

Державна металургійна академія України

На правах рукопису

БЕЙГУЛ Олег Олексійович

Наукове обґрунтування проектування
несучих систем металургійних платформ
на пневмоколісному та залізничному ході.

05.16.08 - Машини і агрегати металургійного
виробництва

05.15.16. - Гірничі машини

А в т о р е ф е р а т
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Дніпропетровськ - 1996



00752471 (Q)

Дисертація є рукописом.

Робота виконана у Дніпродзержинському державному технічному університеті.

Науковий консультант - доктор технічних наук, професор,
член-кореспондент АТН України,
академік ІА США

Тихонцов Олександр Михайлович

Офіційні опоненти - доктор технічних наук, професор,
член Національного Комітету України
по теоретичній та прикладній механіці
Колесник Іван Антонович;

- доктор технічних наук, професор

Колосов Леонід Вікторович;

- доктор технічних наук, професор

Седуш Віктор Якович.

Ведуча організація - Криворізький технічний університет, міністерство освіти України, м. Кривий Ріг.

Захист відбудеться "6" травня 1997 р. на засіданні спеціалізованої ради Д03.11.02 Державної металургійної академії України за адресою: 320635, м. Дніпропетровськ, пр. Гагаріна, 4.

З дисертацією є можливість ознайомитись у бібліотеці Державної металургійної академії України.

Автореферат розісланий "5" квітня 1997 р.

Вчений секретар

спеціалізованої ради

доктор технічних наук, професор

В. К. Цапко

Загальна характеристика роботи

Актуальність роботи. Вітчизняний та зарубіжний досвід показує, що значне місце у транспортному обслуговуванні технологічних ліній заводів чорної та кольорової металургії, підприємств гірничорудної промисловості займають транспортні засоби вагонної компоновки, або платформи: це металургійні платформи для транспортування зливків, виливниць, самохідні вагони на відкритих та підземних розробках корисних копалин; в останній час поширюються автослябовози, автозливковози.

Металургійні платформи бувають на пневмоколісному та залізничному ході, самохідні та пристосовані для експлуатації у складі поїздів; їх об'єднує загальна компоновка, але по силовому набору несучих систем їх можна поділити на два типи: дискретні та монолітні.

Металургійні платформи з дискретною несучою системою мають певно окреслені елементи поздовжньо-поперечного силового набору, складаються зварюванням або клепанням і являють собою плоско-просторові рамні системи. Монолітні несучі системи являють собою цільнолиті або зварені плити, підсилені регулярним набором поздовжніх і поперечних ребер жорсткості.

Самохідні металургійні платформи на пневмоколісному ході, гнучкі у своєму застосуванні, створюють умови для зменшення площ, поліпшення планування підприємств, зменшення капіталовкладень, експлуатаційних витрат. Металургійні платформи у складі поїздів на залізничному ході, прості і доступні, у межах існуючих підприємств є незамінними транспортними засобами.

Ці два типи платформ не виключають, а доповнюють один одного. Разом з тим за деяких причин проектування металургійних платформ не відповідає сучасному рівню, конструкції їх значно переобважнілі. Металомісткість вітчизняних конструкцій на 20-30% більша, ніж аналогічних зарубіжних. Відповідно до цього постає питання розробки науково-методичних основ проектування платформ, які б враховували особливості дискретних та монолітних несучих систем, обумовлювали створення раціональних конструкцій, конкурентноспроможних, на рівні кращих зарубіжних зразків; і в цьому зв'язку актуальність запропонованих досліджень не викликає сумніву.

Мета роботи. Наукове обґрунтування проектування несучих систем металургійних платформ на пневмоколісному та залізничному ходу, яке забезпечує умови для створення конструкцій з раціональною металомісткістю.

Ідея роботи полягає у виявленні закономірностей утворення зовнішніх навантажень, діючих на несучі системи, розробці принципів конструювання, направлених на поділення функцій силових елементів, виборі розрахункових схем, найбільш повно відповідаючих справжній картині напружено-деформованого стану силових елементів конструкцій.

Методика досліджень. Вибір типу і кількості елементів поздовжньо-поперечного силового набору дискретних несучих систем виконується за критерієм мінімальної металомісткості при задовільненні умов міцності. Дослідження динаміки навантаження несучих систем будується на теорії коливань, виводі диференціальних рівнянь збуреного руху, їх аналізі та розв'язанні. Пошук розрахункових схем монолітних несучих систем відбувається шляхом перехо-

ду від підкріплених плит до плоско-просторових рамних систем. Перехід від монолітних несучих систем до дискретних будується на поділенні функцій силових елементів. Математична модель формування зовнішніх навантажень розроблена на основі характерних режимів руху з урахуванням компоновочних особливостей несучих систем. Визначення температурних полів теплоізоляції платформ побудовано на розв'язанні задачі одностороннього нагріву пластини, котра розв'язується на ЕОМ. В основу експериментальних досліджень напружень покладений тензометричний метод, в основу температурних вимірів - термоелектронний принцип.

Наукові положення:

- використання відкритих профілів та скорочення шляху передачі зусиль у дискретних несучих системах металургійних платформ знижує металомісткість конструкцій;
- раціональне проектування дискретних несучих систем металургійних платформ пов'язане з однорідним навантаженням та розподілом функцій силових елементів;
- монолітні несучі системи металургійних платформ з поздовжньо-поперечними ребрами жорсткості по несучій здатності еквівалентні плоско-просторовим рамним системам;
- математична модель формування зовнішніх навантажень на несучі системи металургійних платформ базується на характерних режимах руху та урахуванні коливань конструкцій;
- при виборі параметрів стабілізаторів поперечної стійкості металургійних платформ з пружною підвіскою є рація виходити з розглядання кутових коливань конструкцій у поперечній вертикальній площині;

- визначення температури по товщині теплоізоляції металургійних платформ приводиться до задачі про одностороннє нагрівання необмеженої пластини при крайових умовах першого роду.

Достовірність наукових положень, висновків та рекомендацій обгрунтована:

- застосуванням перевірених методів теоретичної механіки та прикладної теорії пружності;

- достатнім співпаданням результатів теоретичних та експериментальних досліджень, розбіг не перевищує 17%.

Наукова новизна роботи полягає у:

- залежностях між типом профілів, кількістю елементів поздовжньо-поперечного силового набору та металомісткістю дискретних несучих систем металургійних платформ;

- залежностях між коефіцієнтами динамічності та параметрами силових елементів дискретних несучих систем металургійних платформ, визначаючими металомісткість конструкцій;

- залежності між типом підвіски металургійних платформ на пневмоколісному ході та металомісткістю несучих систем;

- математичній моделі формування зовнішніх навантажень на несучі системи самохідних металургійних платформ на пневмоколісному ході з урахуванням пружного підвішування двигуна;

- залежностях, визначаючих параметри стабілізаторів поперечної стійкості металургійних платформ з пружною підвіскою за динамічним критерієм;

- залежностях між параметрами демпфірування коливань металургійних платформ з пружною підвіскою та ресурсом несучих систем;

- залежностях між параметрами несучих систем металургійних платформ та частотним впливом кінематичних збурень при русі по нерівностях технологічних доріг;

- залежностях між параметрами монолітних несучих систем як підкріплених плит та рівномісних плоско-просторових рам дискретних несучих систем металургійних платформ.

Практична цінність полягає у:

- методиці проектування несучих систем металургійних платформ;

- методиці розрахунку на міцність несучих систем металургійних платформ;

- методиці проектування металургійних платформ перспективних конструкцій;

- методиці вибору параметрів теплоізоляції настилу металургійних платформ при транспортуванні слябів та виливниць;

- методиці розрахунку стабілізаторів поперечної стійкості металургійних платформ з пружною підвіскою;

- алгоритмі та програмі проектувального розрахунку монолітних несучих систем металургійних платформ;

- алгоритмі та програмі розрахунку на міцність монолітних несучих систем металургійних платформ;

- алгоритмі та програмі проектувального розрахунку перспективної несучої системи металургійних платформ особливо малої металомісткості.

Практична реалізація. Методики проектування несучих систем металургійних платформ на пневмоколісному та залізничному ході прийняті та впроваджені в ДСКТБТрансмет (м. Маріуполь); там же використані розроблені методичні основи проектування несучих си-

стем при створенні понад 30 різних типів металургійних та гірничих транспортних засобів на пневмоколісному та залізничному ході.

Апробація роботи. Основні положення дисертації доложені та одержали підтримку на Всесоюзній конференції “Повышение долговечности и надежности машин и приборов” (м. Куйбишев, 1981 р.), на Республіканській науково-технічній конференції “Теория и практика, надежность и качество изделий машиностроительных предприятий” (м. Краматорськ, 1990 р.), на засіданні технічної ради ДСКТБТрансмет (м. Маріуполь, 1994 р.), на засіданні об’єднаного науково-технічного семінару в ДДТУ (м. Дніпродзержинськ), на засіданні об’єднаного науково-технічного семінару в ДГА України (м. Дніпропетровськ, 1995 р.), на засіданні об’єднаного науково-технічного семінару в Державній металургійній академії України (м. Дніпропетровськ, 1996 р.).

Публікації. По темі дисертаційної роботи опубліковано 5 монографій та 18 статей.

Обсяг роботи. Дисертаційна робота складається з вступу, дев’яти глав, висновку; викладена на 152 сторінках машинописного тексту, містить 63 малюнка, 22 таблиці, список використаної літератури з 101 найменування та 21 сторінку додатків.

Робота виконана у Дніпродзержинському державному технічному університеті. При проведенні досліджень автору було надано допомогу з боку завідуючого кафедрою “Механічне устаткування металургійних заводів” Леєли І.І., а також доцента Лепетової Г.Л.

Зміст роботи

Металургійні платформи відомі на пневмоколісному та залізничному ході, мають дискретні чи монолітні несучі системи. Самохідні металургійні платформи на пневмоколісному ході практично

не мають аналогів серед вітчизняних машин, тільки зараз починають впроваджуватись і досліджені надто мало. Великий внесок у теорію та практику проектування таких платформ зробили Лебедев Г.Є., Корленштейн М.Е., Лепетова Г.Л., Вовк А.П., Пащенко В.М., Стеганцов В.Я.

Металургійні платформи на залізничному ходу з монолітними несучими системами мають використання на внутрішньозаводських технологічних лініях. Проектування таких несучих систем пов'язане з труднощами розрахунку підкріплених плит. Спроби розв'язання цих задач в одномірній постановці методами опору матеріалів дають незадовільні результати. У галузі проектування та досліджень металургійних платформ на залізничному ходу відомі роботи Іоліса А.Й., Гусева І.І., Єсаулова В.П., Каурова В.В., Леєпи І.І., Матюхіна А.В., Мішина В.В., Ренгевича О.О., Салова В.О., Співака В.І., разом з тим при розробці нових проектів домінує конструктивний підхід при відсутності надійних розрахунків.

В зв'язку з цим метою роботи є наукове обґрунтування проектування несучих систем металургійних платформ на пневмоколісному та залізничному ходу, яке забезпечує умови для впровадження конструкцій з раціональною металомісткістю. Для досягнення цієї мети у дисертації поставлені та розв'язані наступні задачі:

- загальні статичні задачі проектування несучих систем металургійних платформ, у тому числі: визначення залежностей між типом профілів, кількістю елементів поздовжньо-поперечного силового набору та металомісткістю несучих систем; розробка математичної моделі теплофізичного процесу в шарі теплоізоляції платформ при транспортуванні високотемпературних вантажів;

- загальні динамічні задачі проектування несучих систем металургійних платформ, у тому числі: визначення залежностей між коефіцієнтами динамічності та параметрами силових елементів, визначаючими металомісткість несучих систем; визначення залежностей між типом підвіски платформ на пневмоколісному ході та коефіцієнтами динамічності; вибір параметрів демпфіруючих пристроїв пружної підвіски, які забезпечують відомий ресурс несучих систем; вибір параметрів стабілізаторів поперечної стійкості платформ за динамічним критерієм;

- розроблення математичної моделі формування зовнішніх навантажень на несучі системи самохідних металургійних платформ на пневмоколісному ході з урахуванням коливань конструкцій;

- вибір розрахункових схем монолітних несучих систем металургійних платформ на залізничному ході;

- пошук нових конструкцій несучих систем металургійних платформ на пневмоколісному та залізничному ході;

- експериментальні дослідження самохідної платформи на пневмоколісному ході - дослідного зразка автослябовоза АСВ-70 вантажопідйомністю 70 тонн та металургійної платформи на залізничному ході ПМ-180-5500/1520У вантажопідйомністю 180 тонн.

- розробка методичних основ проектування дискретних та монолітних несучих систем металургійних платформ на пневмоколісному та залізничному ході.

При наїзді на нерівності самохідних металургійних платформ на пневмоколісному ході їх несучі системи підлягають закрученню, котре залежить від типу профілів силових елементів. Для дослідження цього питання розглянута несуча система металургійної платформи на пневмоколісному ході з жорсткою підвіскою, де

поздовжній силовий набір має два варіанта – з відкритим та закритим профілями. Поздовжні силові елементи різних типів мають рівні моменти опору вигину, однакову висоту поперечних перетинів, постійну товщину стінок. Для однозначності відкритий профіль розглядається у вигляді двотавра, закритий - у вигляді прямокутного тонкостінного перетину.

З умови рівності максимальних дотичних напружень отримана товщина стінки рівномірного закритого профілю:

$$\bar{\delta} = \frac{7\delta^2}{3s} + \frac{9lC_m B_w^2}{G} \left(\frac{1}{s^2\delta} - \frac{9}{s^3} \right), \quad (1)$$

де $\bar{\delta}$ - товщина стінки рівномірного закритого профілю, м; δ - товщина відкритого профілю, м; s - довжина контуру поперечного перетину, м; l - половина довжини рами, м; C_m - коефіцієнт радіальної жорсткості шини Н/м; B_w - колія, м; G - модуль пружності другого роду, Па.

Для оцінки конструкцій по металомісткості утворені відношення площ поперечних перетинів рівномірних профілів:

$$\chi = \frac{3\bar{\delta}}{s} + \frac{81lC_m B_w^2}{7G} \left(\frac{1}{s^2\bar{\delta}^2} - \frac{9}{s^3\bar{\delta}} \right), \quad (2)$$

де χ - відношення площ поперечних перетинів закритого та відкритого профілів відповідно.

Результати розрахунку по формулі (2) наведені у таблиці 1, де використаний наступний числовий матеріал: $\delta = 1 \cdot 10^{-2}$, $2 \cdot 10^{-2}$, $3 \cdot 10^{-2}$; $s = 0,6$ м, $1,0$ м, $1,4$ м; $l = 3$ м; $C_m = 1,8 \cdot 10^6$ Н/м, $B_w = 2,4$ м; $G = 0,8 \cdot 10^5$ МПа.

Таблиця 1

$s,$	$\delta,$	$1 \cdot 10^{-2}$	$2 \cdot 10^{-2}$	$3 \cdot 10^{-2}$
	0,6	115,0	23,8	8,4
	1,0	44,4	10,1	4,0
	1,4	23,3	5,5	2,2

Металомісткість дискретних несучих систем металургійних платформ можна оцінювати по загальній площі поперечних перетинів силових елементів. Розглянуто силовий набір, котрий складається з n поздовжніх елементів - балок прямокутного перетину. З умови міцності при вигині отримані розміри перетинів:

$$b \geq \sqrt[3]{6M_n / \alpha^2 n [\sigma]}, \quad (3)$$

де b – ширина поперечного перетину, м; M_n – розрахунковий згинаючий момент, Нм; α – відношення висоти поперечного перетину до ширини; n – кількість поздовжніх силових елементів; $[\sigma]$ – допустиме напруження при вигині, Па.

$$h \geq \alpha \sqrt[3]{6M_n / \alpha^2 n [\sigma]}, \quad (4)$$

де h – висота поперечного перетину, м.

Після введення позначення $\sqrt[3]{6M_n / [\sigma]} = \sqrt{k}$ загальна площа поперечних перетинів дорівнює:

$$F = k \sqrt[3]{n / \alpha} \quad (5)$$

Безрозмірна величина, котра характеризує загальну площу поперечних перетинів силового набору:

$$F/k = \sqrt[3]{n / \alpha} \quad (6)$$

Визначення температури по товщині теплоізоляції настилів металургійних платформ при транспортуванні нагрітих слябів розглядається як задача одностороннього нагріву необмеженої пластини при

крайових умовах першого роду. Розв'язується задача методом кінцевих різниць, для чого теплоізоляція розбивається на n елементарних шарів і розглядається тепловий баланс j -го шару.

Приріст температури j -го шару визначається з виразу:

$$\Delta t_j = \frac{\lambda[(t_{j-1} - t_j) + (t_{j+1} - t_j)]\Delta\tau}{\rho_0 C_0 (\Delta x)^2}, \quad (7)$$

де ρ_0 – густина матеріалу теплоізоляції при початковій температурі, $\text{кг}/\text{м}^3$; C_0 – теплоємність матеріалу теплоізоляції при початковій температурі, $\text{Дж}/\text{кг}\cdot^\circ\text{C}$.

$$t_j(\tau + \Delta\tau) = t_j(\tau) + \Delta t_j \quad (8)$$

Послідовне визначення температури з виразу (8) через відрізки часу $i\Delta\tau$ дозволяє отримати розрахункову криву залежності температури теплоізоляції від часу.

На основі розробленого алгоритму складена програма розрахунку температурних полів теплоізоляції на мові БЕЙСИК, котра реалізована на ЕОМ СМ-1634. Як теплоізоляційний матеріал вжито шлак, у котрого $C=750$ $\text{Дж}/\text{кг}\cdot^\circ\text{C}$, $\rho=500$ $\text{кг}/\text{м}^3$; $\lambda=0,15$ $\text{Вт}/\text{м}\cdot^\circ\text{C}$. Температура нижньої поверхні нагрітого сляба $t_1=700$ $^\circ\text{C}$; товщина шару шлаку $h=0,15$ м, $0,10$ м, $0,05$ м; початкова температура шлаку $t_0=20$ $^\circ\text{C}$; час нагріву шлаку $\tau=0,5$ години. Результати розрахунку наведені у таблиці 2.

Таблиця 2

τ, c	$t_0, ^\circ C$	$t_1, ^\circ C$	h, m	$t_m, ^\circ C$
1800	20	400	0,15	20
			0,10	29
			0,05	54
		700	0,15	20
			0,10	37
			0,05	71

Металомісткість несучих систем металургійних платформ пов'язана з динамікою навантаження, котра у межах поставлених задач характеризується коефіцієнтом динамічності. Силкові елементи несучих систем в основному працюють на вигин, тоді потрібна площина прямокутних поперечних перетинів визначається з умови міцності при вигині:

$$F = \alpha \left(\frac{6M_u}{\alpha[\sigma]} \right)^{2/3} K_d^{2/3}, \quad (9)$$

де F – потрібна площина прямокутного поперечного перетину, m^2 ; $\alpha = b/h$ – відношення основи до висоти поперечного перетину; M_u – згинаючий момент, $H \cdot$; $[\sigma]$ – допустиме напруження при вигині, Па; K_d – коефіцієнт динамічності.

Відношення погонних мас двох силових елементів, працюючих в умовах різної динаміки, дорівнює відношенню площин поперечних перетинів:

$$\frac{q_2}{q_1} = \left(\frac{K_{d2}}{K_{d1}} \right)^{2/3}, \quad (10)$$

де q_1 та q_2 – погонні маси силових елементів, $кг/м$.

У тому випадку, коли $K_{d1} = 1$, що відповідає квазістатичному навантаженню, відношення (10) отримує більш простий вигляд:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = (K_{\theta 2})^{2/3} \quad (11)$$

Для різних профілів, у тому числі прокатних:

$$\frac{W_{u2}}{W_{u1}} = \frac{K_{\theta 2}}{K_{\theta 1}}, \quad (12)$$

де W_{u1} та W_{u2} – моменти опору вигину, задовільняючі умову міцності при коефіцієнтах динамічності $K_{\theta 1}$ та $K_{\theta 2}$, m^3 .

Для порівнювальної оцінки жорсткої та пружної підвісок розглянуто збурений рух самохідної металургійної платформи на пневмоколісному ході. При жорсткій підвісці тільки шини є пружними елементами. Рівняння збуреного руху отримані у формі рівняння Лагранжа другого роду, котрі при умові подвоєних коліс на кожній опорі мають слідуєчий вигляд:

$$m_c \ddot{y} + 8C_{ш} y = 4C_{ш} h_0 \left(\sin \frac{2\pi \nu t}{l_0} + \sin \frac{2\pi(\nu t - 2l)}{l_0} \right), \quad (13)$$

де m_c – загальна маса платформи, кг; $C_{ш}$ – радіальна жорсткість однієї шини, Н/м; h_0 – амплітудне значення апроксимуючої функції нерівностей, м; ν – швидкість руху, м/с; l_0 – довжина синусоїди, апроксимуючої функцію нерівностей, м; t – час, с.

$$J_c \ddot{\phi} + 8C_{ш} l^2 \phi = 4C_{ш} l h_0 \left(\sin \frac{2\pi \nu t}{l_0} - \sin \frac{2\pi(\nu t - 2l)}{l_0} \right), \quad (14)$$

де J_c – загальний момент інерції платформи відносно поперечної горизонтальної осі, котра проходить через центр мас, кг. м².

З рівнянь (13) та (14) отримані власні кругові частоти по узгальнених координатах y та ϕ відповідно:

$$\omega_y = \sqrt{8C_{ш} / m_c}; \quad \omega_\phi = \sqrt{8C_{ш} l^2 / J_c} \quad (15)$$

При умові $J_c = m_c l^2$, $\omega_y = \omega_\varphi = \omega$, і розв'язок рівнянь (13) та (14) має наступний вигляд:

$$y = \frac{4C_{\text{ш}}h_0}{m_c\omega^2\left(1 - \frac{4\pi^2\nu^2}{\omega^2l_0^2}\right)} \sin\left(\frac{2\pi\nu t}{l_0} - \psi_1\right) + \frac{4C_{\text{ш}}h_0}{m_c\omega^2\left(1 - \frac{4\pi^2\nu^2}{\omega^2l_0^2}\right)} \sin\left(\frac{2\pi\nu t}{l_0} - \frac{4\pi l}{l_0} - \psi_2\right), \quad (16)$$

$$\varphi = \frac{4C_{\text{ш}}lh_0}{J_c\omega^2\left(1 - \frac{4\pi^2\nu^2}{\omega^2l_0^2}\right)} \sin\left(\frac{2\pi\nu t}{l_0} - \psi_3\right) + \frac{4C_{\text{ш}}lh_0}{J_c\omega^2\left(1 - \frac{4\pi^2\nu^2}{\omega^2l_0^2}\right)} \sin\left(\frac{2\pi\nu t}{l_0} - \frac{4\pi l}{l_0} - \psi_4\right), \quad (17)$$

де ψ_i – фазові кути вимушених коливань, рад.

Коефіцієнт динамічності реалізується в опорах підвищенням навантажень при русі платформи і для жорсткої підвіски дорівнює:

$$K_d = y_n / y_0 = \left(y_0 + \left| y + l\varphi - h_0 \sin \frac{2\pi\nu t}{l_0} \right| \right) / y_0, \quad (18)$$

де $y_{\text{п}}$ – повний прогин шини, м; y_0 – статичний прогин шини, м.

Для кількісної оцінки динаміки навантаження реальної платформи прийняті наступні вихідні дані: $m_c = 110 \cdot 10^3$ кг; $J_c = 990 \cdot 10^3$ кг·м²; $C_{\text{ш}} = 1,81 \cdot 10^3$ кН/м; $l = 3$ м; $\nu = 10$ км/г = 2,78 м/с, 20 км/г = 5,56 м/с, 30 км/г = 8,34 м/с, 40

км/г=11,1 м/с, 50 км/г=13,9 м/с; $l_0=1,0$ м, 1,5 м, 2,0 м;
 $y_0 = 65 \cdot 10^{-3}$ м.

Програма, що реалізує розрахунок коефіцієнтів динамічності, складена на мові ФОРТРАН, транслятор якого входить до складу ОС ЄС ЕОМ. Друкування результатів відбувалось кожену секунду на протязі 30 с руху машини.

При дослідженні самохідної металургійної платформи з пружною підвіскою для однозначності прийнято, що пружні елементи передньої та задньої підвісок реалізуються чотирма пневмогідравлічними циліндрами на кожний міст. Рівняння збуреного руху виведені у формі рівняння Лагранжа другого роду.

$$\left. \begin{aligned} m_n \ddot{y} + 8C_n y - 4C_n y_1 - 4C_n y_2 &= 0 \\ J_n \ddot{\varphi} + 8C_n l^2 \varphi - 4C_n l y_1 + 4C_n l y_2 &= 0 \\ m_n \ddot{y}_1 + (4C_n + 4C_u) y_1 - 4C_n y - 4C_n l \varphi &= 4C_u h_0 \sin \frac{2\pi \nu t}{l_0} \\ m_n \ddot{y}_2 + (4C_n + 4C_u) y_2 - 4C_n y + 4C_n l \varphi &= 4C_u h_0 \sin \frac{2\pi(\nu t - 2l)}{l_0} \end{aligned} \right\} (19)$$

Розв'язок частотного рівняння системи (19) дає слідуочі власні кругові частоти платформи: $\omega_1=8,82$ с⁻¹; $\omega_2=9,30$ с⁻¹; $\omega_3=\omega_4=52,0$ с⁻¹. Розв'язок системи (19) оснований на алгоритмі Рунге-Кутта, модернізованому Фельбергом. Програма, реалізуюча вказаний алгоритм, складена на мові ФОРТРАН, транслятор якого входить до складу ОС ЄС ЕОМ. Результати фіксувались через кожену секунду на протязі 30 с руху машини. Отриманий розв'язок покладений в основу визначення коефіцієнтів динамічності:

$$K_\phi = y_n / y_0 = (y_0 + |y + l\varphi - y_1|) / y_0 \quad (20)$$

Виключаючи резонансні зони, можна стверджувати, що пружна підвіска суттєво знижує динаміку навантаження і створює умови для зменшення металомісткості несучих систем металургійних платформ у 2-3 рази.

При русі по нерівностях технологічних доріг металургійні платформи навантажуються перемінними силовими факторами, коли мають місце вимушені та пов'язані з ними вільні коливання. Енергія, яку необхідно погасити демпфіруючому пристрою за перший напівперіод коливань:

$$\Delta U = \frac{CA_1^2}{2} \left(1 - e^{-2 \ln \left[\frac{\sigma_r - \sigma_m}{\sigma_r} \right]} \right), \quad (21)$$

де ΔU – втрачена за перший напівперіод енергія, Дж; C – коефіцієнт жорсткості пружного елемента, Н/м; A_1 – амплітуда коливань у першому напівперіоді, м; σ_m – середній рівень напружень, Па; σ_r – межа витривалості елемента конструкції у небезпечному перетині, Па.

Амплітуда коливань A_1 визначається з розв'язання диференціальних рівнянь вимушених коливань, а середній рівень напружень σ_m у небезпечному перетині береться з статичного розрахунку на міцність. По відомій енергії поглинання визначаються параметри демпфіруючих пристроїв металургійних платформ.

Для усунення черезмірних бокових кренів, а також розшатування металургійних платформ у поперечній вертикальній площині прислужують стабілізатори поперечної стійкості. Вибір параметрів стабілізаторів базується на включенні їх у розрахункову схему як

пружних елементів з послідуочим отриманням деяких, наперед заданих власних динамічних характеристик.

Рівняння збуреного руху металургійної платформи отримані у формі рівняння Лагранжа другого роду. Це чотири звичайних диференціальних рівняння, які утворюють дві незалежні системи:

$$\left. \begin{aligned} m_n \ddot{y} + 8C_n y - 8C_n y_1 &= 0 \\ -8C_n y + 2m_n \ddot{y}_1 + (8C_{ш} + 8C_n) y_1 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

$$\left. \begin{aligned} J_{nx} \ddot{\theta} + (2C_n B_n^2 + C_c B_c^2) \theta - (2C_n B_n^2 + C_c B_c^2) \theta_1 &= 0 \\ -(2C_n B_n^2 + C_c B_c^2) \theta + 2J_{nx} \ddot{\theta}_1 + (2C_{ш} B_{ш}^2 + 2C_n B_n^2 + C_c B_c^2) \theta_1 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

де y – вертикальне переміщення підресореної маси, м; y_1 – вертикальне переміщення непідресореної маси, м; θ – кут повороту підресореної маси у поперечній вертикальній площині, рад; θ_1 – кут повороту непідресореної маси у поперечній площині, рад; J_{nx} – момент інерції підресореної маси відносно відповідної поздовжньої осі, кг.м²; J_{nx} – момент інерції непідресореної маси відносно відповідної поздовжньої осі, кг.м²; B – відстань між лівим та правим пружними елементами, м; $B_{ш}$ – колія транспортного засобу, м; B – характерний розмір стабілізатора поперечної стійкості, м, C – коефіцієнт еквівалентної жорсткості стабілізатора поперечної стійкості, Н/м.

У загальному випадку:

$$C_c = E / l_1^2 \left(\frac{l_1}{3J_u} + \frac{l_2(1+\nu)(\cos\alpha)^2}{J_k} \right), \quad (24)$$

де E – модуль пружності першого роду, Па; l_1, l_2 – характерні розміри стабілізатора, м; ν – коефіцієнт Пуассона; J_u – момент інерції

поперечного перетину стабілізатора, m^4 ; J_K – еквівалентний полярний момент інерції поперечного перетину стабілізатора, m^4 .

У випадку круглого поперечного перетину:

$$C_c = Ed^4 / 20l_1^2 \left(\frac{l_1}{3} + \frac{l_2(1+\nu)(\cos\alpha)^2}{2} \right), \quad (25)$$

де d – діаметр поперечного перетину стабілізатора, m .

Після введення позначень: $2J_{nx}J_{nx} = K_1$, $(4J_{nx} + 2J_{nx})C_n B_n^2 + 2J_{nx}C_m B_m^2 = K_2$, $2J_{nx} + J_{nx} = K_3$, $4C_m B_m^2 C_n B_n^2 = K_4$, $2C_m B_m^2 = K_5$ частотне рівняння системи (23) набуває наступного вигляду:

$$K_1(\omega^2)^2 - (K_2 + K_3 C_c B_c^2)\omega^2 + K_4 + K_5 C_c B_c^2 = 0 \quad (26)$$

Добуток $C_c B_c^2$ входить у вигляді параметра в рівняння (26), активно впливає на власні динамічні характеристики системи у поперечних коливаннях і має назву жорсткісного фактору стабілізатора поперечної стійкості. За критерій працездатності металургійних платформ при поперечному розшатуванні приймається непопадання частот асиметричних зовнішніх збурень у 10-відсоткову полосу навколо j -ї власної частоти:

$$1,05\omega_j \leq \Omega_i \leq 0,95\omega_j, \quad (27)$$

де Ω_i – кругова частота зовнішніх збурень, s^{-1} ; ω_j – j -а власна кругова частота, s^{-1} .

Розв'язок рівняння (26) сумісно з умовою (27) визначає раціональні значення жорсткісного фактору $C_c B_c^2$.

Дорезонансна зона:

$$\left. \begin{aligned} 4,44K_1K_3\Omega_1^2 - 4K_1K_5 < 0 \\ C_c B_c^2 \geq \frac{4,93K_1^2\Omega_1^4 - 4,44K_1K_2\Omega_1^2 + 4K_1K_4}{4,44K_1K_3\Omega_1^2 - 4K_1K_5} \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

$$\left. \begin{aligned} 4,44K_1K_3\Omega_1^2 - 4K_1K_5 > 0 \\ C_c B_c^2 \leq \frac{4,93K_1^2\Omega_1^4 - 4,44K_1K_2\Omega_1^2 + 4K_1K_4}{4,44K_1K_3\Omega_1^2 - 4K_1K_5} \end{aligned} \right\} \quad (29)$$

Зарезонансна зона:

$$\left. \begin{aligned} 3,64K_1K_3\Omega_1^2 - 4K_1K_5 < 0 \\ C_c B_c^2 \leq \frac{3,31K_1^2\Omega_1^4 - 3,64K_1K_2\Omega_1^2 + 4K_1K_4}{3,64K_1K_3\Omega_1^2 - 4K_1K_5} \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

$$\left. \begin{aligned} 3,64K_1K_3\Omega_1^2 - 4K_1K_5 > 0 \\ C_c B_c^2 \geq \frac{3,31K_1^2\Omega_1^4 - 3,64K_1K_2\Omega_1^2 + 4K_1K_4}{3,64K_1K_3\Omega_1^2 - 4K_1K_5} \end{aligned} \right\} \quad (31)$$

По раціональних значеннях жорсткісного фактору $C_c B_c^2$ визначається еквівалентна жорсткість, вибираються конструктивні параметри стабілізаторів поперечної стійкості металургійних платформ.

Характерним режимом роботи самохідних металургійних платформ на пневмоколісному ході є рух з вантажом по нерівній дорозі. Рама як плоско-просторова несуча система розподіляється на дві однакові системи у вигляді двохопорних статично визначимих балок, параметри яких визначаються з умови міцності при вигині:

$$W_{II} \geq \frac{k_{\partial I} M_{II}}{[\sigma]}, \quad (32)$$

де W_{II} – момент опору вигинів поперечного перетину поздовжньої балки, m^3 ; $k_{\partial I}$ – коефіцієнт динамічності, що належить першому розрахунковому випадку; M_{II} – згинаючий момент у небезпечному

перетині поздовжньої балки, Н.м; $[\sigma]$ – допустиме напруження при вигині, Па.

При русі металургійних платформ на поворотах, вздовж крутих відкосів на них діють значні бокові навантаження. Найбільша бокова сила має місце у момент перевернення платформи. Цей розрахунковий випадок покладено в основу проектування силових елементів, передаючих бокові навантаження від підвіски до рами несучої системи. Ці силові елементи консольно кріпляться до рами, працюють на вигин, параметри їх визначаються з умови міцності при вигині:

$$W_{\text{и}} \geq \frac{m_c g L_k L_c}{2n H_0 [\sigma]}, \quad (33)$$

де $W_{\text{и}}$ – момент опору вигинів консольних силових елементів у перетинній площині, м^3 ; m_c – маса навантаженої платформи, кг; g – прискорення земного притягання, $\text{м} / \text{с}^2$; L_k – колія платформи, м; L_c – довжина консольного силового елемента, м; n – кількість консольних силових елементів, передаючих бокові навантаження; H_0 – висота центру маси навантаженої металургійної платформи, м.

При блокованому диференціалі ведучого моста реалізується третій розрахунковий випадок: подолання перешкоди з місця наїздом однією колісною опорою при передачі сили тяги діагонально розташованою другою колісною опорою. Розрахункові навантаження мають слідуючий вигляд:

$$F_{\text{хр}} = K_{\partial 3} m_c g f / 4, \quad (34)$$

де $F_{\text{хр}}$ – розрахункова поздовжня сила, діюча на одну колісну опору, Н; $K_{\partial 3}$ – коефіцієнт динамічності, що належить третьому розрахунковому випадку; f – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою

$$F_{zp} = k_{\partial 3} m_c g l_k / 4l, \quad (35)$$

де F_{zp} – розрахункова поперечна сила, діюча на одну колісну опору, Н; l_k – ширина рами, м; l_6 – довжина рами, м.

Цей розрахунковий випадок покладений в основу вибору параметрів поздовжніх і поперечних силових елементів рами проти складання її у своїй площині:

$$W_y \geq \frac{k_{\partial 3} m_c g l_k}{16[\sigma]} \sqrt{1 + \frac{l_k^2}{l_6^2}} \cos\left(\arctg \frac{l_k}{l_6}\right), \quad (36)$$

де W_y – момент опору вигинів поперечних перетинів рами у її площині, M^3 .

Для виявлення зовнішніх навантажень на самохідні металургійні платформи на пневмоколісному ході розглядаються коливання несучих систем платформ, рівняння збуреного руху виводяться у формі рівняння Лагранжа другого роду.

Поздовжня вертикальна площина:

$$(m_k + m_{\partial})\ddot{y} + 4C_3 y = 2C_3(h_1 + h_2) \quad (37)$$

$$(J_k + J_{\partial} + m_k h_c^2)\ddot{\phi} + (4C_3 l^2 + C_x h_b^2)\phi - C_x h_b x = -m_k h_c \dot{v} + 2C_3 l(h_1 - h_2) \quad (38)$$

$$m_{\partial} \ddot{x} + C_x x - C_x h_{\partial} \phi = -m_{\partial} \dot{v} \quad (39)$$

де y – вертикальне переміщення центра маси конструкції, м; ϕ – кут повороту рами у поздовжній вертикальній площині, рад; x – поздовжнє переміщення центра маси двигунної установки у збуреному русі, м; m_k – маса конструкції без двигунної установки, кг; m_{∂} – маса двигунної установки, кг; J_k – момент інерції конструкції без двигунної установки відносно поперечної осі, $kg \cdot m^2$; J_{∂} – момент

інерції двигунної установки відносно поперечної осі, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; h_c – висота розташування центра маси конструкції без двигунної установки, м; h_θ – висота розташування центра маси двигунної установки, м; C_Ω – коефіцієнт еквівалентної радіальної жорсткості однієї колісної опори, $\text{Н}/\text{м}$; C_x – коефіцієнт поздовжньої жорсткості вузлів кріплення двигунної установки, $\text{Н}/\text{м}$; v – швидкість руху платформи, $\text{м}/\text{с}$.

Рівняння (37) незалежне, його розв'язок:

$$y = y_0 \cos \omega_1 t + \frac{\dot{y}_0}{\omega_1} \sin \omega_1 t + \frac{h_0}{\left| 1 - \frac{4\pi^2 v^2}{L^2 \omega_1^2} \right|} \times \left(\sin \left(\frac{2\pi v t}{L} - \psi \right) + \sin \left(\frac{2\pi(vt - 2l)}{L} - \psi \right) \right), \quad (40)$$

де y_0, \dot{y}_0 – початкові умови, м, $\text{м}/\text{с}$; h_0 – амплітудне значення середньостатистичної нерівності, м; L – довжина апроксимуючої синусоїди, м; ψ – фазовий кут, рад.

$$\omega_1 = \sqrt{4C_\Omega / (m_k + m_\theta)}, \quad (41)$$

де ω_1 – власна кругова частота, с^{-1} .

Рівняння (38) та (39) утворюють систему:

$$\left. \begin{aligned} a_{1\phi} \ddot{\phi} + c_{1\phi} \dot{\phi} + c_{1x} x &= A + B \sin \Omega t + C \sin(\Omega t - \psi) \\ c_{2\phi} \dot{\phi} + a_{2x} \ddot{x} + c_{2x} x &= D \end{aligned} \right\}, \quad (42)$$

де $a_{1\phi} = J_k + J_\theta + m_k h_c^2$; $c_{1\phi} = 4C_\Omega l^2 + C_x h_\theta^2$; $c_{1x} = -C_x h_\theta$;
 $c_{2\phi} = -C_x h_\theta$; $a_{2x} = m_\theta$; $c_{2x} = C_x$; $A = -m_k h_c \dot{v}$; $B = 2C_\Omega l h_0$;
 $C = -2C_\Omega l h_0$; $D = -m_\theta \dot{v}$

Розв'язок системи (42):

$$\left. \begin{aligned} \varphi &= C_2 \sin \Omega t + C_4 \sin(\Omega t - \psi) + C_5 \\ x &= C_7 \sin \Omega t + C_9 \sin(\Omega t - \psi) + C_{10} \end{aligned} \right\}, \quad (43)$$

де $C_1 = C_3 = C_6 = C_8 = 0$

$$C_2 = B(c_{2x} - \Omega^2 a_{2x}) / ((c_{1\varphi} - \Omega^2 a_{1\varphi})(c_{2x} - \Omega^2 a_{2x}) - c_{2\varphi} c_{1x})$$

$$C_4 = C(c_{2x} - \Omega^2 a_{2x}) / ((c_{1\varphi} - \Omega^2 a_{1\varphi})(c_{2x} - \Omega^2 a_{2x}) - c_{2\varphi} c_{1x})$$

$$C_7 = -B c_{2\varphi} / ((c_{1\varphi} - \Omega^2 a_{1\varphi})(c_{2x} - \Omega^2 a_{2x}) - c_{2\varphi} c_{1x})$$

$$C_9 = -C c_{2\varphi} / ((c_{1\varphi} - \Omega^2 a_{1\varphi})(c_{2x} - \Omega^2 a_{2x}) - c_{2\varphi} c_{1x})$$

$$C_5 = (c_{2x} A - c_{1x} D) / (c_{1\varphi} c_{2x} - c_{2\varphi} c_{1x})$$

$$C_{10} = (c_{1\varphi} D - c_{2\varphi} A) / (c_{1\varphi} c_{2x} - c_{2\varphi} c_{1x})$$

Відповідні системі (42) частотне рівняння:

$$a_{1\varphi} a_{2x} (\omega^2)^2 - (a_{1\varphi} c_{2x} + c_{1\varphi} a_{2x}) \omega^2 + c_{2x} (c_{1\varphi} + c_{1x}) = 0 \quad (44)$$

Це бікватратне рівняння, його розв'язок має наступний вигляд:

$$\omega_{2,3} = \left\{ \frac{(a_{1\varphi} c_{2x} + c_{1\varphi} a_{2x}) \mp ((a_{1\varphi} c_{2x} + c_{1\varphi} a_{2x})^2 - 4a_{1\varphi} a_{2x} c_{2x} (c_{1\varphi} + c_{1x}))^{1/2}}{2a_{1\varphi} a_{2x}} \right\}^{1/2} \quad (45)$$

де ω_2, ω_3 – власні кругові частоти несучої системи, c^{-1} .

Поперечна вертикальна площина:

$$m_k + m_\delta) \ddot{y} + 4C_3 y = 2C_3 (h_3 + h_4) \quad (46)$$

$$(J_{k\theta} + J_{\delta\theta} + m_k h_c^2) \ddot{\theta} + (C_3 \ell_k^2 + C_2 h_\delta^2) \theta - C_2 h_\delta z = C_3 \ell_k (h_3 - h_4) \quad (47)$$

$$m_\delta \ddot{z} + C_2 z - C_2 h_\delta \theta = 0 \quad (48)$$

де $J_{k\theta}$ – момент інерції конструкції без двигунної установки відносно

подовжньої осі, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $J_{\delta\theta}$ – момент інерції двигунної установки

відносно поздовжньої осі, кг.м²; h_3, h_4 – підйом правих та лівих коліс на нерівностях дороги, м; C_z – коефіцієнт поперечної жорсткості вузлів кріплення двигунної установки, Н/м.

Рівняння (46) не залежить від рівнянь (47) та (48), до того ж співпадає з рівнянням (37). Тому є можливість скористатися розв'язком (40) та формулою (41). Рівняння (47) та (48) утворюють систему:

$$\left. \begin{aligned} a_{1\theta}\ddot{\theta} + c_{1\theta}\dot{\theta} + c_{1z}z &= A_1 \sin\Omega t + B_1 \sin(\Omega t - \psi) \\ c_{2\theta}\dot{\theta} + a_{2z}\ddot{z} + c_{2z}z &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (49)$$

де $a_{1\theta} = J_{k\theta} + J_{\theta\theta} + m_k h_c^2$; $c_{1\theta} = C_y \ell_k^2 + C_z h_\theta^2$; $c_{1z} = -C_z h_\theta$;
 $c_{2\theta} = -C_z h_\theta$; $a_{2z} = m_\theta$; $c_{2z} = C_z$; $A_1 = C_y \ell_k h_\theta$; $B_1 = -C_y \ell_k h_\theta$

Розв'язок системи (49):

$$\left. \begin{aligned} \theta &= C_{12} \sin\Omega t + C_{14} \sin(\Omega t - \psi) \\ z &= C_{16} \sin\Omega t + C_{18} \sin(\Omega t - \psi) \end{aligned} \right\}, \quad (50)$$

де $C_{11} = C_{13} = C_{15} = C_{17} = 0$

$$C_{12} = A_1 (c_{2z} - \Omega^2 a_{2z}) / ((c_{1\theta} - \Omega^2 a_{1\theta})(c_{2z} - \Omega^2 a_{2z}) - c_{2\theta} c_{1z})$$

$$C_{14} = B_1 (c_{2z} - \Omega^2 a_{2z}) / ((c_{1\theta} - \Omega^2 a_{1\theta})(c_{2z} - \Omega^2 a_{2z}) - c_{2\theta} c_{1z})$$

$$C_{16} = -A_1 c_{2\theta} / ((c_{1\theta} - \Omega^2 a_{1\theta})(c_{2z} - \Omega^2 a_{2z}) - c_{2\theta} c_{1z})$$

$$C_{18} = -B_1 c_{2\theta} / ((c_{1\theta} - \Omega^2 a_{1\theta})(c_{2z} - \Omega^2 a_{2z}) - c_{2\theta} c_{1z})$$

Відповідне системі (49) частотне рівняння:

$$a_{1\theta} a_{2z} (\omega^2)^2 - (a_{1\theta} c_{2z} + c_{1\theta} a_{2z}) \omega^2 + c_{2z} (c_{1\theta} + c_{1z}) = 0 \quad (51)$$

Це бікватратне рівняння, його розв'язок має наступний вигляд:

$$\omega_{4,5} = \left\{ \left[(a_{1\theta} c_{2z} + c_{1\theta} a_{2z}) \mp \left((a_{1\theta} c_{2z} + c_{1\theta} a_{2z})^2 - \right. \right. \right.$$

$$-4a_{1\theta}a_{2z}c_{2z}(c_{1\theta} + c_{1z})^{1/2} / 2a_{1\theta}a_{2z} \}^{1/2}, \quad (52)$$

де ω_4, ω_5 – власні кругові частоти несучої системи, c^{-1} .

Площина руху металургійної платформи:

$$J_{ky}\ddot{\alpha} + (4nC_{mz}l^2 + C_\alpha)\alpha - C_\alpha\beta = M_0 \sin \Omega t \quad (53)$$

$$-C_\alpha\alpha + J_{dy}\ddot{\beta} + C_\alpha\beta = 0, \quad (54)$$

де J_{ky} – момент інерції конструкції без двигунної установки відносно нормалі до площини руху, котра проходить через центр маси конструкції, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; J_{dy} – момент інерції двигунної установки відносно нормалі до площини руху, котра проходить через власний центр маси, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; n – кількість коліс в опорі; C_{mz} – коефіцієнт поперечної жорсткості однієї шини, $\text{Н}/\text{м}$; C_α – коефіцієнт крутильної жорсткості системи підвішування двигунної установки, $\text{Н}\cdot\text{м}$; M_0 – амплітудне значення збурюючого моменту, $\text{Н}\cdot\text{м}$.

Рівняння (53) та (54) утворюють систему:

$$\left. \begin{aligned} a_{1\alpha}\ddot{\alpha} + c_{1\alpha}\alpha + c_{1\beta}\beta &= M_0 \sin \Omega t \\ c_{2\alpha}\alpha + a_{2\beta}\ddot{\beta} + c_{2\beta}\beta &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (55)$$

де $a_{1\alpha} = J_{ky}$; $c_{1\alpha} = 4n C_{mz} l^2 + C_\alpha$; $c_{1\beta} = -C_\alpha$; $c_{2\alpha} = -C_\alpha$; $a_{2\beta} = J_{dy}$; $c_{2\beta} = C_\alpha$.

Розв'язок системи (55):

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= C_{20} \sin \Omega t \\ \beta &= C_{22} \sin \Omega t \end{aligned} \right\}, \quad (56)$$

де $C_{19} = C_{21} = 0$;

$$C_{20} = M_0 (c_{2\beta} - \Omega^2 a_{2\beta}) / ((c_{1\alpha} - \Omega^2 a_{1\alpha})(c_{2\beta} - \Omega^2 a_{2\beta}) - c_{2\alpha} c_{1\beta})$$

$$C_{22} = -M_0 c_{2\alpha} / ((c_{1\alpha} - \Omega^2 a_{1\alpha})(c_{2\beta} - \Omega^2 a_{2\beta}) - c_{2\alpha} c_{1\beta})$$

Відповідне системі (55) частотне рівняння:

$$a_{1\alpha} a_{2\beta} (\omega^2)^2 - (a_{1\alpha} c_{2\beta} + a_{2\beta} c_{2\beta} + (c_{1\alpha} - c_{2\beta}) a_{2\beta}) \omega^2 + (c_{1\alpha} - c_{2\beta}) c_{2\beta} = 0 \quad (57)$$

Це біквадратне рівняння, його розв'язок має наступний вигляд:

$$\omega_{6,7} = \left\{ \left[(a_{1\alpha} c_{2\beta} + c_{2\beta} a_{2\beta} + (c_{1\alpha} - c_{2\beta}) a_{2\beta}) \mp \left((a_{1\alpha} c_{2\beta} + c_{2\beta} a_{2\beta} + (c_{1\alpha} - c_{2\beta}) a_{2\beta})^2 - 4 a_{1\alpha} a_{2\beta} c_{2\beta} (c_{1\alpha} - c_{2\beta}) \right)^{1/2} \right] / 2 a_{1\alpha} a_{2\beta} \right\}^{1/2}, \quad (58)$$

де ω_6, ω_7 – власні кругові частоти несучої системи, c^{-1} .

Отримані розв'язки диференціальних рівнянь збуреного руху використовуються для визначення зовнішніх навантажень та розрахунків на міцність основних силових елементів несучих систем. Зусилля у підвісці при наявності поздовжніх збурень розраховуються за формулою, отриманою за допомогою виразів (40) та (43):

$$N = C_3 \left\{ y_c + h_0 \left[\sin(\Omega t - \psi) + \sin(\Omega t - \psi_1) \right] / \left| 1 - \frac{\Omega^2}{\omega_1^2} \right| + \right. \\ \left. + \ell \left[C_2 \sin \Omega t + C_4 \sin(\Omega t - \psi_2) + C_5 \right] \right\}, \quad (59)$$

де N – зусилля у підвісці, H ; y_c – статичний прогин підвіски, м.

Зусилля у підвісці при наявності поперечних збурень розраховуються за формулою, отриманою за допомогою виразів (40) та (50):

$$N = C_3 \left\{ y_c + h_0 \left[\sin(\Omega t - \psi) + \sin(\Omega t - \psi_1) \right] / \left| 1 - \frac{\Omega^2}{\omega_1^2} \right| + \right. \\ \left. + \frac{\ell_k}{2} \left[C_{12} \sin \Omega t + C_{14} \sin(\Omega t - \psi_3) \right] \right\} \quad (60)$$

На несучу конструкцію двигунної установки діють поздовжні та поперечні навантаження, котрі визначаються за допомогою виразів (43) та (50):

$$N_{\partial x} = C_x (C_7 \sin \Omega t + C_9 \sin(\Omega t - \psi) + C_{10}), \quad (61)$$

де $N_{\partial x}$ – поздовжнє зусилля, діюче на двигунну установку, Н.

$$N_{\partial z} = C_z (C_{16} \sin \Omega t + C_{18} \sin(\Omega t - \psi)), \quad (62)$$

де $N_{\partial z}$ – поперечне зусилля, діюче на двигунну установку, Н.

Якщо несуча конструкція двигунної установки вписується в розрахункову схему чотирьох консольно закріплених штанг, то ці силові елементи є під впливом складного вигину і повинні задовольняти слідуючій умові міцності:

$$\sigma = \frac{C_x(C_7 + C_9 + C_{10})\ell_{\partial}}{4W_z} + \frac{C_z(C_{16} + C_{18})\ell_{\partial}}{4W_x} \leq [\sigma], \quad (63)$$

де σ – розрахункове напруження, Па; W_z , W_x – моменти опору вигину штанг у поздовжній та поперечній площинах відповідно, м³; ℓ_{∂} – довжина штанги, м; $[\sigma]$ – допустиме напруження, Па.

Основним джерелом коливань несучих систем металургійних платформ є нерівності доріг. Вимушені коливання характеризуються коефіцієнтом динамічності. Приймаючи розрахунковий k_{∂} , рівний 1.5, враховуючи наявність резонансних зон, для кожної власної частоти ω_i є можливість отримати по два рівняння:

$$1 - \frac{4\pi^2 v_{\pm}^2}{L^2 \omega_i^2} = \frac{2}{3}, \quad (64)$$

де v_{\pm} – межа швидкості руху в дорезонансній зоні, м/с.

$$\frac{4\pi^2 v_+^2}{L^2 \omega_i^2} - 1 = \frac{2}{3}, \quad (65)$$

де v_+ – межа швидкості руху в резонансній зоні, м/с.

Після розв'язання рівнянь (64) та (65) отримані наступні значення швидкостей:

$$v_- = \frac{\sqrt{3L\omega_i}}{6\pi} \quad (66) \quad v_+ = \frac{\sqrt{15L\omega_i}}{6\pi} \quad (67)$$

З виразів (66) та (67) слідує, що при $v \leq v_-$, $v \geq v_+$ коефіцієнт динамічності по відповідних узагальнених координатах не буде перевищувати 1.5. У даному разі отримано 7 власних частот несучої системи, і загальна умова для швидкості руху має наступний вигляд:

$$v_{+\max} \leq v \leq v_{-\min}, \quad (68)$$

де $v_{+\max}$ – найбільше значення швидкості з числа отриманих за формулою (67) при $i=1, \dots, 7$; $v_{-\min}$ – найменше значення швидкості з числа отриманих за формулою (66) при $i=1, \dots, 7$.

Рівняння (64) та (65) можуть бути використані для впливу на власні динамічні характеристики несучих систем металургійних платформ при розробці нових конструкцій, коли по відомих зовнішніх характеристиках руху належить визначити певні власні частоти.

На базі проведених теоретичних досліджень в ЦПКТБ трансформет (м. Маріуполь), розроблений, на заводі "Авторемгормаш" (м. Белгород) виготовлений дослідний зразок самохідної металургійної платформи на пневмоколісному ході – автослябовоз АСВ-70 вантажопідйомністю 70 тонн, котрий був випробований з метою перевірки на адекватність деяких наукових поло-

жень, а також отримання висновків щодо його експлуатаційної придатності. Експериментальні дослідження були проведені на Західно-Сибірському металургійному комбінаті (м. Новокузнецьк).

В основу температурних замірів покладений термоелектронний принцип, котрий реалізовано застосуванням термоелектричних цифрових термометрів ТТЦ-1. Заміри температур настилу платформи проводились через півгодини після навантаження сляба $9500 \times 1550 \times 250$ при температурах його нижньої поверхні $t_1=400^0\text{C}$ та 700^0C , товщинах теплоізоляційного шару шлаку $h=0,15$ м, $0,10$ м, $0,05$ м у 15 точках. Середні значення температур t_3 в трьох точках центральної зони настилу приймалися за критерій оцінки на адекватність математичної моделі, розбіжність не перевищує 17.1%.

В основу визначення коефіцієнтів динамічності покладений однозначний зв'язок між напруженнями в конструкції та зовнішнім навантаженням. Відповідно з таким уявленням коефіцієнта динамічності визначаються напруження у характерних перетинах несучої системи автослябовоза у статиці - при навантаженні слябів та в динаміці - при русі по нерівностях технологічних доріг. В основу замірів напружень покладений тензометричний метод з застосуванням стандартної апаратури: підсилювач Топаз-3, осцилограф К-12-22. Розбіжність визначення коефіцієнтів динамічності по математичній моделі пружної підвіски не перевищує 8,2%, жорсткої підвіски - 26,3%.

Для перевірки міцності та оцінки практичної придатності автослябовоза АСВ-70 проведені випробування на міцність дослідного зразка. Отримані максимальні напруження ($\sigma_{\max}=218$ МПа; $\tau_{\max}=101$ МПа) не перевищують допустимих значень для сталі

10ХСНД, ГОСТ 5058-65, з котрої виготовлені основні силові елементи несучої системи. Експлуатація дослідного зразка у технологічній лінії Західно-Сибірського металургійного комбінату продемонструвала працездатність та повну цільову придатність автослябовоза АСВ-70.

При визначенні параметрів монолітних несучих систем виникають складні проблеми розрахунку підкріплених плит, тому виникає необхідність вибору коректної схематизації, котра дозволяє перейти від підкріплених плит до більш простих розрахункових об'єктів. У цьому зв'язку проведений пошук розрахункових схем, найбільш суттєво описуючих монолітні несучі системи. Дослідження виконані на прикладі несучої системи типової металургійної платформи ПМ-180-5500/1520У вантажопідйомністю 180 тонн.

У числі апроксимуючих розрахункових схем прийняті такі:

- 1) одновісна система типу двохопорної статично визначимої балки;
- 2) одновісна система типу двохопорної статично невизначимої балки;
- 3) плоско-просторова зовнішньо статично визначима система;
- 4) плоско-просторова зовнішньо статично невизначима система;
- 5) плоско-просторова система зі статично визначимою периферійною частиною;
- 6) плоско-просторова система з центральним силовим елементом типу статично визначимої двохопорної балки;
- 7) плоско-просторова система з центральним силовим елементом типу статично невизначимої двохопорної балки.

Побудовані епюри згинаючих та крутячих моментів для 7 розрахункових схем, підраховані напруження у 12 характерних точках несучої системи.

При перевірці на адекватність експериментальному дослідженню підлягала металургійна платформа, навантажена виливницями загальною масою 160 тонн; напруження фіксувались у відомих 12 точ-

ках несучої системи. Найбільш точно описують несучу систему четверта, п'ята та шоста розрахункові схеми, розходження не перевищує 14.9 %. Для практичного використання можна рекомендувати п'яту розрахункову схему, яка має статично визначиму периферійну частину і тому більш просту.

При визначенні динаміки навантаження напруження фіксувались у характерних точках несучої системи в умовах експлуатації навантаженої платформи. За результатами проведених замірів при визначенні розрахункових навантажень можна рекомендувати коефіцієнт динамічності $K_d=1.3$.

Заміри температур проводились у чотирьох точках нижньої поверхні та в чотирьох точках верхньої поверхні настилу платформи під центрами піддонів з виливницями на протязі 6 годин через кожну годину. Доступ до верхньої поверхні має місце через просвердлений отвір. Заміри температур продемонстрували, що на протязі 6 годин нагрівання настилу максимальна температура не перевищує $219\text{ }^{\circ}\text{C}$, при котрій механічні характеристики сталі змінюються несуттєво, а перепад температур по висоті не перевищує $8\text{ }^{\circ}\text{C}$, що практично свідчить про рівномірність нагріву настилу металургійних платформ.

На шляху стрижневої апроксимації несучих систем розглянути декілька варіантів конструкцій платформ. 1) Несуча система складається з центральної поздовжньої балки, котра спирається на підсилення у зоні п'ятникових вузлів, та двох периферійних поздовжніх балок, формуючих зовнішній контур платформи. Периферійні балки спираються на поперечно розташовані кінцеві силові елементи. 2) Несуча система складається з двох поздовжніх балок, розташованих таким чином, що центри мас піддонів з виливницями

та центри мас поперечних перетинів балок знаходяться в одній вертикальній площині. Поздовжні балки спираються на шкворневі балки. 3) Несуча система складається з хребтової балки та кількох поперечних балок, розташованих з кроком, рівним поздовжньому габариту піддонів. 4) Несуча система має центральну частину, складену з двох рознесених балок, котрі спираються на підсилення у зоні п'ятникових вузлів. Периферійні зони мають по одній поздовжній балці, котрі спираються на поперечні кінцеві силові елементи.

Для кожної розрахункової схеми побудовані епюри згинаючих моментів, прийняті прямокутні поперечні перетини силових елементів. З умови міцності при вигині визначені параметри перетинів, підраховані маси розглянутих варіантів несучих систем:

$$m_1 = \frac{216\rho ql^3}{h[\sigma]} \quad (69) \quad m_2 = \frac{60\rho ql^3}{h[\sigma]} \quad (70)$$

$$m_3 = \frac{66\rho ql^3}{h[\sigma]} \quad (71) \quad m_4 = \frac{156\rho ql^3}{h[\sigma]}, \quad (72)$$

де m_i – маса i -го типу несучої системи, кг; ρ – густина матеріалу силових елементів, кг/м³; q – погонне навантаження, Н/м; l – базовий розмір несучої системи, м; h – висота поперечних перетинів силових елементів, м; $[\sigma]$ – допустиме напруження при вигині, Па.

В результаті проведених теоретичних та експериментальних досліджень розроблені методичні основи проектування несучих систем платформ, в тому числі методики, алгоритми, програми машинних розрахунків при проведенні проектувальних та перевірочних розрахунків на міцність традиційних та перспективних несучих систем металургійних платформ на пневмоколісному та залізничному ходу. Розроблені автором методики проектування несучих систем

металургійних платформ на пневмоколісному и залізничному ході прийняті в Державному спеціальному конструкторсько-технологічному бюро транспорту металургії (ДСКТБТрансмет), м. Маріуполь. Розрахунковий економічний ефект від впровадження цих методик у практику проектування складає 1,5 млн. карбованців у цінах 1992 року.

Висновок

В результаті теоретичних та експериментальних досліджень, проведених у дисертаційній роботі, одержано розв'язання актуальної наукової проблеми обґрунтування нових технічних рішень при проектуванні та створенні несучих систем металургійних платформ на пневмоколісному та залізничному ході, котрі враховують особливості компоновки, формування зовнішніх навантажень, напружено-деформованого стану основних силових елементів, що сприяє створенню раціональних конструкцій, зниженню металомісткості, підвищенню продуктивності; отримані наступні наукові та практичні результати:

1. Встановлено, що тип профілів силових елементів несучих систем металургійних платформ на пневмоколісному ході однозначно впливає на металомісткість конструкцій; застосування відкритих профілів зменшує металомісткість рам більше ніж у два рази.
2. При проектуванні дискретних несучих систем металургійних платформ у цілях зменшення металомісткості та створення раціональних конструкцій слід приймати один чи два поздовжніх силових елемента.
3. Одержані залежності між коефіцієнтами динамічності та параметрами силових елементів дискретних несучих систем металургійних платформ, визначаючими металомісткість конструкцій.

4. Встановлено, що застосування пружної підвіски для платформ на пневмоколісному ході дозволяє зменшити металомісткість несучих конструкцій у 2-3 рази; тому при виборі підвіски металургійних платформ на пневмоколісному ході належить віддати перевагу пружній підвісці.

5. Отримані залежності, дозволяючі вибирати параметри демпфіруючих пристроїв пружної підвіски металургійних платформ, забезпечуючих відомий ресурс несучих конструкцій.

6. Встановлений вплив стабілізаторів поперечної стійкості на кутові коливання металургійних платформ у поперечній вертикальній площині і в цьому зв'язку розроблена методика вибору параметрів стабілізаторів по динамічному критерію.

7. Розроблена математична модель формування зовнішніх навантажень на несучі системи самохідних металургійних платформ на пневмоколісному ході, яка базується на характерних режимах руху з урахуванням коливань конструкцій; в тому числі виведені диференціальні рівняння збуреного руху таких платформ, із котрих отримані математичні залежності між параметрами несучих систем самохідних металургійних платформ на пневмоколісному ході, мікропрофілем дорожнього покриття та швидкістю руху.

8. Розроблена математична модель теплофізичного процесу, який відбувається в шарі теплоізоляції настилу металургійних платформ, транспортуючих сляби та виливниці, котра дозволяє чисельним методом визначати температуру настилу та варіювати параметрами теплоізоляції.

9. Виконаний пошук і знайдені розрахункові схеми плоскопросторових рамних систем, найбільш досконало ідентифікуючих

роботу підкріплених плит монолітних несучих систем металургійних платформ на залізничному ходу.

10. Розроблені методичні основи проектування дискретних та монолітних несучих систем металургійних платформ на пневмоколісному та залізничному ходу, котрі забезпечують створення раціональних за металомісткістю конструкцій.

11. Результати дисертаційної роботи досить універсальні, використані при виборі несучих систем, розробці конструкцій, проектуванні, виготовленні та дослідженнях більш ніж 30 металургійних та рудникових транспортних засобів на пневмоколісному та залізничному ходу.

Основні положення дисертації опубліковані в слідуючих роботах:

Монографії

1. Бейгул О. А. Динамика и прочность самоходных платформ на пневмоколёсном ходу. – К. :Институт методики и содержания обучения МОУ, 1996. - 138 с., ил. - ISBN5-7763-2670-2.
2. Бейгул О.А. Методические основы проектирования несущих систем самоходных платформ на пневмоколёсном ходу. –Моногр. деп. в ГНТБ Украины 05.05.95.–№975.–Ук95.–7 п.л., ил.
3. Бейгул О. А., Лепа И. И. Расчёты на прочность металлургических платформ.– Моногр. деп. в ГНТБ Украины 05.05.95.– №974.–Ук95.–8 п.л., ил.
4. Бейгул О. А., Лепетова А. Л. Расчёт и проектирование несущих систем порталных транспортирующих машин.– Моногр. деп. в ГНТБ Украины 05.05.95.– №976.–Ук95.–7 п.л., ил.

5. Бейгул О. А., Лепа И. И., Лепетова А. Л. Григорьев В. Е. Расчеты на прочность карьерных автомобилей - буксировщиков. Моногр. деп. в Укр ИНТЭИ 18.10.96.- №42.- Ук 96.- 5 п. л., ил.

Статті, тези доповідей на конференціях

1. Бейгул О. А., Добрик А. В., Бабей Ю. И. Оценка остаточных напряжений, возникающих при поверхностном пластическом деформировании. - В ж.: Физико-химическая механика материалов. - Львов: Наукова думка. - 1989. - №3. - с. 92-95.

2. Кучеренко В.Ф., Бейгул О.А., Лескевич В.И., Мойсенко И.И. К вопросу повышения долговечности пневмо-гидравлических подвесок автомобилей БелАЗ-548. - В сб.: Металлургическое машиностроение и ремонт оборудования. - 1974. - №4. - с.21-22.

3. Кучеренко В. Ф., Бейгул О. А., Щербинская Г. А. Обеспечение долговечности и надёжности несущих конструкций порталных автомобилей на стадии проектирования // Тез. докл. на Всесоюзной конференции /Повышение долговечности и надёжности машин и приборов. - Куйбышев: КПИ. - 1981. - с. 217-218.

4. Бейгул О.А., Иолис А. И., Кауров В. В., Щербинская Г. А. Повышение надёжности рам металлургических платформ новой конструкции // Тез. докл. на Респ. науч.-техн. конф./ Теория и практика, надёжность и качество изделий машиностроительных предприятий. - Краматорск. - 1990. - с. 22-23.

5. Кучеренко В. Ф., Бейгул О. А., Щербинская Г. А. К выбору амортизаторов подвески транспортирующих машин с учётом явлений усталости несущих конструкций. - Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш, №780: Указатель ВИНТИ "Депонированные рукописи". - М.: 1981. - №12 (122). - с. 117.

6. Кучеренко В. Ф., Бейгул О. А., Щербинская Г. А. Возмущенное движение специальных транспортирующих машин в поперечной вертикальной плоскости. – Деп. В ЦНИИТЭИтяжмаш, №958 тм-Д82: Указатель ВИНИТИ "Депонированные рукописи". – М.: 1982. – №10 (132). – с. 84.

7. Кучеренко В. Ф., Бейгул О. А., Щербинская Г. А. К расчёту продольных колебаний транспортирующих машин порталного типа. – Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш, N 959тм-Д82: Указатель ВИНИТИ "Депонированные рукописи". – М.: 1982. – № 10 (132). – с.84.

8. Бейгул О.А., Ильченко Н.Г. Расчетно-конструктивное обоснование параметров продольных и поперечных балок рамы тягового агрегата. – Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш, № 1278 тм – Д84 : Указатель ВИНИТИ "Депонированные научные работы", – М.: 1984. – № 9(155). – с.93.

9. Бейгул О.А., Бобров В.В., Ильченко Н.Г., Животова Т.Н. Экспериментальные исследования прочности облегченных рам тяговых агрегатов. – Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш, № 1279 тм – Д84 : Указатель ВИНИТИ "Депонированные научные работы". – М.: 1984. – № 9(155). – с.93.

10. Бейгул О.А., Леёпа И.И. Оценка прочности поперечных сечений полой вагонной оси в зависимости от их геометрии. – Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш, № 1665 тм – Д84 : Указатель ВИНИТИ "Депонированные научные работы". – М.: 1986. – № 10(180). – с.131.

11. Бейгул О.А., Леёпа И.И., Лепетова А.Л. О влиянии дисбаланса полых вагонных осей на нагружение основания железнодорожного пути. – Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш, № 1699 тм – Д84 : Указатель ВИНИТИ "Депонированные научные работы". – М.: 1986. – № 11(181). – с.131.

12. Бейгул О.А., Лебедев Г.Е., Лепетова А.Л. О линейризации упругих характеристик пневмо-гидравлических цилиндров. Деп. в ЦНИИТЭИавтопром, № 1816-ап88 : Указатель ВИНТИ "Депонированные научные работы". – М.: 1989.–№ 7(213).–с.97.

13. Бейгул О.А., Лебедев Г.Е., Лепетова А.Л. О выборе количества продольных силовых элементов грузовых платформ технологического спецавтотранспорта. – Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш, № 298-тм88: Указатель ВИНТИ "Депонированные научные работы". – М.: 1989.–№ 4(210).–с.146.

14. Бейгул О.А., Лебедев Г.Е., Лепетова А.Л. Динамический аспект выбора параметров стабилизатора поперечной устойчивости автослябовоза вагонной компоновки.– Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш, № 299-тм88: Указатель ВИНТИ "Депонированные научные работы". – М.: 1989.–№ 4(210).–с.146.

15. Бейгул О.А., Лебедев Г.Е., Лепетова А.Л. Влияние типа подвески автослябовоза вагонной компоновки на динамику нагружения.– Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш, № 300-тм88: Указатель ВИНТИ "Депонированные научные работы". – М.: 1989.–№ 4(210).–с.147.

16. Бейгул О.А., Лебедев Г.Е., Лепетова А.Л. Выбор типа профилей продольных силовых элементов несущей конструкции автослябовоза вагонной компоновки. – Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш, № 301-тм88: Указатель ВИНТИ "Депонированные научные работы". – М.: 1989.–№ 4(210).–с.147.

17. Бейгул О.А., Долгополов И. С., Лебедев Г.Е., Лепетова А.Л. Исследование температурных полей и выбор параметров теплозащиты платформ автослябовозов. – Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш, № 302-тм88: Указатель ВИНТИ "Депонированные научные работы". – М.: 1989.–№ 4(210).–с.147.

18. Бейгул О.А., Лебедев Г.Е., Лепетова А.Л. О связи металлоемкости несущей конструкции с динамикой нагружения. – Деп. в ЦНИИТЭИтяжмаш, № 303-тм88: Указатель ВИНТИ "Депонированные научные работы". – М.: 1989.–№ 4(210).–с.147.

Особистий внесок автора в основних роботах, опублікованих у співавторстві: у монографії [3] особисто автором написані глави 1,3, глави 2,4- спільно; у монографії [4] особисто автором написана глава 3, глави 1,2,4, -спільно. В інших роботах внесок співавторів рівнозначний.

Abstract

Beygul O. A. Scientific basis of designing of load-carrying systems in metallurgical trucks on pneumatic and railroad wheels: Dissertation for academic degree of Doctor of technical science in speciality 05.16.08 –Machines and units of metallurgical,05.15.16– Mining machines. –The State Metallurgical Academy of Ukraine.– Dnipropetrovsk, 1996.

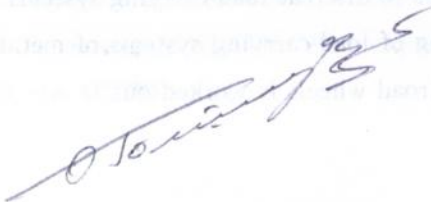
The general problems of designing of load-carrying systems in metallurgical transport are solved. Mathematical model of forming external loads on carrying constructions of selfmotional metallurgical trucks on pneumatic wheels is worked out. Experimental testing of the special metallurgical truck is conducted. Analysis of design schemes of continuous load-carrying constructions and experimental testings of metallurgical trucks on railroad are carried out. Analysis of modern constructions from continuous to discreat load-carrying systems is done. Methodical basis of designing of load-carrying systems of metallurgical trucks on pneumatic and railroad wheels is worked out.

Аннотация

Бейгул О. А. Научное обоснование проектирования несущих систем металлургических платформ на пневмоколесном и железнодорожном ходу: Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальностям: 05.16.08 - Машины и агрегаты металлургического производства, 05.15.16-Горные машины. - Государственная металлургическая академия Украины. - Днепропетровск, 1996.

Решены общие задачи проектирования несущих систем металлургических транспортных средств. Разработана математическая модель формирования внешних нагрузок на несущие системы самоходных металлургических платформ на пневмоколесном ходу. Экспериментально исследован автослябовоз. Проведен поиск расчетных схем, которые описывают монолитные несущие системы металлургических платформ на железнодорожном ходу. Экспериментально исследованы такие металлургические платформы. Проведен поиск новых конструктивных форм на пути от монолитных к дискретным несущим системам. Разработаны методические основы проектирования несущих систем металлургических платформ на пневмоколесном и железнодорожном ходу.

Ключевые слова: металлургия, несущие системы, транспортные средства, платформа, мощность, динамика, колебания, изгиб, кручение, напряжение.



Підписано до друку 25.12.96. Обсяг 2 друк.арк.
Замовлення № 555, тираж 120 прим. Безкоштовно

Ксерокс Дніпродзержинського державного технічного університету.
322618, м.Дніпродзержинськ, вул. Дніпробудівська, 2.

435956

AB 37.402