даних прийняти згідно рекомендацій:

Допустима величина буксування приймаємо:

– для колісних тракторів типу 4К2 $\delta_d = 0,16...0,18$; 4К4 $\delta = 0,13...0,15$;

– для гусеничних тракторів $\delta_d = 0,03...0,05$.

Механічний ККД:

– для колісних тракторів становитиме 0,92–0,91;

– для гусеничних – 0,88–0,86.

Доля ваги трактора, яка припадає на рушій λ : для гусеничних тракторів і колісних тракторів з двома ведучими вісями $\lambda = 1$, для колісних тракторів з однією ведучою віссю $\lambda \approx 0,67$.

Питання для підготовки до захисту практичної роботи

1. Дайте визначення потенціальної тягової характеристики.
2. Яку потенціальну тягову характеристику рахують раціональною?
3. Які дані потрібно мати для побудови потенціальної тягової характеристики?
4. За якою залежністю визначають максимальне тягове зусилля трактора?
5. За якою залежністю визначають швидкість трактора за якої досягається максимальне тягове зусилля?
6. За яким параметром визначають тяговий клас трактора?
7. За якою залежністю визначають коефіцієнт буксування?
8. За якою залежністю визначають оптимальне значення швидкості трактора?
9. За якою залежністю визначають максимальне значення тягової потужності?
10. Які параметри можна визначити за потенціальною тяговою характеристикою?

Тема 9.5. Побудова тягово-швидкісних характеристик

Завдання № 1. Розрахунок швидкостей руху гусеничного трактора

Мета роботи: Вивчення принципів вибору основних швидкостей та передаточних чисел трансмісії промислового трактора, який агрегатується з різними дорожньо-будівельними машинами. Вплив характеру виконуваних робіт на вибір діапазону передач гусеничного трактора.

Короткі відомості з теорії

Передаточні числа у трансмісії трактора

Для гусеничного трактора

$$i_{\text{тр1}} = \frac{t_{\text{лан}} Z_{\text{к}} n_{\text{H}}}{60V_1}, \quad (9.36)$$

де $t_{\text{лан}}$ – крок ланки гусеничного ланцюга;

$Z_{\text{к}}$ – число ланок гусеничного ланцюга, які укладаються на коло ведучої зірочки;

Для колісного трактора

$$i_{\text{тр1}} = \frac{D_{\text{вк}} n_{\text{H}}}{60V_1}, \quad (9.37)$$

де n_{H} – оберти валу двигуна за номінальної потужності, хв^{-1} ;

V_1 – швидкість руху на першій робочій передачі, м/с.

Швидкості руху трактора поділяють на три групи: особливо низькі, основні робочі, транспортні.

Максимальна транспортна швидкість (V_{max}) визначається не лише можливостями моторно – трансмісійного устаткування, а й типом підвіски (жорстка або еластична). Для колісних тракторів величину транспортної швидкості вибирають з умови руху у загальному потоку машин: $V_{\text{max}} = 40 \dots 50 \frac{\text{км}}{\text{год}}$. У

гусеничного трактора величина максимальної швидкості визначається типом підвіски:

- для тракторів з жорсткою підвіскою (трубоукладач, екскаватор, навантажувач) $V_{max} = 4 \dots 5 \frac{\text{км}}{\text{год}}$;
- для тракторів з напівжорсткою підвіскою (бульдозерні та впусуючі агрегати) $V_{max} = 8 \dots 10 \frac{\text{км}}{\text{год}}$;
- для тракторів з еластичною підвіскою (сільськогосподарські, лісові, важкі промислові модифікації) $V_{max} = 15 \dots 25 \frac{\text{км}}{\text{год}}$.

Дійсна швидкість руху трактора на першій основній передачі може бути реалізована залежно від типу трактора, його рушія і з урахуванням тенденцій розвитку конструкцій тракторів:

- для гусеничних тракторів 1,7–1,9 м/с;
- для ходової системи 4К2 2,2–2,4 м/с;
- для ходової системи 4К4 2,0–2,4 м/с.

Вибрану дійсну швидкість порівнюємо з відповідною швидкістю трактора-прототипу.

9.5.1. Передаточні числа трансмісії визначають за залежностями:

$$i_{\text{тр}2} = i_{\text{тр}1} q_1; \quad i_{\text{тр}2} = i_{\text{тр}1} q_1; \quad \text{та т.п.}$$

Згідно закону геометричної прогресії, визначимо знаменник геометричної прогресії q :

$$q = \frac{n-1}{\sqrt{V_n}}, \quad (9.38)$$

де n – число робочих передач;

V_1 – швидкість на першій передачі, м/с;

V_n – швидкість на останній передачі, м/с.

Для більшості гусеничних тракторів швидкість на останній робочій передачі 3,3 м/с, для колісних – 4,2 м/с.

Зміст роботи

1. Побудова діаграми геометричного ряду передач гусеничного трактора

Для забезпечення оптимального завантаження двигуна базового трактора за умови зміни передачі i , як наслідок, швидкості руху будується променева діаграма передач (рис. 5.1).

Для побудови діаграми по осі ординат потрібно відкласти у прийнятому масштабі M_e^{max} – максимальний, M_e^H – номінальний, M_e^{min} – мінімальний крутні моменти двигуна. У сучасних двигунів значення M_e^{min} відповідає, як правило, максимальному значенню потужності.

M_e^H знаходиться з наступного співвідношення. Так як пристосованість двигуна до роботи в умовах змінних навантажень характеризується коефіцієнтами пристосованості двигуна за крутним моментом

$$K_M = \frac{M_e^{max}}{M_e^H}. \quad (9.39)$$

Пристосованість двигуна за кутовою швидкістю

$$K_\omega = \frac{\omega_e^{max}}{\omega_e^H}, \quad (9.40)$$

де ω_e^{max} – кутова швидкість колінчастого валу двигуна при M_e^{max} ; ω_e^H – кутова швидкість колінчастого валу двигуна при M_e^H .

Кутова швидкість визначається:

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \text{ c}^{-1}, \quad (9.41)$$

де n – число обертів, хв.⁻¹.

За трьома точками будуємо залежність $M_e = f(\omega)$.

Через отримані точки проводимо прямі паралельно осі абсцис. Промінь першої передачі перетинає горизонталь M_e^H у точці a , абсциса якої дорівнює:

$$P_{k1} = m_e g \varphi, \quad (9.42)$$

де P_{k1} – дотична сила тяги на першій передачі;

m_e – експлуатаційна маса машини;
 φ – коефіцієнт використання зчпної ваги (0,8–0,9);
 g – прискорення вільного падіння.

Точка b і дотична сила тяги на другій передачі P_{k2} , яка відповідає даній точці перетину прямої першої передачі з горизонталлю M_e^{min} , є точкою переходу на другу передачу. Для переходу на другу передачу потрібно підвищити крутний момент двигуна до значення M_e^H . Аналогічно визначаємо точки для наступних передач.

З діаграми бачимо, що інтервали сил тяги, що охоплюються різними передачами, неоднакові. Найбільший інтервал відповідає першій передачі.

Для остаточної побудови діаграми введемо поняття опору переміщення машини P_f , який визначається:

$$P_f = m_e g f, \quad (9.43)$$

де f – коефіцієнт опору переміщенню машини (0,06–0,1).

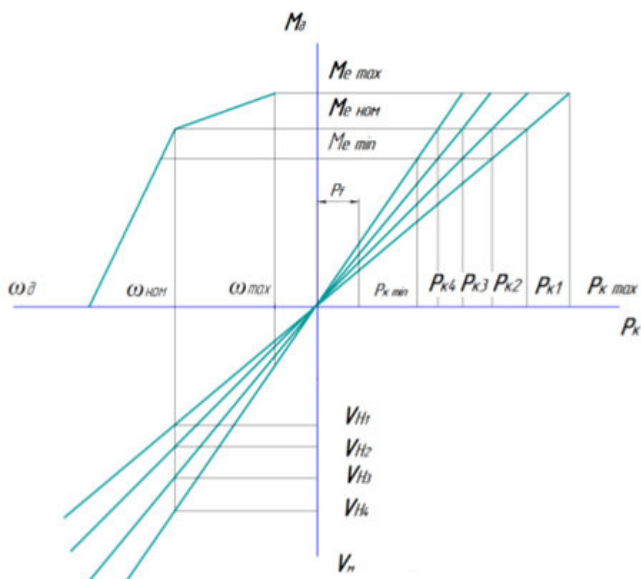


Рис. 9.6. Діаграма геометричного ряду передач гусеничного трактора

1. Кінематичний розрахунок трансмісії гусеничного трактора

З діаграми видно, що при геометричному ряді передач інтервали дотичної сили тяги P_k , які охоплюють різні передачі, є неоднаковими. Найбільший інтервал на нижчій передачі. Він рівний:

$$P_{k1} = \frac{M_e^H \cdot \eta_{тр} \cdot i_{тр1}}{r_{лан}}, \quad (9.44)$$

де P_{k1} – дотична сила тяги на першій передачі;

$i_{тр1}$ – передаточне число трансмісії трактора на першій передачі;

$\eta_{тр}$ – ККД трансмісії трактора;

$r_{лан}$ – динамічний радіус ведучої зірочки

$$r_{лан} = \frac{l_r z_{зір}}{2\pi}, \quad (9.45)$$

де $l_r, z_{зір}$ – крок гусеничного ланцюга трактора та число ланок ланцюга гусениці, які укладаються за один оберт ведучої зірочки, для машини, що проектується, підбирається за прототипом.

Таблиця 9.20

Параметри для розрахунку

№ варіанту	Трактор	l_r , м	$z_{зір}$
1	2	3	4
1	MT3	0,2286	14
2	D13	0,203	13
3	T9	0,1905	13,5
4	T11	0,203	13
5	T15	0,2159	13
6	T20	0,2286	13
7	T25	0,25	14
8	T35	0,25	14
9	T40	0,28	14

продовження табл. 9.20

1	2	3	4
10	SD08	0,17	12
11	SD11	0,17	13
12	SD13	0,203	13
13	SD16	0,203	13
14	SD22	0,203	13
15	SD32	0,203	14
16	SD42	0,218	13,5
17	SD39	0,17	13
18	SD63	0,201	14
19	SD65	0,203	13
20	SD85	0,21	13

Граничні точки можна описати наступними рівняннями:

$$M_e^H = \frac{P_{к2} r_{лан}}{i_{тр2} \eta_{тр}}; \quad M_e^H = \frac{P_{к3} r_{лан}}{i_{тр3} \eta_{тр}}; \quad M_e^{\min |} = \frac{P_{к2} r_{лан}}{i_{тр1} \eta_{тр}};$$

$$M_e^{\min ||} = \frac{P_{к3} r_{лан}}{i_{тр2} \eta_{тр}},$$

де $M_e^{\min |}$, $M_e^{\min ||}$ мінімальні значення крутного моменту двигуна у граничних точках.

$\frac{M_e^{\min |}}{M_e^H} = \frac{i_{тр2}}{i_{тр1}} = \gamma$; $\frac{M_e^{\min ||}}{M_e^H} = \frac{i_{тр3}}{i_{тр2}} = \gamma$, де γ – мінімально допустимий коефіцієнт завантаження двигуна.

На всіх передачах коефіцієнт завантаження двигуна має однакове мнимальне значення

$$\gamma_e^{\min} = \frac{M_e^{\min}}{M_e^H}. \quad (9.46)$$

Кінематичне передаточне число трансмісії на першій, нижчій, передачі $i_{тр1}$, визначається з умов забезпечення номінального тягового зусилля за наступною залежністю:

$$i_{\text{тр1}} = \frac{(P_H + f m_e g) r_{\text{лан}}}{M_e^H \eta_{\text{тр}}}, \quad (9.47)$$

де P_H – номінальне тягове зусилля ($P_H = \varphi G$, для спрощення розрахунків $\varphi = 1,0$), $\eta_{\text{тр}} = 0,85 \dots 0,88$.

Рівняння ряду швидкостей має наступний вигляд:

$$V_{H_{n-1}}/V_{H_n} = \dots = V_{H1}/V_{H2} = \gamma_e^{\text{min}}. \quad (9.48)$$

Для розв'язку наведених рівнянь потрібно знати характеристики гусеничних тракторів, які наведено в табл. 9.20 та 9.22.

Отримані результати кінематичного розрахунку зводимо в табл. 9.21.

Таблиця 9.21

Результати кінематичного розрахунку

Машина	V_{H1}	V_{H2}	V_{H3}	V_{H4}	$i_{\text{тр1}}$	$i_{\text{тр2}}$	$i_{\text{тр3}}$	$i_{\text{тр4}}$	P_{k1}

Таблиця 9.22

Вихідні дані

№ вар.	Трактор	N_{max} кВт	$n, \text{хв}^{-1}$	M_{max} Нм	$n, \text{хв}^{-1}$	V_{H1} км/ГОД	γ_e^{min}	K_M	K_ω	G, кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	MT3	20	1500	807	1400	3	0,57	1,11	0,7	17000
2	D13	130	1900	674	1300	3,2	0,59	1,05	0,704	14000
3	T9	110	1800	736	1400	3,8	0,63	1,149	0,73	17345
4	T11	120	1850	716	1400	3,2	0,58	1,149	0,714	16500
5	T15	127	2000	716	1400	3,7	0,68	1,05	0,704	17500
6	T20	228	2100	1247	1200	3,9	0,68	1,11	0,699	33090
7	T25	298	1800	2230	1300	4,1	0,66	1,15	0,746	48100
8	T35	382	1900	2685	1900	4,4	0,67	1,145	0,729	60780
9	T40	435	2100	3650	1500	4,2	0,67	1,139	0,715	65140
10	SD08	59	2350	456	1400	2,53	0,6	1,12	0,746	7651
11	SD11	78	2350	528	1350	2,4	0,61	1,1	0,704	10570
12	SD13	95,5	1900	674	1300	3,2	0,59	1,15	0,709	14000
13	SD16	120	1850	764	1300	3,29	0,58	1,149	0,714	17000
14	SD22	162	1800	1030	1250	3,6	0,66	1,121	0,729	23450

продовження табл. 9.22

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
15	SD32	235	2000	1440	1400	3,6	0,66	1,12	0,763	37200
16	SD42	310	2000	1900	1400	3,7	0,67	1,35	0,705	49000
17	D39	107	2200	514	1350	3,4	0,58	1,1	0,724	9040
18	D63	127	1800	720	1400	3,4	0,61	1,05	0,715	18500
19	D65	155	1950	950	1300	3,6	0,63	1,31	0,71	19510
20	D85	179	1900	1300	1275	3,6	0,61	1,15	0,732	27550

Питання для підготовки до захисту практичної роботи

1. На якому етапі життєвого циклу трактора проводять кінематичний розрахунок?
2. Кінематичний розрахунок: вихідні дані цілі і завдання.
3. Порядок побудови діаграми геометричного ряду передач трактора.
4. Як визначається швидкісний діапазон трактора?
5. Які існують види передач промислових тракторів?
6. Визначення діапазону швидкостей промислового трактора.
7. Визначення передавальних чисел трансмісії промислового трактора.
8. Кінематичний розрахунок трансмісії.
9. Які показники промислового трактора залежать від його ваги і потужності?
10. Чим характеризується пристосовність двигуна до роботи в умовах змінних навантажень?

Завдання № 2. Побудова теоретичної тягової характеристики

Мета роботи: вивчення та отримання уявлення про тягові та паливно-економічні характеристики гусеничного трактора.

Короткі відомості з теорії

Тягову характеристику можна отримати експериментальним шляхом або розрахунковим способом. Тягову характеристику, побудовану за розрахунковими даними, називають теоретичною. Тягову характеристику, як експериментальну так і розрахункову будують у функції сили тяги при сталому режимі роботи на горизонтальній ділянці. Теоретична тягова характеристика (ТХ)

розраховується на різних передачах і відображає зміну наступних параметрів в залежності від сили тяги:

- a. буксування рушія;
- b. дійсна швидкість трактора;
- c. тягова потужність;
- d. питома витрата палива;
- e. тяговий ККД.

Для реального уявлення про тягових і паливно-економічних показниках трактора ТХ будується на основних ґрунтових фонах, на яких працюють дорожньо-будівельні машини, створені на базі промислового трактора.

Зміст роботи

1. Побудова швидкісної зовнішньої характеристики двигуна.

При побудові ТХ використовується зовнішня характеристика двигуна. На осі абсцис вибирається кілька точок в робочому діапазоні, обов'язково вибираються точки при номінальному моменті M_e^H і максимальному M_e^{max} .

ТХ складається з верхньої, в якій будують ТХ, і нижньої частин, де розміщуються параметри швидкісної зовнішньої характеристики двигуна.

На осі абсцис ТХ (верхньої частини графіка) від початку координат «0» (рис. 5.2) відкладають в обраному масштабі значення сили тяги на гаку $P_{кр}$.

Початок координат «0'» нижньої частини графіка зміщується вліво в залежності від прийнятих ґрунтових умов.

За умови сталості коефіцієнта f – опору коченню машини $P_f + P_{кр} = P_k$, кН – дотична сила тяги

Значення η_M – механічний ККД трансмісії буде незалежним і постійним і відповідати ККД трансмісії при завантаженні двигуна на номінальній потужності.

При $\eta_M = \text{const}$ для тракторів з механічною трансмісією ($\eta_M = 0.85 \div 0.88$.) Дотична сила тяги пропорційна крутному моменту на двигуні

$$P_K = \frac{M_e \cdot i_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}}{r_3}. \quad (9.49)$$

Примітка: $i_{\text{тр}}$, r_3 – вибрати з попереднього завдання «Розрахунок швидкостей руху гусеничного трактора».

Величини P_K на осі абсцис відповідають значенням крутного моменту двигуна. Відрізки, які відображують значення дотичної сили тяги на різних передачах при номінальному M_e^H і максимальному M_e^{max} крутному моментах, переносяться по допоміжним прямим вниз.

У нижній частині графіка будуюмо наступні залежності:

– кутової швидкості ω_d (значення кутової швидкості при M_e^H і при M_e^{max} отримані в попередній роботі), значення величини кутової швидкості холостого ходу двигуна за залежністю:

$$\omega_{\text{хх}} = (1 + \lambda_p) \omega_d^H, \quad (9.50)$$

де λ_p – коефіцієнт нерівномірності регулятора ($\lambda_p = 0,07 \dots 0,08$);

ω_d^H – кутова швидкість двигуна за умови, що момент на валу є номінальним.

– потужності N_e

$$N_e = \frac{M_e \omega_d}{1000}, \text{ кВт} \quad (9.51)$$

– годинної витрати палива G_T двигуна визначається за наступними залежностями:

$G_{TM} = (0,7 \dots 0,8)G_T$, кг/год (за умови максимального моменту)

$G_{Txx} = (0,25 \dots 0,3)G_T$, кг/год (за умови холостого ходу)

Одноименні криві мають спільний початок координат. Центр кривих N_e знаходиться у початку координат O^I , центр для кривих ω_d розташовується на осі ординат в точці холостого ходу ω_{xx} , криві G_T годинної витрати палива беруть початок в точці G_{Txx} при холостому ході двигуна та закінчуються при значеннях крутного моменту двигуна M_d^{max} .

1. Побудова тягової характеристики машини

1.1. Визначення сили опору коченню

$$P_f = f G_e, \text{ кН}, \quad (9.52)$$

де f – коефіцієнт опору коченню на певному ґрунтовому фоні (табл. 9.13).

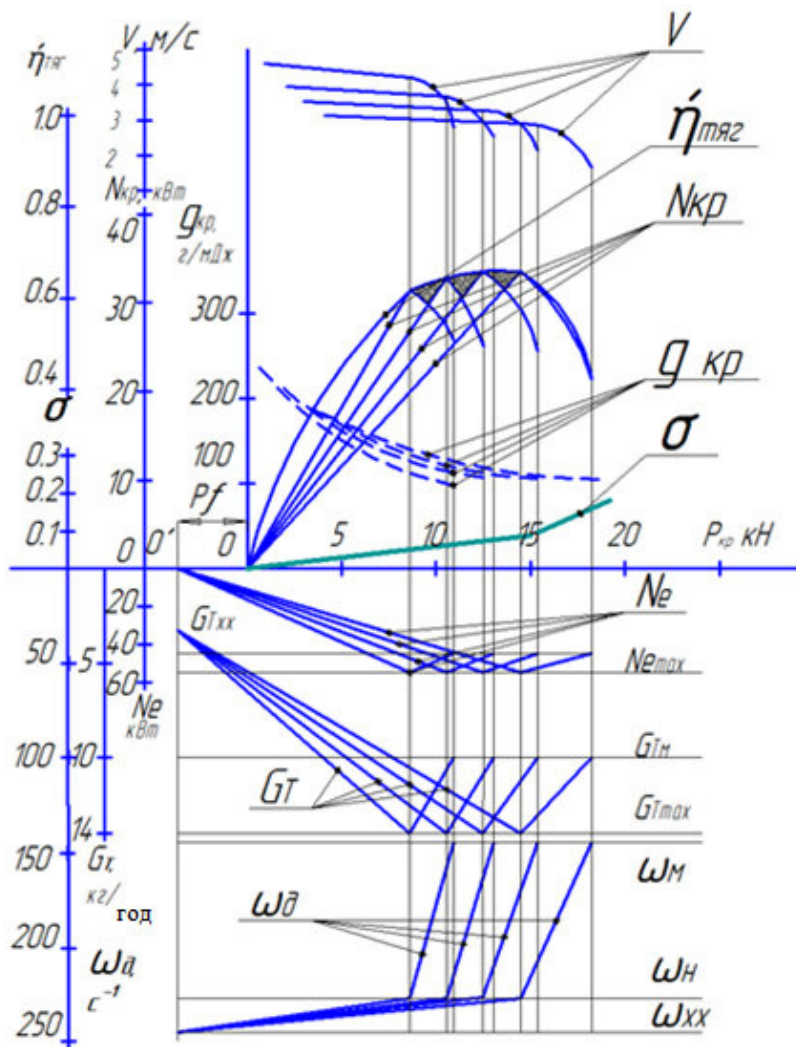


Рис. 9.7. Теоретична тягова характеристика

Побудова кривої буксування

У верхній половині графіка будується крива буксування $\delta = f(P_{кр})$. Крива буксування будується за аналогією з експериментальними кривими, які отримані під час тягових випробовувань такого ж типу машин.

Буксування машин залежить від типажу двигуна, ґрунтового фону та експлуатаційної маси машини. Для її знаходження використовують усереднені графіки від коефіцієнту зчеплення тобто залежностей буксування $\delta = f(\varphi)$.

Для визначення дійсної швидкості будують криву буксування в залежності від тягового зусилля, для цього можна скористатись одним з наведених варіантів:

а) за відносною силою тяги згідно наведеної таблиці 9.23.

Талиця 9.23

Залежність буксування від відносної сили тяги

p		0–0,3	0,4	0,6	0,65	0,7	0,8	0,9	1.0
δ	для коліс	0,21 p	0,084	0,136	0,152	0,180	0,270	0,46	-
	для гусениць	0,03 p	0,013	0,028	0,036	0,05	0,105	0,24	0,57

В таблиці p – відносна сила тяги, що визначається за формулою:

$$p = \frac{P_{кр}}{\varphi \lambda G}, \quad (9.53)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення; λ – коефіцієнт навантаження ведучих частин машини, який приймається: для колісних машин типу 4×4 $\lambda = 0,9 \dots 1$; $P_{кр} = P_k - P_f$ – зусилля на гаку машини; G – вага машини.

б) за розрахунковою формулою

$$\delta = A \frac{P_{\kappa}}{R} + B \left(\frac{P_{\kappa}}{R} \right)^m, \quad (9.54)$$

де P_{κ} – колова сила тяги, для якої визначається величина буксування; R – нормальна реакція поверхні на колісний рушій; $A = 0,11 \dots 0,13$ – емпіричний коефіцієнт; $m = 5 \dots 6$.

Коефіцієнт B визначається в залежності від коефіцієнта зчеплення за формулою:

$$B = \frac{1 - A \cdot \varphi}{\varphi^m}, \quad (9.55)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення ($\varphi = 0,6 \dots 0,8$).

Дана залежність справедлива для роботи колісних машин на сухих щільних ґрунтах.

Для гусеничних машин

$$\delta = 0,07 \frac{P_{\kappa}}{R}. \quad (9.56)$$

Побудова кривих дійсних швидкостей

Будуємо криві дійсних швидкостей на кожній з передач

$$V_{\text{д}} = V_{\text{Т}} \cdot (1 - \delta). \quad (9.57)$$

Теоретичні швидкості визначаються

$$V_{\text{Т}} = \frac{r_3 \omega_{\text{д}}}{i_{\text{тр}}}, \text{ м/с}. \quad (9.58)$$

З метою визначення $\omega_{\text{д}}$ і δ , які входять до складу формул (9.54) і (9.58), на осі абсцис потрібно вибрати ряд точок через які проводяться вертикалі до перетину з кривою буксування δ у верхній частині графіка та кутової швидкості $\omega_{\text{д}}$, що відповідає певній передачі, в нижній частині графіка.

Ординати точок перетину будуть дорівнювати шуканим значенням $\omega_{\text{д}}$ і δ .

За розрахованими значеннями $V_{\text{д}}$ будуємо у верхній частині

графіка криві дійсних швидкостей машини.

Побудова кривих тягової потужності та питомих витрат палива

Тягову потужність розраховують за наступною залежністю

$$N_{кр} = 10^{-3} P_{кр} V_D. \quad (9.59)$$

За отриманими даними у верхній частині графіка будують криві тягової потужності на всіх передачах машини.

Крім того на тяговій характеристиці наносимо криві питомої витрати палива, г/кВт·год. Питома витрата палива визначається

$$q_{кр} = \frac{10^{-3} G_T}{N_{кр}}. \quad (9.60)$$

Залежність тягового ККД трактора визначаємо

$$\eta_{тяг} = \frac{N_{кр}}{N_e}. \quad (9.61)$$

Екстремум тягового ККД повинен відповідати заданому номінальному тяговому зусиллю, що свідчить про вірність вибору параметрів трактора.

Якщо прийняти масштаб, при якому відрізок відповідний $\eta_{тяг} = 100\%$ дорівнює відріжку, що відповідає номінальній потужності двигуна, то графік $\eta_{тяг}$ буде ідентичний потенціальній тяговій характеристиці. А мінімізація затемнених областей буде наближати ступінчасту трансмісію до ідеальної безступінчатої, чого можна досягти збільшенням кількості передач.

Аналіз кривої $q_{кр}$ в зонах правіше максимальної потужності $N_{кр}^{max}$ отримаємо уявлення про паливну економічність машини.

Таблиця 9.24

Вихідні дані

№ вар.	Трактор	N_{max} кВт	n , $хв^{-1}$ (N_{max})	M_{max} Нм	n , $хв^{-1}$ (M_{max})	V_{H1} км/год	G, кг	G_T кг/год
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	MT3	220	1500	807	1400	3	17000	45
2	D13	130	1900	674	1300	3,2	14000	27,3
3	T9	110	1800	736	1400	3,8	17345	21,45
4	T11	120	1850	716	1400	3,2	16500	26,4
5	T15	127	2000	716	1400	3,7	17500	28,0
6	T20	228	2100	1247	1200	3,9	33090	44,5
7	T25	298	1800	2230	1300	4,1	48100	62,8
8	T35	382	1900	2685	1900	4,4	60780	80,6
9	T40	435	2100	3650	1500	4,2	65140	84,8
10	SD08	59	2350	456	1400	2,53	7651	13,3
11	SD11	78	2350	528	1350	2,4	10570	17,5
12	SD13	95,5	1900	674	1300	3,2	14000	21,7
13	SD16	120	1850	764	1300	3,29	17000	25,7
14	SD22	162	1800	1030	1250	3,6	23450	33,2

продовження табл. 9.24

1	2	3	4	5	6	7	8	9
15	SD32	235	2000	1440	1400	3,6	37200	57,6
16	SD42	310	2000	1900	1400	3,7	49000	66,3
17	D39	107	2200	514	1350	3,4	9040	21,3
18	D63	127	1800	720	1400	3,4	18500	25,9
19	D65	155	1950	950	1300	3,6	19510	31,1
20	D85	179	1900	1300	1275	3,6	27550	37,3

Питання для підготовки до захисту практичної роботи

1. В чому сутність принципу тягових класів тракторів?
2. Тяговий розрахунок машини: вихідні дані, цілі, завдання та оцінка його результатів.
3. Які параметри машини визначаються при тяговому розрахунку.
4. Які фактори впливають на величину буксування машини?
5. Розкажіть про мету та методику побудови тягової характеристики машини.

Завдання № 3. Визначення основних характеристик тягового балансу

Мета роботи: закріплення матеріалу, викладеного в завданнях № 1 та 2 і набуття навичок розв'язку задач.

Приклади задач

Задача 1

Розрахувати дотичну силу тяги, потрібну для рівномірного руху трактора Т-150К зі швидкістю 10 км/год по сухій ґрунтовій дорозі на підйомі в 10 градусів, якщо він тягне причіп масою 9,5 т.

Розв'язок

Розрахункова схема задачі подана на рис. 5.3.

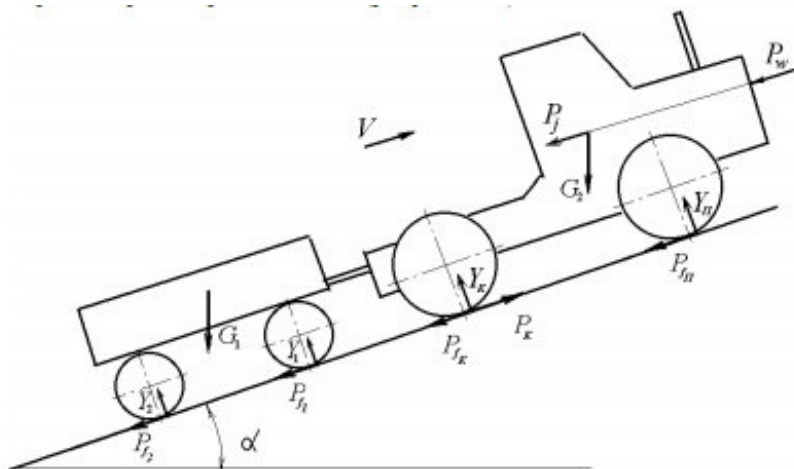


Рис. 9.8. Розрахункова схема

Складемо рівняння суми проекцій всіх сил на вісь Ox :

$$\sum X = 0: P_{f1} + P_{f2} + G_1 \sin \alpha + P_{fk} + P_{fn} + G_2 \sin \alpha + P_j + P_W = 0.$$

$P_j = 0$, т.я. рух рівномірний.

Сила опору повітря $P_W = 0$, т.я. у тракторного агрегата порівняно малі швидкості руху ($V < 25$ км/год).

Сума проєкцій сил на вісь ОУ: $\sum Y = 0: Y_1 + Y_2 = G_1 \cos \alpha$,
 $Y_k + Y_n = G_2 \cos \alpha$.

Сила опору перекочуванню коліс причепу:

$$P_{f1} + P_{f2} = fY_1 + fY_2 - f(Y_1 + Y_2) = fG_1 \cos \alpha.$$

Аналогічно для трактора отримаємо:

$$P_{fk} + P_{fn} = fG_2 \cos \alpha.$$

Потрібна дотична сила тяги:

$$P_k = (G_1 + G_2) \sin \alpha + f \cos \alpha (G_1 + G_2) = \\ = (G_1 + G_2) (\sin \alpha + f \cos \alpha).$$

Значення f для сухої ґрунтової дороги 0,03.

G_2 – експлуатаційна вага трактора Т-150К. $G_2 = 1,05 \dots 1,1 m_0 g$.

За табл. 5.6 знаходимо значення конструктивної маси $m_0 = 7275$ кг.

$$G_2 = 1,1 \cdot 7275 \cdot 9,81 = 78,5 \text{ кН.}$$

$$P_k = (9362 + 78,5) (\sin 10 + 0,03 \cos 10) = 34,9 \text{ кН.}$$

Відповідь: 34,9 кН.

Таблиця 9.25

Параметри	Марки тракторів				Марки тракторів		
	T- 16М	T-25А	T-40М	МТЗ-80	МТЗ-82	МТЗ-100	T-150К
1	2	3	4	5	6	7	8
Тяговий клас	0,6	0,8	0,9	1,4	1,4	1,4	3
Потужність, кВт	14,7	18,4	29,4	58,8	58,8	73,5	121,3
Частота обертання колін. валу, хв ⁻¹	1600	1700	1600	2200	2200	2600	2100
Конструктивна маса трактора, кг	1400	1500	2790	3160	3370	3375	7275
Поздовжня база трактора, мм	2500	1700	2180	2370	2160	2500	2860
Коля, мм	1200– 1800	1100– 1500	1200– 1800	1200– 1800	1200– 1800	1350– 2100	1680– 1860
Координата центру ваги поздовжня, мм	454	529	748	875	925	923	1716
Радіус ведучих коліс, мм	590	590	710	725	725	750	700

продовження табл. 9.25

1	2	3	4	5	6	7	8
Координата центру ваги по вертикалі, мм	795	690	790	900	878	910	1300
Висота точки причепу, мм	-	490	750	550	550	500	960

Задача 2

Розрахувати максимальну дотичну силу тяги трактора Т4-А за двигуном під час роботи на третій передачі для номінального режиму роботи.

Розв'язок

Запишемо рівняння балансу потужності трактора:
 $N_e = N_K + N_{тр}$.

Ефективна потужність двигуна А-01 на номінальному режимі 80,9 кВт (табл. 9.25).

Втрати потужності у трансмісії: $N_{тр} = N_e(1 - \eta_{тр})$, де
 $\eta_{тр} = \eta_{хх}\eta_{ц}^a\eta_{к}^b\eta_{ш}^c$.

Потужність, яка передається на рушії:

$$N_K = N_e\eta_{тр}$$

Теоретична швидкість руху: $V_T = \omega_K r_3$, де r_3 – радіус початкового кола ведучої зірочки, для Т-4А $r_3 = 0,385$ м (табл. 5.6):

ω_K – кутова швидкість ведучої зірочки.

$V_T = \frac{\pi n_e}{30 i_{тр}} r_3$, де $i_{тр} = 51,18$ – передаточне число на третій передачі; $n_e = 1600$ хв⁻¹ для двигуна А-01 (табл. 9.5.6).

Дотична сила тяги:

$$P_K = \frac{N_e\eta_{тр}}{V_T} = \frac{N_e\eta_{хх}\eta_{ц}^a\eta_{к}^b}{V_T} = \frac{80,9 \cdot 0,96 \cdot 0,985^3 \cdot 0,975}{\frac{30 \cdot 51,18}{\pi \cdot 1600 \cdot 0,385}} = 57,4 \text{ кН.}$$

Відповідь: 57,4 кН.

Задачі для самостійного розв'язування

Задача 1: Розрахувати дотичну силу тяги для двигуна трактора Т-40М, якщо він рухається на першій передачі, а через ВВП передається потужність 5 кВт, ККД ВВП – 0,98. Двигун працює на нормальному режимі.

Задача 2: Визначити сумарну силу опору руху трактора ДТ-75М з причіпом 5 т, якщо трактор рухається по луку на підйомі 10 град. Привести розрахункову схему.

Задача 3: Який коефіцієнт зчеплення може забезпечити рівномірний рух трактора Т-150 з причепом масою 8 т при підйомі 20 град. По скошеному луку. Привести розрахункову схему завдання.

Задача 4: Визначити баланс потужності трактора Т-150К і розрахувати тягове зусилля на гаку для наступних умов: трактор працює на номінальному режимі на третій передачі по стерні з буксуванням 3%. ККД трансмісії – 0,87.

Задача 5: Розрахувати тягове зусилля на гаку при оранці цілини трактором ДТ-75М, якщо трактор працює на першій передачі з повним завантаженням двигуна і коефіцієнтом буксування 0,02.

Питання для підготовки до захисту практичної роботи

1. Наведіть рівняння балансу потужності. Поясніть його.
2. Як визначають втрати потужності в трансмісії трактора?
3. Яким чином визначають потужність, що передається на рушій трактора?
4. Як визначають теоретичну швидкість трактора?
5. Запишіть залежність для визначення дотичної сили тяги.
6. Яким чином впливають характеристики ґрунту на величину рушійної сили?

Тема 9.6. Використання тягових та потужнісних резервів машин

Мета роботи: набути навички виконання дослідження тягових показників.

Короткі відомості з теорії

Дослідження експлуатаційних властивостей машин дає можливість оцінити ступінь ефективності їхнього використання і виявити резерви збільшення продуктивності.

Під тягово-швидкісними властивостями розуміють сукупність параметрів, які визначаються результатами спільної роботи рушія, трансмісії і двигуна з урахуванням сил, що виникають в процесі роботи і діючих на робоче обладнання.

Тягово-швидкісні властивості відносяться до числа найважливіших, тому що визначають продуктивність машини і економічні показники її роботи. Для оцінки цих властивостей, служать: динамічні або тягові характеристики, а також робочі швидкості.

Під динамічними характеристиками машин розуміють здатність розвивати в даних умовах найбільшу тягову експлуатаційну потужність при оптимально відрегульованому двигуні. Ця потужність в залежності від типу і призначення машини характеризується різними параметрами. Наприклад, для автомобілів – тяговим зусиллям на провідних колесах, для екскаваторів – силою різання на зубах ковша, для камнедробарок – зусиллям дробління.

Динамічна характеристика тягача і будь-якої самохідної машини оцінюється на різних передачах наступними показниками:

- максимальною тяговою потужністю;
- швидкістю поступального руху;
- силою тяги при максимальній тяговій потужності;
- максимальною силою тяги на нижчій передачі;
- швидкістю холостого ходу;
- перепадом між швидкостями поступального руху при максимальній тяговій потужності;
- буксуванням;
- здатністю машини долати короткочасні перевантаження без переходу на нижчу передачу;
- характером зміни максимальних значень тягової потужності;
- стійкістю прямолінійного руху машини.

Число показників для кожного типу машин може бути різним як за кількістю, так і за змістом.

Аналіз характеристик, викладений в роботах Є.Д. Львова [33], Н.А. Ульянова [32] та інших вчених виявив, що тягові можливості машин часто використовуються не повністю. Так, наприклад в автогрейдерів є недовикористання тягових можливостей між першою та другою передачами, що пояснюється значною різницею в передаточних числах суміжних передач.

Проаналізуємо чинні експериментальні дослідження з метою виявлення причин недовикористання тягових та потужнісних резервів машин.

Зміст роботи

1. Проаналізувати результати експериментальних досліджень автогрейдерів, які наведено в табл. 9.26.

Таблиця 9.26

Дійсні та теоретичні значення знаменників
геометричної прогресії

Тип автогрейдера	i_1	i_2	i_3	$q_2 = \frac{i_2}{i_1}$	$q_3 = \frac{i_3}{i_2}$	$\frac{p_K^{min}}{p_K^{max}}$	q_{Γ}^l	Розбіжність, %
Легкий $G_e = 9,6$; $N_e = 54/75$	76,4	59,0	50,6	0,775	0,853	$\frac{2350}{3300}$	0,835	3,4–7,0
Легкий $G_e = 8,6$; $N_e = 65$	89,0	54,0	34,0	0,605	0,630	$\frac{1570}{3340}$	0,700	10,0–14,0
Легкий $G_e = 8,6$; $N_e = 75$	89,0	58,2	39,0	0,655	0,670	$\frac{1700}{3600}$	0,700	4,0–6,0
Середній $G_e = 13,0$; $N_e = 108$	67,0	47,7	40,0	0,710	0,835	$\frac{2900}{4450}$	0,820	2,0–13,0
Середній $G_e = 11,5$; $N_e = 110$	58,0	42,0	23,0	0,720	0,550	$\frac{2800}{5000}$	0,660	8,0–20,0

q_i – знаменник геометричної прогресії (дійсне значення);

q_{Γ}^l – знаменник геометричної прогресії (теоретичне значення).

У ході виконання аналізу дати відповіді на наступні запитання:

1.1. У яких діапазонах знаходяться знаменники геометричних прогресій дійсні та теоретичні? Визначити різницю значень у відсотках.

1.2. Зробити висновок про використання тягових властивостей автогрейдера на основі результатів п. 1.1.

1.3. Приймавши легкий автогрейдер $G_e = 8,6$ т; $N_e = 65$ к. с. за базову модель, дати відповіді на запитання: яка

проектна модель (А чи Б) є більш перспективною з точки зору використання тягового резерву?

– модель А – для якої $G_e = 8,6$ т; $N_e = 75$ к.с. зі змінюю передаточних чисел (табл. 6.1)

– модель Б - $G_e = 8,6$ т; $N_e = 75$ к.с. з трансмісією, де $\frac{i_3}{i_2} = 0,540$ та розбіжність q_i та q_r^I становить 20%.

1.4. Разом із викладачем проаналізувати шляхи покращення використання резервів швидкостей.

2. На тягово-швидкісні властивості машин, витрати палива та довговічність двигуна значний вплив має ступінь використання його потужності. Тому перед проведенням тягових випробувань автогрейдерів попередньо знімають експериментальні регуляторні $N_e = f(n_e)$ та паливні $g_e = f(n_e)$ характеристики.

3. Розглянути графіки, подані на рис. 6.1 - 6.3, які являють собою експериментальні регуляторні $N_e = f(n_e)$ та паливні $g_e = f(n_e)$ характеристики двигунів легких і середніх автогрейдерів Д-54, СМД-7, КДМ-100. Виконати аналіз залежності питомої витрати пального від ступеня завантаження двигуна. З цією метою використати значення g_e , подані на графіках, і для кожного з них підрахувати ступінь завантаження двигуна ξN (%) та ступінь питомої витрати палива ξg_e (%) за залежностями:

$$\xi N = \frac{N_{ei}}{N_e^H} 100 (\%), \quad (9.62)$$

де N_{ei} – потужність, яка відповідає даному значенню g_i .

$$\xi g_e = \frac{g_i}{g_H} 100 (\%), \quad (9.63)$$

де g_H – питома витрата палива при потужності N_e^H .

Отримані значення заносимо в табл. 9.27.

Таблиця 9.27

Зміна питомої витрати палива від навантаження двигуна

Навантаження двигуна		Витрати пального		Частота обертання при g_e
N_e	$\xi N_e, \%$	g_e	$\xi g_e, \%$	
1	2	3	4	5
$0,8N_e$	80			
$0,9N_e$	90			
N_e^H	100			
$0,9N_e^H$	90			
$0,8N_e^H$	80			
$0,6N_e^H$	60			
$0,4N_e^H$	40			
$0,2N_e^H$	20			

4. За даними табл. 9.27 зробити висновки*

*Висновки сформулювати наступним чином: Аналіз графіка показує:

а) основною умовою економічної роботи двигуна є близьке до повного його завантаження;

б) той двигун буде більш економічний в експлуатації, у якого величина питомої витрати пального в діапазоні від 100 до 50% завантаження двигуна змінюється в невеликих межах. В сучасних тракторах з двигунами, які мають великий запас потужності, на багатьох роботах використання потужності двигуна знаходиться в межах 55–85% .

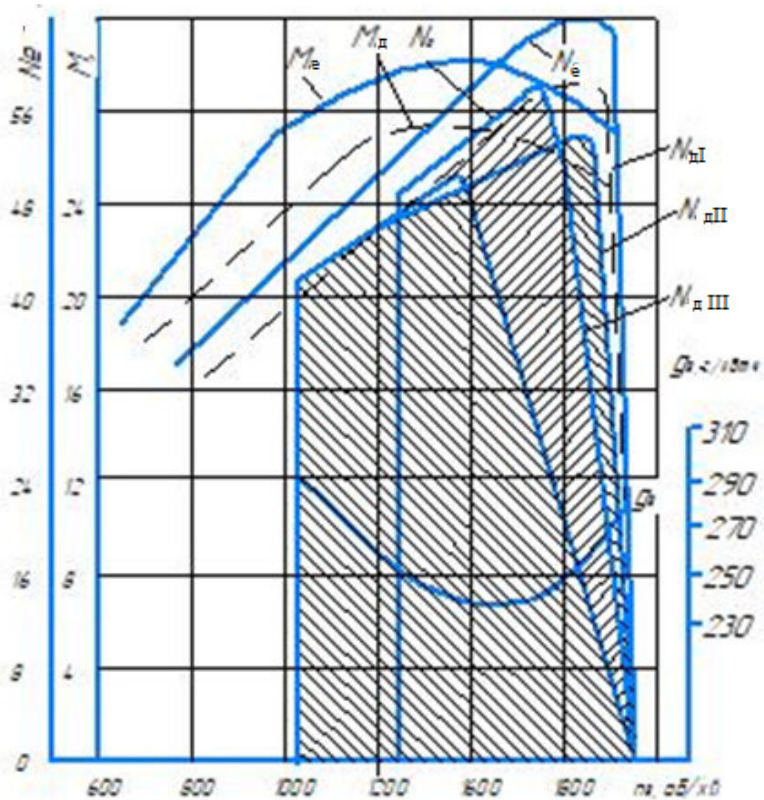


Рис. 9.9. Криві використання потужності двигуна легкого автогрейдера $G_e = 8,6$ т; $N_e = 75$ к. с., N_e – ефективна потужність, $N_{дi}$ – дійсна потужність на передачах

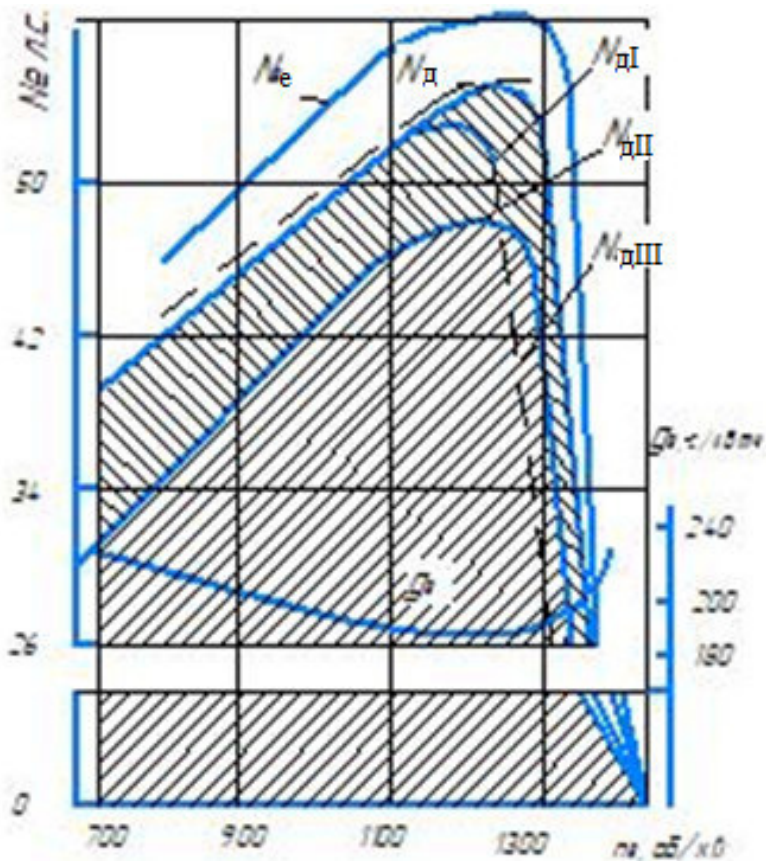


Рис. 9.10. Криві використання потужності двигуна легкого автогрейдера $G_e = 9,6$ т; $N_e = 54$ к.с., N_e – ефективна потужність, $N_{дi}$ – дійсна потужність на передачах

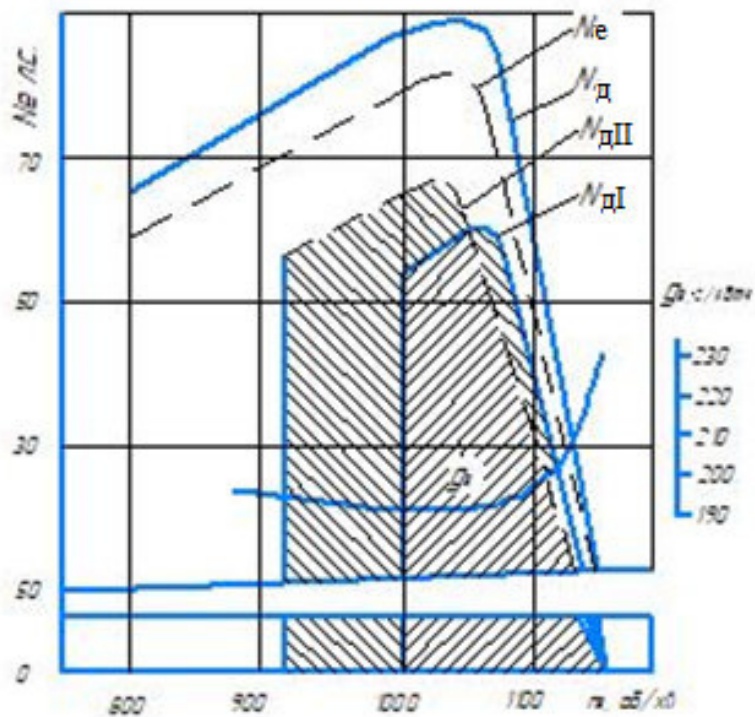


Рис. 9.11. Криві використання потужності двигуна легкого автогрейдера $G_e = 13,0\text{т}$; $N_e = 108\text{ к.с.}$, N_e – ефективна потужність, N_{di} – дійсна потужність на передачах

5. За графіками (рис. 9.9–9.11) визначити на яких частотах обертання працюють двигуни автогрейдерів і як вони відрізняються від номінальних значень, які відповідають максимальній потужності. Про що свідчать частоти обертання? (Перевантаження чи недовантаження двигуна?). Яким чином частота впливає на витрату палива?

Питання для підготовки до захисту практичної роботи

1. Що показує регуляторна характеристика двигуна?
2. Яку характеристику використовують для аналізу показників роботи двигуна в області перевантаження і на різних швидкісних режимах, які встановлюються всережимним регулятором?
3. На якій гілці повинні працювати дизельні двигуни?
4. Як впливає запас потужності на довговічність двигуна?
5. Про що свідчить перевищення дійсної потужності двигуна на передачі дійсного значення потужності двигуна?

Тема 9.7. Прохідність та паливна економічність колісних і гусеничних машин

Мета роботи: набути навички виконання дослідження прохідності та паливної економічності.

Короткі відомості з теорії

Вимоги агротехніки з збереження родючості ґрунту в тій же мірі, що і на трактори, поширюються й на автомобілі, що застосовуються в сільськогосподарському виробництві. Тому і для тракторів, і для автомобілів, що працюють в сільськогосподарських умовах, слід розглядати **прохідність трьох видів:** профільну (геометричну), опорно-зчіпну і агротехнічну (агроекологічну).

Профільна прохідність визначає можливість подолання автомобілем або трактором різних перешкод в плані та профілі, тобто можливість подолання ровів, каналів, руху серед дерев, ям, валунів і т. п., вписуючись в необхідну смугу руху.

Опорно-зчіпна прохідність визначає можливість руху машин по ґрунтах і поверхнях з малою несучою здатністю.

Агротехнічна (агроекологічна) прохідність – це здатність машини відповідати специфічним вимогам агротехніки.

Для оцінювання прохідності машини потрібно скласти рівняння, які відображають баланс сил і моментів, які діють на колесо, відносно точок O'_1 і O''_1 (рис. 9.12)

Припускаємо, що обод колеса жорсткий, а стінка каналу не деформується. Приймаємо, що штовхаюча сила F_{Π} діє по лінії, яка з'єднує осі передніх і задніх коліс. Під

час руху переднім ходом (рис. 9.12, а) рівняння моментів відносно точки O_1' буде мати вигляд

$$(G_H + F_B)l_\Gamma = (r_D - h_K)F_\Gamma. \quad (9.64)$$

Під час руху заднім ходом (рис. 7.1, б) відносно точки O_1''

$$(G_H - F_B)l_\Gamma = (r_D - h_K)F_\Gamma. \quad (9.65)$$

Ліві частини цих виразів являють собою момент опору коченню, праві – рушійний момент.

Прохідність машини визначають співвідношенням між цими моментами. З приведених виразів видно, що за умови однакової висоти перепону рушійний момент $(r_D - h_K)F_\Gamma$ буде однаковим для обох варіантів виїзду, а момент опору менше за умови руху заднім ходом:

$$(G_H - F_B)l_\Gamma < (G_H + F_B)l_\Gamma.$$

Прохідність машини, у даному випадку, буде вище при виїзді з канами заднім ходом.

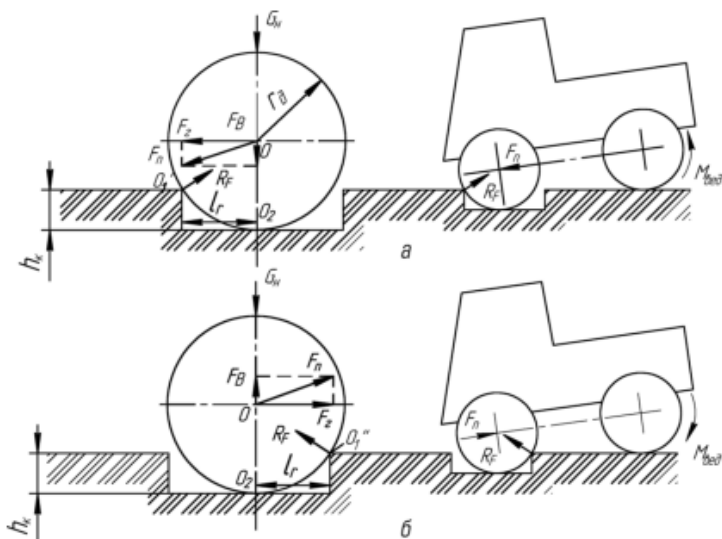


Рис. 9.12. Схема сил, які діють на переднє ведене колесо:
а – долаття перешкоди переднім ходом, б – заднім

Фізичний зміст різної прохідності в цьому прикладі у тому, що під час виїзду з канави заднім ходом вертикальна складова F_B направлена вгору та прагне підняти колесо та весь передній міст, що облегшує виїзд.

Вплив умов роботи веденого колеса і його радіуса на профільну прохідність можна проаналізувати коефіцієнтом запасу тягової сили

$$K_T = \frac{(r_D - h_K)F_\Gamma}{(G_H \pm F_B)l_\Gamma}. \quad (9.66)$$

Колесо подолає перепоп, якщо $K_T > 1,0$.

Паливна економічність трактора

Паливна економічність трактора визначається конструктивними та експлуатаційними чинниками. Виявляється паливна економічність через складові втрат енергетичного балансу трактора, частина з яких більше залежить від ступеня досконалості і технічного рівня конструкції, а частина - від умов експлуатації. Основні показники паливної економічності трактора – питома витрата палива на одиницю тягової потужності $g_{кр}$ [г / (кВт•год)] і на одиницю виконуваної роботи St (кг / га).

Паливна економічність двигуна g_e . При однакових умовах експлуатації економічніше той трактор, двигун якого має меншу питому витрату палива. Однак g_e (рис. 7.2) залежить від завантаження двигуна. Використання трактора на кожній передачі найбільш доцільно в режимі максимальної тягової потужності.

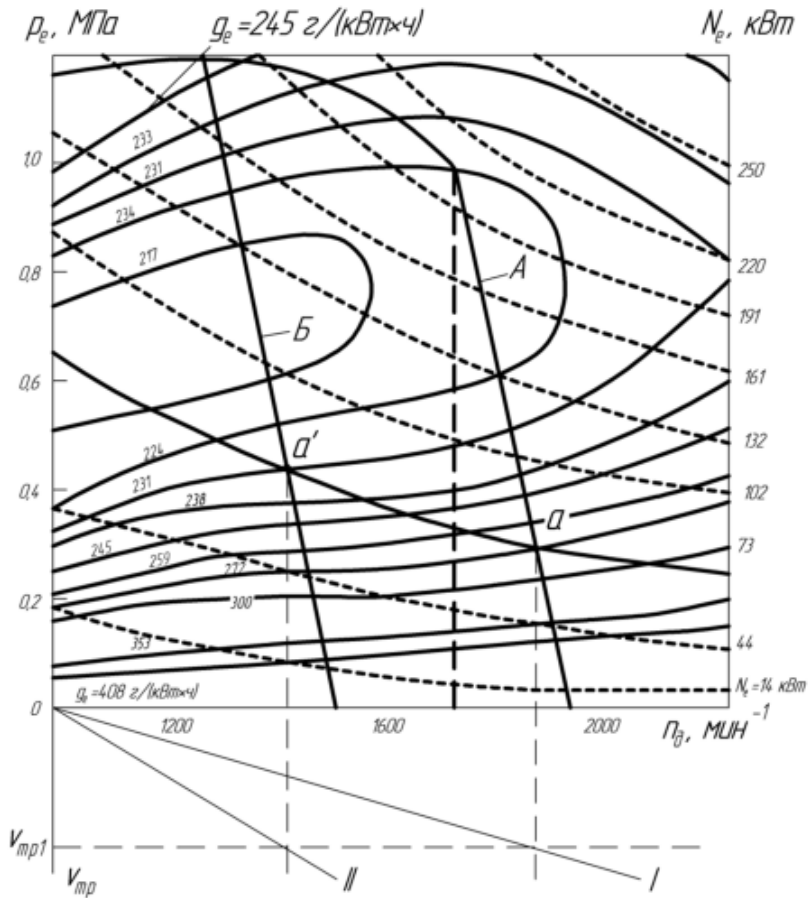


Рис. 9.13. Графік витрати палива при роботі двигуна на повному і частковому швидкісних режимах (I і II – передачі) максимальний тяговий ККД (на кожній передачі своє значення), що свідчить про найбільш ефективне використання енергії палива в технологічному процесі

У міру зниження навантаження на двигун показники його паливної економічності погіршуються. Тому на мало енергоємних операціях слід використовувати часткові

швидкісні режими роботи двигуна. Розглянемо це на наступному прикладі.

На рис. 9.13 зображена багато параметрична характеристика дизеля 84V13-14, на якій нанесені зовнішня А і часткова Б швидкісні регуляторні характеристики. Під багато параметричною характеристикою побудована відома з методики тягового розрахунку трактора залежність швидкості трактора по передачах $V_{тр}$ від кутової швидкості вала двигуна n_d . Промені залежності $V_{тр}$ перетинає паралельна осі абсцис лінія постійної швидкості $V_{тр1}$, з якою рухається МТА. Якщо навантаження на гаку невисоке, то трактор може працювати на одній з двох передач (І або ІІ), показаних на рис. 9.13. Порівняємо по паливній економічності рух агрегату на першій і другій передачах. Для цього розглянемо, як зміниться потужність двигуна N_e , потрібна для пересування МТА на І і ІІ передачах.

Проаналізуємо енергетичний баланс при роботі МТА на різних передачах. Потужність опору коченню буде однаковою незалежно від передачі, тому що сила опору коченню P_f і швидкість $V_{тр1}$ будуть однаковими на І і ІІ передачах. Отже добуток цих величин $N_f = P_f V_{тр}$ також залишиться незмінним. Умови, що визначають буксування рушіїв, також не змінюються, тому величина потужності буксування буде теж однаковою при русі на І і ІІ передачах. Якщо припустити, що ККД трансмісії однаковий на обох передачах, то потужність двигуна, необхідна для переміщення МТА зі швидкістю $V_{тр1}$, також однакова під час руху трактора на будь-якій з порівнюваних передач, а кутова швидкість колінчастого вала двигуна залежить від передачі.

Щоб визначити питому витрату палива при роботі двигуна з однаковою ефективною потужністю на різних швидкісних режимах, необхідно зіставити між собою g_e в

точках a і a' , які відповідають роботі трактора на різних передачах, при ефективній потужності двигуна 73 кВт, що розвивається їм на зовнішній (a) і частковій (a') швидкісних характеристиках. В даному прикладі економія палива становить $272 - 231 = 41$ г/кВт год, тобто більше 17%. При іншому поєднанні конкретних режимів роботи двигуна по зовнішній та частковій швидкісним характеристикам економія палива може бути більшою або меншою. Економія палива досягається за рахунок більш високого індикаторного і механічного ККД дизеля при використанні часткових швидкісних режимів у порівнянні з режимом роботи двигуна при малому моменті по зовнішній швидкісній характеристиці. Деталі двигуна також піддаються меншому зносу при роботі двигуна з меншою швидкістю.

Механічний ККД трансмісії суттєво впливає на паливну економічність. На тракторах і засобах тягово-енергетичного призначення застосовують механічні, гідродинамічні, гідромеханічні і гідростатичні трансмісії.

Значення механічного повного ККД наступні: механічних трансмісій тракторів і автомобілів – 0,88–0,93; гідродинамічних – 0,8–0,85; гідромеханічних – 0,75–0,9; гідростатичних – 0,75–0,8. Недовантаження знижує значно більше паливну економічність тракторів з гідромеханічною і гідростатичною трансмісіями, ніж з механічною трансмісією.

Слід зазначити, що гідротрансформатор і гідростатична трансмісія в поєднанні з автоматичним регулятором дозволяють підтримувати роботу двигуна в найбільш економічному режимі, що згідно з результатами випробувань частково компенсує перевитрату палива.

Особливість гідромеханічних передач полягає в тому, що при підвищенні швидкості руху і зниження тягового навантаження ККД підвищується, а при зменшенні

швидкості і збільшенні тягового навантаження – знижується. Це залежить від потужності, переданої одночасно механічною та гідростатичною частинами трансмісії. При тяговому навантаженні, що відповідає виконанню польових технологічних операцій, велика частина потужності передається через гідравлічний потік і менша – через механічну частину, тому ККД трансмісії нижче, ніж ККД на транспортних роботах. При виконанні оранки ККД гідромеханічної трансмісії становить приблизно 0,825 і досягає ККД механічної передачі на максимальній транспортній швидкості.

Застосування бортового комп'ютера дозволяє знизити витрату палива на одиницю виконаної роботи за рахунок вибору раціонального навантажувального і швидкісного режимів роботи двигуна.

Експлуатаційні фактори підвищення паливної економічності трактора. всі прийоми

Зміст роботи

1. Згідно завдання (табл. 7.1) оцінити прохідність машини та зробити висновок.
2. Оцінити паливну економічність МТЗ-80 за наведеними на рис. 9.14. багатопараметричними тяговими характеристиками трактора, які отримані внаслідок експерименту [36] для різних видів палива.

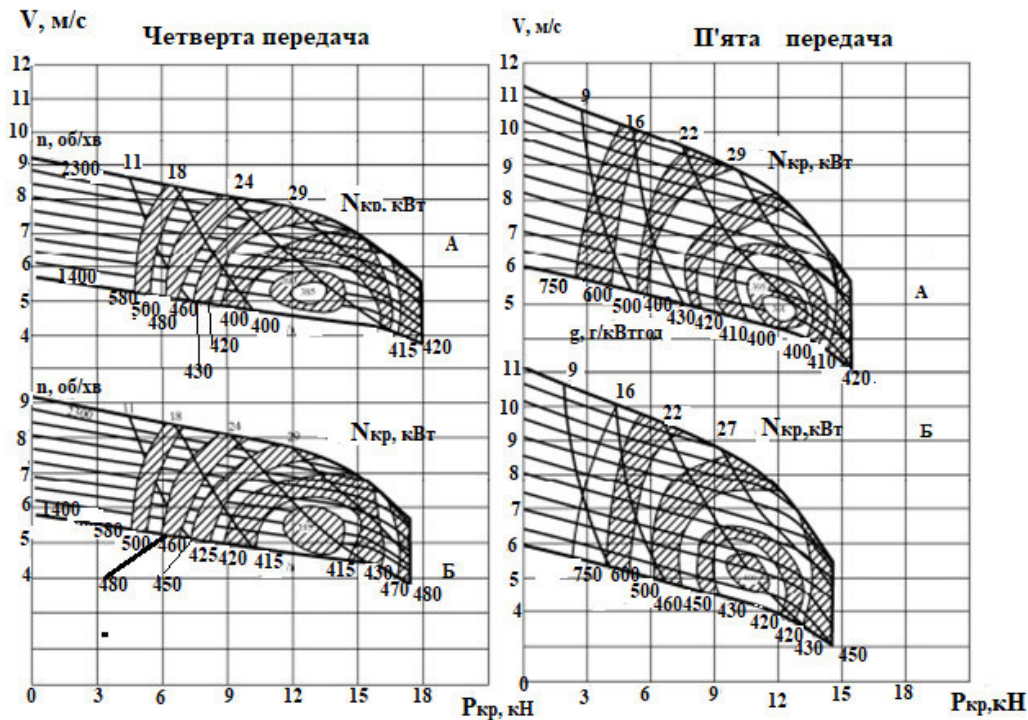


Рис. 9.14. Багатопараметрична тягова характеристика трактора МТЗ – 80 [36] (агрофон – поле під посів) на четвертій, п'ятій передачі: а – на дизельному паливі, б – на сумішевому паливі

Аналізуючи характеристики, потрібно зазначити:

- 1) як змінюються витрати палива при максимальній крутій потужності за умови роботи трактора на дизельному пальному та на сумішевому пальному;
- 2) яким чином при цьому змінюється дійсна швидкість руху;
- 3) яким чином змінюються ці характеристики при роботі на режимах, коли двигун суттєво недовантажений.

Питання для підготовки до захисту практичної роботи

1. Дати визначення поняття «прохідність».
2. У чому полягає повна та часткова втрати прохідності?
3. Як оцінюється прохідність автомобілів і тракторів сільськогосподарського призначення?
4. На які групи поділяють трактори та автомобілі за показниками прохідності?
5. Дайте визначення профільної прохідності.
6. Дайте визначення опорно-зчипної прохідності.
7. Дайте визначення агротехнічної прохідності.
8. Як впливають швидкісний та навантажувальний режими роботи двигуна внутрішнього згорання на паливну економічність двигуна?
9. Від яких факторів залежить витрата палива?
10. Від чого залежить паливна економічність трактора?
11. Що називається питомою тяговою витратою трактора?

Тема 9.8. Визначення параметрів землерийних машин залежно від умов експлуатації

Короткі відомості з теорії

Землерийні машини є складними технологічними машинами. Вони складаються з силового обладнання

(двигунів), трансмісії (передавальних і перетворюючих механізмів, що змінюють як напрям і швидкість обертання виконавчих механізмів, так й перетворюють один вид енергії в інший), робочого обладнання, ходового обладнання, системи управління і несучих конструкцій, які сприймають навантаження від двигуна, елементів трансмісії. Основні функціональні частини машин комплектують з уніфікованих вузлів і агрегатів. Уніфіковані вузли і агрегати мають стандартні заводські сертифікати. Застосування уніфікованих вузлів і агрегатів підвищує якість машини в цілому і забезпечує розширення номенклатури виробництва.

Вибір параметрів нових машин при їхньому створенні є важливим техніко-економічним завданням. Вирішення цього завдання забезпечує створення систем і комплектів машин для забезпечення ефективної комплексної механізації виробництва земляних робіт.

В якості цільової функції при оптимізації параметрів використовують техніко-експлуатаційні показники, включаючи час робочого циклу і показники техніко-економічної ефективності. Методика визначення параметрів землерийних машин залежно від умов експлуатації запропонована В.І. Баловнєвим [27].

Зміст роботи

Розглянемо приклад виконання роботи

Визначити технічні параметри бульдозера для трактора з двигуном потужністю 170 кВт. І гусеничним рушієм, який призначено для розробки ґрунтів IV категорії, $k_{\text{пит.б.}} = 0,6 \text{ МПа}$ (600000 Н/м^2 , див. табл. 8.1 даного посібника, тема 8).

Визначення параметрів з умов експлуатації і потужності двигуна бульдозера
Оптимальна маса бульдозера

$$m_{\text{опт}} = k_{\text{мопт}} N \left(\frac{k_{\text{пит.б.}} \cdot l_k \cdot k_{31}}{g^2 \cdot V_k \cdot l_x} \right)^{1/2}, \text{ кг.} \quad (9.67)$$

Встановлюємо значення величин, потрібних для розрахунку.

$k_{\text{мопт}}$ – безрозмірний коефіцієнт, який залежить від умов експлуатації; $k_{\text{мопт}} = 2,3$ (табл. 8.1);

k_{31} – розмірний коефіцієнт подібності, $k_{31} = 0,2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{Вт}$ (табл. 8.1);

V_k – середня швидкість копання, $V_k = 1 \text{ м/с}$ (3,6 км/год);

l_k – шлях копання, $l_k = 20 \text{ м}$, далі приймаємо співвідношення $l_x \cong 3 \cdot l_k$.

Підставивши дані у формулу (9.67) маємо:

$$m_{\text{опт}} = 2,6 \cdot 170000 \cdot \left(\frac{500000 \cdot 0,2 \cdot 10^{-5}}{9,81^2 \cdot 1 \cdot 3} \right)^{1/2} = 26000 \text{ кг.}$$

Оптимальна енергонасиченість бульдозера

$$\left(\frac{N}{m} \right)_{\text{опт}} = k_{\text{ен}} \left(\frac{g^2 V_k l_x}{k_{\text{пит.б.}} l_k k_{31}} \right)^{1/2}, \text{ Вт/кг.} \quad (9.68)$$

Встановлюємо величини, які входять до складу формули.

k_{31} – розмірний коефіцієнт подібності (табл. 8.1), $k_{31} = 0,2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{Вт.}$;

$k_{\text{ен}}$ – безрозмірний коефіцієнт, який залежить від умов експлуатації. Для бульдозерів $k_{\text{ен}} = 0,35$ (табл. 8.1);

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

$k_{\text{пит.б.}}$ – питомий опір копанню (табл. 8.1)

$$\left(\frac{N}{m} \right)_{\text{опт}} = 0,35 \left(\frac{9,81^2 \cdot 1 \cdot 3}{500000 \cdot 0,2 \cdot 10^{-5}} \right)^{1/2} = 6,4 \text{ кВт/кг.}$$

Розрахуємо ширину відвалу:

$$B_6 = k_{19} \cdot \sqrt[3]{m_{\text{опт}}}, \quad (9.69)$$

де k_{19} – розмірний коефіцієнт подібності, $k_{19} = 0,12 \text{ м/кг}^{1/3}$ (табл. 8.2).

Підставимо дані в формулу (9.69)

$$B_6 = 0,12 \cdot \sqrt[3]{26000} = 3,55 \text{ м.}$$

Розраховуємо максимальну продуктивність бульдозера для умов експлуатації, які зазначено вище:

$$P_{max} = k_{\Pi} \cdot N \cdot \left(\frac{V_k \cdot k_{13}}{k_{\text{пит.6} \cdot 3}} \right)^{1/2}, \text{ м}^3/\text{с.} \quad (9.70)$$

Встановимо значення величин, які входять до формули.

k_{Π} – безрозмірний коефіцієнт, який залежить від умов експлуатації, $k_{\Pi} = 0,5$;

k_{13} – розмірний коефіцієнт подібності, $\text{м}^2/\text{Вт}$. Для бульдозера $k_{13} = 0,2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{Вт}$. (табл. 8.1).

Маємо:

$$P_{max} = 0,5 \cdot 170000 \left(\frac{1 \cdot 0,2 \cdot 10^{-5}}{500000 \cdot 3} \right)^{1/2} = 0,098 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Вихідні дані для самостійного виконання задачі

1. Визначити параметри розпушувача за умовами експлуатації та потужності двигуна. Розпушувач встановлено на гусеничному тягачі з потужністю двигуна 434 кВт з трьома розпушувачами зубами. Призначення машини – розробка ґрунтів V категорії міцності, $k_{\text{пит.р.}} = 0,7 \text{ МПа}$ (700000 Н/м^2). Швидкість розпушування 1–2 м/с. $l_x \approx l_p = 1,5$.
2. Визначити технічні параметри бульдозера-розпушувача за заданою потужністю двигуна 444 кВт встановленого на гусеничному тракторі, який призначено для розробки ґрунтів V категорії міцності
3. Визначити технічні параметри скрепера за заданою ємкістю ковша $q_c = 9,3 \text{ м}^3$, який призначено для розробки ґрунтів III категорії міцності.

4. Визначити технічні параметри автогрейдера, який передбачається оснастити двигуном потужністю 100 кВт і використовувати на роботах з різання і планування ґрунтів III категорії міцності.
5. Визначити технічні параметри одноковшового навантажувача за заданою місткістю ковша $q_{п} = 3,4 \text{ м}^3$, для роботи з ґрунтами I категорії міцності.
6. Визначити технічні параметри машини, яка призначена для екскаваторно-навантажувальних робіт з екскаваторним ковшем місткістю $q_e = 0,5 \text{ м}^3$ на ґрунтах III категорії міцності.

Питання для підготовки до захисту практичної роботи

1. Наведіть формулу для визначення продуктивності ковшового фронтального навантажувача.
2. Наведіть формулу для визначення часу робочого циклу скрепера..
3. Наведіть методику визначення оптимальної маси бульдозера в залежності від техніко-експлуатаційних факторів, які складають умови експлуатації машини.
4. Наведіть методику визначення оптимальної величини показника енергонасиченості навантажувача залежно від маси.
5. Від яких характеристик залежить оптимальна маса одноковшового екскаватора?
6. Яким співвідношенням оцінюють енергонасиченість?
7. Яким чином впливає продуктивність на величину оптимальної маси машини?
8. Який метод дозволяє отримати оптимальні розв'язки для конкретних машин і умов експлуатації?
9. Як встановлюють відповідність величин параметрів, отриманих методом мінімізації робочого циклу машин, реальним величинам?
10. Як впливає оптимальне значення маси машини на діапазон умов експлуатації?

10. Курсовий проект

Мета курсового проекту – формування у здобувачів вищої освіти системи компетенцій для вирішення професійних задач з оцінювання експлуатаційних властивостей машин і оволодіння методикою та навичками самостійної роботи.

Виконання курсового проекту передбачає вирішення наступних задач:

- самостійний аналіз літературних джерел, технічної нормативної документації, результатів чинних досліджень при вирішенні інженерних задач;
- формування навичок оцінювання експлуатаційних показників машин;
- набуття навичок розрахунку основних параметрів робочого циклу двигунів, тягово-динамічних і паливних розрахунків енергетичних засобів.

За результатами виконання курсового проекту студенти

повинні знати:

- основні експлуатаційні показники тракторів;
- основні фактори, які впливають на роботу машин;
- вимоги до експлуатаційних властивостей машин;
- порядок та методику розрахунку тягово-швидкісних характеристик.

володіти:

- методикою аналізу та оцінювання режимів роботи двигунів;
- методикою проведення аналізу експлуатаційних властивостей;
- методикою обґрунтування напрямків покращення експлуатаційних властивостей машин.

Вимоги до виконання курсового проекту

Курсовий проект студенти виконують згідно завдання. Індивідуальні завдання на курсовий проект представлені в додатку Е.

Зміст курсового проекту

Курсовий проект складається з розрахунково-пояснювальної записки, яка повинна бути оформлена згідно вимог ДСТУ 3008-95.

Пояснювальна записка повинна містити:

- титульний аркуш,
- завдання,
- зміст,
- основну частину,
- загальні висновки,
- список використаних джерел.

В основній частині магістрант повинен викласти:

- опис машини, приклади її застосування. Проаналізувати напрямки розвитку даного типу машин із наведенням прикладів сучасних моделей та надати їхні характеристики;
- розрахунки, потрібні для побудови тягової характеристики та опис послідовності побудови.

Загальні висновки мають містити стисле викладення отриманих результатів розрахунків та оцінювання експлуатаційних показників.

Пояснювальна записка повинна завершуватися списком використаних джерел, на які є посилання в тексті, та які використані при її підготовці та написанні.

Вимоги до оформлення

Оформлення пояснювальної записки

Робота друкується на одній стороні білого аркуша формату А4 (210 x 297 мм). Шрифт – 14, міжрядковий інтервал – 1,5, поля: ліве – 25 мм, верхнє, нижнє – 20 мм, праве – 10 мм. Абзац – 10 мм.

Розділи нумеруються арабськими цифрами на окремій стрічці – 1, 2, 3 (слово Розділ друкується, крапка в кінці номера розділу та його назви не ставиться). Нижче (на наступній строчці) наводиться назва розділу.

Підрозділи нумеруються двома арабськими цифрами, з яких перша означає номер розділу, друга – номер підрозділу у розділі, наприклад – 1.1 (слово Підрозділ не друкується, крапка в кінці номера підрозділу ставиться, а назви – ні) (додаток Б).

Слова «ЗМІСТ», назви розділів, «ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ», «СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ» друкуються прописними літерами із напівжирним виділенням по центру аркуша.

Назви підрозділів друкуються звичайним шрифтом із напівжирним виділенням з абзацного відступу та вирівнюванням по ширині.

Між назвами структурних частин записки та текстом, а також назвами розділів та підрозділів, назвами підрозділів та текстом повинен бути один додатковий інтервал.

Між текстом та назвою таблиці, назвою таблиці та таблицею, таблицею та текстом, текстом та рисунком, рисунком та його назвою, назвою та текстом, повинен бути один додатковий інтервал.

Нумерація сторінок пояснювальної записки проставляється у верхньому правому куті листка.

Для формул, довідкових даних та інших матеріалів,

наприклад, експериментальних, необхідно давати посилання на джерела, із яких вони взяті. Наприклад: «... швидкість руху машини знаходиться в межах 1,5–2,5 м/с [1]»; цифра 3 в квадратних дужках означає, що даний текст взятий із літературного джерела під номером 3 у списку використаних джерел.

Формули, рисунки і таблиці нумеруються в межах розділів. Дозволяється оформляти текст таблиці 12 шрифтом.

Формули наводяться у редакторі формул курсивом по центру. Формули нумеруються в круглих дужках справа, перша цифра у назві формули означає номер розділу, наприклад – 1.3 (третя формула першого розділу).

Аналогічно нумеруються таблиці і рисунки.

Між цифрами, якими нумеруються формули, таблиці та рисунки ставиться крапка. Після останньої цифри в номері рисунка та таблиці ставиться тире.

Слово «Таблиця» і її номер вказують один раз зліва над першою частиною таблиці. Над іншими частинами пишуть «Продовження таблиці» із зазначенням номера.

Слово «Рис.» і його номер зазначаються нижче рисунка, з абзацним відступом, потім у цьому ж рядку зазначається назву рисунку, вирівнювання по ширині, абзац 10 мм.

Слова «Таблиця», «Рис.» та їх назву набирають звичайним шрифтом.

В кінці назви таблиці та рисунка крапка не ставиться.

Таблиці та рисунки наводяться зразу після їх першого згадування, або з початку наступної сторінки. В тексті посилаючись на таблицю та рисунок застосовують скорочення «табл.» та «рис.», а не «таблиця» і «рисунок».

Не рекомендується в основному тексті наводити таблиці розміром більше одного аркуша. Але, якщо текст таблиці необхідно перенести на наступний аркуш, то

колонки таблиці на першому і наступному аркушах слід пронумерувати.

Список використаних літературних джерел (від 30 до 80 посилань) оформляється згідно ДСТУ ГОСТ 7.1:2006, але в нього включаються тільки ті джерела на які є посилання в тексті).

Вимоги до оформлення списку літературних джерел

Приклади оформлення списку літератури згідно ДСТУ 8302:2015 «Інформація та документація. Бібліографічне посилання. Загальні положення та правила складання» з урахуванням правок (код УКНД 01.140.40)

Характеристика джерела	Приклад оформлення
Книги	
Один автор	Скидан О. В. Аграрна політика в період ринко-вої трансформації : монографія. Житомир : ЖНАЕУ, 2008. 375 с.
Два автора	Крушельницька О. В., Мельничук Д. П. Управління персоналом : навч. посіб. Київ, 2005. 308 с.
Три автори	Скидан О. В., Ковальчук О. Д., Янчевський В. Л. Підприємництво у сільській місцевості : довідник. Житомир, 2013. 321 с.
Чотири автори	Методика нормування ресурсів для виробництва продукції рослинництва / Вітвіцький В. В., Кисляченко М. Ф., Лобастов І. В., Нечипорук А. А. Київ : Укראгропромпродуктивність, 2006. 106 с.

	Основи марикультури / Грициняк І. І. та ін. Київ : ДІА, 2013. 172 с.
П'ять і більше авторів	1. Екологія : навч. посіб. / Б. В. Борисюк та ін. Житомир, 2003. 174 с. 2. Методи підвищення природної рибопродуктивності ставів / Андрущенко А. І. та ін. ; за ред. М. В. Гринжевського. Київ, 1998. 124 с.
Колективний автор	<i>Органічне виробництво і продовольча безпека</i> : зб. матеріалів доп. учасн. III Міжнар. наук.-практ. конф. / Житомир. нац. агрокол. ун-т. Житомир : Полісся, 2015. 648 с.
Багатотомне видання	1. Генетика і селекція в Україні на межі тисячоліть : у 4 т. / гол. ред. В. В. Моргун. Київ : Логос, 2001. Т. 2. 636 с. 2. Фауна України : в 40 т. Т. 36. Инфузории. Вып. 1. Суктории (<i>Ciliophora, Suctorea</i>) / И. В. Довгаль. Киев : Наукова думка, 2013. 271 с.
За редакцією	Доклінічні дослідження ветеринарних лікарських засобів / за ред. І. Я. Коцюмба. Львів : Тріада плюс, 2006. 360 с.
Автор і перекладач	Котлер Ф. Основы маркетинга : учеб. пособие / пер. с англ. В. Б. Боброва. Москва, 1996. 698 с.
Розділ книги	Саблук П. Т. Напрямки розвитку економіки в аграрній сфері виробництва. <i>Основи аграрного підприємництва</i> / за ред. М. Й. Маліка. Київ, 2000. С. 5–15.
Тези доповідей,	Розвиток сільськогосподарського підприємництва на кооперативних засадах. <i>Кооперативні читання: 2013 рік</i> :

матеріали конференцій	матеріали Всеукр. наук.-практ. конф., 4–6 квіт. 2013 р. Житомир : ЖНАЕУ, 2013. С. 87–91.
Статті з продовжуючих та періодичних видань	Якобчук В. П. Стратегічні пріоритети інноваційного розвитку підприємництва в аграрній сфері. <i>Вісник Київського національного університету ім. Т. Шевченка. Сер. Економіка</i> . 2013. Вип. 148. С. 31–34.
Електронні ресурси	<p style="text-align: center;">Книги</p> <p>Клітна М. Р., Брижань І. А. Стан і розвиток органічного виробництва та ринку органічної продукції в Україні. <i>Ефективна економіка</i>. 2013. № 10. URL: http://www.m.nauka.com.ua/?op=1&j=efektyvna економіка&s=ua&z=2525 (дата звернення: 12.10.2017).</p> <p style="text-align: center;">Сторінки з веб-сайтів</p> <p>Що таке органічні продукти і чим вони кращі за звичайні? <i>Екологія життя</i> : веб-сайт. URL: http://www.eco-live.com.ua (дата звернення: 12.10.2017).</p>
Законодавчі і нормативні документи (інструкції, накази)	Конституція України : станом на 1 верес. 2016 р. / Верховна Рада України. Харків : Право, 2016. 82 с.
Стандарти	ДСТУ ISO 9001: 2001. Системи управління якістю. [Чинний від 2001-06-27]. Київ, 2001. 24 с.

Патенти	Спосіб лікування синдрому дефіциту уваги та гіперактивності у дітей: пат. 76509 Україна. № 2004042416; заявл. 01.04.2004; опубл. 01.08.2006, Бюл. № 8 (кн. 1). 120 с.
Авторські свідоцтва	А. с. 1417832 ССРСР, МКИ А 01 F 15/00. Стенка рулонного пресс-подборщика / В. Б. Ковалев, В. Б. Мелегов. № 4185516 ; заявл. 22.01.87 ; опубл. 23.08.88, Бюл. № 31.
Дисертації	Романчук Л. Д. Оцінка джерел надходження радіонуклідів до організму мешканців сільських територій Полісся України : дис. ... д-ра с.-г. наук : 03.00.16 / Житомир. нац. агрокол. ун-т. Житомир, 2011. 392 с.
Автореферати дисертацій	Бондар О. Г. Земля як об'єкт права власності за земельним законодавством України : автореф. дис. ... канд. юрид. наук : 12.00.06. Київ, 2005. 20 с

Тягово-динамічний та паливно-економічний розрахунок енергетичного засобу

1. Вихідні дані та основні розрахункові параметри для теоретичної тягової характеристики трактора

Завдання на тяговий розрахунок

Вихідними даними до тягового розрахунку трактора є: прототип трактора, крюкова сила тяги $P_{кр1}$ на першій

передачі, тип рушія, теоретична швидкість руху на першій передачі, число передач, характеристика ґрунту.

1. Визначення основних параметрів для розрахунку тягової характеристики трактора

Під час виконання тягового розрахунку визначають або вибирають наступні параметри:

- експлуатаційну вагу трактора;
- радіус ведучих коліс трактора;
- передаточне число трансмісії;
- показники коректорної гілки регуляторної характеристики двигуна.

10.1. Обґрунтування експлуатаційної ваги трактора

Від загальної маси трактора залежать його тягові властивості та паливна економічність. За умови значної маси великими будуть витрати на перекочування, за умови малої маси підвищуються втрати на буксування. Тому при роботі з будь-якою силою тяги доцільно мати оптимальну масу, при якій сума витрат енергії на перекочування та буксування за рівності інших умов була б мінімальною.

Експлуатаційну вагу трактора, виходячи з його зчіпних властивостей та заданої кривокової сили тяги на першій передачі, визначають за залежністю:

$$m_{зч} = \frac{P_{кр1}}{(\mu\lambda - f)g}, \text{ кг}, \quad (10.1)$$

де $P_{кр1}$ – задана кривокова сила тяги на першій передачі, Н;

μ – коефіцієнт зчеплення рушія з ґрунтом;

λ – коефіцієнт використання зчіпної маси трактора;

$\lambda = 1,0$ – для гусеничних тракторів із усіма ведучими колесами;

$\lambda = 0,75 - 0,85$ – для тракторів з задніми ведучими колесами;

f – коефіцієнт опору коченню.

Коефіцієнти μ і f приймають за таблицями, наведеними в додатку Е.

За умови, що маса дорівнює $m_{зч}$, в процесі рушання та розгону, коли треба долати сили інерції, а також перевантаження, можливе повне буксування трактора. Буксування зменшують, збільшуючи масу $m_{зч}$ за рахунок маси баласту $m_б$ або довантаження ведучих коліс масою навісної машини $m_н$ на 8 – 50%. Для подальших розрахунків доцільно прийняти табличне значення експлуатаційної маси трактора прототипу $m_{прот}$, якщо вона буде більшою за $m_{зч}$, так як буксування буде менше та не приведе до потреби створювати трактор іншої маси.

10.1.1. Визначення радіусу ведучих коліс трактора

Радіус ведучих коліс впливає на швидкість і буксування тракторів і, отже, на їх зчіпні властивості. У колісних тракторів розміри коліс визначаються розмірами шин. Розміри шин вибирають за довідковими даними. Шини потрібної вантажопідйомності підбираються по навантаженню, що припадає на колеса. У тракторів з усіма привідними колесами з однаковим розміром всіх коліс центр мас розташовується так, щоб при роботі з номінальним тяговим зусиллям на гаку навантаження на передні і задні колеса була однаковою. У тракторів з усіма ведучими колесами, у яких передні і задні колеса не однакові за розміром. Коефіцієнт навантаження задніх коліс приймають рівним 0,70–0,85.

Якщо розміри коліс дані в системі СІ, то радіус колеса

$$r_k = 0,001(0,5d + (0,8 \dots 0,85)b_k), \text{ м}, \quad (10.2)$$

де d та b_k – зовнішній діаметр обода колеса і ширина профілю покриття, мм;

0,8–0,85 – коефіцієнт, який враховує радіальну деформацію шин.

За умови наведення розмірів у дюймах, то розрахунок радіуса проводять:

$$r_k = 0,0254 (0,5d + (0,8 \dots 0,85)b_k), \text{ м} \quad (10.3)$$

Для спрощення всіх наступних розрахунків, які виконують для тракторів з усіма приводними колесами, приймають, що кінематична невідповідність між передніми і задніми колесами, відсутня. Це дає підставу вести подальші розрахунки тільки з використанням радіуса кочення задніх коліс.

Для гусеничних тракторів теоретичний радіус ведучого колеса (зірочки) визначають за формулою:

$$r_k = \frac{t_{\text{зір}} Z_k}{2\pi}, \text{ м}, \quad (10.4)$$

де $t_{\text{зір}}$ – крок гусеничної ланки, м;

Z_k – число активно діючих зубців.

Число Z_k дорівнює загальній кількості зубів зірочки, якщо кожен зуб послідовно входить в зачеплення з черговою ланкою гусениці або дорівнює половині загального числа зубів, якщо зачеплення відбувається через зуб.

Параметри ведучих коліс приймають у порівнянні з прототипом за довідковими даними.

10.1.2. Визначення передаточних чисел трансмісії

Різноманітність робіт, які виконуються тракторами, викликає необхідність мати відповідний набір передач, що забезпечують різні швидкості руху. З метою підвищення продуктивності тракторних агрегатів основні робочі швидкості тракторів повинні мати максимальні значення, допустимі при сучасному рівні агротехніки.

Основні робочі швидкості лежать в межах 5–12 км/год для колісних тракторів і 5–8,5 км/год для гусеничних тракторів з перспективним зростанням найближчим часом до 18 км/год для колісних і до 13 км/год для гусеничних тракторів. Число робочих передач вибирається з діапазону основних швидкостей.

Транспортні передачі використовують при роботі трактора з причепами для перевезення вантажів. Транспортні швидкості гусеничних тракторів знаходяться в межах 8,5–15 км/год, колісних – 12–35 км/год. Зі збільшенням транспортних швидкостей потрібні заходи, що поліпшують умови роботи тракториста і забезпечують водіння трактора на підвищених швидкостях.

Вибір ряду основних передач проводять за геометричною прогресією:

$$\frac{i_{\text{тр}2}}{i_{\text{тр}1}} = \frac{i_{\text{тр}3}}{i_{\text{тр}2}} = \dots = \frac{i_{\text{тр}z}}{i_{\text{тр}z-1}} = q, \quad (10.5)$$

де q – знаменник геометричної прогресії;

$i_{\text{тр}}$ – передаточне число трансмісії трактора на основних передачах.

Знаменник геометричної прогресії визначають за формулою:

$$q = z^{-1} \sqrt{\frac{P_{kz}}{P_{k1}}}, \quad (10.6)$$

де P_{k1} – дотична сила тяги на першій передачі, Н;

P_{kz} – крюкова сила тяги на вищій передачі, Н.

Дотичну силу на першій передачі:

$$P_{k1} = P_{kp1} + P_f, \text{ Н},$$

де P_{kp1} – крюкова сила тяги на першій передачі, Н;

P_f – сила опору перекочуванню трактора, Н.

Сила опору перекочуванню трактора:

$$P_f = f \cdot m_e \cdot g, \text{ Н}, \quad (10.7)$$

де f – коефіцієнт опору перекочуванню трактора;

m_e – експлуатаційна маса трактора, кг.

Дотична сила тяги на вищій передачі визначається:

$$P_{kz} = P_{kpz} + P_f, \text{ Н} \quad (10.8)$$

де P_{kpz} – крюкова сила тяги на вищій передачі, Н

$$P_{kpz} = \frac{P_{kp1}}{Z_T}, \text{ Н}, \quad (10.9)$$

де Z_T – діапазон робочих тягових зусиль класу, що проектується.

Для пропасних тракторів $Z_T = 2,5 - 3,0$; для тракторів загального призначення $Z_T = 2 - 3$.

Передаточне число трансмісії на першій передачі:

$$i_{тp1} = 0,377 \frac{n_{ен} \cdot r_k}{V_{T1}}, \quad (10.10)$$

де $n_{ен}$ – номінальна частота обертання колінчастого валу двигуна, хв.⁻¹ (приймають за прототипом трактора);

r_k – радіус колеса, м;

V_{T1} – теоретична швидкість руху трактора на першій передачі, км/год

Передаточне число трансмісії на інших передачах:

$$i_{тp2} = i_{тp1} \cdot q; \quad (10.11)$$

$$i_{тp3} = i_{тp1} \cdot q^2; \quad (10.12)$$

$$i_{тp4} = i_{тp1} \cdot q^3; \quad (10.13)$$

$$i_{тpz} = i_{тp1} \cdot q^{z-1} \quad (10.14)$$

Загальне передаточне число трансмісії складається з передаточних чисел механізмів, які складають трансмісію

$$i_{тp} = i_{г} \cdot i_{кп} \cdot i_{к}, \quad (10.15)$$

де $i_{г}$ – передаточне число головної передачі;

$i_{кп}$ – передаточне число кінцевої передачі;

$i_{к}$ – передаточне число коробки передач.

За аналогією з існуючими тракторами, однотипними з тим, що проектується, намічають передаточні числа головної, кінцевої передач, які знаходяться в межах:

$$i_T = 2,5 - 4,1; i_{кп} = 3,8 - 6,2.$$

За прийнятими передаточними числами i_T та $i_{кп}$ знаходять передаточні числа коробки передач за формулою (10.15).

Визначені передаточні числа є орієнтовними. Під час практичного вибору числа зубів шестерен їх приходиться коректувати.

10.2. Методика розрахунку та побудови регуляторної характеристики двигуна

Потужність двигуна визначають з умови реалізації заданої крюкової сили тяги $P_{кр1}$ на першій передачі з певною робочою швидкістю.

Розрахунок номінальної потужності двигуна проводять за формулою:

$$N_e^H = \frac{(P_{кр1} + P_f) V_{T1}}{3600 \cdot \eta_{тр} \cdot K_e}, \text{ кВт} \quad (10.16)$$

де V_{T1} – задана теоретична швидкість руху трактора на першій передачі, км/год.;

$\eta_{тр}$ – ККД трансмісії. Для гусеничних тракторів 0,86 – 0,88; для колісних – 0,91 – 0,92.

K_e – коефіцієнт експлуатаційного завантаження двигуна. Приймається рівним одиниці.

Регуляторна характеристика двигуна може бути взята за прототипом, якщо характеристику будують для відомого двигуна. Якщо двигун невідомий, то характеристику будують за результатами розрахунку.

Спочатку розраховують коректорну гілку характеристики.

Розрахунок потужності ведуть за емпіричною залежністю:

$$N_e = N_e^H = \left[0,7 \frac{n_e}{n_{eH}} + 1,3 \left(\frac{n_e}{n_{eH}} \right)^2 - \left(\frac{n_e}{n_{eH}} \right)^3 \right], \text{кВт}, \quad (10.17)$$

де N_e^H – номінальна потужність двигуна, кВт;
 n_{eH} – номінальна частота обертання двигуна, хв^{-1} ;
 n_e – значення частоти обертання валу двигуна, хв^{-1} ;
 N_e – потужність двигуна при частоті n_e , кВт.

Значення n_e вибирають довільно, наприклад через 1000–1200 хв^{-1} включно до n_{eH} таким чином, щоб отримати 5–6 точок для побудови коректорної гілки регуляторної характеристики.

Крутний момент двигуна M_e визначають за формулою:

$$M_e = \frac{N_e \cdot 9550}{n_e}, \text{Нм}. \quad (10.18)$$

Ефективна питома витрата палива g_e визначають за формулою:

$$g_e = g_e^H \left[1,35 - 1,35 \frac{n_e}{n_{eH}} + \left(\frac{n_e}{n_{eH}} \right)^2 \right], \text{г/кВт}\cdot\text{год}, \quad (10.19)$$

де g_e^H – ефективна питома витрата палива при номінальній потужності, приймають за прототипом.

Годинна витрата палива визначається:

$$G_T = \frac{g_e \cdot N_e}{1000}, \text{кг/год}. \quad (10.20)$$

Розрахунок коректорної гілки регуляторної характеристики двигуна виконують із врахуванням наступних прийнятих параметрів: $r_k, f, m_e, \eta_{тр}, P_{кр1}, n_{eH}, V_{T1}, i_r, i_{кп}$.

Результати розрахунків заносять в табл. 10.1. За даними таблиці та за відомими закономірностями взаємозв'язку показників будують регуляторну характеристику двигуна (рис. 10.1) у третьому квадранті тягової характеристики трактора.

Таблиця 10.1

Результати розрахунків коректорної гілки регуляторної характеристики двигуна

$n_e, \text{хв}^{-1}$	$N_e, \text{кВт}$	$M_e, \text{Н}\cdot\text{м}$	$g_e, \text{г/кВт}\cdot\text{год}$	$G_T, \text{кг/год}$
1000				
1200				
$n=2200$				

Донизу від нульового значення по вертикальній осі координат наносять масштабну шкалу моменту M_e , а вліво на горизонтальній осі з початку координат наносять масштабну шкалу частоти обертання колінчастого валу n_e та відмічають точки, які відповідають номінальній частоті $n_{ен}$ та частоті холостого ходу $n_{хх}$. Частоту $n_{хх}$ визначають за залежністю:

$$n_{хх} = (1,05 \dots 1,1)n_{ен}. \quad (10.21)$$

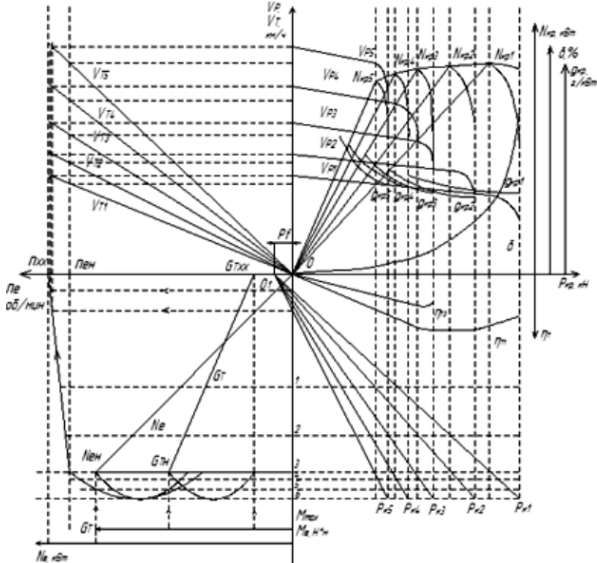


Рис. 10.1. Тягова характеристика трактора

З точки зі значенням $n_{ен}$ на осі координат проводять вертикальну пряму до перетину з горизонтальною прямою, яка проведена через номінальний момент M_e^H на осі моментів. Точку перетину прямих з'єднують прямою з точкою зі значенням n_{xx} на осі координат частоти обертання колінчастого валу та отримують регуляторну гілку $n_e = f(M_e)$.

Далі використовуючи дані табл. 10.1, будують коректорну гілку $n_e = f(M_e)$ регуляторної характеристики за точками координат M_e та n_e .

Масштабні осі координат годинної витрати палива G_T та потужності двигуна N_e розташовують у нижній частині графіка вліво від осі моменту, починаючи зі значення нульових величин. Спочатку будують регуляторну гілку потужності двигуна N_e . Для цього на горизонтальній лінії, яка проведена через номінальний момент M_e^H на осі моментів, відмічають значення номінальної потужності N_e^H в прийнятому масштабі. Отриману точку з'єднують з початком координат $M_e = 0$, отримують регуляторну гілку потужності $N_e = f(M_e)$. Тому за даними табл. 10.1. будують коректорну гілку даної функції. Після цього будують регуляторну гілку годинної витрати палива $G_T = f(M_e)$. Для цього на осі координат частоти обертання колінчастого валу n_e вліво від початку координат $M_e = 0$ відкладають значення витрати палива за умови роботи двигуна на холостому ході G_{Txx} у вибраному масштабі. Значення G_{Txx} визначають за залежністю:

$$G_{Txx} = (0,25 \dots 0,35)G_{TH}, \quad (10.22)$$

де G_{TH} – величина годинної витрати палива за умови номінального режиму роботи двигуна.

На горизонтальній прямій, проведеній через точку номінального моменту M_e^H , вліво відкладають значення

номінальної витрати палива G_{TH} , отриману точку з'єднують прямою з точкою G_{TXX} та отримують регуляторну гілку годинної витрати палива $G_T = f(M_e)$.

Далі будують коректорну гілку $G_T = f(M_e)$ за даними табл. 10.1 за точками координат M_e та G_T .

Побудувавши регуляторну та коректорну гілки характеристик $n_e, N_e, G_T = f(M_e)$, на осі координат M_e наносять шість точок, позначаючи цифрами: 1, 2, 3, 4, 5, 6 за якими визначають показники n_e, N_e, G_T для шести режимів завантаження двигуна, потрібні для розрахунку тягової характеристики. При цьому точки 1 та 2 беруть в режимі недовантаження при значеннях M_e рівних 0,5 і 0,75 відповідно від моменту номінального M_e^H . Точкою 3 відмічають номінальний момент завантаження M_e^H . Завантаження двигуна більше M_e^H підвищується в точках 4 і 5 та досягає максимального значення M_e^{max} в точці 6. В цілому вихідні дані, обґрунтовані експлуатаційно-конструктивні параметри та прийняті значення завантаження двигуна за регуляторною характеристикою використовують під час розрахунку показників тягової характеристики трактора.

10.3. Методика розрахунку показників тягової характеристики трактора

Тягові характеристики рахують основним технічним документом паливних і тягових показників тракторів та широко використовують для оцінювання різних експлуатаційних режимів їхньої роботи. Тягові характеристики тракторів визначають дослідним або розрахунковим шляхом. Розрахункову тягову характеристику трактора називають теоретичною. Під час розрахунку визначають наступні показники тягової характеристики трактора:

– дотичну силу тяги

$$P_k = \frac{M_e \cdot i_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{тр}}}{r_k}, \text{ Н}, \quad (10.23)$$

M_e – момент на валу двигуна, Н·м;

$i_{\text{тр}}$ – передаточне число трансмісії;

$\eta_{\text{тр}}$ – ККД трансмісії;

r_k – радіус ведучого колеса, м;

– крюкову силу тяги

$$P_{kp} = P_k - P_f, \text{ Н} \quad (10.24)$$

– теоретичну швидкість трактора

$$V_T = 0,377 \frac{n_e \cdot r_k}{i_{\text{тр}}}, \text{ км/год} \quad (10.25)$$

– коефіцієнт буксування трактора

$$\delta = \delta_{\text{max}} \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{P_{kp}}{P_{kp}^{\text{max}}} \right)^2} \right], \quad (10.26)$$

де δ_{max} – найбільше допустиме буксування;

– робочу швидкість трактора

$$V_p = V_T (1 - \delta), \text{ км/год}; \quad (10.27)$$

– тягову потужність на крюку трактора

$$N_{kp} = \frac{P_{kp} \cdot V_p}{3600}, \text{ кВт}; \quad (10.28)$$

– питому витрату палива

$$g_e = \frac{G_T \cdot 1000}{N_{kp}}, \text{ г/кВт·год} \quad (10.29)$$

– тяговий ККД трактора

$$\eta_T = \frac{N_{кр}}{N_e}. \quad (10.30)$$

За вище наведеними формулами виконують розрахунок цих показників тягової характеристики трактора. Розрахунок характеристик рекомендується проводити з використанням ЕОМ. З регуляторної характеристики двигуна, яка побудована в функції моменту, беруть для розрахунків значення показників: n_e , N_e , M_e , G_T , які відповідають шести режимам завантаження двигуна, позначені точками 1, 2, 3, 4, 5, 6; на осі координат M_e . З кожної точки проводять горизонтальні прямі, що перетинають лінії всіх показників, і в точках перетину беруть їхні значення, заносять в табл. 10.6. та вводять в комп'ютер для розрахунку тягової характеристики трактора.

Введення вище зазначених параметрів і показників у комп'ютер дозволить на виході отримати табл. 10.4 зі значеннями показників тягової характеристики на всіх заданих передачах і режимах завантаження трактора.

Таблица 10.2

Значення показників режимів роботи двигуна по регуляторній характеристиці

№ режиму роботи	n_e , хв ⁻¹	N_e , кВт	M_e , Н·м	G_T , кг/год	Примітки
1					$0,5M_e^H$
2					$0,75M_e^H$
3					M_e^H
4					$> M_e^H$
5					$\gg M_e^H$
6					M_e^{max}

10.4. Методика графоаналітичної побудови тягової характеристики трактора

За даними табл. 10.4 будують діаграми тягової характеристики трактора (рис. 10.1).

Вісь координат P_k , P_{kp} , n_e проводять горизонтально через початок координат моменту $M_e = 0$. Початком координат графіка функції $P_k = f(M_e)$ є точка O_l , яка зміщується вліво від початку координат P_{kp} точки O на значення сили опору коченню P_f . Сили P_k , P_{kp} , P_f на осі координат наносять в одному й тому ж масштабі. Графік функції $P_k = f(M_e)$ лінійний, тому достатньо взяти значення P_k при номінальному режимі роботи двигуна M_e^H і нанести їх для кожного режиму завантаження на горизонтальній лінії, проведеній через точку 3 (M_e^H , P_k^H).

Ці точки з'єднують прямими лініями з початком координат O_l , продовжуючи їх до горизонтальної лінії, проведеній через точку 6 (M_e^{max} , P_k^{max}). Від початку координат O наносять шкалу значень P_{kp} .

Діаграма теоретичних швидкостей будується у четвертому квадранті тягової характеристики. Теоретичну швидкість трактора визначають за формулою (10.25).

Так як у формулі (10.25) n_e знаходиться в першій степені, то графік функції $V_T = f(n_e)$ – пряма лінія, яка виходить з початку координат O , через точки, відкладені в масштабі осі координат V_T розрахункових значень теоретичних швидкостей при номінальному режимі роботи n_{eH} . Максимальні теоретичні швидкості V_T^{max} для кожної передачі визначають графічно. Для цього точки перетину променів дотичних сил P_k з віссю моменту M_e проєктуються на лінію $n_e = f(M_e)$ і далі по лінії відповідних теоретичних швидкостей і на вісь координат швидкостей (V_T і V_p). Проекції точок на вісі координат

визначають максимальні значення теоретичних і робочих швидкостей без навантаження $P_{кр} = 0$ і буксування $\delta = 0$ рушіїв.

У першому квадранті тягової характеристики будують графіки функцій: $\delta = f(P_{кр}); N_{кр} = f(P_{кр}); V_p = f(P_{кр}); g_{кр} = f(P_{кр})$. Спочатку будують криву буксування. Вона є спільною для всіх передач, так як буксування залежить лише від величини тягового зусилля і не залежить від передачі. За разрухунковими значеннями табл. 4.1 у вибраному масштабі осі координат δ будують одну графічну залежність $\delta = f(P_{кр})$.

Побудову $V_p, N_{кр}, g_{кр} = f(P_{кр})$ виконують так само за розрахунковими значеннями цих показників табл. 10.3 та у вибраному масштабі осей координат наносять їх на лініях проекції режимних точок 1, 2, 3, 4, 5, 6, що проведені з осі координат P_k і $P_{кр}$ в поле графіків функцій. При $P_{кр} = 0$ і $N_{кр} = 0$ графік функції $N_{кр} = f(P_{кр})$ виходить з початку координат O .

Потужності $N_{кр}$ на всіх передачах до номінальних навантажень на крюку $P_{кр}^H$ зростають прямо пропорційно до $N_{кр}^{max}$, за умови зростання навантаження на крюку більше $P_{кр}^H$ (режими, відмічені точками 4, 5, 6) крюкові потужності різко зменшуються з причини незначних коефіцієнтів пристосованості двигуна до перевантажень.

Проведена огинаюча лінія по точках перегину кривих тягових потужностей $N_{кр}^{max}$ називається потенційною тяговою характеристикою трактора.

Така характеристика може бути досягнута при безступеневій трансмісії з автоматично змінним передаточним числом, що забезпечує завантаження двигуна до номінального N_e^H та $N_{кр}^{max}$ на всіх режимах роботи трактора.

Графіки функцій $V_p = f(P_{кр})$ при $P_{кр} = 0$ починаються на осі координат V_T і V_p з точок, які відповідають значенням теоретичних швидкостей, так як на холостому ходу буксування $\delta = 0$ і $V_T = V_p$. У масштабі шкали швидкостей з табл. 10.3 наносять точки значень на всіх режимах і передачах і будують графіки $V_p = f(P_{кр})$.

За даними табл. 10.3 будують графіки $g_{кр} = f(P_{кр})$, вибравши масштаб осі координат, наносять значення точок на всіх заданих передачах і режимах завантаження на кріюку трактора.

На лініях проєкцій режимних точок 1, 2, 3, 4, 5, 6 у другому квадранті будують графіки функцій тягового ККД $\eta_T = f(P_{кр})$ для першої та третьої передач за розрахунковими значеннями з табл. 10.3 або обрахованих вручну за формулою (3.8) – табл. 10.4.

Графіки обох функцій будують з початку координат $P_{кр} = 0$ по відкладеним на лініях проєкцій режимних точок значень тягових ККД в масштабі осі η_T .

Тяговий ККД знаходиться в межах:
колісні з одним ведучим мостом – 0,6–0,7;
колісні з двома ведучими мостами – 0,65–0,75;
гусеничні – 0,7–0,8.

Розрахункові тягові ККД трактора на 1 і 3 передачах знаходяться у нормативних значеннях при номінальному завантаженні.

На третій передачі тяговий ККД менше, так як зі збільшенням швидкості зростають втрати на перекочування трактора.

Таблиця 10.3

Результати розрахунків тягової характеристики трактора

Номер передачі	Номер точки	З регуляторної характеристики				P_k , Н	$P_{кр}$, Н	V_T , км/год	δ	V_p , км/год	$N_{кр}$, кВт	$g_{кр}$, г/кВт·год	η_T
		G_T , кг/год	M_e , Н·м	N_e , кВт	n_e , хв ⁻¹								
1	1												
	2												
	3												
	4												
	5												
	6												
...	1												
	2												

	...												
	6												
Z	1												
	2												
	· · ·												
	6												

Таблиця 10.4

Результати розрахунку тягового ККД на першій та третій передачах

Передача	Режимні точки	$N_{кр}$, кВт	N_e , кВт	η_T	Примітка
1	1				η_T
	2				
	3				
	4				
	5				
	6				
3	1				η_T
	2				
	3				
	4				
	5				
	6				

Виконаний графоаналітичний розрахунок показників тягової характеристики трактора дозволяє оцінити його тягово-швидкісну ефективність у заданих умовах при різних режимах роботи.

**Приклад виконання курсового проекту
Завдання**

Показники	ДЗ-110
Базовий трактор	Т-130
Потужність двигуна, кВт	155,5
Найб. висота підйому роб. орг. над оп. поверхнею, мм	1250
Найб. опускання роб. орг. нижче оп. поверхні, мм	300
Висота роб. орг., мм	1200
Ширина захвату роб. орг., мм	3080
Кут в'їзду, град.	25
Кут різання, град.	50
Габарити, мм:	
довжина	4393
ширина	2475
висота	2760
Маса, кг	15950

10.5. Опис машини, приклади її застосування

Призначення бульдозерів

Бульдозером називають самохідну землерийну машину, що представляє собою гусеничний або колісний трактор, тягач або іншу самохідну машину з навішеним за допомогою рами або брусів робочим органом – відвалом криволінійного профілю, розташованим поза базою ходової частини. Найчастіше відвал розташовують криволінійною відвальною поверхнею вбік від базової машини, габарити якої по ширині він цілком перекриває.

Бульдозер служить для пошарового копання, планування і переміщення на відстань до 60–150 м ґрунтів, корисних копалин, рудних, будівельних і інших матеріалів при будівництві і ремонті доріг, каналів, дамб, котлованів і іншому будівельному гідротехнічному, меліоративному, іригаційних земляних спорудженні.

В залежності від потужності і конструкції бульдозери можуть працювати на найрізноманітніших ґрунтах і матеріалах: від болотистих і піщаних до розбірних, висаджених або розпушених скельних порід і руд. Економічно вигідна дальність переміщення ґрунту бульдозером залежить від його тягового класу, виду, міцності ґрунту.

Бульдозер ДЗ-110 з гідрокеруванням показаний на рис. 10.2.

Відвал і бруси, що штовхають, з більшою міцністю. Ця модель постачена гідрофікована механізмом перекосу. Гідроциліндр перекосу 8 встановлений на сферичних шарнірах з лівої сторони, а гвинтовий розкіс 4 – із правої. Пальці 9 за допомогою шайби 13 і шплінтів встановлені в кронштейнах 8, жорстко з'єднаних з відвалом. Їхньої осі

збігаються з осями передніх вушок брусів, що штовхають, 6, що через кульові опори 7 з'єднані з трактором 4. Гвинт 10 з отвором у голівці 4 під палець 9 встановлений у кронштейні 12, жорстко з'єднаному з брусом, що штовхає, 6. Його положення регулюють завзятими шайбами 11 і 13 і гайкою 15, що стопорять замковою шайбою 14.

Розташування гідроциліндрів 3 підйому – опускання відвалу на тракторі 4 дозволяє направляти їхню дію на край ножів, що ріже, це виключає зайві навантаження, що згинають відвал.

Гвинтовий розкіс 5 використовують, якщо необхідно змінити кут різання відвала. Його розміщення з правої сторони замість гідроциліндра перекоосу поліпшує видимість правого краю відвала, на який водій орієнтується при роботі. Механізм гідроперекоосу діє так, що виключаються навантаження, що згинають відвал при його перекосі.

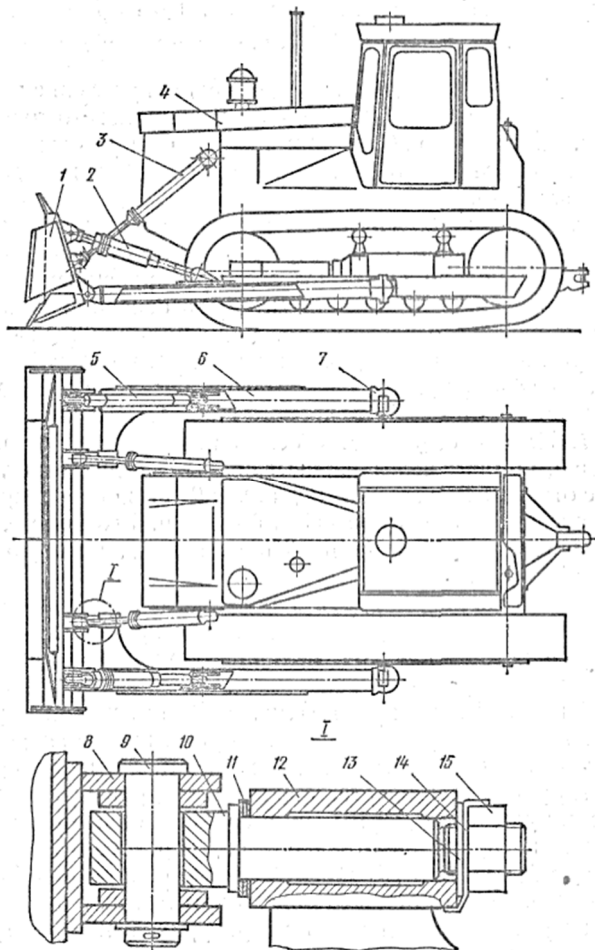


Рис. 10.2. Бульдозер ДЗ-110

Таблиця 10.5

Технічні характеристики бульдозера ДЗ-18

Показники	ДЗ-110
Базовий трактор	Т-130
Потужність двигуна, кВт	155,5
Найб. висота підйому роб. орг. над оп. поверхнею, мм	1250
Найб. опускання роб. орг. нижче оп. поверхні, мм	300
Висота роб. орг., мм	1200
Ширина захвату роб. орг., мм	3080
Кут в'їзду, град.	25
Кут різання, град.	50
Габарити, мм:	
довжина	4393
ширина	2475
висота	2760
Маса, кг	15950

10.6. Аналіз сучасних конструкцій бульдозерів

У світі бульдозери виробляють більш 60-і компаній, але з них в Україні відомі не більш 15-и. При цьому споживач добре знає продукцію 6-8 ведучих компаній, що визначають технічний рівень і політику в галузі машинобудування: «Caterpillar», «Komatsu», «Промтрактор» (Четра), «Shantui», «Dressta», «Liebherr», «ЧТЗ-Уралтрак». Ці компанії мають найбільш повну гамму гусеничних бульдозерів. Інші фірми-виробники

бульдозерно-розпушуючих агрегатів, такі як «Mitsubishi», «New Holland», «Mitsuber», «Case» і багато інших, не мають достатньо розгорнутих типорозмірних рядів бульдозерів і обмежують випуск машин в легкій і середній категорії. У країнах ближнього зарубіжжя виробництво бульдозерів не отримало широкого розвитку.

Бульдозери Caterpillar стали одним з перших продуктів компанії, які визначили її велику світову роль, як виробника будівельної та гірничої техніки. Продукція Caterpillar випускається на 50 підприємствх США і 60 заводах в 25 країнах світу.

В даний час «Caterpillar» виробляє 3 модельні ряди гусеничних бульдозерів – малої, середньої і великої потужності. Вагова категорія бульдозерів малої потужності (3 основних моделі) становить 7,8–9,4 т, потужність – 74–96 к.с. Експлуатаційна маса бульдозерів середньої потужності (7 моделей) – в діапазонах 12,9–25,0 т, потужність – від 125 до 260 к.с. Експлуатаційна маса машин великої потужності (5 моделей) – 37,9–104,6 т, потужність дизеля – 303–850 к.с. Компанія оснащує всі свої машини дизельними двигунами тільки власного виробництва.

Бульдозери Cat укомплектовані гідромеханічною трансмісією. Спеціальна розробка компанії «Caterpillar» є функція Cat AccuGrade. Остання інтегрована в автоматизовану систему управління відвалом, що дозволяє оператору зрізати ґрунт з більш високою точності. Система System One дозволила знизити затрати на ремонт ходової частини до 50% за рахунок нової конструкції вузла, що з'єднує ланки ланцюга та поворотні втулки.

Особливістю конструкції бульдозерів Cat середнього і важкого класу є приподняті ведучі колеса, що дозволяє винести бортові редуктори і відповідні компоненти трансмісії за межі робочої зони. Потрібно відмітити, що компанія зберегла в виробництві класичні моделі D6G серій

II і III і D7G серії II з овальним контуром гусеничного обводу, які мають великий попит на світовому ринку. Індекс XL присвоюється бульдозерам зі збільшеною потужністю, завдяки чому підвищується швидкість і більш точно розподіляється навантаження. Індексом М позначаються бульдозери з широкими траками для роботи на розпушених землях. Індекс LGP вказує на підсилений контакт гусениць з ґрунтом, завдяки чому бульдозер може пройти по заболоченій місцевості.



Рис. 10.3. Бульдозер D3K2 XL

Основні характеристики D3K2 XL:

Потужність двигуна (нетто), к.с. – 74

Споряджена маса, т – 7,8–8,1

Доступні відвали – VPAT

Місткість відвалу, м³ – 1,52–1,66

Тиск на ґрунт, бар – 0,3–0,46



Рис. 10.4. Бульдозер D5R2 (середня потужність)

Основні характеристики D5R2:

Потужність двигуна (нетто), кВт. – 114

Експлуатаційна маса, кг – 16032,0



Рис. 10.5. Бульдозер Cat C 32 ACERT

Характеристики:

Потужність двигуна (нетто), кВт – 634,0

Експлуатаційна маса, кг – 104236,0

Компанія New Holland випускає бульдозери нової серії С, пропонуючи три нові моделі в діапазоні від 13 до 20 тонн. Нові бульдозери докорінно перероблені і являють собою абсолютний прорив по відношенню до попереднього покоління машин, оскільки в них реалізовані такі нові характеристики, які дозволяють швидше працювати і при цьому економити паливо:

- Передова технологія двигунів – комбінація високої паливної економічності зі збільшенням продуктивності;
- Підвищення потужності машин на величину від 9% до 16%;
- Нове компонування гідростатичної трансмісії – краще в класі тягове зусилля і чудова ефективність системи охолодження;
- Висока точність у роботі завдяки відмінній оглядовості і керованості, а також інтеграція з системами супутникового (GPS) і лазерного управління;
 - Найтихіша у галузі кабіна при рівні внутрішнього шуму всього 76 дБ;
- Гусениці збільшеного терміну служби для абразивних умов – продовження терміну служби вдвічі порівняно зі стандартними гусеницями.

Сучасна технологія двигунів – висока продуктивність і економічність



Рис. 10.6. Модель D125 C

Три моделі нової серії С відрізняються застосуванням технології SCR, що добре зарекомендувала себе і в порівнянні з попереднім поколінням машин дає значну економію палива до 10.5%. Двигун Tier 4 FPT Industrial, об'ємом 6,7 л, дає вражаюче збільшення потужності на 9% для моделей D125C та D180C, і на 16% для моделі D150C. У результаті двигун швидше реагує на зміну навантаження, а крутний момент зростає на більшу величину, щоб швидко запобігати надмірному падінню оборотів двигуна. Об'єднаний ефект технології SCR компанії New Holland і потужного двигуна – це підвищення ефективності нових моделей на виняткові 19%. Для ринків СНД та Азіатсько-тихоокеанського регіону, які не підпадають під дію стандартів Tier 4 по шкідливому вихлопу, нова серія С пропонується зі спеціальним економічним двигуном FPT Industrial, який гарантує високу вихідну потужність, а також зниження споживання палива і експлуатаційних витрат. Моделі D150C і D180C відрізняються новим «V-подібним»

блоком охолодження, який має збільшену поверхню охолодження, за рахунок чого підвищується ефективність охолодження і спрощується очищення радіаторів. Це рішення, разом з реверсивним гідравлічним вентилятором, знижує обсяг робіт по очищенню радіаторів. Крім того, воно скорочує споживання палива, оскільки потік масла безпосередньо залежить від потреб охолодження. Інтервали реверсування вентилятора можуть бути встановлені на бортовому комп'ютері, або реверсування може бути включено вручну, що також сприяє спрощенню процедур обслуговування. Краще в класі тягове зусилля і універсальність завдяки гідростатичній трансмісії.



Рис. 10.7. Модель D150 С

Машини серії С відрізняються новою гідростатичною трансмісією, яка дозволяє розвивати краще в класі тягове зусилля величиною 213 кН для моделі D125С, 311 кН для

D150C і 372 кН для моделі D180C. Вся система була повністю перероблена, і нове компонування забезпечує відмінне охолодження навіть у самому жаркому кліматі. У новій системі масло доставляється безпосередньо до радіаторів, а не в бак, який тепер працює як резерв охолодженої рідини, що підвищує характеристики (рівень температури закипання збільшений на 8%, з 46° С до 50° С). Гідростатична трансмісія забезпечує постійну передачу потужності під навантаженням, а протиобертання гусениць дає можливість машині легко розвертатись у вузьких місцях.

На ринку представлено багато моделей Китайського виробництва. Розглянемо деякі з них.

Китайські бульдозери (від 10 до 35 років) діляться на 2 основних групи, за основою конструкції умовного прототипу: прототипи Caterpillar або Komatsu:

– перша група це базова серія бульдозерів типових проектів TY160, TY220, TY230, TY320, розроблена в 80-х роках, створених у 80-х роках, котра, наприклад, Komatsu D65E-8, D85E-18, D85E-21, D155A-1. Виробники, які працюють в даній лінійнійці бульдозерів SHANTUI, ZOOMLION (Хуангонг), CHANGLIN, PengPu та ін.

Кожен з китайських виробників змінює типові проекти бульдозерів, згідно з прийнятими в ньому технологіями виробництва та перейменовує марки моделей: наприклад, типовий проект китайського бульдозера типу TY160 у SHANTUI називається SD16, у PengPu – PD165, у ZOOMLION – ZD160, у YISHAN – TY160. Фактично, китайські бульдозери типу TY160 (160 к.с.), TY-220 TY230 TY320 це одні й ті ж самі базові конструкції, з деякими технічними характеристиками.

– друга група – це лінійка бульдозерів TY165-2, SD6, SD7, SD8B, SD9, розроблена в 90-х – 2000-х роках, прототипом

яких, можливо, назвати відповідні розміри бульдозерів типу Caterpillar D6D, SD6G, D7H, D8R, D9. Єдиний виробник, що працює в даній лінійнійці бульдозері – державний завод HBXG (бренд SHENWA), який випускає бульдозери, прототипом яких, служать бульдозери Caterpillar, так і бульдозери Komatsu.

Можна згадати третю групу бульдозерів, це бульдозери, прототипом яких послужила техніка СРСР (ДТ-75, Т-100 та ін.) з тими або іншими конструктивними змінами. Лінійка цих бульдозерів або не постачається в Україну, або не відноситься до промислового бульдозеру, або практично їхній випуск припинено, відповідно ця група бульдозерів, не представлена в даному дослідженні.

До 2015 року ситуація на ринку виробників китайських бульдозерів змінилася: крім провідної двійки виробників SHANTUI і HBXG (SHENWA), з'явилося кілька нових брендів.

Китайський виробник кранів ZOOMLION купив збанкрутілий, маловідомий в Україні, тракторний завод HUANGGONG, провів ребрендинг і активно виробляє бульдозери під брендом ZOOMLION на світовий ринок. На сьогоднішній день бульдозери ZOOMLION є топ брендом №1 не тільки в Китаї, але і у всьому світі серед китайських виробників.

10.7. Розрахунок і побудова характеристик двигуна

Для побудови тягово-енергетичної характеристики машини вибираємо систему координат, в лівому квадранті якої будемо зовнішню характеристику основних параметрів двигуна в функції крутного моменту. Найбільш часто використовуються наступні залежності параметрів двигуна:

$$n_e=f(M_e), N_e=f(M_e), G_t=f(M_e), g_e=f(M_e).$$

Для розрахунку і побудови характеристик двигуна

використовуються його дані за технічною характеристикою на номінальному режимі і наступні емпіричні залежності:

– для дизелів на коректорній вітці характеристики:

Експлуатаційна потужність:

(Для прикладу будемо вести розрахунки на 1 передачі, для $n_e=1000$ об/хв).

$$N_{ex} = N_n \left[a \frac{n_x}{n_n} + b \left(\frac{n_x}{n_n} \right)^2 - c \left(\frac{n_x}{n_n} \right)^3 \right] (\kappa Bm).$$

$$N_e = 155,5 \left[0,87 \frac{1000}{1250} + 1,13 \left(\frac{1000}{1250} \right)^2 - 1,00 \left(\frac{1000}{1250} \right)^3 \right] = 141 (\kappa Bm).$$

Питома витрата палива:

$$g_{ex} = g_n \left[a_1 - b_1 \frac{n_x}{n_n} + c_1 \left(\frac{n_x}{n_n} \right)^2 \right] (г / \kappa Bm \cdot год).$$

$$g_e = 253 \left[1,55 - 1,55 \frac{1000}{1250} + 1 \left(\frac{1000}{1250} \right)^2 \right] = 240 (г / \kappa Bm \cdot год).$$

– для дизелів на регуляторній вітці характеристики:

(Для прикладу будемо вести розрахунки на 1 передачі, для $n_e=1275$ об/хв).

Експлуатаційна потужність:

$$N_{ex} = 10 N_n \left(1,1 - \frac{n_x}{n_n} \right) (\kappa Bm).$$

$$N_e = 10 \cdot 155,5 \left(1,1 - \frac{1275}{1250} \right) = 124,4 (\kappa Bm).$$

Годинна витрата палива:

$$G_{ex} = 10 (G_{mn} - G_{mxx}) \left(1,1 - \frac{n_x}{n_n} \right) (\kappa г / год).$$

$$G_{ex} = 10(39 - 5,6) \left(1,1 - \frac{1275}{1250} \right) + 5,6 = 33,2 (\text{кг} / \text{год}),$$

де N_n, n_n – відповідно потужність і частота обертання вала двигуна на номінальному режимі; g_{en} – питома ефективна витрата палива на номінальному режимі; N_{max}, n_N – максимальна потужність двигуна і частота обертання, що відповідає максимальній потужності; g_{eN} – питома витрата палива на режимі максимальної потужності; n_x – розрахункові частоти обертання двигуна; a, b, c, a_1, b_1, c_1 , – коефіцієнти апроксимації; G_{mn}, G_{mxx} – годинні витрати палива на номіналі і холостому ходу.

Значення коефіцієнтів:

$$a=0,87, b=1,13, c=1,00, a_1=1,55, b_1=1,55, c_1=1,00.$$

Годинна витрата палива визначається за формулою:

$$G_t = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3} (\text{кг} / \text{год}).$$

$$G_t = 240 \cdot 141 \cdot 10^{-3} = 33,8 (\text{кг} / \text{год}).$$

Крутний момент двигуна:

$$M_e = 9554 \frac{N_e}{n_e} (H \cdot m).$$

$$M_e = 9554 \frac{1000}{1250} = 1248 (H \cdot m).$$

Годинну витрату палива на режимі максимального холостого ходу знаходимо за графіками залежності годинної витрати палива двигуна на максимальному холостому ході від номінальної потужності двигуна.

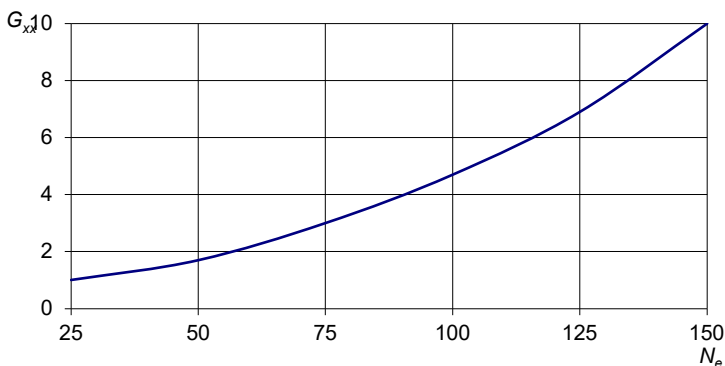


Рис. 10.8. Залежність годинної витрати палива на максимальному холостому ходу

від номінальної потужності двигуна

Регуляторну характеристику двигунів будують враховуючи нахил регуляторної вітки. Згідно технічних умов на двигуни нахил регуляторної вітки знаходиться в межах 6–10%; тому частоту обертання, що відповідає максимальному холостому ходу n_{xx} , визначаємо з умови

$$n_{xx} = 1,1 \cdot n_n = 1250 \cdot 1,1 = 1375 \text{ (об/хв)}.$$

Для режиму роботи двигуна на максимальному холостому ходу $N_n = 0$; $M_e = 0$.

Для дизельних двигунів за даними залежностями проводимо розрахунки на коректорній вітці характеристики в інтервалі частот обертання від n_n через кожні 100–300 об/хв до частот на 200–300 об/хв до частот на 200–300 об/хв менше частоти обертання, ще відповідає максимальному крутному моменту.

По регуляторній характеристиці для частот обертання від n_n до n_{xx} через кожні 10–20 об/хв визначимо аналогічно всі параметри, які заносимо в таблицю 10.6.

10.8. Розрахунок і побудова тягової характеристики машини для заданих умов експлуатації

Для всіх швидкісних режимів роботи на кожній передачі розрахункового ряду послідовно розраховують:

1) Рушійну силу

$$P_k = \frac{M_e \cdot i_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_k} (\text{кН}).$$
$$P_k = \frac{1248 \cdot 84,8 \cdot 0,95}{0,58} = 187 (\text{кН}),$$

де M_e – крутлий момент двигуна для даного швидкісного режиму, $H/м$; i_{mp} – загальне передаточне число трансмісії на заданій передачі, η_{mp} – к.к.д. трансмісії; r_k – радіус кочення колеса, або зірочки, $м$.

2) Теоретичну швидкість руху

$$V_m = \frac{0,377 \cdot r_k \cdot n_d}{i_{mp}} (\text{км/год}).$$
$$V_m = \frac{0,377 \cdot 0,58 \cdot 1000}{84,8} = 2,58 (\text{км/год}).$$

Для визначення дійсної швидкості будуємо криву буксування в залежності від тягового зусилля за відносною силою тяги p , що визначається за формулою:

$$p = \frac{P_{кр}}{\varphi \cdot \lambda \cdot G}.$$
$$p = \frac{(187 - 15)}{1 \cdot 1 \cdot 156} = 1,$$

де $\varphi=1$ – коефіцієнт зчеплення; $\lambda=1$ – коефіцієнт навантаження ведучих частин;

$P_{кр}=P_k-P_f$ – зусилля на гаку машини; $G=156$ $кН$ – вага машини.

Отже маємо:

Таблиця 10.6

Коефіцієнт буксування

P_k, H	p	δ
0	0,00	0,000
25000	0,06	0,002
50000	0,22	0,007
75000	0,38	0,013
100000	0,54	0,020
125000	0,70	0,050
150000	0,86	0,170
200000	1,00	0,570

Тоді дійсну швидкість машини визначимо за залежністю:

$$V_{\delta} = (1 - \delta) \cdot V_m \text{ (км/год)}.$$

$$V_{\delta} = (1 - 0,57) \cdot 2,58 = 1,11 \text{ (км/год)}.$$

4) Тягова потужність:

$$N_m = \frac{V_{\delta} \cdot P_k}{3600} \text{ (кВт)}.$$

$$N_m = \frac{1,11 \cdot 187}{3600} = 58 \text{ (кВт)}.$$

5) Питома витрата палива;

$$g_e = \frac{G_t \cdot 1000}{N_m} \text{ (г/кВт} \cdot \text{год)}.$$

$$g_e = \frac{33,5 \cdot 1000}{58} = 581 \text{ (г/кВт} \cdot \text{год)}.$$

6) Тяговий К.К.Д.

$$\eta = \frac{N_m}{N}.$$

$$\eta = \frac{58}{155,5} = 0,37.$$

Розрахунки заносимо в таблицю 10.7.

Таблиця 10.7

Дані розрахунку для побудови тягової діаграми

n , об/хв	M_e , Нм	N_e , кВт	G_m , кг/год	P_{κ} , Н	V_m , м/с	V_d , м/с	N_m , кВт	$g_{m,2}/\text{кВт}^*_{200}$	$\eta_{\text{тяг}}$
<i>1 передача</i>						$i_{mp}=84,8$			
1375	0,00	0,00	5,60	0	3,55	3,55	0,00	250,00	0,00
1325	448,50	62,20	18,91	62295	3,42	3,37	58,35	324,07	0,38
1275	932,17	124,40	32,22	129475	3,29	3,12	112,33	286,84	0,72
1250	1188,52	155,50	38,88	165081	3,22	2,45	112,33	346,08	0,72
1100	1295,48	149,16	35,81	179938	2,84	1,84	92,15	388,63	0,59
1000	1347,78	141,07	33,50	187202	2,58	1,11	57,66	581,10	0,37
<i>2 передача</i>						$i_{mp}=71,1$			
1375	0,00	0,00	5,60	0	4,23	4,23	0,00	250,00	0,00
1325	448,50	62,20	18,91	52231	4,07	4,02	58,35	324,07	0,38
1275	932,17	124,40	32,22	108558	3,92	3,81	114,93	280,34	0,74

продовження табл. 10.7

1250	1188,52	155,50	38,88	138411	3,84	3,44	132,28	293,88	0,85	
1100	1295,48	149,16	35,81	150868	3,38	2,71	113,42	315,76	0,73	
1000	1347,78	141,07	33,50	156958	3,08	2,31	100,56	333,16	0,65	
<i>3 передача</i>							<i>i_{mp}=61,3</i>			
1375	0,00	0,00	5,60	0	4,90	4,90	0,00	250,00	0,00	
1325	448,50	62,20	18,91	45031	4,73	4,66	58,35	324,07	0,38	
1275	932,17	124,40	32,22	93595	4,55	4,46	115,88	278,06	0,75	
1250	1188,52	155,50	38,88	119333	4,46	4,24	140,41	276,87	0,90	
1100	1295,48	149,16	35,81	130073	3,92	3,63	131,14	273,09	0,84	
1000	1347,78	141,07	33,50	135324	3,57	3,28	123,36	271,60	0,79	

10.9. Тягово-енергетична характеристика

Тягово-енергетична характеристика дозволяє розрахувати оптимальні режими роботи самохідних машин і агрегатів і визначити взаємозв'язок між тягово-швидкісними можливостями, показниками двигуна, опором робочих органів паливною економічністю і продуктивністю машини.

З допомогою цих характеристик можна також провести оцінку на різних передачах таких показників як максимальна тягова потужність, оптимальна робоча швидкість, сила тяги при максимальній тяговій потужності, максимальна сила тяги на нижчій передачі, швидкість холостого ходу, перепад між швидкостями поступального руху при максимальній тяговій потужності, буксування, здатність машини долати короточасні перевантаження без переходу на нижчу передачу, характер зміни максимальних значень тягової потужності і ін.

Тягово-енергетичну характеристику машини будуємо на основі тягової характеристики, використовуючи два нижні квадранти.

В нижньому правому квадранті будуємо характеристику робочого середовища при постійному значенні питомого опору на робочому органі від сили тяги машини. При фіксованих значеннях питомого опору K виходячи з залежності що:

$$P_k = F \cdot K$$

звідки $F = P_k / K (M^2)$.

Для цього вниз по осі ординат наносиві шкале значень параметра, а віссю абсцис служить шкала значень P , з тягової характеристики. При фіксованих значеннях питомого опору залежність має лінійний вигляд, що має початок ліній в точці перетину осей координат, тому додатково визначимо значення параметра при одному

значенні P_k , і нанесемо знайдені значення на графік, з'єднавши одержані точки з початком координат. Побудову променевої номограми виконуємо, задаючись різними значеннями питомого опору K з таким розрахунком, щоб охопити всі можливі умови роботи машини.

В лівому нижньому квадранті системи координат будуємо номограму для визначення технічної продуктивності машини при різних робочих швидкостях. Для побудови цієї номограми використовуємо по осі ординат шкалу параметра для правого нижнього квадранта, а по осі абсцис - наносимо шкалу продуктивності вліво від початку координат. Для побудови використовуємо залежність:

$$P_m = F \cdot V_p (m^3 / \text{год}),$$

де V_p – робоча швидкість.

Задаючись різними значеннями робочої швидкості з можливого діапазону будуємо номограму аналогічно попередній. Вона являє собою пучок прямих, що виходять з початку координат.

В тому ж квадранті вниз по осі ординат наносимо шкалу питомої витрати палива:

$$g_{\Pi} = G_m / P_m (z / m^3)$$

і в координатах P_m , g_{Π} будуємо криві теоретичної втрати палива на одиницю продуктивності машини в залежності від годинної витрати палива G_m .

Для визначення експлуатаційної продуктивності яка визначаємо за залежністю:

$$P_e = P_m \cdot K_e (m^3 / \text{год}),$$

де K_e – коефіцієнт використання машини за часом, необхідно побудувати додаткову номограму в лівому нижньому квадранті в такий спосіб.

Задаючись певним значенням технічної продуктивності P_m , відкладаємо дану точку на шкалі P_m .

Задаємо найменшим можливим значенням коефіцієнта використання машини за часом K_6 , для даної машини і знаходимо для заданої технічної продуктивності експлуатаційну продуктивність при заданому найменшому значенні K_6 . Одержане значення експлуатаційної продуктивності відкладаємо на шкалі продуктивності і через цю точку проводимо вниз пряму перпендикулярну до осі абсцис. На цій прямій відкладаємо довільний відрізок, а тоді одержану точку з'єднуємо прямою з точкою, що відповідає технічній продуктивності на осі абсцис. Одержаний похилий відрізок розбиваємо рівномірною шкалою від $K_6=1$ до $0,7$, що відповідає мінімальному вибраному значенні. Після цього з'єднуємо точки шкали з новим початком координат і, нарешті, через поділки шкали продуктивності проводимо прямі паралельні похилому відрізку.

Розрахунок в EXCEL

Лист 1: ввід даних

Показники	ДЗ-18
Базовий трактор	Т-100МГП
Потужність двигуна, кВт	79
Найб. висота підйому роб. орг. над оп. поверхнею, мм	1050
Найб. опускання роб. орг. нижче оп. поверхні, мм	250
Висота роб. орг., мм	
Ширина захвату роб. орг., мм	3970
Кут в'їзду, град.	20
Кут різання, град.	50
Габарити, мм:	
довжина	5500
ширина	3970
висота	3040
Маса, кг	14100

Лист 2: розрахунок

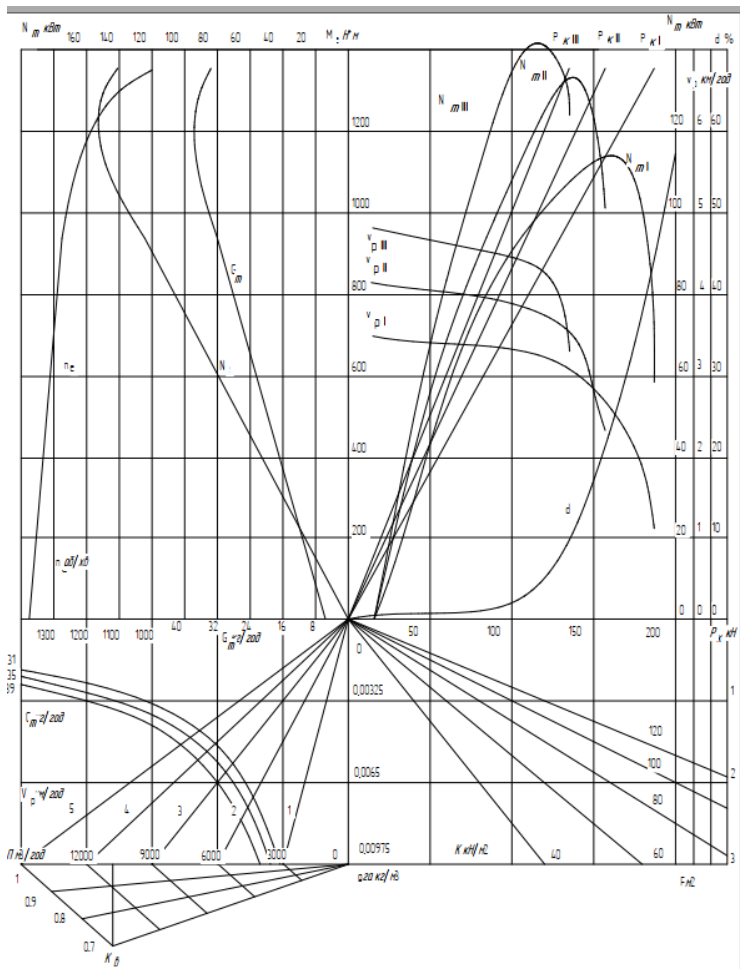
<i>a</i>	<i>б</i>	<i>с</i>	<i>n_н</i> , об/хв	<i>N_н</i> , кВт	<i>G_{тн}</i> , кг/год	<i>G_{тхх}</i> , кг/год	<i>g_{ен}</i> , э/кВт*год	<i>a₁</i>	<i>б₁</i>	<i>с₁</i>
0,87	1,13	1,00	1250,00	155,50	38,88	5,60	250,00	1,55	1,55	1,00

<i>1 передача</i>						<i>i_{мп}=84,8</i>				
1375	0,00	0,00	5,60	0	3,55	3,55	0,00	250,00	0,00	
1325	448,50	62,20	18,91	62295	3,42	3,37	58,35	324,07	0,38	
1275	932,17	124,40	32,22	129475	3,29	3,12	112,33	286,84	0,72	
1250	1188,52	155,50	38,88	165081	3,22	2,45	112,33	346,08	0,72	
1100	1295,48	149,16	35,81	179938	2,84	1,84	92,15	388,63	0,59	
1000	1347,78	141,07	33,50	187202	2,58	1,11	57,66	581,10	0,37	
<i>2 передача</i>						<i>i_{мп}=71,1</i>				
1375	0,00	0,00	5,60	0	4,23	4,23	0,00	250,00	0,00	
1325	448,50	62,20	18,91	52231	4,07	4,02	58,35	324,07	0,38	
1275	932,17	124,40	32,22	108558	3,92	3,81	114,93	280,34	0,74	
1250	1188,52	155,50	38,88	138411	3,84	3,44	132,28	293,88	0,85	
1100	1295,48	149,16	35,81	150868	3,38	2,71	113,42	315,76	0,73	
1000	1347,78	141,07	33,50	156958	3,08	2,31	100,56	333,16	0,65	

3 передача						$i_{mp}=61,3$			
1375	0,00	0,00	5,60	0	4,90	4,90	0,00	250,00	0,00
1325	448,50	62,20	18,91	45031	4,73	4,66	58,35	324,07	0,38
1275	932,17	124,40	32,22	93595	4,55	4,46	115,88	278,06	0,75
1250	1188,52	155,50	38,88	119333	4,46	4,24	140,41	276,87	0,90
1100	1295,48	149,16	35,81	130073	3,92	3,63	131,14	273,09	0,84
1000	1347,78	141,07	33,50	135324	3,57	3,28	123,36	271,60	0,79

P_k, H	ρ	δ
0	0,00	0,000
25000	0,06	0,002
50000	0,22	0,007
75000	0,38	0,013
100000	0,54	0,020
125000	0,70	0,050
150000	0,86	0,170
200000	1,00	0,570

	$V_m, M/C$	$i_{mp} =$		
	0,894444	84,83851		
	1,07	71,14063		
	1,24	61,25112		
	P_k, H	ρ	δ	$\delta\%$
1375	0	0,00	0,000	0,00
1325	62295	0,30	0,013	1,30
1275	129475	0,73	0,050	5,00
1250	165081	0,90	0,240	24,00
1100	179938	0,96	0,350	35,00
1000	187202	1,00	0,570	57,00
1375	0	0,00	0,000	0,00
1325	52231	0,24	0,013	1,30
1275	108558	0,60	0,028	2,80
1250	138411	0,79	0,105	10,50
1100	150868	0,87	0,200	20,00
1000	156958	0,91	0,250	25,00
1375	0	0,00	0,000	0,00
1325	45031	0,19	0,013	1,30
1275	93595	0,50	0,020	2,00
1250	119333	0,67	0,050	5,00
1100	130073	0,74	0,075	7,50
1000	135324	0,77	0,080	8,00



ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ СКОРОЧЕНЬ

МТА – машинно-тракторний агрегат;
ВВП – вал відбору потужності;
ГСВП – гідравлічна система відбору потужності;
СВП – система відбору потужності;
ЕСВП – електрична система відбору потужності;
ККД – коефіцієнт корисної дії.

Література

1. Ружицький М. А., Рябець В. І., Кіяшко В. М. Експлуатація машин і обладнання : навч. посіб. Київ : Аграрна освіта, 2010. 617 с.
2. Бендера І. М., Грубий В. П. Експлуатація машин і обладнання. Кам'янець-Подільський : ФОП Сисик Я.І., 2013. 575 с.
3. Бендера І. М., Грушецький С. М. Технологія технічного обслуговування машин. Кам'янець-Подільський : Абетка, 2009. 319 с.
4. Технічний сервіс в АПК / Грушецький С. М., Бендера І. М. і ін. Кам'янець-Подільський : Абетка, 2014. 679 с.
5. В. Орлов, А. Строков, А. Головчук. Експлуатація та ремонт сільськогосподарської техніки. Книга 1. Трактори. Грамота. 2009. 303 с.
6. Оптимізація комплексів машин і структури машинного парку та планування технічного сервісу : навч. посіб. / Мельник І. І., Гречкосій В. Д., Марченко В. В., Михайлович Я. М., Мельник В. І., Надточій О. В. ; за ред. І. І. Мельника. Київ : Видавничий центр НАУ, 2004. 74 с.
7. Матвієнко О. О. Крилов О. В. Методичні вказівки до виконання практичних занять з курсу «Теоретичні основи експлуатації сільськогосподарської техніки» для студентів спеціальності 208 «Агроінженерія», спец. «Технічний сервіс» освітньо-кваліфікаційного рівня магістр. Кропивницький : ЦНТУ, 2018. 105 с.
8. Сільськогосподарські та меліоративні машини / Войтюк Д. Г. Дубровін В. О., Іщенко Т. Д. та ін. ; за заг. ред. Д. Г. Войтюка. Київ : Вища школа, 2004. 544 с.
9. Шмат К. І. Випробування і сертифікація техніки АПК. 2009. К. : Кондор, 68 с. ISBN 978-966-844-7123
10. Діденко М. К. Експлуатація машинно-тракторного парку. Київ : Вища школа, 1983. 447 с.

11. Бойко М. Ф. Трактори та автомобілі. навч. посіб. Київ : Вища освіта, 2001. Ч. 2. *Електрообладнання*. 234 с.
12. Білоконь Я. Ю., Окоча А. І., Коханівський С. І., Антоненко А. Ф. Трактори / за ред. Я. Ю. Білоконя. Київ : Урожай, 1991.
13. Сташків М. Я., Олексюк В. П., Бортник І. М. Методичні вказівки до виконання курсової роботи з дисципліни «Експлуатація сільськогосподарських машин» для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 133 Галузеве машинобудування спеціалізації «Машини сільськогосподарського виробництва». Тернопіль, 2019. 48 с.
14. Водяник І. І., Фаюстов В. К., Бобильов Ю. А., Клевцов М. М. Довідник по усуненню несправностей тракторів / за заг. ред. І. І. Водяника. Київ : Урожай, 1992. 211 с.
15. Гельман Б. М., Москвин М. В. Сільськогосподарські трактори і автомобілі : в 2 кн. / пер. з рос. Київ : Урожай, 1990. 207 с.
16. Энергозберігаючі технології в землеробстві за ринкових умов господарювання : матеріали науково-практ. конф. мол. вчених і спец., 27–29 листопада 2006 року / ННЦ «Інститут землеробства УААН». Чабани, 2006. 116 с. ISBN 978-966-8555-73-2.
17. ДСТУ ISO 789-1:2019. Сільськогосподарські трактори. Методики випробування. ДП «Український науково-дослідний і навчальний центр проблем стандартизації, сертифікації та якості», 2019. Ч. 1. Силове випробування механізмів відбирання потужності.
18. ДСТУ 7322:2013. Трактори сільськогосподарські. Загальні технічні умови. ДП «Український науково-дослідний і навчальний центр проблем стандартизації, сертифікації та якості», 2014.
19. Самородов В. Б., Ребров А. Ю. Развитие классических методов тягового расчета трактора с учетом основных

- технико-экономических показателей МТА. *Вісник НТУ «ХП»*. Сер. Автомобіле- та тракторобудування. 2008. № 58. С. 11–20.
20. Самородов В. Б., Кожушко А. П., Пелипенко Є. С. Аналіз розвитку сучасних трансмісій колісних тракторів. *Вісник національного технічного університету «ХП»* : зб. наук. праць. Сер. Автомобіле- та тракторобудування. 2015. № 8 (1117). С. 26–32.
 21. Система випробування тракторів на етапах зародження і розвитку вітчизняного тракторобудування. *Історичні і політологічні дослідження. Грані історії* : зб. наук. пр. Горлівка, 2012. Вип. 5. С. 413–428.
 22. Панченко А. І., Волошина А. А. Сучасні трактори сільськогосподарського призначення : посібник. Мелітополь : Люкс, 2019. 600 с.
 23. Самокиш М. І., Ермантраут Е. Р. Організація і технологія механізованих робіт. Київ : Урожай, 1991. 160 с.
 24. Волков. В. П. Теорія експлуатаційних властивостей автомобіля : навч. посіб. Харків : ХНАДУ, 2003. 292 с.
 25. Конструкція будівельних і меліоративних машин для земляних робіт : навч. посіб. / А. В. Фомін, О. О. Костенюк, О. А. Тетерятник, Г. І. Боковня ; Київ. нац. ун-т буд-ва і архіт. Київ : КНУБА, 2005. 93 с.
 26. Ловейкін В. С., Назаренко І. І., Онищенко, О. Г. Теорія технічних систем. Ловейкін ВС, Назаренко П, Онищенко ОГ–Київ-Полтава : ІЗМН-ПдТУ, 1998.
 27. Сердюк Л. І. Теорія розмірностей, теорія подібності та математичне моделювання : навч. посіб. з грифом МОН. Полтава : ПНТУ, 2008. 160 с.
 28. Сердюк Л. І. Теорія розмірностей, теорія подібності та математичне моделювання : посіб. для студентів та аспірантів. Полтава : ПНТУ, 2005. 154 с.

29. Якименко О. В. Земляні роботи : навч. посіб. / Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2018. 157 с.
30. Наукові основи створення високоефективних землерійно-транспортних машин / Кириченко І. Г., Назаров Л. В., Нічке В. В. та ін. Харків : ХНАДУ, 2003. 588 с.
31. Панченко В. О., Костюк М. Г., Качура А. О., Окуневський Л. М. Технологія і механізація будівельних процесів : навч.-метод. посіб. / Харків. нац. акад. міськ. госп-ва. Харків : ХНАМГ, 2005. 243 с.
32. Мусійко В. Д., Коваль А. Б. Теорія спеціальних землерійних машин безперервної дії : монографія / 2-ге вид. допов. Київ : «Видавництво Людмила», 2018. 280 с.
33. Сукач М., Марченко А., Горбатюк Є. Синтез землерійної і дорожньої техніки : підручник. «Ліра-К», 2013. 376 с.
34. Экспериментальные исследования рабочих процессов перспективных землеройных машин с целью определения их основных параметров : отчет о НИР / Київ. автом.-дор. ин-т ; рук. Маевский А. Г. ; исполн.: Мусийко В. Д. и др. Київ, 1983. 146 с. С. 144–146. № ГР 01.84.0000355.
Инв. № 0283.0086514.
35. Шуляк М. Л. Оцінка ефективності роботи МТА при роботі двигуна на різних швидкісних режимах та різних видах палива. *Вісник ХНТУСГ. Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві*. Харків : ХНТУСГ, 2011. Вип. 110. С. 327–332.
36. Исследование тягово-сцепных свойств и управляемости колесного трактора кл. 1,4 тс с автоблокирующимся дифференциалом : отчет о НИР / Полтавск.

- Сельхозинститут: МТЗ. № 517. Полтава, 1973. С. 29–33.
37. Волков Вільський Теорія руху автомобіля. Суми : Університетська книга, 2010. 320 с.
 38. Яцковський В. І., Гунько І. В., Гуцаленко О. В. Сучасні методи розрахунків ДВЗ : монографія. Вінниця : РВВ ВНАУ, 2016. 230 с.
 39. Мельников Д. І. Трактори і автомобілі. Київ : «Вища школа», 1978. 264 с.
 40. Будова автомобіля і трактора : посіб. до лабораторних робіт для студентів технологічного факультету / укл. Люлька В. С., Коньок М. М., Перинський Ю. Є., Бивалькевич Л. М. Чернігів : ЧНПУ, 2015. Ч. 3. Трансмісія, механізми керування, ходова частина. 108 с.
 41. Бондаренко Н. Г. Эксплуатация МТП. Київ : Вища школа, 1984. 198 с.
 42. Експлуатація та сервіс техніки : навч. посіб. / Харченко С. О., Адамчук О. В., Анікеев О. І., Сировицький К. Г., Гаєк Є. А., Тіщенко І. С., Харченко Д. О. ; за ред. С. О. Харченка. Харків : ТОВ «Планета-Прінт», 2020. Ч. І. *Трактори*. 140 с.
 43. Методичні вказівки до практичних занять по дисципліні «Машини для земляних робіт» для студентів спеціальності 7.090214 / укл. В. О. Пенчук, О. Г. Водолажченко, А. К. Кралін. Макіївка : ДДАБА, 1998. 25 с.
 44. Гурей К. М. Дорожньо-будівельні машини : навч. посіб. Львів : Кальварія, 2007. 444 с.
 45. Експлуатація машинно-тракторного парку в аграрному виробництві / Ільченко В. Ю., Карасьов П. І., Лімонт А. С. та ін. ; за ред. В. Ю. Ільченка. Київ : Урожай, 1993. 288 с.

46. Довідник експлуатації машинно-тракторного парку / Ільченко В. Ю., Карасьов П. І., Лімонт А. С. та ін. Київ : Урожай, 1987. 366 с.
47. Кравчук В. І., Мельник Ю. Ф. Машини для обробітку. Дослідницьке : ВАТ «Білоцерківська книжкова фабрика», 2009. 282 с.
48. Практикум із машиновикористання в рослинництві / Лімонт А. С., Мельник І. І., Малиновський А. С. та ін. Київ : Кондор, 2004. 278 с.
49. Пастухов В. І. Довідник з машиновикористання в землеробстві. Харків : Веста, 2001. 344 с.
50. Данильченко М. Г. Сільськогосподарські машини. Тернопіль : СМП «Аетон», 2002. 272 с.
51. Технологічна наладка та усунення несправностей сільськогосподарських машин / Гаврилюк Г. Р., Живолуп Г. І., Короткевич П. С. та ін. ; за ред. Г. Р. Гаврилюка. Київ : Урожай, 1988. 256 с.
52. Гречух В. А. Трактор: будова та експлуатація : навч. посіб. для учнів проф.-техн. навч. закл. Київ : Вища освіта, 2006. 184 с.
53. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві / Надикто В. Т. та ін. Мелітополь : ТОВ «Видавничий будинок «ММД», 2005. 337 с.
54. Марченко Д. Д. Ремонт машин та обладнання : курс лекцій для здобувачів ступеня вищої освіти «бакалавр» напряму 6.100102 «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва» денної форми навчання. Миколаїв, 2016. 119 с.
55. Сідашенко О. І., Поліський А. Я. Ремонт машин : підручник. Київ : Урожай, 1994. 400 с.
56. Типові норми продуктивності машин і витрати палива на сівбі, садінні та догляді за посівами / Вітвицький В. В.,

- Демчик І. М., Пивовар В. С. та ін. Київ : НДІ «Укргропромпродуктивність», 2005. 544 с.
57. Кравчук В. І., Шевченко О. О. Технічна політика АПК в контексті вступу України до СОТ. *Техніка АПК*. 2008. № 5. С. 9–11.
 58. Довідник сільського інженера / Гречкосій В. Д., Погорілець О. М., Ревенко І. І. та ін. ; за ред. В. Д. Гречкосія. 2-е вид., перероб. і допов. Київ : Урожай, 1991. 400 с.
 59. Експлуатація машин і обладнання : навч. посіб. / М. А. Ружицький, В. І. Рябець, В. М. Кіяшко та ін. К. : Аграрна освіта, 2010. 617 с.
 60. Кужій В. А. Базові трактори : інтерактив. комплекс навч.-метод. забезп. / М-во освіти і науки України, Нац. ун-т вод. госп-ва та природокористування. Рівне : НУВГП, 2009. 126 с.
 61. Кравчук В. І., Шевченко О. О. Технічна політика АПК в контексті вступу України до СОТ. *Техніка АПК*. 2008. № 5. С. 9–11.
 62. Водяник І. І., Експлуатаційні властивості тракторів і автомобілів. Київ : Урожай, 1994. 224 с.
 63. Типові норми продуктивності та витрати палива на тракторнотранспортних роботах. Київ : НДІ Укргропромпродуктивність, 2007. 605 с.
 64. Кравченко В. М., Іщенко А. О., Сидоров В. А., Буцукін В. В. Експлуатація та обслуговування машин. Донецьк : Донбас, 2014. 543 с.

АЛФАВІТНИЙ ПОКАЖЧИК

А

Автомобіль – 178, 179

Б

Баланс потужності – 62

Бар'єрні перешкоди – 183

Буксування – 71, 88

Бульдозер – 212, 227

В

Випробування – 133

Втрати потужності – 63, 64, 66

Г

Годинна витрата палива – 68, 109

Графік балансу потужності – 67

Ґ

Ґрунт – 57

Д

Діагностичний центр КИ – 8927 – 137

Дорожній просвіт – 182

Достатнє зчеплення – 57, 59

Е

Екскаватор – 213, 224

Експлуатаційні властивості машини – 45

Епюра – 196

З

Загальний ККД трактора – 66

Змінний режим – 4

Знаменник геометричної прогресії – 103

К

Класифікація випробувань – 133

Коефіцієнт буксування – 58

Коефіцієнт внутрішньо змінного використання часу – 6

Коефіцієнт використання календарного часу – 10

Коефіцієнт використання режиму роботи машини за часом – 11
Коефіцієнт запасу тягової сили – 195
Коефіцієнт змінності – 7
Коефіцієнт зчеплення – 56
Коефіцієнт корисної роботи машини – 8
Конструктивні параметри – 40
Конструктивна продуктивність – 165
Критерії подібності – 220
Кути гнучкості – 186
Кути звисів – 184
Кути перекосів мостів – 187

М
Маневреність – 186
Математична модель – 226

Н
Навантажувач – 213, 226
Недостатнє зчеплення – 58

О
Опір робочих машин – 17
Опорна поверхня – 117
Опорно-зчїпна прохідність – 182

П
Паливна економічність – 202
Передаточні числа у трансмісії трактора – 103
Питомий опір – 18, 37
Питомий тиск – 15
Потенціальна тягова характеристика – 89, 95, 111
Питома витрата палива – 68, 202
Подібні об'єкти – 217
Прохідність – 15
Профільна прохідність – 103

Р
Режим роботи – 12

Резерви машин – 94
Рівняння руху – 50
Робочий парк – 4
Розпушувач – 131
Розрахункова швидкість – 61
Раціональна швидкість – 119
Рушійна сила – 53

С
Середньорічна кількість машин – 3
Системи відбору потужності – 80
Списковий склад – 3
Схеми приводів ВВП – 81

Т
Теорема подібності – 120
Теоретична тягова характеристика – 62
Теоретична швидкість – 35
Тяговий баланс – 52
Тягове зусилля – 58
Тяговий ККД – 38
Тяговий клас – 50
Тяговий резерв – 165
Тягові характеристики – 39

У
Умовний ККД – 39

Ф
Фактичний коефіцієнт змінності – 5
Фактична швидкість – 36

Ч
Час роботи машини – 4
Час чистої роботи – 4

Ш
Швидкість руху агрегату – 103

ДОДАТКИ

Додаток А

Основні параметри ходової системи гусеничних тракторів

Марка трактора	Число z_a	Крок ланки $l_{\text{лан}}$, мм	Ширина ланки b_l , мм	Довжина опорної Поверхні L, мм
1	2	3	4	5
T-70С	11,5	176	300	1325
ДТ-75М	13,0	170	390	1620
ДТ-175С	13,0	170	420	1700
T-150	14,0	170	420	1800
ХТЗ-181	14,0	170	420	2300
T-4А	13,0	176	420	2522
T-130, T-170	13,0	203	500	2478
T-10М	13,0	203	500	2880
T-10МБ	13,0	203	900	3225
T-12, T-14	13,0	203	590	3182

Основні параметри тракторних та автомобільних шин

позначення шини	Максимальне навантаження на шину при рекомендованому тиску повітря, Н	Марка трактора, автомобіля
1	2	3
Шини напрямних коліс тракторів		
6-16	5490	T-25А, T-30
6,50-16	6030	T-40М
7,5-20	8340	МТЗ-50
9-20	10790	ЮМЗ-6, МТЗ-80
Шини ведучих коліс тракторів		
8,3-20	8340	T-30А, T-40АМ, МТЗ-52
11,2-20	11530	ЮМЗ-62, МТЗ-82
13,6-20	-	МТЗ-102
16-20	-	МТЗ-142
9,5-32	10450	T-25А
11,2-28	10990	T-30
13,6R38	16280	T-40, МТЗ-80
15,5R38	20210	ЮМЗ-6, МТЗ-80
16,9R30	22020	МТЗ
16,9R38	-	МТЗ-100
18,4R38	-	T-142
21,3R24	24520	T-150К
23,1R26	35410	T-151К, К-700
28,1R26	41200	К-701
Шини автомобілів		
6,45-13	-	«Іж», «Москвич»

продовження додатка А

1	2	3
165/80R13	4660	«Москвич, ВАЗ»
165/80R14	–	«Москвич-2141»
205/70R14	–	«ГАЗ-2410»
8,40–15	–	УАЗ
220–508	9800	ГАЗ-52
8,25R20	12750	ГАЗ-53А, ПАЗ
9,00R20	15200	ЗиЛ, КамАЗ
10,00R20	16680	ЛАЗ, ЛиАЗ
11,00R20	20110	МАЗ, «Икарус»
12,00R20	23540	МАЗ-5551, ЗиЛ-131
370–508	–	«УРАЛ»

Додаток Б

Характеристики тракторів

№	Марка трактора	Тип рушія	Клас тяги, кН	Колісна формула	Номінальна частота обертання колінчастого вала двигуна, хв ⁻¹	Ґрунто-вий фон	Конструкційна маса трактора, кг	Експлуатаційна маса трактора, кг
1	К-701М	колісний	5	4х4	1900	поле під посів	13560	14570
2	ХТЗ-150К	колісний	3	4х2	2100	стерня	7595	8200
3	ДТ-75Н	гусеничний	3	–	1800	поле під посів	6210	6810
4	Т-4А	гусеничний	4	–	1700	стерня	8288	8648
5	ХТЗ-181	гусеничний	3	–	2100	поле під посів	8490	9050
6	МТЗ-80.1	колісний	1,4	4х2	2200	стерня	3240	3700
7	К-744Р	колісний	5	4х4	1900	поле під посів	14060	15060
8	ХТЗ-150-09	гусеничний	3	–	2100	стерня	7590	8150
9	ХТЗ-17221	колісний	3	4х4	2100	стерня	8260	8980
10	МТЗ-82.1	колісний	1,4	4х4	2200	поле під посів	3445	3900
11	К-701	колісний	5	4х4	1900	поле під посів	12500	13500

продовження додатка Б

Марка (модель)	Моделний ряд	Колісна формула	Ефективна потужність двигуна N_e , кВт	Експлуатаційна вага G , кН	Номінальна частота обертання к/в, хв ⁻¹ .	Питома витрата палива q , /кВт ч		Кінематична довжина L_T , м
гусеничні трактори								
Тяговий клас 2								
New Holland TDK	80	Гусенич- ний	58,5	41,0	2500	213		1,6
	100		69,0	49,5		201		
Т-70	С, СМ-4	те ж	51,5	42	2100	262		1,8
	СМ-В4			39				
Тяговий клас 3								
ВТЗ	ДТ-75М	те ж	66,2	61,1	1750	238		2,3
	ВТ-100Д		88,0	77,0		234		2,4
ХТЗ	Т-150	те ж	110,4	69,8	2000	240		2,6
	Т-150-05-09		128,7	81,5	2100	220		
	ХТЗ-181(07)		139,7	90,5				2,8

продовження додатка Б

Тяговий клас 4							
МТЗ	2102	те ж	156,0	108,0	2100	227	3,0
Алтайський трактор	T-4-01	те ж	95,7	80,8	2000*	224	2,4
	T-402A(01)		117(110)	88,3	1850*		
	T404		110,0	109,5	2100*	238	3,1
	T-501		147,2	114,0		234	
Тяговий клас 5 і вище							
ВТ	200	те ж	158,0	92,0	2000	210	2,9
Challenger	MF-700	те ж	200	117,6	2100	210*	3,5
	MF-800		260	>130			
John Deere 9020T	9320T	те ж	280	176,9			
	9420T		317	н/д			
	9520T		336	н/д			
гусеничні трактори							
Тяговий клас 0,9							
ВТЗ	T – 25A	2К4	18,4	17,8	1800	247	1,0
	T-30A-80	4К4	22,1	24,9	200	245	1,8
Тяговий клас від 0,9 до 1,4							
МТЗ-500	510	2К4	42,0	34,3	1700	225	1,1
	522	4К4	46,0	36,4	1800	220	2,0
ЛТЗ	60А	4К4	42.3	30*	2000	245	2,0

продовження додатка Б

Тяговий клас від 1,4 до 2,0							
Беларусь	MT3-80	2К4	60,0	38,7	2200	220	1,2
	82.1	4К4	60,0	40,0	2200	220	2,0
	920	4К4	62,0	41,0	1800	220	1,2
	1021	4К4	77,0	51,9	2200	226	2,2
ЛТЗ	65Б	4К4	65	43,8	1800	230*	2,3
	120Б		91	44,3			
ЮМЗ	6АКМ	4К4	47,8	38,0	1800	235	2,3
	10240		74,0	45,3		239	
New Hol- land	TND-A	2К4	66,0	32,5	2300	220*	1,4
	T6000	4К4	93,0	50	2200		2,2
Тяговий клас від 2,0 до 3,0							
Беларусь	1221	4К4	96	53	2100	226	2,5
	1523		60,0	40,0	2200	220	2,4
ЛТЗ	ЛТЗ-155.4	4К4	110	59,81	1850	230	2,6
John Deere	620	4К4	66	44	2200*	210*	2,4

продовження додатка Б

Марка (модель)	Модельний ряд	Колісна формула	Ефективна потужність двигуна N_e , кВт	Експлуатаційна вага G , кН	Номінальна частота обертання k/v , хв ⁻¹ .	Питома витрата палива q , /кВт ч	Кінематична довжина l_r , м
New Hol- land	N-7500	4К4	104	63,9	2100	210*	2,4
Challenger	WT-500	4К4	107,5	75,0	2300	220*	2,8
Agrotrac	125	4К4	92,4	49,4	2350	220*	2,3
Тяговий клас від 3,0 до 5,0							
ХТЗ	150К	4К4	128,8	83,5	2100	234	3,1
	17021		132,4	87,0		217	3,4
МТЗ	2022	4К4	156	55	2100	227	3,3
Кировец	К-3140АТМ	4К4	103	61	2100	200	2,6
Challenger	МТ-600В	4К4	158	90,4	2200	210*	2,7
New Hol- land	T-7030	4К4	121	66	2200	205	н/д

продовження додатка Б

Тяговий клас від 5,0 і вище							
МТЗ	2522(Д)	4К4	184	108	2100	240	3,1
Кировец	К-701	4К4	221	125	2200	240*	3,6
	К744(Р)		184	134	1900	237	
	К-9000		250	140	2000	213	3,8
Claas	Axion 850	4К4	171	120	2200*	230	2,9
	Atles 946		202				2,6
	Xerion 3800		253		2100		3,5
New Hol- land	T-8000	4К4	182	134	2200	210	н/д
	T-9000		286	207	2000		
Challenger	MT-900	4К4	425	140	2000	200*	4,2
John Deere	9030	4К4	390	255	2100	205*	3,8

Додаток В

**Узагальнені дані за видами сільськогосподарських робіт
(Питомі тягові опору машин – k_m , середня питома вага машин q_m , інтервал
технологічно допустимих швидкостей руху – $V_{min} \dots V_{max}$)**

Вид сільськогосподарської роботи	глибина обробки, см	k_m , кН/м	q_m , кН/м	$V_{min} \dots V_{max}$, км/год
Лущення стерні дисковими знаряддями типу ЛДГ	6–8	2,0–2,2	2,5	8–12
	8–10	2,3–2,4		
Дискування стерні боронами типу БД	6–8	3,0–3,2	4,1	8–11
Лемішними лущення стерні	10–12	7,5–8,0	4,8	6–10
	12–14	10,0–10,2		
Дискування стерні важкими боронами типу БДТ	6–8	4,4–5,1	10–12	6–12
	8–10	6,5–6,7		
	10–12	6,7–6,9		
Дискування зябу боронами типу БД	8–10	3,5–3,8	4,8	6–10
Дискування зябу важкими боронами типу БДТ	8–10	4,5–4,6	10–12	6–12

продовження додатка В

Обробка ґрунту комбінованими агрегатами типу АКП, АКВ, КМ	8–10	9,0–9,1	8–10	6–12
	10–12	9,5–9,7		
	12–14	10,0–10,5		
	16–18	11,0–11,3		
Розпушування ґрунту без повороту пласта агрегатами типу ОПО-4,25	6–8	3,6–3,7	6–7	5–10
	14–16	7,1–7,2		
Вирівнювання ґрунту агрегатами типу ВП	–	3,2–3,3	2–4	5–9
Обробка ґрунту: гладкими котками, кільчасто-шпоровими	–	0,8–1,2	4,0	7–12
	–	0,6–0,9	3,0	9–13
Боронування ґрунту: сітчастими боронами; зубовими боронами; ножовими боронами; пружинними боронами	3–4	0,4–0,6	0,2–0,4	9–12
	3–4	0,7–0,9	0,4–0,6	до 12
	6–8	1,1–1,3	0,8	9–15
	4–6	1,2–1,5	0,5	7–12
Суцільна культивування ґрунту культиваторами типу КТП, КТС, КПЕ, КПШУ	6–8	2,0–2,1	3,0–4,0	6–12
	8–10	2,9–3,1		
	10–12	3,5–3,7		
	12–14	4,4–4,5		
	14–16	5,0–5,5		
Обробка ґрунту плоскорізами типу КПШ	8–10	4,0–5,0	2,5–3,0	6–10
	10–12	4,0–5,4		

продовження додатка В

Обробка ґрунту плоско різками типу КПГ, ПГ	25–27	10,0–11,5	2,0–3,3	6–10
	28–30	12,4–13,0		
Глибоке розпушування ґрунту агрегатами типу ПРПВ	27–30	12,8–13,0	5,0–5,5	6–10
	30–35	13,0–13,5		
	40–43	14,0–14,5		
Чизельні розпушування ґрунту агрегатами типу ПЧНК, ПЧ	14–16	7,8–8,0	4,0–4,5	5–8
	30–35	11,0–14,0		
	35–40	16,0–18,0		
Посів зернових колосових сівалками типу СЗ: без внесення добрив	3–4	1,7–1,9	3,7–5,0	до 12
з внесенням добрив	3–4	2,1–2,2		
Посів зернових колосових по стерні комбінованими агрегатами типу АУП	6–8	4,8–4,9	8,0–9,0	до 11
Посів кукурудзи і подсолнечника сівалками типу СУПН	4–6	1,2–1,4	2,2–2,5	до 10
Посів цукрових буряків (сої) сівалками типу ССТ	4–6	1,0–1,2	2,0–2,5	4–9
накочення посівів	-	1,2–1,4	2,5–3,0	9–13

продовження додатка В

Боронування до і після сходів	-	0,7–1,0	0,4–0,6	3–9
Міжрядна культивування без внесення добрив	4–6	1,5–1,8	2,7–3,5	6–13
	6–8	1,6–1,9		
	8–10	2,2–2,3		
	10–12	2,4–2,5		
Міжрядна культивування з внесенням добрив	4–6	1,7–1,9	2,7–3,5	6–13
	6–8	1,8–2,0		
	8–10	2,5–2,6		
	10–12	2,6–2,9		
	12–14	2,7–2,9		
Оранка ґрунту причіпними плугами	легкі	до 35	8–9	4,5–8,5
	середні	35–50		
	важкі	50–85		
	дуже важкі	вище 85		
Оранка ґрунту навісними і напівнавісними плугами	легкі	до 30	5–8	7,0–12,0
	середні	30–42		
	важкі	42–72		
	дуже важкі	вище 72		

Технічна характеристика сільськогосподарських машин

Найменування машини	Марка	Ширина захвату, м	Вага, кН	Допустима робоча швидкість, км/год
Плуг лемішний відвальний	ПЛН-3-35П	1,05	4,8	7–10
	ПЛН-4-35	1,40	7,4	7–10
	ПЛН-5-35	1,75	9,0	6–8
	ПЛП-6-35	2,1	12,3	6–8
	ПЛП-7-35	2,45	26,5	7–9
	ПН-8-35У	2,80	21,0	7–9
	ПТК-9-35	3,15	33,85	7–11
	ПНТК-10-35	3,5	26,45	7–11
	ПН-3-40	1,2	4,8	6–8
	ПНА-4-40	1,6	6,8	7–9
	ПКМ-5-40Р	1,5–2,5	18,5	7–9
	ПКМ-6-40Р	1,8–3,0	20,5	7–9

продовження додатка Г

Плуг швидкісний комбінований	ПГБ-7-40Б-2	2,8	24,55	7–10
	ПНУ-8-40	3,2	23,15	5–12
	ПГУ-4-45	1,8	13,2	7–10
	ПГУ-5-45	2,25	15,9	7–10
	ПРК-7-45	3,05	20,0	6–10
	ПРК-8-45	3,50	22,0	6–10
	ПСК-4	2,4	8,7	5–10
	ПСК-5	3,0	9,8	5–10
	ПСК-6	3,6	13,5	5–10
	ПСК-8	1,6–3,6	17,5	4–9
Плуг лемішний оборотний	ПГПО-2-35	0,7	Н.Д	6–7
	ПОН-3-35П	1,05	8,85	5–7
	ПГПО-4-35	1,40	Н.Д	6–7
	ПГПО-5-35	1,75	Н.Д	6–7
	ПО-3-40	1,05–1,35	9,6	5–9
	ПО-4-40	1,40–1,8	13,1	5–9
	ПОН-5-40	1,75–2,40	22,3	5–9

продовження додатка Г

Плуг лемішний оборотний	ПОН-7-40	2,45–3,50	26,0	5–9
	ППО-(4+1)-40К	1,6–2,4	24,8	7–10
	РН-100(7+1)	2,45–3,60	36,4	4–7
	Євро-Титан 10 8/3+1	2,64–6,5	52,8	5–9
	Корморан 160 VII	2,67–3,46	32,2	4–9
Плуг чизельний	ПЧН-2,3	2,3	7,7	до 12
	ПЧН-3,2	3,2	15,4	7–10
	Артигліо-400	3,6	28,2	4–7
	ПЧН-4,5	4,5	18,6	до 12
Глибоко розпушувач	КГ-2,5	2,25	20,5	8–10
	ПРБ-3А	3,0	20,2	7–10
	ГЩ-4М	3,9	17,5	2,5–7,0
	КНГ-6	4,0	25–30	до 7
	ПРБ-4А	4,0	20,2	7–10
	РН-4	4,4	20,0	7–8
	ГЧН-4,5Б	4,5	22,8	5–10

продовження додатка Г

Борона дискова	БД-1,8	1,8	19,7	8–12
	БД-2,8	2,8	25,0	8–12
	БДК-3,0	3,0	43,0	10–13
	БДК-4,0	4,0	51,0	10–13
	БД-4,2	4,2	41,7	8–12
	БДК-5,4	5,4	71,0	10–13
	БД-6,6	6,6	65,0	9–12
	БД-10Б	10	44,5	до 12
Борона дискова важка	БДТ-3	3,0	17,5	до 12
	ДАКН-3,3Н	3,3	22,8	9–15
	БДТМ-3,8В	3,8	43,0	6–10
	БДТМ-4х4	4,0	27,8	до 12
	БДТ-5/810ЭТМ	5,0	76,5	6–10
	БДТМ-5,5Б	5,5	60,1	7–12
	БДМ-6х4ПК	5,7	57,9	7–13
	БДТ-6х3	5,5	60,1	до 15
	БДТ-7К	7,0	38,0	до 12
	«Рубин Гигант» 800	8,0	70,2	9–12
	«Карриер-820»	8,2	70,6	10–15

продовження додатка Г

Подрібнювачі поживних залишків дисков	ДМ-3,2	3,2	31,1	до 15
	ДМ-4	4,0	39,5	до 15
	ДМ-5х2	5,0	51,0	12–20
	ДМ-5,2	5,2	51,0	10–15
	ДМ-6	6,2	63,8	12–15
Агрегат комбінований дисковий	ДАКН-2,3П	2,3	15,0	10–15
	ДАКН-3,3П	3,3	23,0	10–15
	ДАКН-4	4,0	28,0	10–15
	ДА-4-2П	4,0	29,0	10–15
	ДАКТ-4П	4,0	32,0	10–15
	ДА-7,2П	7,2	34,3	10–15
Агрегат комбінований	КАО-2М	1,4	10,8	7–11
	АЧУ-2,8	1,6	12,0	до 12
	КНК-2300	2,3	9,3	8–14
	АПК-2,5	2,5	19,8	7–10
	АПК-3	3,0	14,0	7–10
	Агро-3	3,0	53,8	до 9
	АПУ-3,5	3,5	16,0	7–10

продовження додатка Г

Агрегат комбінований	АПК-4	4,0	15,0	7–9
	АКСО-4	4,0	35,0	до 10
	КУМ-4	4,0	18,8	7–8
	УНС-5	4,5	29,0	9–12
	АКП-5	5,0	14,0	до 10
	КПК-5,4	5,4	17,2	7–10
	АКШ-6Г	6,0	35,0	до 10
	КНК-6000	6,0	29,5	9–12
	АПУ-6,5	6,5	33,0	7–10
	АКП-7,4	7,4	30,0	7–10
	ОПО-8,25	8,25	30,5	6–9
Борона зубова	БЗСС-1	1,0	0,34	до 12
	БЗТС-1	1,0	0,40	до 12
	ЗБП-0,6А	1,8	0,49	до 7
	З-ОР-0,7	2,2	0,36	до 8
	БЗШ-21	21,0	31,5	до 10
	АБ-24	24,4	39,9	до 12

продовження додатка Г

Борона пружинна	БП-8	8,4	8,5	7–12
	БПП-8730	12,0	15,0	10–12
Борона ножова	KUOSA-3,3B	3,3	9,0	до 12
	KUOSA-4,4B	4,4	13,6	до 12
Борона гольчаста	БИГ-3А	3,0	10,1	до 13
Коток	ЗКВГ-1,4	4,0	8,3	7–12
	ККЗ-6	6,0	24,5	до 13
	ЗККШ-6А	6,1	19,4	7–12
	ККЗ-10	10,0	55,0	до 12
Вирівнювач ґрунту	ГН-4А	4,3	8,8	до 7
	ВПН-5,6А	5,6	7,7	до 8
	МРН-8,4	8,4	16,5	до 12
	ВП-8А	9,7	13,9	6–8,5
	БМШ-15	14,8	66,7	7–12
Зчіпка	СП-10	Фронт 10,0	11,3	до 12
	СП-11	Фронт 7,2	9,1	
	СП-16	Фронт 13,5	17,6	
	СГ-21	Фронт 21	18,0	

продовження додатка Г

Культиватор паровий	КПС-4	4,0	7,8	10–12
	КСПС-6	6,0	8,0	до 12
	КПС-8Ш	8,0	18,5	8–12
	ШККС-8	8,0	26,9	8–12
	ШККС-10	10,0	32,1	8–12
	ШККС-12	12,0	32,6	8–12
	КШУ-12	12,0	32,6	до 12
Культиватор стерньових важкий	КСТ-2,2	2,2	9,8	6–10
	КСТ-3,8	3,8	18,5	6–10
	КСТ-5,5	5,5	26,0	6–10
Культиватор стерньових комбінований	КСКН-3Н	3,0	20,0	10–12
	КС-4	4,0	22,0	10–12
	КСКН-4	4,0	24,5	10–12
	КСКН-6	6,0	46,0	10–12
Культиватор комбінований	КНК-4	4,0	22,2	до 12
	КУК-4	4,1	9,0	8–12
	КНК-6	6,0	26,5	до 12
	КПН-8	8,0	22,5	6–12
	ККШ-11,3АМ	11,3	41,9	7–13

продовження додатка Г

Культиватор для глибокого обробітку ґрунту	PEGASUS 3000	3,0	13,5	9–12
	КЕ 403	4,0	19,0	7–12
	ПБО-4,4	4,4	12,8	7–12
	КРГ-6,0	6,1	56,8	7–9
	СМАРАГД 1000	10,0	69,8	6–12
Культиватор плоскоріз	КПШ-5	4,8	9,0	6–10
	КПШ-9	9,0	18,5	6–10
	КПШ-11	9,8	25,0	6–10
Культиватор протиерозійний	КПЭ-3,8	3,9	10,2	до 10
Культиватор для міжрядної обробки цукрового буряка, сої	УСМК-5,4Б	5,4	11,2	7–9
	КГС-4,8А-01	5,4	26,9	5–9
	КФ-5,4	5,4	11,0	до 7,5
	КРШ-8,1	8,1	30,7	6–8
Культиватор для міжрядної обробки овочевих культур	КОР-1,8	1,8	5,0	5–7
	КЧН-2,7	2,7	9,5	до 9
	КУП-2,8	2,8	9,9	до 10
	КОР-4,2	4,2	10,9	до 9
	КОР-5,4	5,4	25,0	6–10

продовження додатка Г

Культиватор фрезерний для міжрядної обробки овочевих культур	КВС-1,4	1,4	5,0	до 9
	КФО-1,8	1,8	5,5	5–7
	ФПУ-4,2	4,2	9,3	5–7
	КФО-4,2	4,2	13,9	5–7
Культиватор для міжрядної обробки просапних культур	КРН-4,2Б	4,2	11,9	6–10
	КРН-5,6Б	5,6	15,2	6–10
	КРН-8,4	8,4	21,0	до 9
Зернотукова сівалка	СЗНТ-1,8	1,8	2,5	до 10
	СЗРС-2,1	1,9	15,0	5–15
	СЗТС-2	2,05	16,2	5–10
	СЗ-3,6А	3,6	14,4	до 15
	Rapid RDA400S	4,0	37,0	до 12
	СМП-4,2	4,2	29,0	до 8
	Rapid RDA450S	4,5	40,0	до 12
	«Виктория»	4,6	43,0	9–12
	СЗ-5,4	5,4	25,5	9–12
	СТВ-100 Аист	5,4	12,2	4–9
«Мультикорн»	5,6	10,3	до 10	

продовження додатка Г

Зернотукова сівалка	СЗМ-201	6,0	20,0	10–12
	СЗП-8	7,8	56,6	до 12
	СТВ-110 Аист	8,4	15,2	4–9
	СЗПЦ-12	12,0	51,6	10–12
	«Казачка»	12,0	72,2	9–15
Посівні комплекси	Обь-4	4,0	21,0	до 10
	Обь-8	7,4	45,0	до 10
	Лидер-С	8,0	45,0	10–12
	ППК-8,2	8,2	150,0	8–13
	ППК-12,4	12,4	184,0	8–13
Посівні агрегати	АУП-18	4,5	31,6	до 10
	«Топмастер»	12,2	119,0	до 9
	«Конкорд-4012/2000»	12,2	115,4	до 10
Сівалка для просапних культур	СУПН-6	4,2	8,0	до 10
	СПЧ-6ФС	4,2	8,2	до 10
	СУПН-8А	5,6	12,9	7–9
	Тс-М8000	5,6	Н.д	7–9
	Моносем NG	5,6	Н.д	7–9

продовження додатка Г

Сівалка для просапних культур	СТВ-107 Аист	5,6	Н.д	7–9
	СКПП-12	8,4	46,0	до 12
	СУПН-12А	8,4	21,6	6–7
Бурякова сівалка	ССТ-12В	5,4	11,9	до 7
	СЛС-5,4	5,4	25,0	5–8
	ССТ-18Б	8,1	20,6	4–8
	СПС-24	10,8	66,2	до 10
Сівалка для овочевих культур	АГП-2,8	2,8	6,2	2,5–3,5
	АТВ-6	4,2	9,0	2,5–3,5
	СОЛ-4,2	4,2	10,0	до 9
	СУПО-9А-01	1,8–5,4	9,6	2,5–3,5
	СУ-12 Оризон	5,4	10,0	3–4
Розсадосадильна машина	МРП-1,8	1,8	5,2	0,9
	МРУ-2	2,8	6,0	до 1,8
	МРУ-6	4,2	11,0	до 1,8
	МРГ-6	4,2	8,0	до 5
	МІР-5,4	5,4	17,4	0,16–1,0

продовження додатка Г

Машина для внесення мінеральних добрив	МВУ-1200	Залежить від виду добрив	3,1	до 12
	Vikon-RS-M		3,2	
	СУ-12М		6,7	
	ССТ-10		24,5	
	МВУ-5		21,7	
	МВУ-8Б		31,3	
Машина для внесення рідких добрив	ПЖУ-2,5	4–22	20,0	до 12
	ПЖУ-5	7–22	48,0	
	ПЖУ-9	18–22,5	44,9	
Косарка з безпальцевим робочим органом	К-1,2	1,2	0,60	6–9
	К-1,5	1,5	0,78	2,5–6,3
	К-1,6	1,6	0,80	6–9
	КТБ-2,1	2,1	1,95	до 12
Косарка з сегментопальцевим робочим органом	КТС-1,4	1,4	1,50	6–7
	КНТ-1,8	1,8	1,77	6–12
	КБН-2,1	2,1	2,10	до 15
	КС-Ф-2,1М	2,1	2,05	до 12

продовження додатка Г

Косарка з ротаційним робочим органом	КР-1,5	1,5	2,6	до 15
	КРН-2,1	2,1	5,1	
	КДН-210	2,1	5,3	
	ГПГ-6	6,0	3,1	
	ГПГ-10	10,0	7,0	
Граблі ворущилка	ГВР-420	4,2	6,5	до 12
	ПН-600	3,8–4,2	6,0	
	ГВД-Ф-6,0	6,0	10,8	
	ГВР-630	6,3	11,0	
Машина корнезбиральна	РКМ-6	2,7	108,5	1,4–2,8
	МКП-6		50,9	4–7
	МRS-6		12,5	до 6
	КНБ-6		41,5	до 6
	КБ-6		115,0	2,9–3,7
Комбайн кормозбиральний причіпний	КИР-1,5М	1,5	8,5	до 6
	ИР-1,5 «Енисей»	1,5	17,0	до 10
	«Дон-1,8»	1,8	8,5	до 8
	КИР-1,85	1,85	12,0	до 10
	КП-Ф-2	2,0	12,5	до 8
	«Енисей-720»	2,1	17,0	до 8
	КПИ-Ф-2,4А	2,4	17,7	до 10
	КИН-2,7	2,7	13,0	до 8
КДП-3000 «Полісся»	3,0	Н.д	до 12	

Усереднені значення коефіцієнтів використання ширини захвату агрегатів

Призначення агрегату	
Оранка відвальними плугами лемішними, лушення стерні	1,02–1,10
Скошування кукурудзи (соняшнику) на силос кормозбиральними комбайнами	1,08–1,16
Посів і посадка с.-г. культур, міжрядний обробіток	1,0
Боронування зубовими боронами, коткування	0,96–0,98
Обробка ґрунту дисковими знаряддями і чизелювання, суцільна культивуація	0,96
Скошування рослин жатками і косарками	0,93–0,96

**Усереднені значення коефіцієнтів використання часу зміни при виконанні
сільськогосподарських робіт**

Вид сільськогосподарської роботи	Значення при довжині гону, м				
	200–400	400–800	800–1000	1000–1500	більше 1500
Оранка відвальними плугами, луцення стерні лемішне, обробіток ґрунту дисковими знаряддями, чизелем, плоскорізами і комбінованими агрегатами.	0,70	0,75	0,80	0,83	0,85
Прикочування і вирівнювання ґрунту	0,75	0,81	0,85	0,88	0,90
Боронування зубовими боронами, суцільна культивуація	0,70	0,74	0,78	0,79	0,80
Скошування рослин жатками і косарками, згрібання і ворушіння сіна	0,75	0,79	0,83	0,86	0,88
Посів зернових та просапних культур	0,58	0,63	0,68	0,72	0,75

продовження додатка Д.1

Вид сільськогосподарської роботи	Значення при довжині гону, м				
	200–400	400–800	800–1000	1000–1500	більше 1500
Міжрядна культивуація з підживленням рослин	0,55	0,63	0,69	0,75	0,78
Посадка розсади, картоплі	0,40	0,48	0,55	0,58	0,60
Хімічна обробка рослин штанговими обприскувачами	0,35	0,45	0,53	0,58	0,60
Внесення мінеральних добрив	0,52	0,60	0,65	0,69	0,70
Внесення органічних добрив кузовними розкидачами	0,40	0,45	0,48	0,52	0,57
Збирання зернових культур	0,41	0,46	0,50	0,53	0,55
Збирання кукурудзи	0,50	0,55	0,57	0,59	0,60
Збирання цукрових буряків, картоплі	0,42	0,46	0,49	0,51	0,52

Додаток Е

Коефіцієнти опору коченню f і коефіцієнту зчеплення μ

Вид ґрунту	Трактори на пневмошинах		Гусеничні трактори	
	f	μ	f	μ
Асфальт	0,01–0,02	0,8–0,9	–	–
Гравій	0,02–0,03	0,6	–	–
Щільний ґрунт	0,03–0,07	0,7–0,9	0,06–0,07	1,0–1,1
Стерня	0,08–0,10	0,6–0,8	0,06–0,08	0,8–1,0
Вспахане поле	0,12–0,18	0,5–0,7	0,08–0,10	0,6–0,8
Прикочене снігове поле	0,03–0,04	0,3–0,4	0,06–0,07	0,5–0,7
Болотно-торф'яна цілина	–	–	0,11–0,14	0,4–0,6
Пісок	0,16–0,18	0,3–0,4	0,10–0,15	0,4–0,5

Додаток Ж

Таблиця відповідей на тести

Тема	№ питання	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	№ вірної відповіді	1	1	1	5	1	2	3	1	1	2
2	№ вірної відповіді	1	2	1	3	5	1	3	4	1	5
3	№ вірної відповіді	1	2	1	2	1	1	5	1	2	5
4	№ вірної відповіді	2	3	1	2	1	1	5	1	2	5
5	№ вірної відповіді	1	2	3	1	1	4	1	5	1	2
6	№ вірної відповіді	1	1	2	1	2	3	5	1	3	4
7	№ вірної відповіді										
8	№ вірної відповіді	3	2	2	3	1	1	5	3	3	2

Навчальне видання

*Налобіна Олена Олександрівна
Голотюк Микола Віталійович
Бундза Олег Зіновійович
Серілко Дмитро Леонідович
Гавриш Володимир Степанович*

**ДОСЛІДЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ
ВЛАСТИВОСТЕЙ МАШИН І ОБЛАДНАННЯ**

Навчальний посібник

Друкується в авторській редакції

Технічний редактор Галина Сімчук

*Видавець і виготовлювач
Національний університет
водного господарства та природокористування
вул. Соборна, 11, м. Рівне, 33028.*

*Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до
державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів
видавничої продукції РВ № 31 від 20.04.2005 р.*

