Міністерство освіти і науки України

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ

Автомобільний факультет

Кафедра інжинірингу систем автомобільного транспорту ім. М.Я. Говорущенка

Мармут І.А., Надєїн С.В.

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ

з дисципліни «Технологічне обладнання для обслуговування та ремонту автомобілів»
для бакалаврів денної і заочної форм навчання за освітньою програмою «Автомобільний транспорт»

Харків ХНАДУ 2026

УДК 629.3.018

Мармут І.А., Надєїн С.В. Методичні вказівки до практичних занять з дисципліни «Технологічне обладнання для обслуговування та ремонту автомобілів» для бакалаврів денної і заочної форм навчання за освітньою програмою «Автомобільний транспорт». Харків: ХНАДУ, 2026. 63 с.

У методичних вказівках викладені методологія та методика розрахунку основних параметрів відповідного технологічного обладнання автосервісу.

Методичні вказівки призначені для здобувачів закладів вищої освіти, що здійснюють підготовку бакалаврів денної і заочної форм навчання зі спеціальності “Автомобільний транспорт”.

© Мармут І.А., Надєїн С.В., 2026
© Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 2026

ЗМІСТ

ЗАГАЛЬНІ МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ……..4

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 1 РОЗРАХУНОК ПІДЙОМНИКА З ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИМ ПРИВОДОМ……...6

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 2 РОЗРАХУНОК КОМБІНОВАНОГО РОЛИКОВОГО СТЕНДА (СТГ)……..13

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 3 РОЗРАХУНОК НАВАНТАЖУВАЛЬНО-ПРИВОДНОГО ПРИСТРОЮ (НПП) РОЛИКОВОГО СТЕНДА ТИПА СТГ……21

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 4 РОЗРОБКА ГІДРАВЛІЧНОЇ СИСТЕМИ СТЕНДА СТГ……30

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 5 РОЗРОБКА ВИМІРЮВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ КОМБІНОВАНОГО РОЛИКОВОГО СТЕНДА……37

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 6 РОЗРАХУНОК ПЛОЩАДКОВОГО СТЕНДА ДЛЯ ДІАГНОСТУВАННЯ УСТАНОВЛЕННЯ КЕРОВАНИХ КОЛІС……45

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 7 РОЗРАХУНОК НЕОБХІДНОЇ КІЛЬКОСТІ ОБЛАДНАННЯ ТА ОЦІНКА МЕХАНІЗАЦІЇ ВИРОБНИЧИХ ПРЦЕСІВ……54

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ……...59

Додаток А Нормативно-довідковий матеріал……60

ЗАГАЛЬНІ МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

Дисципліна “Технологічне обладнання для обслуговування та ремонту автомобілів” являється частиною курсу “Технічна експлуатація автомобілів”, яка відноситься до групи професійно-орієнтованих дисциплін рівня бакалавр за освітньою програмою "Автомобільний транспорт".

Дисципліна “Технологічне обладнання для обслуговування та ремонту автомобілів” – спеціальна дисципліна технологічного профілю, яка забезпечує підготовку висококваліфікованого спеціаліста автомобільного транспорту.

Вивчення цієї дисципліни – кінцевий етап професійної підготовки спеціаліста згідно з кваліфікаційною характеристикою.

Мета дисципліни – вивчення основних теоретичних положень, на яких базуються методи проектування та експлуатації технологічного устаткування для технічного обслуговування, ремонту та діагностування автомобілів.

Устаткування повинно бути простим, зручним, технологічним, дешевим у виготовленні та експлуатації – а також безпечним, надійним, ремонтопридатним – і має в процесі використання сприяти зниженню витрат на технічне обслуговування і ремонт автомобілів.

Вивчення дисципліни “Технологічне обладнання для обслуговування та ремонту автомобілів” базується на знаннях студентами дисциплін: “Вища математика”, “Інженерна графіка”, “Теоретична механіка”, “Опір матеріалів”, “Матеріалознавство”, “Деталі машин”, “Гідравліка”, “Основи ВСТВ”, “Автомобілі”, “Автомобільні двигуни”, “Електрообладнання автомобілів”.

Методичні вказівки до практичних занять складені відповідно до програми курсу “Технологічне обладнання для обслуговування та ремонту автомобілів”. Їхня ціль – допомогти студентам у придбанні навичок розрахунку та конструювання основного устаткування для поточного ремонту і діагностування автомобілів.

Одним із видів навчальних занять студентів є самостійна робота над навчальним матеріалом, що включає в себе наступні елементи: вивчення дисципліни за підручниками та навчальними посібниками; виконання контрольних робіт; виконання практичних робіт; індивідуальні консультації; відвідування лекцій. Завершальним

етапом вивчення дисципліни “Технологічне обладнання для обслуговування та ремонту автомобілів” є здача заліку відповідно до навчального плану.

Робота з книгою. При вивченні курсу спочатку треба намагатися одержати загальну уяву про матеріал, що викладається, відзначаючи важкі і незрозумілі місця, не затримуючись на математичних висновках (перше читання). При повторному читанні необхідно засвоїти основні теоретичні положення, а також ідеї методів технічного обслуговування і принципи дії установок та пристроїв.

Консультації. У випадку труднощів при вивченні дисципліни студент повинен звернутися до викладача для одержання письмової чи усної консультації, точно вказуючи при цьому, в чому полягають труднощі. За консультацією також варто звертатися з питань самостійної роботи.

Лекції і практичні заняття. Для студентів всі види занять проводяться згідно з графіком навчального процесу. На лекціях глибоко і детально розглядаються принципові, але не досить освітлені в літературі, проблемні питання, проводяться також практичні заняття для придбання практичних навичок з проектування агрегатів, систем і механізмів устаткування.

До здачі заліку з дисципліни допускаються студенти, які здали залік з практичних занять.

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 1
РОЗРАХУНОК ПІДЙОМНИКА З ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИМ ПРИВОДОМ

1 Технічне завдання на підйомник

1.1 Найменування та область використання

Підйомник призначений для використання в АТП і СТО, які обслуговують автомобілі з навантаженням на вісь до 100 кН.

1.2 Ціль та призначення розробки

Ціль – створення безпечної конструкції для забезпечення обслуговування автомобілів у зонах ОР-2 і УН.

1.3 Технічні вимоги. Склад продукції та вимоги до конструктивної будови

Установка підйомника здійснюється після подачі автомобіля на робоче місце.

Робоча зона підйомника повинна бути рівною горизонтальною і не мати оглядових канав чи естакад. Для розрахунку підйомника необхідно задати тип автомобіля, висоту підйому, час підйому.

Висота підйому транспортного засобу:

- для легкових автомобілів – 1,9 м;
- для автобусів – 1,6 м;
- для вантажних автомобілів – 1,7 м.

2 Аналоги та вибір кінематичної схеми підйомника

У підприємствах застосовуються підйомники підкатного типу з гідравлічним або електромеханічним приводом.

Розрахуємо як приклад підйомник для автомобіля КрАЗ-256Б. Випишемо необхідні дані з завдання:

- навантаження на вісь у спорядженому стані 80000 Н;
- висота підйому – 1,7 м;
- розмір шин – 12,0-20 (320-508);
- час підйому – 120 с;
- матеріал гвинта – сталь 65Г.

Визначаємо місце, за яке буде підніматися автомобіль – шини

(рис. 1.1). Стійкі можна підкочувати до автомобіля по підлозі.

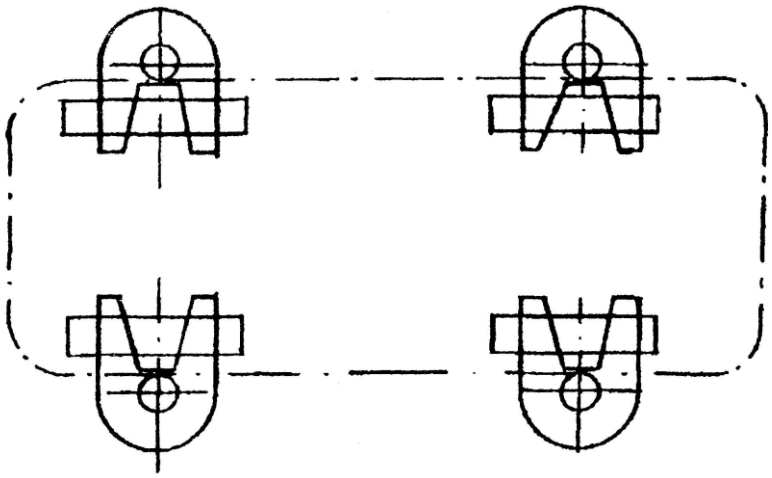


Рисунок 1.1 – Схема установки підйомників

Уздовж направляючої стійкі переміщається каретка, що сприймає крутний момент. Момент створює навантажене колесо, віддалене від осі вантажного гвинта на відстань l, м. Вантажний гвинт сприймає тільки осьове розтягувальне навантаження. У верхній опорі гвинта установлено упорний підшипник, у нижній – радіальний (рис. 1.2).

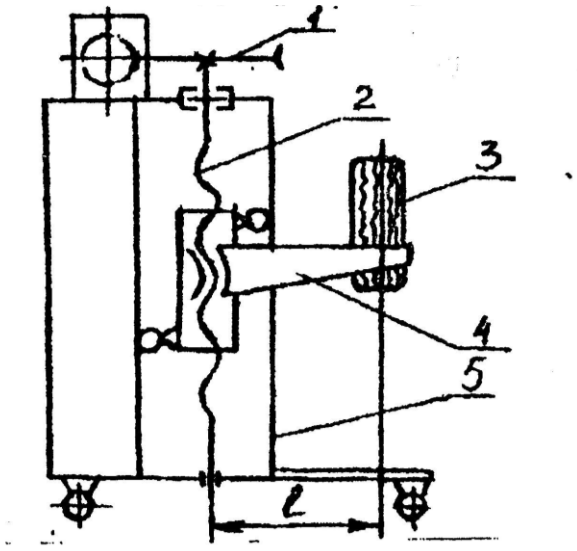


Рисунок 1.2 – Схема роботи стійкі: 1-електромеханічний привод, 2-гвинт; 3-колесо, 4-каретка, 5-стійка

3 Розрахунок гвинта

Для виготовлення гвинта використовуємо конструкційну сталь марки 65Г. Для цієї сталі $\sigma_{вр} = 800\,МПа$, $\sigma_{Т} = 600МПа$. Сортамент сталі – коло. Для вантажних гвинтів застосовується трапецеїдальна нарізка, іноді прямокутна чи упорна. Визначимо попередньо діаметр гвинта розрахунком на розтягання. Розрахункова схема гвинта приведена на рис. 1.3.

Таблиця 1.1 – **Порівняльна характеристика конструкційних сталей**

Матеріал	$\sigma_{вр} = 800\,МПа$	$\sigma_{Т} = 600МПа$
45	560	280
40Х	730	500
65Г	800	600

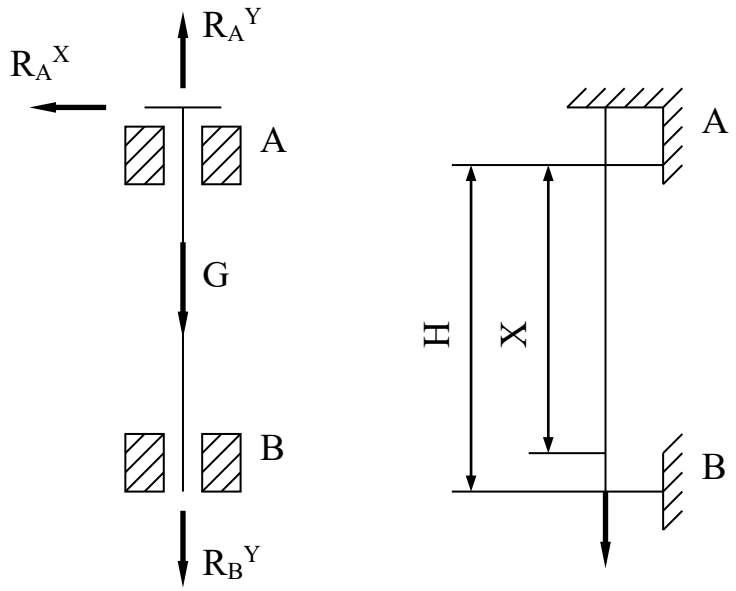


Рисунок 1.3 – Розрахункова схема гвинта

Основною причиною виходу з ладу передачі гвинт-гайка є знос. Для забезпечення необхідної зносостійкості передачі перш за все потрібно, щоб питомий тиск не перевищував припустиме значення $[P]$.

$$P = \frac{G}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot z} \le [P], \qquad (1.1)$$

де G – розрахункова осьова сила, що діє на гвинт, Н;

d_2 – середній діаметр нарізки, мм;

h – робоча висота профілю, мм (для трапецеїдальної нарізки - $0{,}5t$);

z – число витків у гайці (звичайно від 6 до 10).

$$z = H/t, \qquad (1.2)$$

де H – висота гайки, мм;

t – крок нарізки, мм (вибирається за довідником [1]).

Підставивши у формулу значення z і h, одержимо

$$P = \frac{2G}{\pi \cdot d_2 \cdot H} \le [P]. \qquad (1.3)$$

Звідси, уводячи відношення висоти гайки до середнього діаметра нарізки $\psi_н = H/d_2$, одержуємо розрахункову формулу для визначення середнього діаметра нарізки:

$$d_2 = \sqrt{\frac{2G}{\pi \cdot \psi_н [P]}}. \qquad (1.4)$$

Значення $\psi_н$ вибирають звичайно в межах 1,2...2,5. Великі значення вибирають для нарізок менших діаметрів і навпаки. Допустимі значення $[P]$ для сталі по антифрикційному чавуну – 10…13 МПа, для сталі по бронзі – 8…12 МПа. Приймаємо $[P] = 10$ МПа. Для нашого прикладу $G = 40000$ Н (половина навантаження на найбільш завантажену вісь).

$$d_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot 40000}{\pi \cdot 1{,}8 \cdot 10^7}} = \sqrt{0{,}00142} = 0{,}0399\text{м} \approx 40\,\text{мм}.$$

Попередньо приймаємо упорну нарізку за стандартом 10177-82: $d_{нар} = 50$ мм; $d_{вн} = 29{,}174$ мм; $t = 12$ мм.

Остаточно гвинти перевіряють на міцність згідно еквівалентній номінальній напрузі:

$$\sigma_e = \sqrt{(G/F)^2 + 3(M_к/W)^2} \le [\sigma], \qquad (1.5)$$

де $M_к$ – крутний момент, що передається валом;

F і W – площа і момент опору крутінню перетину гвинта по внутрішньому діаметру нарізки.

$$F = \pi \cdot d_{вн}^2 / 4\ , \qquad W = \pi \cdot d_{вн}^3 / 32, \qquad (1.6)$$

де $d_{вн}$ – внутрішній діаметр нарізки, мм.

Номінальну допустиму напругу приймаємо з коефіцієнтом запасу міцності 2, тобто $[\sigma] = 0{,}5\sigma_T$. Тоді для сталі 65Г $[\sigma] = 300$ МПа.

Крутний момент, який передається валом, Н·м:

$$M_к = G \cdot \left[\frac{d_2}{2} \cdot \mathrm{tg}(\psi + \rho') + f_1 \cdot r_1 \right], \qquad (1.7)$$

де d_2 – середній діаметр нарізки, мм;

ψ – кут підйому гвинтової лінії, град;

ρ' – кут тертя (для упорної нарізки можна прийняти 5,72°, для трапецеїдальної – 5,91°).

f_1 – коефіцієнт тертя в підшипниках (приймаємо рівним 0,1);

r_1 – приведений радіус тертя на опорній поверхні (для упорного підшипника ковзання при обраних розмірах гвинта він дорівнює 0,04 мм).

$$\psi = \mathrm{arctg} \frac{t}{\pi \cdot d_2}. \qquad (1.8)$$

Умова самогальмування - $\psi \le \rho'$. Для обраної нарізки:

$$\psi = \mathrm{arctg}\ \frac{0{,}012}{\pi \cdot 0{,}041} = \mathrm{arctg}\, 0{,}09316\ = 5{,}32^0;$$

$$M_{\text{к}} = 40000 \cdot \left[\frac{0{,}041}{2} \cdot \text{tg}(5{,}32 + 5{,}72) + 0{,}004 \right] = 360 \text{ Н·м};$$

$$F = \frac{\pi \cdot 0{,}029174^2}{4} = 6{,}68 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$W = \frac{\pi \cdot 0{,}029174^3}{32} = 2{,}44 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

$$\sigma_{\text{е}} = \sqrt{\left(\frac{40000}{6{,}68 \cdot 10^{-4}} \right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{320}{2{,}44 \cdot 10^{-6}} \right)^2} = 235 \cdot 10^6 \text{ Па} \le [\sigma] = 300 \text{ МПа}.$$

Отже, діаметр гвинта обраний вірно.

4. Вибір електродвигуна

Визначимо необхідну потужність електродвигуна, кВт, за формулою

$$N_{\text{п}} = \frac{M_{\text{к}} \cdot \omega}{1000}, \qquad (1.9)$$

де $M_{\text{к}}$ – крутний момент, Н·м;

ω – частота обертання, с$^{-1}$ ($\varpi = \pi \cdot n / 30$).

Тоді $$N_{\text{п}} = \frac{M_{\text{к}} \cdot \pi \cdot n}{30000},$$

де n - оберти вала, хв$^{-1}$.

$$N_{\text{п}} = 0{,}10472 \cdot 10^{-3} \cdot M_{\text{к}} \cdot n. \qquad (1.10)$$

Знаючи висоту підйому H, час підйому T і крок нарізки t, знайдемо n:

$$n = \frac{60 \cdot H}{t \cdot T} = \frac{60 \cdot 1{,}7}{0{,}012 \cdot 120} = 70{,}8 \text{ хв}^{-1}.$$

Необхідна потужність приводу складе

$$N_{\text{п}} = 0{,}10472 \cdot 10^{-3} \cdot 320 \cdot 70{,}8 = 2{,}4 \text{ кВт}.$$

Розділивши це значення на ККД приводу ($\eta = 0{,}85$), одержимо

$$N_{\text{дв}} = N_{\text{п}} / \eta = 2{,}4 / 0{,}85 = 2{,}8 \text{ кВт.}$$

Передаточне число редуктора складе при $n = 70{,}8$ хв$^{-1}$:

$$i_{\text{р}} = 750 / 70{,}8 = 10{,}6.$$

Це може бути черв'ячний або зубчастий (шестеренчастий) редуктор. Краще прийняти черв'ячний – він дає додаткове самогальмування. Привід установлюємо на верхній частині стійкі.

Питання для самостійної підготовки

1. В чому полягає вибір вихідних даних для розрахунку та проектування підйомника?
2. Чим обумовлений вибір кінематичної схеми підйомника?
3. Виходячи з чого вибирається матеріал гвинта?
4. Наведіть розрахункову схему та порядок вибору діаметра нарізки гвинта.
5. З чого складається розрахунок вихідних даних для вибору привода підйомника?
6. Як визначається потужність електродвигуна приводу?
7. Як визначається число обертів вала стійкі?

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 2
РОЗРАХУНОК КОМБІНОВАНОГО РОЛИКОВОГО СТЕНДА (СТГ)

1 Технічне завдання на стенд

1.1 Найменування та область застосування

Комбінований роликовий стенд – стенд тягово-гальмівний (СТГ) призначений для перевірки гальмівних і тягових властивостей автомобілів. Гальмівні випробування проводяться інерційним методом – на реальних швидкостях.

Такі стенди можуть застосовуватися на універсальних стаціонарних станціях діагностики в АТП, СТО, колективних гаражах тощо, а також на пересувних станціях діагностики.



Рисунок 2.1 – Комбінований роликовий стенд мобільної станції діагностики легкових автомобілів (ХНАДУ)

1.2 Мета і призначення розробки

Мета і призначення розробки – розрахувати основні параметри роликового стенда.

1.3 Технічні вимоги. Склад продукції і вимоги до конструктивної будови

1.3.1 Під час перевірки автомобіля колесо спирається на два паралельних ролики, отже стенди для автомобілів з одним ведучим мостом повинні мати дві пари роликів.

1.3.2 Перевірка гальм здійснюється динамічним способом – гальмування проводиться з реальної швидкості руху.

1.3.3 Перевірка тягових властивостей виконується на заданій швидкості руху при повній подачі палива.

1.3.4 Міцність конструктивних елементів стенда повинна забезпечувати надійну перевірку даного типу автомобілів.

1.3.5 Режими перевірок і нормативи – згідно з ДСТУ 3649:2010 і ГОСТ 22895-89.

1.4 Вихідні дані

1.4.1 Марки і моделі перевірюваних автомобілів.

1.4.2 Маси автомобілів (споряджені і повні).

1.4.3 Розподіл навантаження між осями (при спорядженій і повній масі).

1.4.4 Дані шин: модель, зовнішній діаметр, ширина, статичний радіус, радіус кочення, моменти інерції передніх і задніх коліс.

1.4.5 Колія передніх і задніх коліс, ширина по внутрішнім боковинам шин.

1.4.6 Конструктивний розподіл гальмівних сил між осями β.

2 Вибір основних геометричних параметрів роликового блоку

2.1 Діаметр роликів

Діаметр роликів у мм визначається за формулою

$$D_{\text{Р}} = (0{,}8...1{,}0)r_{\text{к}}, \qquad (2.1)$$

де $r_{\text{к}}$ – радіус кочення колеса по роликах, мм.

Приблизно $r_{\text{к}}$ дорівнює статичному радіусу шини на дорозі - $r_{\text{ст}}$. Дані про значення $r_{\text{ст}}$ приведені в таблиці А.5 додатку. Якщо на

стенді перевіряються автомобілі різних марок і моделей, треба приймати $r_к$ за найбільшим колесом. Отриманий діаметр ролика слід округлити до найближчого числа з ряду: 240, 320, 370, 400, 475 мм.

2.2 Розрахунок довжини роликів і відстаней між їхніми торцями

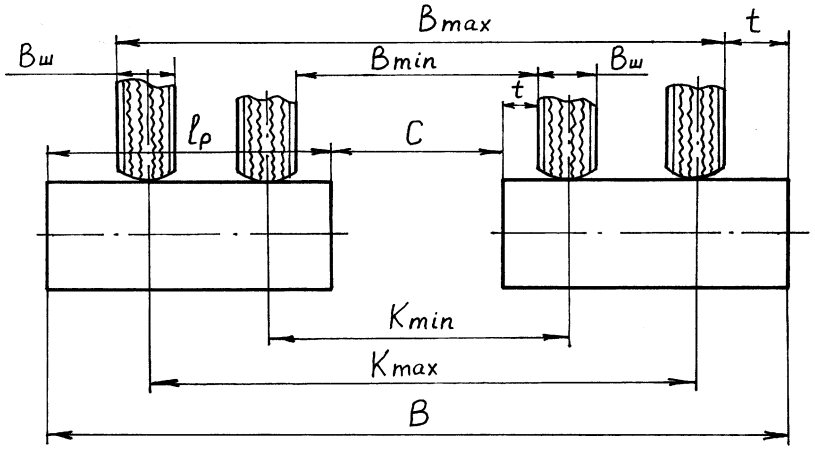


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема стенда

Розрахунок робимо за схемою (рис. 2.2).

$$B = B_{\max} + 2t; \quad C = B_{\min} - 2t; \quad l_{\text{р}} = (B - C)/2, \qquad (2.2)$$

де B, C – відповідно відстані між зовнішніми і внутрішніми торцями роликів, мм;

$B_{\max}, B_{\min}$ – відповідно ширина по зовнішніх гранях коліс найбільшого автомобіля і внутрішніх гранях коліс найменшого автомобіля, мм;

t – запас на вільне розміщення коліс, мм ($t = 100$ мм);

$l_{\text{р}}$ – довжина ролика, мм.

Для осей з односкатними колесами при колії K і ширині профілю шин $B_{\text{ш}}$:

$$B_{\max} = K_{\max} + B_{\text{ш}}; \qquad B_{\min} = K_{\min} - B_{\text{ш}}.$$

Для осей із двоскатними колесами:

$$B_{\max} = K_{\min} + 2B_{ш} + t/2; \qquad B_{\min} = K_{\min} - 2B_{ш} - t/2.$$

2.3 Міжцентрова відстань, взаємне розташування роликів

Взаємне розташування роликів вибирають з наступних розумінь. При гальмівних випробуваннях автомобіль має тенденцію до самовиїзду назад, при тягових – уперед. Тому на гальмівних стендах задній ролик розміщають вище переднього, на тягових – навпаки. На комбінованих стендах типу СТТ використовують симетричну схему (рис. 2.3).

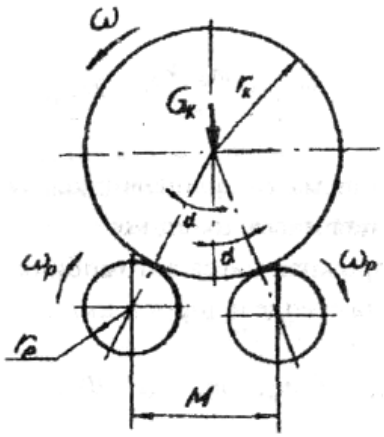


Рисунок 2.3 – Схема для розрахунку міжцентрової відстані

З досвіду проектування та експлуатації стендів можна приймати $2\alpha = 65...90^{\circ}$.

Міжцентрова відстань визначається за формулою (рис. 2.2)

$$M = 2(r_к + r_р) \cdot \sin\alpha. \qquad (2.3)$$

3 Розрахунок функціональних властивостей стенда

Найбільш складні вимоги до стенда пред'являє перевірка гальм, тому, проектуючи роликовий стенд, необхідно її враховувати в першу чергу.

На дорозі величина нормативної гальмівної сили в Н для передньої і задньої осей складає:

$$P_{гн1} = \frac{\beta \cdot m_д \cdot j_н}{2}; \qquad P_{гн2} = \frac{(1-\beta) \cdot m_д \cdot j_н}{2},$$

де β – коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями автомобіля;

$m_д$ – споряджена маса автомобіля при перевірці гальм на дорозі, кг;

$j_н$ – нормативне сповільнення на дорозі, м/с^2.

На величину гальмівної сили впливають коефіцієнт тертя, площі накладок, зусилля в приводному контурі. Коефіцієнт тертя найбільш істотно залежить від температури поверхні тертя. З умови імітації реальної температури і при однаковій силі натискання на педаль гальма, визначаємо необхідну величину інерційної маси стенда, кг:

$$m_{ст} = \frac{m_д \cdot V_д^3}{V_с^3} - 2m_к, \qquad (2.4)$$

де $V_д, V_с$ – швидкість на дорозі і стенді, км/год;

$m_к$ – інерційна маса коліс, кг;

Інерційна маса – це маса фіктивного тіла, що рухається зі швидкістю V, яка дорівнює лінійній швидкості в контакті колеса з опорною поверхнею, і має ту ж кінетичну енергію, що й автомобіль. Інерційна маса дозволяє порівняти енергію обертового і поступального рухомого тіла.

Маса між передніми і задніми колісьми відповідно розподіляється так:

$$m_{дп} = \beta \cdot m_д; \qquad m_{дз} = (1-\beta) \cdot m_д. \qquad (2.5)$$

Сумарна інерційна маса, що перешкоджає гальмуванню коліс, складає:

$$\sum m = m_{ст} + 2m_к. \qquad (2.6)$$

Необхідна інерційна маса стенда для передніх коліс визначається за формулою

$$m_{ст}^{п} = \frac{\beta \cdot m_д \cdot V_д^3}{V_с^3} - 2m_к, \qquad (2.7)$$

де $V_д$ – швидкість перевірки гальм на дорозі (за ДСТУ 3649:2010 $V_д$=35…45 км/год);

$V_с$ – швидкість перевірки на стенді (рекомендується для легкових автомобілів і автобусів 70...80 км/год, для вантажних – 60 км/год).

Вибравши значення інерційної маси стенда для перевірки гальм передньої осі $m_{ст}^{п}$, визначаємо швидкість перевірки гальм задньої осі $V_{сз}$:

$$V_{сз} = \sqrt[3]{\frac{(1-\beta)\cdot m_д}{m_{ст} + 2m_к}}. \qquad (2.8)$$

Якщо значення необхідної інерційної маси для перевірки задніх коліс вище, ніж для передніх, масу стенда приймають за значенням для задніх коліс, а для перевірки передніх коліс підбирають швидкість.

4 Приклад розрахунку параметрів стенда для автомобіля категорії M_1

Випишемо необхідні дані для розрахунку.

Інерційна маса переднього колеса $m_{кп}$=11,09 кг; заднього $m_{кз}$=11,49 кг.

Статичний радіус колеса $r_к$=0,315 м, ширина профілю шини $B_ш$=185мм, коефіцієнт розподілу гальмівних сил β=0,575. За ДСТУ 3649:2010 швидкість дорожніх випробувань гальм - $V_д$=40 км/год, нормативне сповільнення $j_н$=5,0 м/с^2. Повна маса автомобіля – 1820 кг, споряджена маса – $m_д$=1420 кг ($G_{ас}$ =13916 Н).

Швидкість початку гальмування на стенді для коліс передньої осі – $V_с$ =80 км/год. Колія передніх коліс – K_{max}=1470 мм, колія задніх коліс – K_{min} =1420мм.

За формулами (2.5)

$$m_{\text{дп}} = \beta \cdot m_{\text{д}} = 0{,}575 \cdot 1420 = 816{,}5 \text{ кг},$$
$$m_{\text{дз}} = (1-\beta) \cdot m_{\text{д}} = (1-0{,}575) \cdot 1420 = 603{,}5 \text{ кг}.$$

За формулою (2.7)

$$m_{\text{ст}} = \frac{816{,}5 \cdot 40^3}{80^3} - 2 \cdot 11{,}09 = 79{,}9 \text{ кг}.$$

Приймаємо необхідну величину інерційної маси стенда $m_{cm} = 80$ кг.

Швидкість перевірки гальм задніх коліс складе (2.8):

$$V_{\text{сз}} = 40 \cdot \sqrt[3]{\frac{(1-0{,}575) \cdot 1420}{80 + 2 \cdot 11{,}49}} = 72 \text{ км/год}.$$

За формулою (2.1) розраховуємо діаметр ролика:

$$D_{\text{р}} = 1{,}0 \cdot 0{,}315 = 0{,}315 \approx 0{,}32 \text{ м}.$$

Ширина по колесах:

$$B_{\max} = K_{\max} + B_{ш} = 1470 + 185 = 1655 \text{ мм};$$
$$B_{\min} = K_{\min} - B_{ш} = 1470 - 185 = 1235 \text{ мм}.$$

За формулами (2.2) визначаємо інші параметри стенда:

$$B = B_{\max} + 2t = 1655 + 2 \cdot 100 = 1855 \text{ мм};$$
$$C = B_{\min} - 2t = 1235 - 2 \cdot 100 = 1035 \text{ мм};$$
$$l_p = (B - C)/2 = (1855 - 1035)/2 = 410 \text{ мм}.$$

Приймаємо $\alpha = 35^0$, тоді за формулою (2.3) міжцентрова відстань дорівнює:

$$M = 2 \cdot (315 + 160) \cdot \sin 35^0 \approx 540 \text{ мм}.$$

Питання для самостійної підготовки

1. Для чого призначений комбінований роликовий стенд?

2. Якими засобами можна перевіряти гальма?

3. З яких міркувань вибирається взаємне розташування роликів?

4. Який основний показник стенда для гальмівних випробувань?

5. Які фактори впливають на величину гальмівної сили?

6. Що означає термін “інерційна маса”?

7. Чим інерційний метод перевірки гальм краще ніж силовий?

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 3
РОЗРАХУНОК НАВАНТАЖУВАЛЬНО-ПРИВОДНОГО ПРИСТРОЮ (НПП) РОЛИКОВОГО СТЕНДА ТИПА СТГ

1 Технічне завдання на НПП

1.1 Найменування та область застосування

НПП стенда призначений для розкручування роликів перед перевіркою гальм ведених коліс автомобіля, а також для створення дозованого навантаження під час тягових випробувань, вимірів витрати палива і токсичності викидів автомобіля під навантаженням (насамперед NO_x під час перевірки роботи каталітичного нейтралізатора відпрацьованих газів). Область застосування – комбіновані роликові стенди.

1.2 Мета і призначення розробки

Розрахувати НПП стенда, який має забезпечувати два режими роботи: навантажувальний (генераторний) і приводний (руховий).

1.3 Технічні вимоги. Склад продукції і вимоги до конструктивної будови

1.3.1 Перевірка тягових якостей виробляється на заданій швидкості руху при повній подачі палива.

1.3.2 Вимірювання витрати палива здійснюють на швидкості, яка відповідає мінімальній витраті на дорозі та з навантаженням, що еквівалентне дорожньому.

1.4 Вихідні дані

1.4.1 Марка і модель перевіюваного автомобіля.

1.4.2 Максимальний крутний момент двигуна – $M_{кр}$, Н·м.

1.4.3 Відповідна частота обертання – $n_{дв}$,$хв^{-1}$.

1.4.4 Передаточне число головної передачі – i_0.

1.4.5 Передаточне число вищої передачі КП – $i_{кв}$.

1.4.6 Радіус кочення колеса – $r_к$, м.

1.4.7 ККД трансмісії – $\eta_{тр}$ (0,85…0,95).

1.4.8 Коефіцієнт втрат на кочення коліс по роликам та тертя у стенді – f_c (0,025…0,045).

1.4.9 Навантаження на ведучі колеса у спорядженому стані – $2G_к$, Н.

1.4.10 Швидкість тягових випробувань (дорівнює значенню при номінальному крутному моменту) – V, км/год.

2 Визначення потужності навантажувального пристрою

Проведення тягових випробувань можливе при сталих режимах або в динаміці (при розгоні). При виборі НПП спочатку необхідно визначити потужність, необхідну для навантажувального режиму. Швидкість руху автомобіля в км/год при частоті обертання колінчастого валу, що відповідає номінальному крутному моменту, обчислюється за формулою

$$V = 0{,}377 \frac{n_{дв} \cdot r_к}{i_0 \cdot i_{кв}}, \qquad (3.1)$$

де $n_{дв}$ – частота обертання колінчатого валу двигуна, хв$^{-1}$;

i_0 – передаточне число головної передачі;

$i_{кв}$ – передаточне число вищої передачі коробки передач.

Ця швидкість є швидкістю тягових випробувань. Потужність двигуна при номінальному крутному моменті, кВт:

$$N_{дв} = \frac{M_{кр} \cdot n_{дв}}{9545}. \qquad (3.2)$$

На стенді ця потужність витрачається на подолання сил тертя в трансмісії автомобіля $N_{тр}$ і у стенді $N_{тс}$, сил опору кочення шини по роликах $N_{кр}$ і навантаження, яке створюється навантажувальним пристроєм стенда $N_н$, кВт:

$$N_{\text{дв}} = N_{\text{тр}} + N_{\text{тс}} + N_{\text{кр}} + N_{\text{н}}. \qquad (3.3)$$

Втрати в трансмісії автомобіля, кВт, визначаються за формулою

$$N_{\text{тр}} = N_{\text{дв}}(1 - \eta_{\text{тр}}), \qquad (3.4)$$

Втрати потужності на стенді складають, кВт:

$$N_{\text{тс}} = \frac{\left(G_{\text{р}} + 2G_{\text{к}} / \cos\alpha\right) \cdot V \cdot f_{\text{тс}}}{3600}, \qquad (3.5)$$

де $G_{\text{р}}$ – сумарна вага роликів і інших обертових елементів стенда, Н;

$G_{\text{к}}$ – навантаження на ведуче колесо в спорядженому стані, Н;

α – кут між вертикаллю і лінією, що з'єднує центри колеса і ролика, град;

$f_{\text{тс}}$ – приведений коефіцієнт втрат у стенді, що враховує тертя в підшипниках і тертя обертових елементів об повітря (0,01…0,02).

Втрати на кочення по роликах стенда, кВт, визначаються за формулою

$$N_{\text{кр}} = 2G_{\text{к}} \cdot f_{\text{кр}} \frac{V}{3600}, \qquad (3.6)$$

де $f_{\text{кр}}$ – коефіцієнт втрат на кочення шини по роликам (0,015…0,025).

На першому етапі розрахунку, коли вага елементів стенда ще не відома, можна користатися спрощеною формулою

$$N_{\text{тс}} + N_{\text{кр}} = 2G_{\text{к}} \cdot f_{\text{с}} \frac{V}{3600}, \qquad (3.7)$$

де $f_{\text{с}} = f_{\text{тс}} + f_{\text{кр}}$ – сумарний коефіцієнт втрат на кочення коліс по роликах і тертя в стенді.

З формули (3.3) визначається потужність навантажувального

пристрою, кВт:

$$N_{\text{н}} = N_{\text{дв}} - N_{\text{тр}} - (N_{\text{тс}} + N_{\text{кр}}). \qquad (3.8)$$

Приклад. Розрахувати потужність навантажувального пристрою для автомобіля категорії M_1. Визначаємо необхідні вихідні дані для цієї марки автомобіля: $M_{\text{кр}}$ = 186,3 Н·м при $n_{\text{дв}}$ = 2300 хв$^{-1}$; i_0 = 4,1; $i_{\text{кв}}$ = 1,0; $r_{\text{к}}$ = 0,315 м; $\eta_{\text{тр}}$ = 0,92; $2G_{\text{к}}$ = 6517 Н.

Швидкість руху автомобіля (3.1):

$$V = 0{,}377\,\frac{2300 \cdot 0{,}315}{4{,}1 \cdot 1{,}0} = 67 \text{ км/год.}$$

Потужність двигуна (3.2):

$$N_{\text{дв}} = \frac{186{,}3 \cdot 2300}{9545} = 44{,}9 \text{ кВт.}$$

Втрати в трансмісії автомобіля (3.4)

$$N_{\text{тр}} = 44{,}9(1 - 0{,}92) = 3{,}6 \text{ кВт.}$$

Втрати на кочення коліс по роликах і тертя в стенді (3.7):

$$N_{\text{тс}} + N_{\text{кр}} = 6517 \cdot 0{,}03\,\frac{67}{3600} = 3{,}6 \text{ кВт.}$$

Потужність навантажувального пристрою (3.8):

$$N_{\text{н}} = 44{,}9 - 3{,}6 - 3{,}6 = 37{,}7 \text{ кВт.}$$

3 Визначення потужності привідного пристрою

Вона повинна бути достатньої для того, щоб розігнати стенд і колеса автомобіля до швидкості початку гальмування за час $t_{\text{р}}$, що для легкових автомобілів має складати 15...25 с, для вантажних автомобілів і автобусів – 30…40 с, важких машин – до 60 с.

При розгоні ведучих коліс (найбільш важкий випадок) приводом стенда, втрати в трансмісії складають до 30% від втрат на ко-

чення $N_{кр}$. Потужність, кВт, яка необхідна для розгону ведучих коліс приводом стенда, визначається за формулою

$$N_{пр} = (1...1{,}3)N_{кр} + N_{тс} + N_{р}, \qquad (3.9)$$

де $N_{р}$ – потужність, яка затрачена на розгін стенда, кВт.

$$N_{р} = (m_{ст} + 2m_{к})\frac{V_0^2}{12960t_{р}}, \qquad (3.10)$$

де V_0 – швидкість початку гальмування, км/год;

$t_{р}$ – час розгону ведучих коліс, с.

Втрати потужності на кочення коліс по роликах $N_{кр}$ визначаються за формулою (3.6), а втрати на тертя в стенді $N_{тс}$ – з формули (3.7):

$$N_{тс} = 2G_{к} \cdot f_{с}\frac{V}{3600} - N_{кр}. \qquad (3.11)$$

Інерційна маса стенда приймається для легкових автомобілів – 250 кг, для вантажних – 800 кг. Для урахування інерційних мас коліс $2m_{к}$, значення $m_{ст}$ потрібно збільшити на 10 %. Тому значення $(m_{ст} + 2m_{к})$ для легкових автомобілів можна прийняти у цьому розрахунку 275 кг, вантажних – 880 кг.

Швидкість початку гальмування V_0 для легкових – 80 км/год, для вантажних – 60 км/год.

Для нашого прикладу визначимо потужність, що потрібна для розгону коліс до швидкості початку гальмування.

Втрати на кочення коліс по роликах (3.6):

$$N_{кр} = 6517 \cdot 0{,}02\frac{80}{3600} = 2{,}9 \text{ кВт}.$$

Втрати потужності на тертя в стенді (3.11):

$$N_{\text{тс}} = 6517 \cdot 0.03 \frac{80}{3600} - 2{,}9 = 1{,}4 \text{ кВт.}$$

Потужність, яка затрачена на розгін стенда (3.10):

$$N_{\text{р}} = 275 \frac{80^2}{12960 \cdot 20} = 6{,}8 \text{ кВт.}$$

Потужність, яка необхідна для розгону ведучих коліс приводом стенда (3.9):

$$N_{\text{пр}} = 1{,}1 \cdot 2{,}9 + 1{,}4 + 6{,}8 = 11{,}4 \text{ кВт.}$$

Для перевірки повної потужності двигуна автомобіля потужність НПП повинна бути більше потужності $N_{\text{к}}$, підведеної до коліс автомобіля. Ця вимога веде до збільшення маси НПП, а отже, і всього стенда. На відміну від цього силового методу перевірки, можлива перевірка в несталому режимі (інерційно-силовим методом). При цьому використовується повна величина потужності навантажувального пристрою $N_{\text{н}}$, а якщо потужність, що підводиться до коліс автомобіля $N_{\text{к}}$, більша, ніж $N_{\text{н}}$, розрахунок ведеться по величині a – прискоренню під час розгону $t_{\text{р}}$ від однієї швидкості V_1 до іншої V_2. Величина прискорення, м/с^2, визначається за формулою

$$a = \frac{N_{\text{к}} - N_{\text{н}}}{V_1(m_{\text{ст}} + 2m_{\text{к}})}, \tag{3.12}$$

де V_1 – швидкість початку перевірки, м/с.

Розгін від V_1 до V_2 здійснюється при повній подачі палива (у режимі зовнішньої швидкісної характеристики двигуна). Величину прискорення a можна замінити часом розгону $t_{\text{р}}$, с:

$$t_{\text{р}} = (V_2 - V_1) / a = \Delta V / a, \tag{3.13}$$

де ΔV – різниця швидкостей розгону $(V_2 - V_1)$, км/год.

Таким чином, знаючи ΔV і виміривши $t_{\text{р}}$, можна знайти зна-

чення потужності на колесах (з урахуванням формул (3.12) і (3.13)):

$$N_{\text{к}} = \frac{\Delta V}{t_{\text{р}}} V_1 (m_{\text{ст}} + 2m_{\text{к}}) + N_{\text{н}}, \tag{3.14}$$

або тягової сили на колесах, Н:

$$F_{\text{к}} = \frac{\Delta V}{t_{\text{р}}} (m_{\text{ст}} + 2m_{\text{к}}) + F_{\text{н}}, \tag{3.15}$$

де $F_{\text{н}}$ – сила, створена навантажувальним пристроєм, Н.

З формули (3.15) знаходимо час розгону, с:

$$t_{\text{р}} = \frac{\Delta V (m_{\text{ст}} + 2m_{\text{к}})}{3{,}6(F_{\text{к}} - F_{\text{н}})}, \tag{3.16}$$

Максимальна тягова сила на колесах:

$$F_{\text{к}} = \frac{M_{\text{дв}} \cdot i_0 \cdot \eta_{\text{тр}}}{r_{\text{к}}} \tag{3.17}$$

Для нашого прикладу:

$$F_{\text{к}} = \frac{186{,}3 \cdot 4{,}1 \cdot 0{,}92}{0{,}315} = 2224 \text{ Н}.$$

Приймаємо значення сили, що створюється навантажувальним пристроєм, $F_{\text{н}}$:

$$F_{\text{н}} = 0{,}6 \cdot F_{\text{к}} = 0{,}6 \cdot 2224 = 1334 \text{ Н}.$$

Приймаємо V_1=36 км/год, V_2=72 км/год. З урахуванням рівняння (3.17) знаходимо час розгону (3.16):

$$t_{\text{р}} = \frac{(72 - 36)(200 + 2 \cdot 11)}{3{,}6(2224 - 1334)} = 2{,}49 \text{ с}.$$

4 Компоновка НПП

За розрахованою потужністю навантажувального пристрою підбирається його тип. НПП бувають електричні, гідравлічні і механічні. Найбільше поширення одержали електричні НПП (рис. 3.1) (для тягових, гальмівних і комбінованих стендів) і гідравлічні (для тягових стендів).

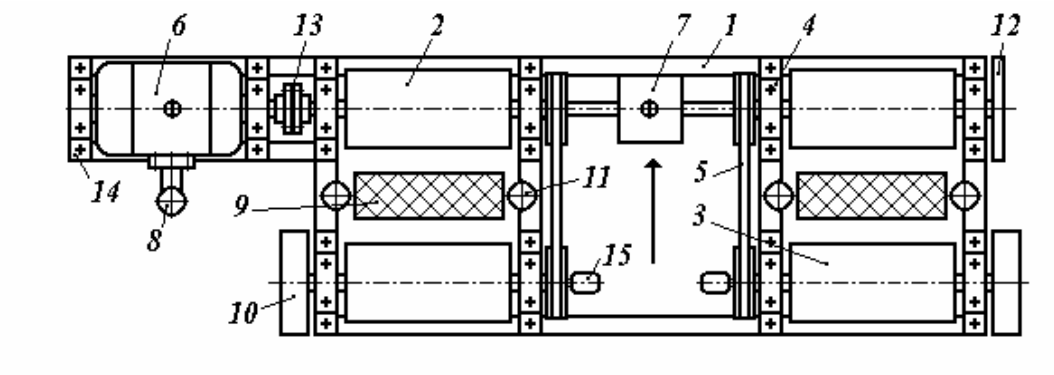


Рисунок 3.1 – Комбінований тягово-гальмівний стенд інерційно-силового типу: 1 – рама; 2 – передній ролик; 3 – задній ролик; 4 – підшипниковий вузол; 5 – ланцюгова передача 1:1; 6 – навантажувально-привідний пристрій (балансирно встановлена електромашина); 7 – муфта електромагнітна; 8 – датчик сили; 9 – підйомник колеса; 10 – маховик; 11 – відбійний ролик; 12 – маховик; 13 – муфта постійна

Електричні машини постійного і змінного струму мають гарні експлуатаційні характеристики, але велику масу і габарити. Тому вони застосовуються на стаціонарних діагностичних стендах. До того ж їм необхідне енергоживлення (380 В), через що використовувати їх як НПП на стендах для мобільних діагностичних станцій (МДС) незручно. Тому для МДС слід підібрати НПП іншого типу.

Альтернативою електричним машинам є гідравлічні мотор-насоси, що застосовуються як елементи гідроприводу у верстатобудуванні. Найбільш придатними для НПП діагностичного стенда є аксіально-поршневі мотор-насоси типу МНА. Силові характеристики цих гідромашин залежать від робочого об‘єму і номінального тиску. Ці пристрої можуть працювати як у насосному режимі, тобто як гальмівний пристрій (генераторний в електромашин), так і в режимі гідромотора (рушійний режим). Переваги гідроприводу – висока енергоємність, малі габарити і маса. На рис. 3.2 представлені

порівняльні габаритні розміри електромашин і гідромашини, що мають приблизно однакові потужні характеристики.

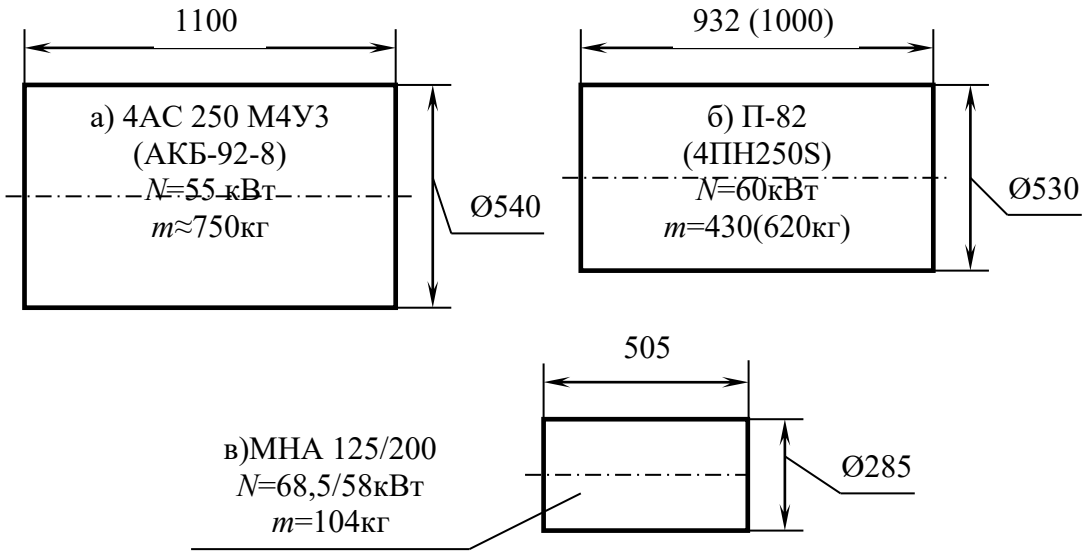


Рисунок 3.2 – Порівняльна характеристика типів НПП: а) – асинхронний електродвигун з фазним ротором; б) – машина постійного струму; в) – насос-мотор

Мотор-насоси серії МНА мають жорстку швидкісну характеристику (сталість моменту у всьому діапазоні частот обертання). Тому, у сукупності з невеликими габаритами і масою, їх доцільно використовувати як НПП роликового стенда.

Питання для самостійної підготовки

1. Для чого призначено навантажувально-привідний пристрій роликового стенда ?
2. Якими способами можна перевіряти тягову потужність?
3. На що витрачається потужність двигуна при тягових випробуваннях на роликовому стенді?
4. Які типи машин використовуються як НПП?

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 4
РОЗРОБКА ГІДРАВЛІЧНОЇ СИСТЕМИ СТЕНДА СТГ

1 Технічне завдання на НПП

1.1 Найменування та область застосування

Для забезпечення необхідних режимів роботи НПП стенда при гальмівних і тягових випробуваннях представлена відкрита гідрооб'ємна система (рис. 4.1).

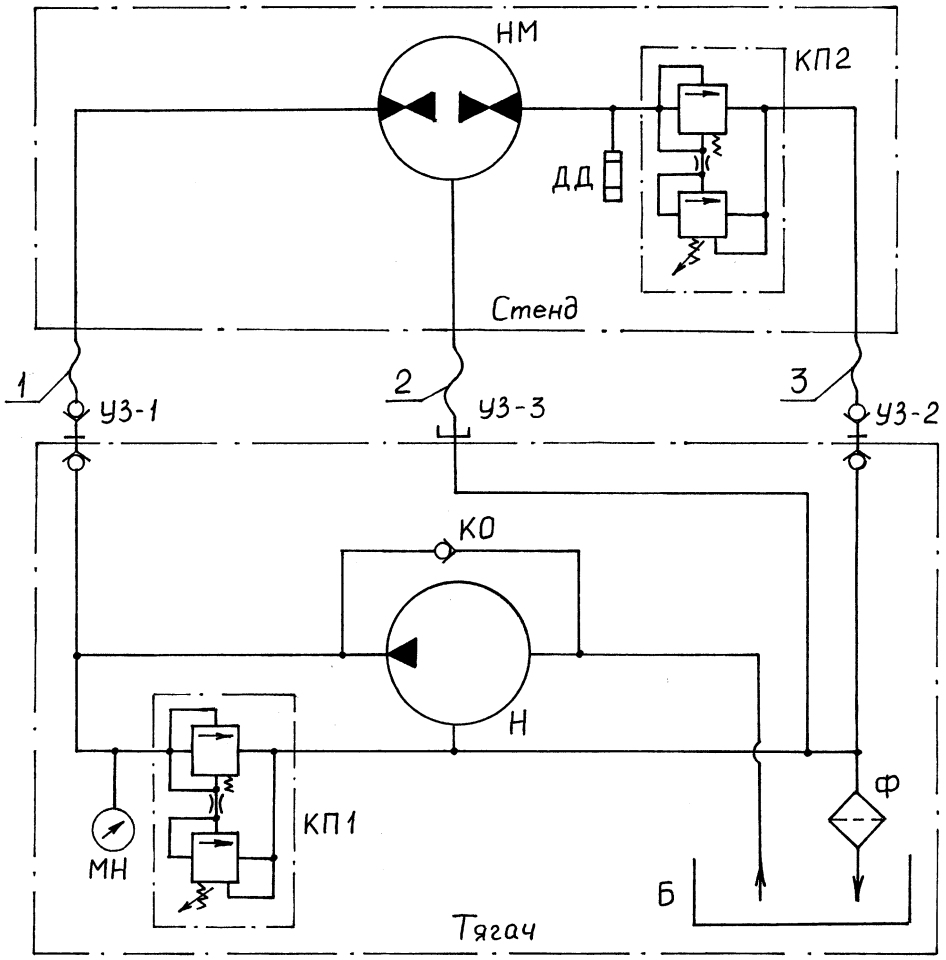


Рисунок 4.1 – Схема гідравлічної системи ПДС-Л: 1 – напірний рукав; 2 – рукав дренажу; 3 – зливальний рукав; Б – гідробак; Ф – фільтр; КП1 – клапан розгону барабанів; МН – манометр; Н – насос; ДО – клапан зворотний; УЗ-1, УЗ-2 – швидкороз‘ємні з'єднання; УЗ-3 – штуцер дренажу; ДД – датчик тиску; КП-2 – навантажувальний клапан; НМ – мотор-насос (НПП стенда)

1.2 Мета розробки

Розрахувати гідравлічну систему стенда, яка повинна забезпечувати два режими роботи: навантажувальний (генераторний) і приводний (рушійний).

1.3 Технічні вимоги. Склад продукції і вимоги до конструктивної будови

Гідравлічна система стенда містить у собі насос Н – МНА 63/250, вал якого через карданну передачу з'єднаний з коробкою відбору потужності автомобіля-тягача. Насос-мотор НМ типу РМНА 63/320 установлений на роликовому стенді і з'єднаний через електричну муфту з валом переднього правого ролика. НМ встановлений балансирно, його корпус через важіль спирається на тензометричну балку, за допомогою якої виміряється потужність на ведучих колесах при тягових випробуваннях. У салоні автомобіля-тягача встановлений бак з мастилом Б, на якому змонтований пористий фільтр Ф типу ФП-7$\frac{25-25}{200}$ і клапан КП1 типу МКПВ-20/3С2Р з ручним керуванням. Контроль за тиском при розгоні здійснюється за допомогою манометра МН (межа виміру – до 25 МПа). На виході насоса-мотора НМ установлений навантажувальний клапан КП2 типа МКПВП-20/3С2 із пропорційним електричним керуванням. Електричний блок типу БУ1100 установлений на пульті керування. У навантажувальну магістраль клапана КП2 вмонтований датчик (перетворювач) тиску ДД типу ПД-25.

Гідравлічна система стенда і тягача з'єднані гідравлічними рукавами високого тиску і швидкороз'ємними з'єднаннями (ШРС) – У3-1, У3-2. Використано з'єднання типу НО 36-72 000-02. Дренажна магістраль насоса-мотора НМ з'єднується із системою тягача за допомогою штуцера В3-3. Живлення НМ при тягових випробуваннях забезпечується за допомогою зворотного гідроклапана ДО типу КОЛ 203-1(2)0-1.

1.4 Вихідні дані

Результати розрахунків НПП роликового стенда, виконані відповідно до методики, розглянутої вище, та приведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – **Результати розрахунків параметрів НПП**

Параметр	V, км/год	$N_{дв}$, кВт	$N_{тр}$, кВт	$N_{тс}+N_{кр}$, кВт	$N_{н}$, кВт	$N_{кр}$, кВт	$N_{тс}$, кВт	$N_{р}$, кВт	$N_{пр}$, кВт
Формула	3.1	3.2	3.4	3.7	3.8	3.6	3.11	3.10	3.9
Значення	71,2 (75,0)*	47,7	3,8	5,4	38,5	3,5	2,1	5,0	11,3

*71,2 км/год – розрахункове значення швидкості тягових випробувань, 75 км/год – прийняте

Прийняті вихідні дані: $n_{дв} = 2500$ хв$^{-1}$; $r_к = 0{,}295$ м; $i_0 = 3{,}9$; $i_{кв} = 1$; $M_{кр} = 182$ Н·м; $\eta_{тр} = 0{,}92$; $2G_к = 6769$ Н; $f_с = 0{,}04$; $f_{кр} = 0{,}025$; $m_{ст} = 200$ кг; $m_к = 13{,}95$ кг; $t_р = 20$ с.

Для НПП стенда вибираємо аксіально-поршневий мотор-насос типу МНА 63 (робочий об‘єм, тобто подача – 63 см^3/об). Однак МНА 63/250 і РМНА 63/320 відрізняються за номінальним тиском. Вибір оптимальної моделі мотор-насоса здійснюємо згідно з їхніми характеристиками, розрахунковими значеннями потужностей у режимах навантаження і двигуна і швидкісними режимами (табл. 4.2).

Таблиця 4.2 – **Розрахункові значення і характеристики гідромашин**

Параметр	Розрахункове значення	Модель МНА	
		63/250	63/320
Номінальна потужність, кВт:			
затрачувана	38,5	44,5	52,0
корисна	11,3	36,5	45,2
Швидкість обертання роликів, км/год:			
при n=2500хв$^{-1}$	71,2	—	—
при $n_{макс}$=1950 (у режимі мотора)	—	86,3	—
при $n_{ном}$=1500 (у режимі мотора)	—	67,5	67,5
при $n_{мін}$=75 (у режимі мотора)	—	3,4	—
при n=600 – у режимі насоса	—	27,0	—
при $n_{макс}$=2400 (у режимі мотора)	—	—	107,9
при $n_{мін}$=25 (у режимі мотора)	—	—	1,12
при n=100 – у режимі насоса	—	—	4,5
Тиск у приводі, МПа	—	25,5	32,0
Маса (без робочої рідини), кг	—	44	34

Дані табл. 4.2 показують, що за потужносними параметрами і швидкісними режимами обидві моделі мотор-насоса задовольняють розрахунковим значенням. Однак гідромашина РМНА 63/320 усетаки має кращі характеристики при меншій масі (34 кг проти 44 кг). Але це досягається підвищенням тиску в приводі (32 МПа проти 25,5 МПа), що трохи ускладнює конструкцію розподільної апаратури і трубопроводів.

2 Тепловий розрахунок гідросистеми

Обмеження нагрівання мастила в гідросистемі стенда при використанні нерегульованих насосів-моторів може бути досягнуте вибором достатнього об‘єму мастила в гідробаці.

Основним джерелом нагрівання робочої рідини є насос-мотор РМНА 63/320, що працює в насосному режимі під час виміру потужності на колесах автомобіля. Інші втрати складаються з втрат у гідравлічному контурі, обумовлених різницею між ефективною і затрачуваною потужністю при роботі цієї гідромашини в моторному режимі і втрат холостого ходу в переходах з режиму на режим, величина яких несуттєва.

Циклограма навантаження гідромашини стенда в тяговому режимі представлена на рис. 4.2.

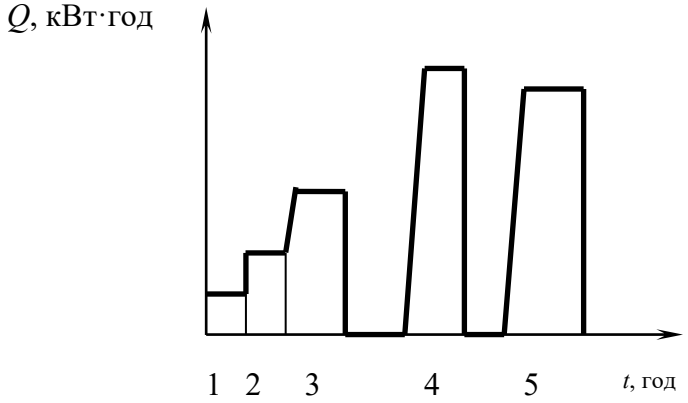


Рисунок 4.2 – Циклограма навантаження НПП стенду: 1, 2, 3, 4 і 5 – режими роботи

Загальна сума втрат за цикл складе:

$$\sum Q_{\text{ц}} = \Delta Q_1 + \Delta Q_2 + \Delta Q_3 + \Delta Q_4 + \Delta Q_5 , \qquad (4.1)$$

де ΔQ_i – втрати тепла на i-ому режимі, кВт·год.

$$\Delta Q_i = N_i \cdot t_i, \qquad (4.2)$$

де N_i – потужність, що затрачується на режим, кВт;

t_i – час режиму, год.

N_i розраховується з умови, що її значення пропорційне тиску в системі (ΔP_i) і швидкості автомобіля (V_i). Номінальній частоті обертання НПП 1500 хв$^{-1}$ відповідає швидкість автомобіля - V=67,5 км/год.

Визначимо втрати в гідросистемі для всіх режимів. Режими 1, 2 і 3 – розгін коліс до швидкості перевірки; режим 4 – замір потужності на ведучих колесах; режим 5 – замір витрати палива. Приймаємо значення тривалості режимів наступними: t_1=20 с; t_2=20 с; t_3=30 с; t_4=1,5 хв; t_5=3 хв. Виходимо з того, що на режимах втрачається номінальна потужність при номінальному тиску за умови пропорційності:

$$\frac{\Delta P_i}{\Delta P_{\text{н}}} = \frac{V_i}{V_{\max}},$$

де ΔP_i – тиск на i-ому режимі, МПа;

$\Delta P_{\text{н}}$ – номінальний тиск, МПа;

V_i – швидкість i-го режиму, км/год;

$V_{\max}$ – максимальна швидкість, км/год.

Навантажувальний клапан МКПВП-20/3С2, що використовується в гідросистемі, розрахований на номінальний тиск 20 МПа (200 кг/см^2), тому $\Delta P_{\text{н}}$=20 МПа. Максимальна швидкість перевірки може складати $V_{\max}$=107,9 км/год. З огляду на це, з останньої формули знаходимо ΔP_i:

$$\Delta P_i = \frac{\Delta P_{\text{н}} \cdot V_i}{V_{\max}}. \qquad (4.3)$$

Потужність, кВт, що затрачується на режимі, знаходимо за формулою

$$N_i = \frac{\Delta P_{\text{і}} \cdot q_v}{612}, \qquad (4.4)$$

де q_v – об'ємні втрати в контурі, л/хв (складають за паспортними даними на гідромашину до 10% – для спрощення розрахунків приймаємо q_v=10 л/хв).

Результати розрахунків втрат тепла на режимах 1, 2 і 3 приведені в табл. 4.3.

Таблиця 4.3 – **Втрати тепла при розгоні ведучих коліс (режими 1, 2, 3)**

Режим	t_i, год	ΔP_i, МПа	V_i, км/год	N_i, кВт	ΔQ_i, кВт·год
1	0,006	0,927	5	0,151	0,0008
2	0,006	3,707	20	0,606	0,0034
3	0,008	12,512	67,5	2,044	0,0170
				$\sum Q_1$	0,0212

При розрахунку гідромашини в режимах реєстрації тягової сили на ведучих колесах (режим 4) і вимірі витрати палива (режим 5) потужність складає:

$$N_i = \frac{\Delta P_{\text{н}} \cdot q}{612}, \qquad (4.5)$$

де q – витрата мастила гідромашиною, л/хв.

$$q = \frac{n \cdot q_{\text{о}}}{1000}, \qquad (4.6)$$

де n – частота обертання гідромашини, хв$^{-1}$;
$q_{\text{о}}$ – подача гідромашини, см^3/об ($q_{\text{о}}$ =63 см^3/об).

Використовуючи формули (4.3...4.6), робимо розрахунок втрат тепла на режимах 4 і 5. Результати розрахунків представлені в табл. 4.4.

Таблиця 4.4 – **Втрати тепла при тягових випробуваннях (режими 4 і 5)**

Режим	t_i, год	$\Delta P_{\text{н}}$, МПа	V_i, км/год	n, хв$^{-1}$	q, л/хв.	N_i, кВт	ΔQ_i, кВт·год
4	0,025	20	67,5	1500	94,5	30,9	0,7725
5	0,050	10	67,5	1500	94,5	15,4	0,7721
						$\sum Q_2$	1,5446

Повні втрати тепла за цикл складають:

$$\sum Q_{\text{ц}} = \sum Q_1 + \sum Q_2 = 0{,}0212 + 1{,}5446 \approx 1{,}57 \text{ кВт·год (5652 кДж).}$$

За графіком залежності об‘єму мастила в гідробаці від кількості тепла, яке виділяється в гідросистемі, знаходимо об‘єм бака - $V_{\text{б}} \approx 250$ л. Методика розрахунку приведена за умови максимальної температури мастила +60 °С та середньої температури навколишнього середовища +25 °С.

Питання для самостійної підготовки

1. Як визначити втрати в гідросистемі для режиму розгону коліс до швидкості перевірки?
2. Як визначити втрати в гідросистемі для режиму заміру потужності на ведучих колесах?
3. Що включає гідравлічна система стенда?
4. За яким критерієм розраховується об'єм бака?

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 5
РОЗРОБКА ВИМІРЮВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ КОМБІНОВАНОГО РОЛИКОВОГО СТЕНДА

1 Технічне завдання

1.1 Найменування та область застосування

Вимірювальна система (ВС) комбінованого роликового стенда призначена для реєстрації та індикації діагностичних параметрів при перевірці гальмівних і тягових властивостей автомобілів.

1.2 Мета розробки

Мета і призначення розробки – розрахувати основні параметри вимірювальної системи.

1.3 Технічні вимоги

Вимірювальна система передбачає вимірювання наступних діагностичних параметрів. (у табл.. 5.1).

Таблиця 5.1 – **Діагностичні параметри**

Найменування параметру	Межа припустимої основної похибки, не більше, %
1. Лінійна швидкість на окружності роликів, км/год	±2,0
2. Тягове зусилля на ведучих колесах, Н	±2,0
3. Потужність на ведучих колесах, кВт	±3,0
4. Витрата палива, л/100км або г/кВт·год	±2,0
5. Опір обертанню коліс і трансмісії, Н	±2,0
6. Час та шлях розгону, с, м	±1,0
7. Зусилля натискання на гальмівну педаль, Н	±5,0
8. Стале уповільнення, м/с^2	±5,0
9. Час спрацьовування гальм, с	±0,02с
10. Гальмівний шлях, м	±4,0

Аналіз параметрів свідчить про необхідність використання пристроїв для вимірювання сили, часу, лінійної (кутової) швидкості, уповільнення, витрати палива.

Вимірювальну систему можна представити у вигляді структурної схеми (рис. 5.1).

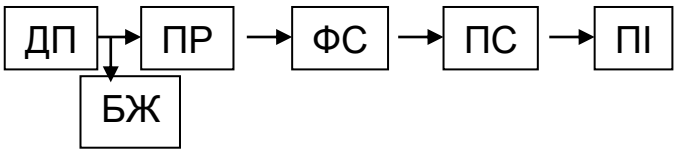


Рисунок 5.1 – Структурна схема ВС роликового стенду: ДП – датчик первинний; БЖ – блок живлення; ПР – перетворювач сигналу; ФС – Фільтр сигналу; ПС – підсилювач сигналу; ПІ – прилад індикації

Одним із найважливіших елементів вимірювальних систем є первинний датчик, від вибору якого залежать метрологічні якості систем, елементи обробки сигналу, використання типу приладу індикації.

2 Вибір типу датчика вимірювальної системи

2.1 Вимірювальна система з тахогенератором

Для виміру швидкості можуть застосовуватися тахогенератори постійного струму, наприклад, ТМГ-30П (рис. 5.2).

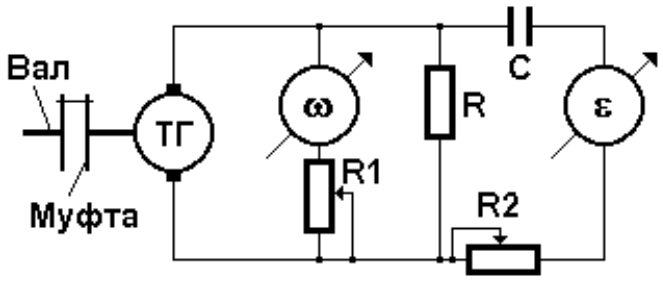


Рисунок 5.2 – Аналогова система вимірювання кутової швидкості та прискорення з тахогенератором постійного току

Цей пристрій генерує електричний сигнал, напруга якого прямо пропорціональна частоті обертання роликів. Уповільнення вимірюють шляхом електричного диференціювання сигналу тахогенератора або за допомогою датчиків уповільнення, які видають безперервний сигнал або імпульс, пропорційний максимальному уповільненню. Інформація виводиться на самопис або комп'ютер, який записує гальмівну діаграму по кожному колесу.

До недоліків системи, заснованої на аналоговому сигналі від

тахогенератора, можна віднести складність з'єднання вала ролика з валом тахогенератора через необхідність точної співвісності цих пристроїв.

Можливий також вихід з ладу обмотки ротора тахогенератора через великі (до 30 м/с^2) уповільнення; складне поєднання аналогового датчика з ЕОМ (потрібний аналогово-цифровий перетворювач); складність перевірки системи, що використовує диференціюче коло.

2.2 Вимірювальна система з фотодатчиком

Як датчик первинних сигналів може використовуватися диск з прорізами (обтюратор) і імпульсний фотоелектричний датчик. Це дозволяє за наявності сполучувального пристрою (контролера) підключити до ВС комп'ютер.

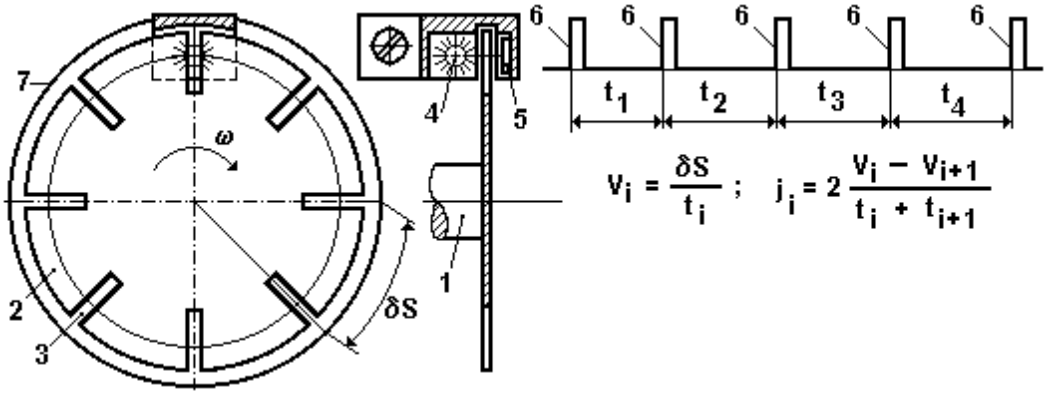


Рисунок 5.3 – Імпульсно-цифрова система вимірювання кутової швидкості та прискоренні з фотодатчиком: 1 – вал, 2 – обтюратор; 3 – проріз; 4 – світлодіод; 5 – фотоелемент; 6 – імпульс; 7 – робоча поверхня ролика

Датчики дискретного виміру швидкості встановлені на корпусах підшипників передніх роликів, з внутрішньої сторони. На маховиках встановлені кільцеві обтюратори з внутрішніми прорізами.

Така система, в комплексі з мікропроцесорною технікою, дозволяє вимірювати і запам'ятовувати проміжки часу між сусідніми імпульсами, розраховувати середню швидкість на цих проміжках, зміну середньої швидкості від проміжку до проміжку (тобто уповільнення), перетворювати його в сигнал зручної форми і виводити на екран ЕОМ або індикатори. При проходженні прорізу обтюратора

фотодіод освітлюється освітлювачем і видає імпульс струму, який після посилення і формування поступає у ВС. Для виміру часових інтервалів застосовується кварцовий генератор (таймер), управління яким здійснюється автоматично за допомогою компараторів (лічильників імпульсів), які виробляють керуючі сигнали, досягши заданих значень швидкості. Таким чином, система включає (окремо для правого і лівого коліс) блок живлення, фотоелектричний датчик, електронну систему, обтюратор, блок індикації, кварцовий генератор частоти (таймер).

3 Методика вимірювання лінійної швидкості

Лінійна швидкість (V) виводиться на індикатор в режимі розгону роликів і являє собою поточне усереднене значення миттєвої швидкості за інтервал часу 0,5 с (з частотою 1 Гц). Вимір лінійної швидкості при розгоні роликів необхідний для визначення моменту виходу стенда на режим перевірки гальмівних параметрів автомобіля. Параметр "лінійна швидкість" використовується також при перевірці спідометра автомобіля.

У режимі перевірки гальмівної системи (ГС) швидкість ролика повинна визначатися не рідше, ніж один раз за 0,05 с (тобто з частотою 20 Гц). У цьому випадку, якщо необхідно записати гальмівну діаграму, то вона буде містити при справній гальмівній системі не менш 25…30 дискретних точок.

Лінійна швидкість, км/год, на окружності ролика визначається виразом

$$V = 3{,}6\omega \cdot D_{\text{р}} / 2, \qquad (5.1)$$

де ω – кутова швидкість ролика, с^{-1}.

Відомо, що $\omega = 2\pi \cdot n$ (n – частота обертання ролика, с^{-1}). З урахуванням цього

$$V = 3{,}6\pi \cdot D_{\text{р}} \cdot n. \qquad (5.2)$$

При обертанні обтюратора кількість імпульсів, підрахованих за 0,05 с, являє собою частоту імпульсів обтюратора ($f_{\text{об}}$):

$$f_{об} = 0{,}05 z \cdot n, \qquad (5.3)$$

де z – кількість прорізів обтюратора.

Підставляючи вираз n з формули (5.2) у формулу (5.3), одержуємо

$$f_{об} = \frac{z \cdot V}{72\pi \cdot D_р} \text{ або } V = \frac{7{,}2\pi \cdot D_р \cdot f_{об}}{z}. \qquad (5.4)$$

Для спрощення каналу індикації лінійної швидкості слід при заданому діаметрі ролика вибирати необхідну кількість прорізів обтюратора, при якій буде відображатися значення лінійної швидкості роликів, яке чисельно дорівнює частоті імпульсів системи. Наприклад, при $D_р = 0{,}2387$ м довжина окружності складе $\pi \cdot D_р \approx 0{,}75$ м. Тоді швидкість $V = f_{об}/10$ при $z = 54$. При $D_р = 0{,}3183$ м довжина окружності складе $\pi \cdot D_р \approx 1{,}0$ м. Тоді приймаємо $z = 72$ – тоді швидкість також складе $V = f_{об}/10$.

4 Методика вимірювання усталеного сповільнення

Усталене сповільнення ($j_i^{\,с}$) і-го колеса (надалі – стендове сповільнення) – це середнє значення сповільнення за час усталеного гальмування. Для його контролю пропонується наступне. Для кожної осі визначеної марки автомобіля вибирається стабільна ділянка гальмівної діаграми (характеризується сталістю сповільнення), якій відповідає визначений діапазон швидкостей ($V_2 – V_3$).

Надалі будемо вважати, що в цьому діапазоні сповільнення постійне. Тоді його значення, м/с^2, можна визначити за формулою

$$j_i^{\,с} = \frac{V_2 - V_3}{3{,}6\Delta t_i}, \qquad (5.5)$$

де Δt_i – час зміни швидкості ролика при гальмуванні від V_2 до V_3, с.

Умовимося називати час зміни швидкості ‘‘показником сповільнення’’ і-го колеса ($ПЗ_i$): $\Delta t_i = ПЗ_i$.

Аналіз великої кількості гальмівних діаграм, отриманих при масових перевірках ГС легкових автомобілів, показав, що доцільно приймати $V_2 = 27$ км/год, а $V_3 = 6$ км/год. Таким чином, за допомогою задатчика гальмування з високою точністю встановлюються значення швидкостей V_2 і V_3, а в ході діагностування значення $ПЗ_i$ фіксується електронним секундоміром ВС. За допомогою спеціального генератора заповнюються проміжки між прорізами обтюратора (опорні імпульси частотою 1 МГц). При досягненні кількості імпульсів між двома сусідніми прорізами, що відповідає початковій установці швидкості V_2, вмикається електронний секундомір. При зниженні швидкості до кінцевого значення V_3 (йому відповідає своє число імпульсів) секундомір вимикається.

Наприклад, кількість імпульсів (f_1) для швидкості $V_2 = 27$ км/год (при $D_р = 0{,}2387$ м; $z = 54$; частоті генератора 10^6 Гц) складе:

$$f_1 = \frac{3{,}6\pi \cdot D_p}{V_2 \cdot z} \cdot 10^6 = \frac{3{,}6 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}2387}{27 \cdot 54} \cdot 10^6 = 1852 \text{ імп.}$$

Для $V_3 = 6$ км/год (при тих же параметрах) $f_2 = 8333$ імп.

З урахуванням прийнятих чисельних значень V_2 і V_3 формула (5.5) прийме вигляд

$$j_i^{\,с} = 5{,}833 / ПЗ_i. \qquad (5.6)$$

Нормативна величина усталеного сповільнення на стенді розраховується за формулами

$$\text{передні колеса } j_{iн}^{\,с} = \frac{j_д \cdot \beta \cdot m_а}{m_{ст} + 2m_к}; \qquad (5.7)$$

$$\text{задні колеса } j_{iн}^{\,с} = \frac{j_д \cdot (1-\beta) \cdot m_а}{m_{ст} + 2m_к}. \qquad (5.8)$$

Розглянемо приклад для автомобіля категорії M_1. Інерційна маса переднього колеса $m_{кп}$=11,09 кг; коефіцієнт розподілу гальмі-

вних сил β=0,575. За ДСТУ 3649:2010 нормативне сповільнення $j_{\text{н}}$=5,0 м/с^2. Повна маса ГАЗ-3110 – 1820 кг. Приймаємо $m_{\text{ст}}$=200 кг.

За формулою (5.7)

$$j_{i\text{н}}^{\text{с}} = \frac{5{,}0 \cdot 0{,}575 \cdot 1820}{200 + 2 \cdot 11{,}09} = 23{,}5 \text{ м/с}^2.$$

Із формули (5.6): $\text{ПЗ}_i = \frac{5{,}833}{23{,}5} = 0{,}248$ с.

5 Методика вимірювання часу спрацьовування ГС

На інерційному стенді для характеристики часу спрацьовування пропонується заміряти різницю між часом проходження одного прорізу обтюратора при швидкості V_0, і часом проходження через нормативний період часу спрацьовування (за ДСТУ 3649:2010 $\tau_{\text{с}} = 0{,}5\,\text{с}$). Якщо гальмівна система справна, то через час $\tau_{\text{с}}$ досягається величина нормативного сповільнення $j_{i\text{н}}^{\text{с}}$. Умовимося оцінювати $\tau_{\text{с}}$ за величиною ‘‘показника спрацьовування’’ (ПС). Тоді в загальному вигляді ПС визначається за формулою

$$\text{ПС} = \left| \frac{\Delta S}{V_{0,5}} - \frac{\Delta S}{V_0} \right| = \Delta S \left| \frac{1}{V_{0,5}} - \frac{1}{V_0} \right|, \qquad (5.9)$$

де ΔS – шлях, який пройдено при повороті ролика на один проріз обтюратора, м ($\Delta S = \pi \cdot D_{\text{р}} / z$);

$V_{0,5}$ – миттєва швидкість через 0,5 с після початку гальмування, м/с;

V_0 – початкова швидкість гальмування, м/с.

Для конкретної конструкції стенда значення ΔS є величиною постійною. Значення швидкості початку гальмування вибирається з ряду 50, 60, 70 і 80 км/год.

6 Методика вимірювання гальмівного шляху

Гальмівний шлях (ГШ) визначається як величина, пропорційна кількості імпульсів фотодатчиків, що надходять на вхід ВС з моменту початку гальмування до повної зупинки роликів стенда. ВС підраховує імпульси і видає сигнал на індикатори пульта керування.

Питання для самостійної підготовки

1. Як визначити основну похибку вимірювання?
2. З яких основних елементів складається вимірювальна система?
3. Які існують основні типи індикації у вимірювальних системах?
4. Які параметри вимірюються при перевірці тягово-економічних властивостей автомобіля?
5. Чому відрізняються нормативні величини стендових і дорожніх випробувань?

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 6 РОЗРАХУНОК ПЛОЩАДКОВОГО СТЕНДА ДЛЯ ДІАГНОСТУВАННЯ УСТАНОВЛЕННЯ КЕРОВАНИХ КОЛІС

Площадкові стенди мають істотні переваги перед іншими конструкціями: низька вартість виготовлення; реальне положення коліс; реальна пляма контакту шини з опорною поверхнею; мала металоємність; задовільна точність виміру бічної сили; висока пропускна здатність; можливість контролю паралельності заднього та середнього мостів у тривісного автомобіля; можливість контролю середньої максимальної сили в плямі контакту із площадкою; можливість повної автоматизації (стенд працює без оператора).

1 Технічне завдання на стенд

1.1 Найменування та область застосування

Площадковий стенд призначений для діагностування установлення керованих коліс легкових і вантажних автомобілів.

1.2 Ціль розробки

Ціллю розробки є створення діагностичного обладнання, принцип дії якого заснований на визначенні величини та напрямку рівнодіючої елементарних сил у плямі контакту шин із платформою, діючих перпендикулярно напрямку руху автомобіля.

1.3 Джерело розробки

Прототипом для розробки є а.с. 779848. Стенд для перевірки кутів установки керованих коліс транспортного засобу. А.М. Юрченко, О.І. Власов, О.В. Костюрін. Опубліковано в Б.І. 1983, №42. с. 225.

1.4 Склад виробу та вимоги до конструкції стенда

Рухома платформа не повинна переміщатися вздовж напрямку руху автомобіля, а при дії бічної сили – переміщатися в межах жорсткості пружних елементів. При наїзді колеса на рухому або нерухому площадки вони не повинні просідати або деформуватися.

2 Розрахунок площадкового стенду

2.1 Визначення жорсткості пружних елементів

Відомо, що бічна сила, діюча на площадку, дорівнює:

$$y_{\text{м}} = \frac{k_{\alpha} \cdot \alpha}{1 + \frac{C_{\text{ш}}}{C_{\text{м}}}}, \qquad (6.1)$$

де k_{α} – коефіцієнт відведення від розвалу, кН/рад;

α – кут розвалу, рад;

$C_{\text{ш}}$ – бічна жорсткість шини, кН/мм;

$C_{\text{м}}$ – бічна жорсткість площадки, кН/мм.

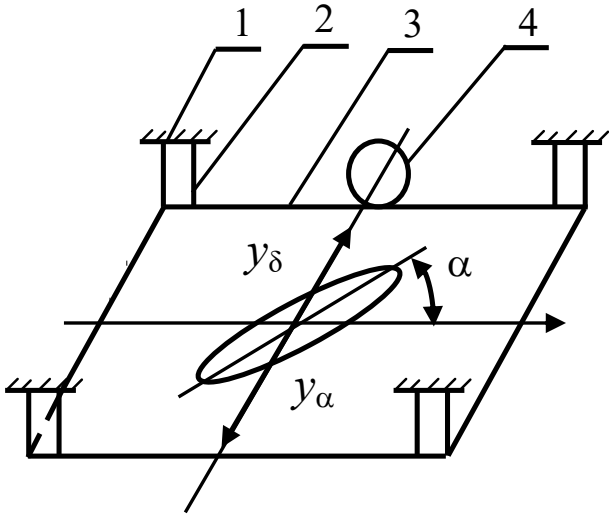


Рисунок 6.1 – Схема площадки для діагностування установки коліс: 1 – нерухома частина (рама, настил та ін.); 2 – платформа; 3 – пружні елементи (ресори); 4 – датчик; y_{α} та y_{δ} – сили від розвалу та сходження колеса

Якщо функція $y_{\text{м}} = f(\alpha)$ має лінійний характер, то $y_{\text{м}} = f(C_{\text{м}})$ – складна криволінійна залежність, представлена на рис. 6.2.

Якщо $C_{\text{м}} = \infty$, то $y'_{\alpha} = y_{\alpha}$. При $C_{\text{м}} = 0$ сила в контакті шини з діагностичним устаткуванням буде дорівнювати 0.

Так, при $C_{\text{ш}}$ =300 Н/мм й y_{α} =100 Н функція $y_{\text{м}} = f(c_{\text{м}})$ має форму гіперболи.

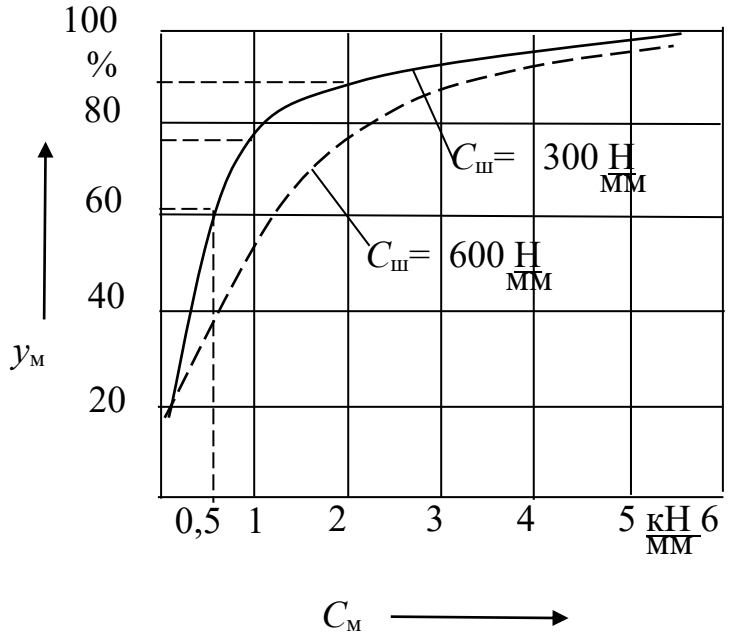


Рисунок 6.2 – Залежність бічної сили від жорсткості площадки

Тобто, чим більше $C_м$, тим більшу реальну силу ми одержуємо. Але чим більше $C_м$, тим менше деформація вимірювальної балки $\lambda_м$ (тому що $y = \lambda_м \cdot C_м$), і тому треба мати більш точний прилад для реєстрації переміщень. Розглянемо залежність $\lambda_м$, від жорсткості площадки $C_м$: крива буде мати форму параболи (рис. 6.3).

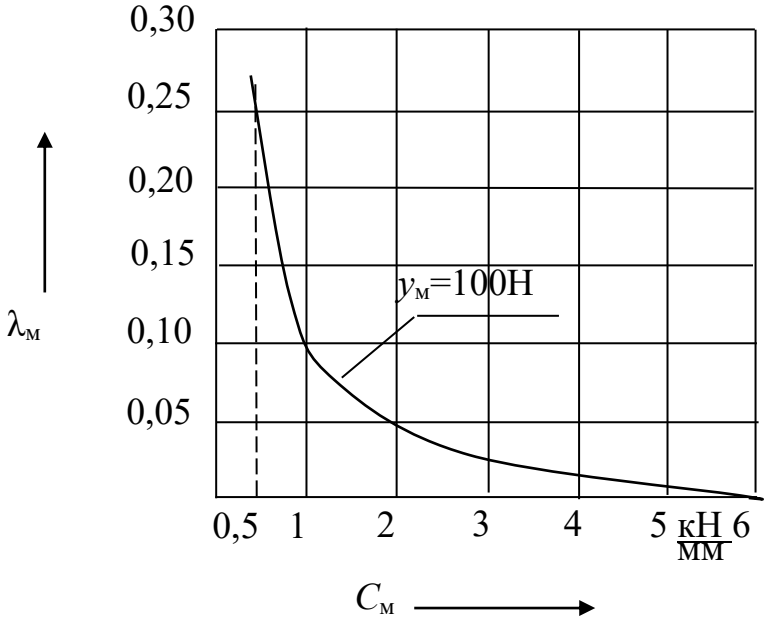


Рисунок 6.3 – Залежність деформації вимірювальної балки від жорсткості площадки при бічному зусиллі 100 Н

Із графіка видно, що прилад повинен реєструвати значення $\lambda_{max} = 0{,}1$. При цьому $C_м = 1$ кН/мм і значення $y_п$ буде дорівнювати 78% від реальної сили $y_м$ (рис. 6.2). Меншу жорсткість приймати нема сенсу, тому що буде більше погрішність при реєстрації сили. Але й більше 2 кН/м також нема потреби приймати. Отже, наш вимірювальний прилад повинен реєструвати значення $\lambda_{max} = 0{,}1...0{,}05$. При середній силі $y_м$ =100 Н, $y_{м\,min} = 10$ Н, і тоді прилад повинен мати ціну поділки шкали 0,005…0,01 мм або 5…10 мкм.

З рівняння (6.1) і рис. 6.2 очевидно, що для одержання достовірних результатів при визначенні бічних сил від розвалу у контакті шин з дорогою необхідно, щоб жорсткість $C_м$, була в 8...10 разів більша від жорсткості шини $C_ш$.

2.2 Розрахунок геометричних розмірів ресори

Рухома платформа підвішена на чотирьох ресорах. Бічна сила в 100 Н розподіляється між ними, тобто на кожну з них діє сила 25 Н. Переміщення площадка повинне бути 0,1…0,05 мм, тобто це величина прогину кінця ресори. Розрахунок такої ресори ведемо як для балки, затисненої одним кінцем.

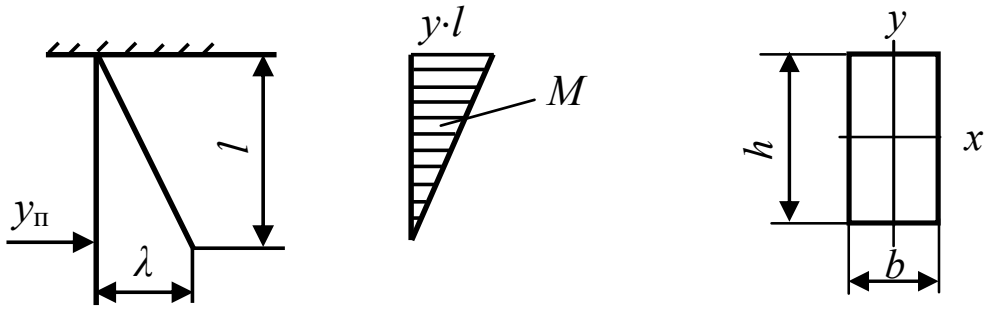


Рисунок 6.4 – Розрахункова схема пружного елемента

Максимальний прогин балки дорівнює:

$$\lambda_{max} = \frac{P \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I}, \qquad (6.2)$$

де E – модуль пружності, Па (для сталі $E = 2{,}2 \cdot 10^{11}$ Па).

Ресора, як показано на розрахунковій схемі, прийнята прямокутного перетину. Деформація відбувається по меншій стороні пря-

мокутника (*b*).

Момент інерції балки щодо осі *Y* у цьому випадку дорівнює:

$$I = \frac{a \cdot b^3}{12}. \tag{6.3}$$

Підставивши цей вираз у формулу визначення максимального прогину, одержимо:

$$\lambda_{\max} = \frac{4 \cdot y_{\text{м}} \cdot l^3}{E \cdot a \cdot b^3}. \tag{6.4}$$

З конструктивних міркувань задаємося величиною сторони *a* та довжиною балки *l*, а сторону *b* – визначаємо. Для нашого випадку *l*=130 мм, ширина ресори – *a*=20 мм. Підставляємо всі дані в рівняння прогину та вирішуємо його щодо товщини *b*:

$$b = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot y_{м} \cdot l^3}{E \cdot h \cdot \lambda_{\max}}}. \tag{6.5}$$

$$b = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 25 \cdot 0{,}13^3}{2{,}2 \cdot 10^{11} \cdot 0{,}02 \cdot 0{,}0001}} = 9{,}98 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Приймаємо *b* = 10 мм.

2.3 Визначення довжини проїзної площадки

Довжина платформи визначається з виразу:

$$l_{\text{м}} = l_{\text{к}} + l_{\text{н}} + l_{\text{с}}, \tag{6.6}$$

де $l_{\text{к}}$ – довжина плями контакту шини з дорогою, мм;

$l_{\text{н}}$ – довжина проїзду, при якому відбувається наростання бічної сили, створюваної відведенням, мм;

$l_{\text{с}}$ – довжина площадки, при якій бічна сила стабілізується.

Довжина контакту $l_{\text{к}}$ визначається з виразу:

$$l_{\text{к}} = 2 \cdot \sqrt{h \cdot (2r - h)}, \tag{6.7}$$

де h – прогин шини під дією вагового навантаження $G_к$ на колесо;
r – вільний радіус колеса, мм.

Прогин шини дорівнює:

$$h = \frac{G_к}{C_р}, \tag{6.8}$$

де G_k – навантаження на колесо, Н;
$C_р$ – радіальна жорсткість шини, Н/мм.

Так для шини 205/70 R14 автомобіля категорії M_1 прогин складе:

$$h = \frac{3500}{180} = 19{,}4 \text{ мм},$$

тоді довжина контакту: $l_к = 2 \cdot \sqrt{19{,}4 \cdot (2 \cdot 335 - 19{,}4)} = 224{,}7$ мм.

Приймаємо $l_к = 225$ мм.

Довжина ділянки, на якій бічна сила стабілізується:

$$l_с = (0{,}5...0{,}7) \cdot l_к,$$

$$l_с = 0{,}7 \cdot 225 = 157{,}5 \text{ мм},$$

а довжина ділянки, на якій бічна сила наростає:

$$l_н = \frac{k_\delta}{C_м}, \tag{6.9}$$

де k_δ – коефіцієнт бічного відведення;
$C_м$ – жорсткість площадки.

Коефіцієнт k_δ, кН/рад, визначається експериментальним методом, або його можна приблизно встановити, знаючи розміри шин, за формулою

$$k_\delta = 5 \cdot b \cdot (D + 2b) \cdot (100P + 1), \tag{6.10}$$

де b – ширина профілю шини, дюйм; (205/25,4=8,07")
D – діаметр ободу, дюйм;
P – тиск повітря в шинах, МПа.

$$k_{\delta} = \frac{5 \cdot 8{,}07}{1000} \cdot (14 + 2 \cdot 8{,}07) \cdot (100 \cdot 0{,}2 + 1) = 22{,}54 \text{ кН/рад.}$$

Тоді прийнявши жорсткість площадки 2,4 кн/мм:

$$l_{\text{н}} = \frac{22{,}54}{1{,}0} = 22{,}54 \text{ мм.}$$

Довжина площадки для нашого прикладу буде дорівнювати:

$$l_{\text{м}} = 224{,}7 + 25{,}54 + 157{,}5 \approx 407{,}7 \text{ мм.}$$

Приймаємо довжину площадки $l_{\text{м}}$ = 410 мм. З рис. 6.5 видно, що при жорсткості менш 1 кН/мм довжина різко зростає.

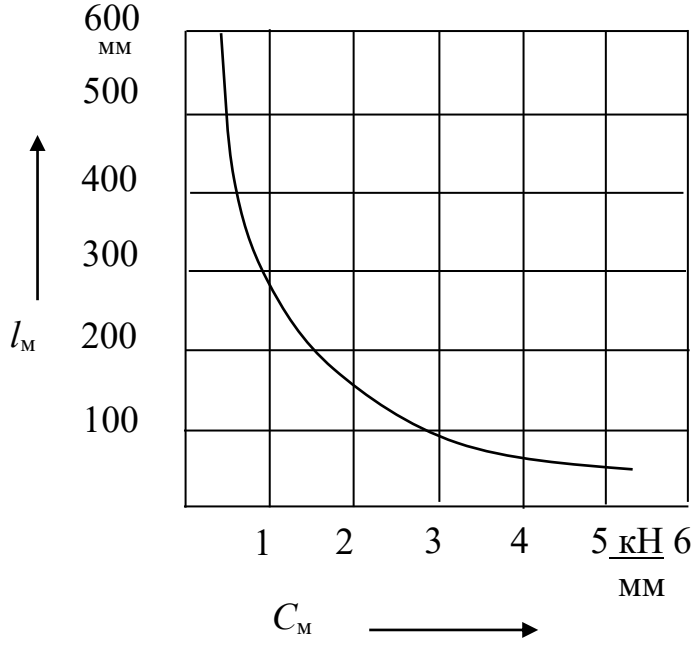


Рисунок 6.5 – Залежність довжини площадки $l_{\text{м}}$ від її жорсткості $C_{\text{м}}$

Ширину площадки приймаємо з урахуванням колії автомобіля та ширини профілю шини.

Розрахунок ширини площадкового стенду і відстаней між торцями площадок робимо за схемою (рис. 6.6):

$$B = B_{\max} + 2\,t,\; C = B_{\min} - 2 \cdot t,\; L_{\text{м}} = \frac{B - C}{2}, \qquad (6.11)$$

де $L_{\text{м}}$ – ширина площадки, мм;

B – відстані між зовнішніми краями площадок, мм;

B_{max}, B_{min} – відповідно ширина по зовнішніх гранях коліс найбільшого автомобіля і внутрішніх гранях коліс найменшого автомобіля;

t – запас ширини площадок, мм (t=50…100 мм).

$$B_{max} = К_{max} + В^{ш}_{max};\ B_{min} = К_{min} - В^{ш}_{min}. \qquad (6.12)$$

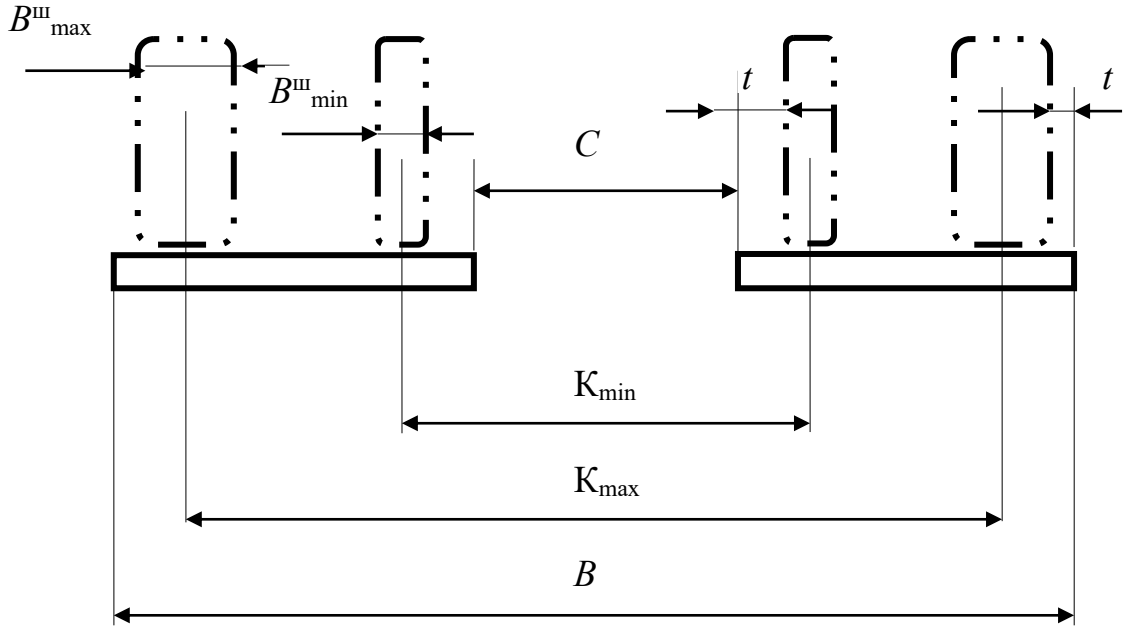


Рисунок 6.6 – Схема для розрахунку ширини площадкового стенду

Для розрахунку використовуємо параметри найменших і найбільших автомобілів. Розрахунок B_{max} робимо по параметрах передньої осі автомобіля Mersedes-Benz S600 (1600 мм), B_{min} – по параметрах задньої осі автомобілів «А класу» Daewoo Matiz (1260 мм) або Chery QQ (1495 мм),

$$B_{max} = 1600 + 235 = 1835 \text{ мм};\ B_{min} = 1260 - 175 = 1085 \text{ мм};$$
$$B = 1835 + 100 = 1935 \text{ мм};\ C = 1085 - 100 = 985 \text{ мм};$$
$$L_м = (1935 - 985)/2 = 475 \text{мм}.$$

Остаточно за конструктивними міркуваннями приймаємо наступні розміри: B = 1950 мм; C = 1000 мм; $L_м$ = 475 мм.

У такому випадку величина запасу ширини площадок t по зовнішньому розмірі для найбільших автомобілів складає 57,5 мм, по внутрішньому, для найменших – 42,5 мм, що знаходиться в межах рекомендованої величини.

Питання для самостійної підготовки

1. Переваги площадкових стендів?
2. Що є основним критерієм оцінки установки керованих коліс на площадковому стенді?
3. Чим обумовлений вибір жорсткості діагностичного площадка стенда?
4. Як визначається ширина площадки та які параметри автомобіля впливають на це?
5. Як визначити бічну жорсткість площадки?
6. Як впливає бічна жорсткість площадки на показання бічної сили?

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 7
РОЗРАХУНОК НЕОБХІДНОЇ КІЛЬКОСТІ ОБЛАДНАННЯ ТА ОЦІНКА МЕХАНІЗАЦІЇ ВИРОБНИЧИХ ПРЦЕСІВ

1 Визначити потребу підприємства в підйомниках для зон ТО-2 та ПР

Вихідні дані:

1. Автопідприємство має $A_{сп} = 50$ автомобілів MAN TGL.
2. Середній добовий пробіг $l_{сд} = 180$ км.
3. За умовами ПАТ обираємо гідравлічний підйомник моделі П-151 вантажопідйомністю 12,5 т.
4. Норма пробігу автомобіля до ТО-2 – $L_{ТО\text{-}2} = 12\,000$ км;
5. Трудомісткість виконання робіт з ТО-2 – $t_{ТО\text{-}2} = 10{,}6$ люд.-год.; з ПР на 1000 км пробігу – $t_{ПР} = 4$ люд.-год.

Річний пробіг автомобілів:

$$L_р = A_{сп} \cdot l_{сд} \cdot Д_р, \qquad (7.1)$$

де $Д_р$ – кількість днів роботи автомобілів за рік.

Приймаємо $Д_р = 305$, тоді $L_р = 50 \cdot 180 \cdot 305 = 2745000$ км.

Визначаємо число ТО-2: $n_{ТО\text{-}2} = L_р / L_{ТО\text{-}2} = 2745000 / 12000 = 229$.

Сумарна трудомісткість робіт по ТО-2

$$T_{ТО\text{-}2} = t_{ТО\text{-}2} \cdot n_{ТО\text{-}2} = 10{,}6 \cdot 229 = 2427{,}4 \text{ люд.-год.}$$

Сумарна трудомісткість робіт задля поточного ремонту ПР

$$T_{ПР} = t_{ПР} \cdot L_р / 1000 = 4 \cdot 2745\,000 / 1000 = 10980 \text{ люд.-год.}$$

Загальна трудомісткість зон ТО-2 та ПР, в яких використовуються підйомники:

$$T_{ТО\text{-}2,ПР} = T_{ТО\text{-}2} + T_{ПР} = 2427{,}4 + 10980 = 13407 \text{ люд.-год.}$$

Кількість робітників $P_{\text{ТО-2,ПР}}$, зайнятих в зонах ТО-2 та ПР, при умові, що річний фонд робітника складає $\Phi_р = 1860$ годин

$$P_{\text{ТО-2,ПР}} = T_{\text{ТО-2,ПР}} / \Phi_р = 13407 / 1860 = 7{,}2 \text{ чол.}$$

Кількість П постів ТО-2 і ПР визначається за середньою кількістю робітників на одному посту $P_П = 2$ чол.:

$$П = P_{\text{ТО-2,ПР}} / P_П = 7{,}2 / 2 = 3{,}6 \approx 4 \text{ пости.}$$

Кількість підйомників визначається з урахуванням коефіцієнта $K_п$ завантаження підйомників. Приймаючи $K_п = 0{,}5$, маємо

$$N_{\text{під}} = П \cdot K_п = 4 \cdot 0{,}5 = 2 \text{ од.}$$

2 Визначити необхідність автопідприємства в шиномонтажних стендах для вантажних автомобілів

Вихідні дані:

1. ПАТ має 400 вантажних автомобілів.
2. Тривалість роботи ділянки шиномонтажних робіт – 8,2 год.
3. Коефіцієнт випуску автомобілів на лінію – 0,7.
4. Вибирається шиномонтажний стенд для вантажних автомобілів мод. Ш-515 з продуктивністю $П_ш = 15$ шин/год.
5. Середньодобовий обсяг робіт по демонтажу-монтажу шин в залежності від умов може змінюватися в широкому діапазоні. Приймаємо $N_{шм} = 80$ шин/добу.

Необхідна кількість шиномонтажних стендів:

$$N_у = \frac{N_{шм}}{П_ш \cdot K_н \cdot t_{зм} \cdot K_у} = \frac{80}{15 \cdot 0{,}8 \cdot 8{,}2 \cdot 0{,}97} = 1 \text{ од.}$$

де $K_н$ – коефіцієнт, який враховує нерівномірність з якою надходять колеса в ремонт;

$K_у$ – коефіцієнт використання робочого часу стенда.

3 **Аналіз оснащеності підприємства технологічним обладнанням**

При модернізації виробничо-технічної бази діючих ПАТ виникає необхідність оцінки оснащеності різних зон, ділянок і цехів підприємства спеціалізованим технологічним обладнанням. Початкова оцінка здійснюється на підставі порівняння дійсної наявності технологічного обладнання з табельним. Проте ця оцінка є наближеною. Для більш глибокого аналізу необхідна оцінка стану механізації виробничих процесів ТО та ПР з використанням технологічного обладнання.

Під механізацією виробничих процесів розуміють заміну в них ручної праці роботою машин і механізмів, а також заміну менш досконалих машин та механізмів удосконаленими. При аналізі механізації виробничих процесів необхідно провести розрахунок показників механізації, а потім порівняти одержані значення з нормативною базою, яка характеризує потрібний рівень механізації.

Оцінка механізації проводиться за двома показникам:

– за рівнем механізації виробничих процесів, %;

– за ступенем механізації виробничих процесів, %.

Рівень механізації P визначає долю механізованої праці в загальних трудовитратах за повний технологічний процес. Ступінь механізації C визначає заміщення робочих функцій людини реально застосованим обладнанням в порівнянні з повністю автоматизованими виробничими процесами.

Рівень механізації P визначається за формулою

$$P = \frac{T_{\text{м}}}{T_{\text{з}}} \cdot 100\%, \qquad (7.2)$$

де $T_{\text{м}}$ – трудомісткість механізованих операцій процесу (з використанням технологічної документації), люд.-хв;

$T_{\text{з}}$ – загальна трудомісткість всіх операцій процесу (з використанням технологічної документації), люд.-хв;

Ступінь механізації C визначається за формулою

$$C = \frac{M}{4 \cdot H} \cdot 100\%, \qquad (7.3)$$

де $M = M_1 \cdot Z_1 + M_2 \cdot Z_2 + M_3 \cdot Z_3 + M_{3,5} \cdot Z_{3,5} + M_4 \cdot Z_4$, (7.4)

M_1 …M_4 – кількість механізованих операцій, які виконуються з застосуванням обладнання з відповідною ланковістю;

Z_1 …Z_4 – ланковість застосованого обладнання відповідних рівнів 1; 2; 3; 3,5; 4;

H – загальна кількість операцій.

Розглянемо приклад. Визначити рівень та ступінь механізації виробничого процесу ремонту радіатору MAN TGL на мідницькій дільниці(табл. 7.1).

Таблиця 7.1 – **Вихідні дані**

Номер операції	Операція	Устаткування та інструмент	Ланковість устаткування	Трудомісткість, люд.-хв.
1	Зняти кожух вентилятора	Ключі	0	4,8
2	Установити радіатор на стенд	Стенд НО 11	2	1,0
3	Очистити та промити радіатор	Стенд НО 11	2	25,2
4	Відпаяти боковини радіатора	Паяльник	1	6,0
5	Випробування радіатора під тиском	Стенд НО 11	2	6,0
6	Заглушити трубку радіатора з двох сторін	Паяльник	1	6,0
7	Запаяти трубку радіатора	Паяльник	1	7,2
8	Запаяти тріщину у бачку радіатора	Паяльник	1	4,8
9	Випробування радіатора під тиском	Стенд НО 11	2	6,0
10	Припаяти боковини радіатора	Паяльник	1	12,0
11	Зняти радіатор зі стенду	Стенд НО 11	2	1,0
12	Установити кожух радіатора	Ключі	0	6,0
			Всього:	86,0

Рівень механізації P:

$$P = \frac{1 + 25{,}2 + 6 + 6 + 6 + 7{,}2 + 4{,}8 + 6 + 12 + 1}{86} \cdot 100\% = 87{,}4\%.$$

Ступінь механізації C:

$$C = \frac{M_1 \cdot z_1 + M_2 \cdot z_2}{4 \cdot H} \cdot 100\% = \frac{5 \cdot 1 + 5 \cdot 2}{4 \cdot 12} = 31{,}3\%.$$

Питання для самостійної підготовки

1. В чому суть методики аналізу оснащеності підприємства технологічним обладнанням?
2. Які критерії вибору технологічного обладнання для автотранспортного підприємства є найбільш суттєвими?
3. Яким є алгоритм вибору технологічного обладнання для автопідприємства?
4. На яких підставах здійснюється вибір та складання табеля необхідного для автопідприємства обладнання?
5. Якою повинна бути послідовність розрахунку кількості необхідного для автотранспортного підприємства технологічного обладнання?
6. Які чинники зумовлюють неефективність використання технологічного обладнання на автотранспортних підприємствах?

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Волков В.П., Міщенко В.М., Кравченко О.П., Шаша І.К., Мармут І.А., Міщенко А.В., Байцур М.В., Сараєва І.Ю. Технологічне обладнання для підприємств автомобільного транспорту: Підручник / Під загальною редакцією В.П. Волкова – Х.: ХНАДУ, 2010. – 556 с.
2. Тригуб О. А. Технологічне обладнання для обслуговування та ремонту автомобілів : навч. посіб. [Електронний ресурс] / О. А. Тригуб ; М-во освіти і науки України, Черкас. держ. технол. ун-т. – Черкаси: ЧДТУ, 2021. – 187 с. – Назва з титульного екрана.
3. Красота М.В, Кулєшков Ю.В., Магопець С.О., Шепеленко І.В., Бевз О.В., Осін Р.А., Руденко Т.В. Технологічне обладнання для обслуговування та ремонту автомобілів. Навчальний посібник. – Кропивницький: ЦНТУ, 2023. – 208 с.
4. Говорущенко М.Я., Волков В.П., Рабінович Е.Х., Мармут І.А., Зуєв В.О. Роликові стенди для перевірки гальмівних і тягових властивостей автомобілів (теорія, розрахунок і конструювання).– Х.: Вид-во ХНАДУ, 2009. – 344 с.
5. Лудченко О. А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: Підручник. – К.: Знання-Прес, 2003. – 511 с.
6. Максимов В. Г. Основи розрахунку, проектування та експлуатації технологічного устаткування: Конспект лекцій. – Одеса: ОНПУ, 2002. – 140 с.
7. ДСТУ 3649:2010. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання. Введ. 01.07.2011. – К.: Держспоживстандарт України, 2011. – 28 с.
8. Автомеханіка. Режим доступу: https://autom.com.ua/ua.
9. Професійне діагностичне обладнання для автосервісу – Компанія ТОВ фірма «МАНА». Режим доступу: http://maha.com.ua/.
10. Обладнання для автосервісу HUNTER. Режим доступу: https://hunter-ukraine.com.ua/products/.
11. Курс дистанційного навчання з дисципліни для студентів денної та заочної форми навчання: https://dl2022.khadi-kh.com/course/view.php?id=644.

Додаток А
Нормативно-довідковий матеріал

Таблиця А.1 – **Класифікація КТЗ**

Категорія	Тип КТЗ	Повна маса, т	Найменування КТЗ
M_1	КТЗ з двигуном, призначені для перевезення пасажирів, що мають не більше 8 місць для сидіння, крім водія, чи створені на їхній базі модифікації, призначені для перевезення дрібних вантажів (пікапи, універсали тощо), при повній масі, яка відповідає повній масі базової моделі легкового автомобіля	—	Автобуси, пасажирські автомобілі та їхні модифікації, а також пасажирські автопоїзди
M_2	Те ж, але які мають більше 8 місць	До 5,0	Те ж
M_3	для сидіння крім місця водія	Понад 5,0	Те ж
N_1	Те ж КТЗ з двигуном, призначені для перевезення вантажів	До 3,5	Вантажні автомобілі, автомобілі-тягачі і вантажні автопоїзди
N_2	Те ж	Понад 3,5 до 12,0	Те ж
N_3	Те ж	Понад 12,0	Те ж

Таблиця А.2 –**Орієнтовані значення коефіцієнта розподілу гальмівних сил**

Автомобілі	Коефіцієнт розподілу гальмівних сил – β
Легкові з передніми дисковими і задніми барабанними гальмами	0,7
Легкові з усіма барабанними гальмами	0,6
Мікроавтобуси	0,78
Вантажні двовісні автомобілі та автобуси	0,35...0,4
Вантажні тривісні	0,33...0,35

Таблиця А.3 – **Дані інерційних стендів (орієнтовані)**

Тип автомобіля	Діаметр роликів, D, м	Приведена інерційна маса стенда – $m_{ст}$, кг	Швидкість стендової перевірки - V_{0C}, км/год
Легкові M_1	0,240	250	80
Мікроавтобуси M_2 і вантажні кат. N_1	0,320	300	80
Автомобілі кат. N_2	0,370	500	60
Автомобілі кат. M_3	0,400	1600	60
Автомобілі кат. N_3	0,475	2000	60

Таблиця А.4 – **Нормативи ефективності робочої гальмівної системи за ДСТУ 3649:2010**

Категорія КТЗ	Дорожні випробування			Стендові випробування		
	Початкова швидкість гальмування $V_д$, км/год	Стале уповільнення на дорозі $j_{дн}$, м/с^2	Час спрацьовування приводу τ_c, с	Загальна питома гальмівна сила γ_τ	Коефіцієнт нерівномірності гальмівних сил осі $K_н$, %	Час спрацьовування приводу τ_c, с
M_1	35…45	5,0	0,5	0,5	30	0,5
M_2						
M_3			0,8			0,8
N_1			0,5			0,5
N_2		4,5	0,8	0,45		0,8
N_3						

Таблиця А.5 – **Дані по моментам інерції та інерційним масам коліс автомобілів**

Розмір шини	Момент інерції колеса, кг·м^2		Статичний радіус, $r_{ст}$, м	Приведена інерційна маса колеса, кг	
	Переднього $I_{КП}$	Заднього $I_{КЗ}$		Переднього $m_{КП}$	Заднього $m_{КЗ}$
6,15-13 (155-330)	0,32	0,33	0,278	4,14	4,27
155/70 R13	0,48	0,46	0,267	6,73	6,45
165/80 R13	0,47	0,49	0,271	6,40	6,67
165/70 R13	0,40	0,39	0,260	5,92	5,77
175/70 R13	0,54	0,52	0,265	7,69	7,40
165/80 R14	0,78	0,75	0,284	9,67	9,30
185-14 (7,35-14)	1,1	1,14	0,315	11,09	11,49
205/70 R14	1,214	1,214	0,295	13,95	13,95
185/80 R15	1,37	1,42	0,310	14,26	14,78
8,40-15	2,97	3,08	0,364	22,42	23,25
240-508Р	8,63	16,48	0,457	41,32	78,91
260-508Р	16,28	30,79	0,476	71,85	135,89
260-508Р	15,0	28,0	0,476	66,20	123,58
280-508Р	20,0	37,0	0,488	83,98	155,37
300-508Р	24,12	46,09	0,505	94,58	180,73
320-508Р	23,44	44,82	0,540	80,38	153,70

Навчальне видання

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ

з дисципліни «Технологічне обладнання для обслуговування та ремонту автомобілів»
для бакалаврів денної і заочної форм навчання за освітньою програмою «Автомобільний транспорт»

Укладачі: Мармут Ігор Арнольдович
Надєїн Сергій В'ячеславович

Відповідальний за випуск: Волков Володимир Петрович

План
Підписано до друку
Формат 60х84 1/16. Папір газетний. Гарнітура Times New Roman.
Друк RISO. Умовн. друк. арк. Обл.-вид. арк.
Замовлення № Тираж прим. Ціна договірна

Видавництво ХНАДУ, 61002, м. Харків-МСП, вул. Петровського, 25

Свідоцтво Державного комітету інформаційної політики, телебачення та радіомовлення України про внесення суб'єкту видавничої справи до Державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції, серія ДК № 897 від 17.04. 2002 р.