

Техніка Будівництва



12, 2002

Техніка Будівництва



Науково-технічний журнал

№12, 2002

УДК 623.413:625.7:69.002

**ТЕХНІКА
БУДІВНИЦТВА**

Науково-технічний журнал
12 '2002

Видається з 1997р. двічі на рік
Свідоцтво про державну реєстрацію КВ №1250 від 17.02.95 р.

Засновники: Академія будівництва України,
Київський національний університет будівництва і архітектури

Редакційна колегія:

Назаренко І.І., д-р техн. наук (головний редактор)
Андріяннов В.П.; Антонюк А.С., канд. техн. наук; Бойко І.П., д-р техн. наук;
Баладінський В.Л., д-р техн. наук; Барашиков А.Я., д-р техн. наук;
Войтенко С.П., д-р техн. наук; Гвоздь О.О.; Гончаренко Д.Ф., д-р техн. наук;
Гречанінов В.П., Григоровський Є.П., д-р техн. наук; Гулеватий С.І., канд. техн. наук;
Злобін Г.К.; Клименко М.О. (відповідальний секретар); Кривенко П.В., д-р техн. наук;
Лівінський О.М., д-р техн. наук; Лимаренко В.О., канд. техн. наук;
Ловейкін В.С., д-р техн. наук; Муляр Л.Х., канд. арх., Олійник О.Я., д-р техн. наук;
Пермяков В.О., д-р техн. наук; Проценко К.І., Рунова Р.Ф., д-р техн. наук;
Сівко В.Й., д-р техн. наук; Смірнов В.М., канд. техн. наук (заст. головного редактора);
Сукач М.К., канд. техн. наук; Хмара Л.А., д-р техн. наук; Черненко В.К., д-р техн. наук

Рекомендовано до друку Вченою радою
Київського національного університету будівництва і архітектури
Протокол № 37 від 7.02.2003 р.

Редактор Баранов Ю.О.
Технічний редактор Свідерський А.Т.
Комп'ютерна верстка Клименко М.О.
Коректор Крашевська Л.Г.

Мова видання: українська і російська

© Техніка будівництва, 2002

ЗМІСТ

Злобін Г.К. Академії будівництва України – 10 років. Минуле. Шляхи розвитку. Здобутки і перспективи	4
Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г. Динамічні навантаження у нелінійно-пружних елементах механізму підйому вантажу мостових кранів на стадії їх пуску.....	8
Радкевич А.В., Щока І.М., Бондаренко Л.М. Монтаж і демонтаж високих опор у надзвичайних ситуаціях методом вібрації.....	16
Меграбян Х.А. Вібров'язкість бетонної суміші у процесі формування підлог поверхневими вібропристроями	20
Сівко В.Й., Константинівський Б.Я. Дослідження опору на робочі органи машини при віброущільненні бетонних сумішей	23
Слободян Н.М. Критерії необхідності врахування взаємодії коливної системи та джерела енергії у процесі вібраційного формування бетонних блочків.....	28
Пентюк Б.М. Особливості вібропресування пустотних вогнетривких заготовок у прес-формі закритого типу	32
Назаренко І.І., Клименко М.О. Теоретичне та експериментальне дослідження руху матеріалу в гладкому обертовому барабані.....	35
Пристайло Ю.П., Фомін А.В. Кінематичні особливості та засіб автоматичного керування роботою розпушників.....	43
Смірнов В.М., Головань В.П., Вольтерс О.Ю. Дослідження та підвищення ефективності робочих органів ланцюгових траншеєкопачів	48
Пелевін Л.Є., Рашківський В.П. Динаміка насосного безакумуляторного приводу землерийних машин	53
Зухба А.Г. Бескритериальный синтез геометрических параметров оборудования пальцефрезерных траншекопателей	59
Гузій С.Г., Добровольський А.Г. Использование греющих панелей из резистивных композиционных материалов для обогрева промерзших грунтов	69
Сукач М.К. Характеристики донного фону для глубоководних машин	72
Скіданов В.М. Енергетична та динамічна ефективність технологічного електротранспорту як функція структурної побудови тягових акумуляторних батарей.....	76
Хоптій В.Я. Автоматизація технологічних процесів котельних установок, як підсистеми об'єкту управління.....	81
Сердюк В.І. Розробка методів розрахунку вартості послуг по оренді засобів механізації.....	85
Назаренко І.І., Лесько В.І. Аналітичний та чисельний методи оцінки показників безвідмовності будівельних машин для моделей ординарних потоків відмов з обмеженою післядією	90
Лівінський М.О. Оптимізація рецептур полімербетону для влаштування підлог з високими антикорозійними властивостями.....	96
Правила підготовки рукописів	100



Г.К. Злобін, Президент Академії будівництва України

АКАДЕМІЇ БУДІВНИЦТВА УКРАЇНИ – 10 РОКІВ. МИНУЛЕ. ШЛЯХИ РОЗВИТКУ. ЗДОБУТКИ І ПЕРСПЕКТИВИ

Академія будівництва України є всеукраїнською громадською організацією, створеною на добровільних засадах провідними вченими і видатними інженерами будівництва, промисловості будівельних матеріалів і будівельного машинобудування. Основна мета діяльності Академії – консолідація творчого потенціалу та спрямування його на відтворення та забезпечення високого науково-технічного рівня будівельного виробництва, створення необхідних умов для розвитку і розкриття творчих здібностей науковців, інженерів і практичної реалізації їхніх перспективних ідей, захист прав та інтересів своїх членів.

Академія має своє історичне минуле. Постановою ЦК КП України і Ради Міністрів України від 22 вересня 1955 р. "Про заходи подальшої індустріалізації, поліпшення якості і зниження вартості будівництва" було створено при Держбуді УРСР Академію будівництва і архітектури УРСР. У 1955 році Академії були підпорядковані: НДІ містобудування; НДІ організації, механізації і економіки будівництва; НДІ будівельних матеріалів і виробів з філіалами у містах Харкові, Львові і Сімферополі; НДІ будівельних конструкцій; НДІ архітектури споруд; НДІ санітарної техніки і обладнання будинків і споруд; НДІ теорії і історії архітектури; Київський експериментальний завод засобів механізації; Харківський дослідно-експериментальний завод залізобетонних виробів; Кримські експериментальні майстерні будівельних матеріалів; Київські експериментальні майстерні; Державний архітектурно-історичний заповідник "Софійський музей". При Президії Академії було створено такі відділи: науково-організаційний, науково-технічних зв'язків з іноземними організаціями, науково-технічної інформації, вивчення народної творчості і історії українського мистецтва, аспірантура. У 1957 році, у зв'язку з реорганізацією управління промисловістю і будівництвом, було передано у підпорядкування з інших міністерств і відомств науково-дослідні інститути: Південний НДІ, УкрВОДГЕО, УкрНДІМОД та інші організації. В період 1957-1959 рр. Академією створено ряд нових науково-дослідних інститутів: Донецький НДІ надшахтного будівництва (ДонНДІ), Науково-дослідний інститут впровадження передового досвіду у будівництво і технічної інформації (НДІВТІ), Науково-дослідний інститут експериментального проектування (НДІЕП), Науково-дослідний інститут економіки будівництва (НДІЕБ), Головна експериментальна база будівельних матеріалів і виробів з пластмас НДІБМВ та ін. Таким чином, АБІА УРСР складалась з 14 науково-дослідних інститутів, 26 філіалів, опорних пунктів та окремих лабораторій, розташованих на всій території України.

Перший персональний склад дійсних членів і членів-кореспондентів Академії було визначено постановою Ради Міністрів від 26 листопада 1956 р. в кількості 20 дійсних членів і 30 членів-кореспондентів. Постановою затверджено персональний склад дійсних членів-фундаторів Академії: Будніков М.С., Головка Г.В., Добровольський А.В., Заболотний В.Г., Катонін Є.І., Комар А.М., Леличенко М.Г., Литвинов І.М., Лобаєв Б.М., Непорожній П.С., Приймак Б.І., Слівінський А.І., Фрайфельд С. Ю. В грудні 1956 року Загальними зборами дійсних членів Академії обрано перший склад Президії: Комар А.М. - Президент Академії, Добровольський А.В. - віце-президент, Литвинов І.М. - академік-секретар, Будніков М.С. - член Президії, Непорожній П.С. - член Президії. В жовтні 1958 року відбулися вибори почесних членів, дійсних членів і членів-кореспондентів Академії, в результаті яких було обрано: почесними членами – Альошин П.Ф., Вербицький О.М.; дійсними членами – Григор'єв В.С., Єлізаров В.Д., Кириєнко І.А., Угінчук О.В., Ярин В.М.; членами-кореспондентами: Голубков С.В., Жудін М.Д., Касьянов О.М., Клековкін М.П., Матвієнко А.Д., Новиков П.П., Орехов В.М., Плехов М.Д., Саприкін Л.Д., Сліпченко П.С., Таїров В.Д., Штейнберг Я.А. У березні 1960 року дообрано дійсними членами Академії: Бакуму П.Ф.,

Сліпченка П.С. і додатково обрано до складу Президії Академії Григор'єва В.С., Єлізарова В.Д. У квітні 1960 р. Президентом Академії обрано Бакуму П.Ф. При Президенті Академії було створено три наукові ради, а саме: Рада по координації наукових робіт в галузі будівництва і архітектури, що координувала і спрямовувала роботу науково-дослідних установ і вищих навчальних закладів республіки в галузі будівництва і архітектури. Вчена рада Академії розглядала важливі наукові проблеми, координувала роботу вчених рад науково-дослідних інститутів Академії і їх філіалів. Вчена рада Академії користувалася правилами прийому до захисту докторських і кандидатських дисертацій і присудження вчених ступенів – доктора і кандидата наук та наукового звання – старший науковий співробітник. Редакційно-видавничу раду контролювала редакційно-видавничу діяльність Академії, розглядала і затверджувала плани видань Академії, здійснювала контроль за виконанням планів видавництва. Діяльність Академії була спрямована на широке впровадження технічного прогресу, подальший розвиток будівельної науки з метою індустріалізації, поліпшення якості, зниження вартості і скорочення термінів будівництва.

У 1962 році, за рішенням директивних органів, Академію будівництва і архітектури УРСР було ліквідовано. Науково-дослідні установи і виробничі підприємства Академії було передано до складу різних міністерств і відомств республіки, а ту частину, що працювала на головних напрямках будівельної науки, було підпорядковано Держбуду УРСР. В результаті будівельна наука була розпорошена по різних установах і позбулася об'єднуючого центру.

Після розпаду СРСР Україна стала незалежною державою. Кризові явища в економіці призвели до різкого падіння інвестицій і, як наслідок, суттєво знизилась обсяги будівельного виробництва. За цих умов вчені і досвідчені інженери, шукаючи вихід з такого становища, прагнули зберегти будівельний комплекс держави та його науково-технічний потенціал. Саме за цих обставин, за ініціативою Співки цивільних інженерів України (Злобін Г.К., Проценко К.І.), підтриманою Міністерством України у справах будівництва і архітектури (Сербін Ю.С., Беркута А.В.), державними будівельними корпораціями (Пліті В.Н., Адріанов В.П., Вішневський С.І., Поляченко В.А., Золотарьов А.І., Удовенко М.М., Гвоздь О.О.), вищими навчальними закладами, науково-дослідними і проектними інститутами (Тугай А.М., Коваль В.С., Кривошеєв П.І., Друкований М.Ф., Волобуєв Б.А., Гордєєв І.П., Лимаренко В.О., Дупляк В.Д., Антонюк А.Є.) і ветеранами галузі (Єсипенко П.Є., Арешкович В.Д., Гречко Б.О., Огарков В.І., Жербін М.М. та ін.), в червні 1993 року відбулися установчі збори щодо відродження Академії будівництва України на засадах громадської організації.

Установчі збори заснували Академію будівництва України з дня проведення зборів (26 червня 1993 р.), затвердили статут, склад організацій-засновників, академіків-фундаторів, обрали Президію і Президентом Академії обрано Злобіна Г.К. 18 лютого 1994 року Міністерство юстиції України здійснило державну реєстрацію Академії будівництва України (свідоцтво № 542), затвердило Статут Академії. Згідно зі Статутом Академії і її вищим керівним органом є Загальні збори членів Академії. Керівним органом Академії є Президія, яка обирається Загальними зборами терміном на 5 років. Загальні збори обирають також ревізійну комісію. Академія будівництва України визначила себе як правонаступницю Академії будівництва і архітектури УРСР з питань будівельної справи. Поява організації пов'язана головним чином з необхідністю консолідації творчого потенціалу будівельної галузі, спрямування його на створення і забезпечення високого науково-технічного рівня будівельного виробництва в Україні в сучасних умовах. Мається на увазі сприяння у визначенні пріоритетних напрямів розвитку будівельного комплексу країни, об'єднання зусиль будівельних організацій і наукових закладів галузі у формуванні планів науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт, реалізація в проектуванні і будівництві найбільш прогресивних ідей і рішень, що забезпечують надійність будівель і споруд, ефективність і технологічність будівництва з урахуванням екологічних вимог, сприяння розміщенню замовлень на проведення перспективних науково-дослідних, технологічних і конструкторських розробок, участь у створенні нормативної бази галузі,



проведення незалежних громадських експертиз проектів і програм, пов'язаних з вирішенням складних інженерних проблем, сприяння підготовці нового покоління вчених і спеціалістів для галузі. Академія створена не на традиційних засадах, вона включає до свого складу не лише дипломованих представників науки, до неї входять досвідчені виробничники, Лауреати державних премій, Заслужені діячі науки і техніки, Заслужені будівельники, Заслужені працівники вищої школи та інші видатні будівельники. Таким чином, Академія є громадською організацією з широким представництвом інженерів будівельного фаху, які об'єдналися на добровільних засадах на принципах рівноправності її членів, демократичного самоуправління, колегіальності, гласності та законності. Свою роботу Академія здійснює і передбачає проводити в подальшому шляхом розвитку міжнародного науково-технічного співробітництва, створення умов для росту талановитих вчених, спеціалістів, перспективних наукових і виробничих колективів, шляхом пропаганди інженерно-технічних і наукових досягнень членів Академії завдяки проведенню виставок, конкурсів, конференцій, семінарів, публікацій у пресі. Крім того, Академія представляє і захищає законні інтереси своїх членів у державних і громадських органах, створює госпрозрахункові заклади і організації зі статусом юридичної особи, засновує проблемні інститути згідно з передбаченим законодавством порядком, вносить пропозиції в органи влади з питань будівництва, співпрацює з іншими галузевими академіями і спілками, різними науковими організаціями України та зарубіжними організаціями. Матеріальною основою Академії є внески її персональних і колективних членів, госпдоговірні діяльність, яку здійснює Науково-технічний центр Академії. Колективними членами Академії нині є 205 організацій. Основу Академії становлять 17 територіальних відділень. За фахом члени Академії об'єднані в 32 галузевих відділення. Членами Академії стали відомі вчені і спеціалісти багатьох країн – Росії, Білорусі, Азербайджану, Польщі, США, Німеччини, Казахстану. При Академії створено проблемні інститути і організації, діяльність яких спрямована на вирішення окремих важливих проблем. Це Інститут поризованого бетону, Інститут проблем технологічної надійності конструкцій, Інститут проектування ефективних теплоенергетичних установок "Академтеплоенергопроект", "Академнормопроект", "Академжитлореконструкція", "Академресурсоенерго-проект", Інститут проблем надійності машин і споруд, "Академінжкомун-реконструкція", Одеський проблемний інститут сейсмостійкого будівництва, Інститут незалежних експертиз, НФЦ "Будівельна наука". Академія видає "Вісник", у якому друкуються матеріали про роботу Президії та відділень; разом з Інститутом будівельного виробництва Держбуду України і Державним національним університетом будівництва та архітектури (м. Київ) видає часописи "Нові технології в будівництві" і "Техніка будівництва". Разом з Харківським, Одеським, Рівненським університетами видає "Вісники"; окремі відділення видають "Вісники" самостійно.

За 10 років існування Академії було проведено роботу по її формуванню, визначено структуру і спрямування діяльності. Основними напрямками діяльності Академії є: науково-прикладні дослідження, які включають розробку комплексних науково-дослідних програм щодо основних проблем будівельного виробництва; розробка пропозицій відносно стратегії вдосконалення будівельного комплексу; удосконалення кадрів вищої кваліфікації; видавнича діяльність, що забезпечує розповсюдження і втілення результатів досліджень, оперативне інформування про вітчизняний і закордонний досвід в галузі будівельного виробництва і будівельної науки. Результати роботи, в цих напрямках, опубліковано в періодичних виданнях – Вісниках і журналах Академії і відділень, будівельних університетів і науково-дослідних інститутів.

Надаючи великого значення пошуку нових прогресивних технологій, проектних рішень, будівельних матеріалів, машин і механізмів, консолідації вчених і виробничників, підтримці реалізованих досягнень, Президія Академії започаткувала премію Академії будівництва України ім. академіка Буднікова М.С., вчене звання "Доктора будівництва", Почесну грамоту. За вказаний період: Лауреата премії ім. академіка Буднікова, присвоєно –

127, відзначено Почесною грамотою – понад 50 членів Академії. Серед наших членів – 29 академіків є лауреатами Державної премії України в галузі науки і техніки за 1993-2003 роки. Багато членів Академії нагороджено орденами та відзнаками Президента України, грамотами Верховної Ради та Кабінету Міністрів України, Держбуду України, багатьом присвоєно звання Заслуженого працівника галузі.

Нині перед членами Академії поставлено завдання ще раз уважно обміркувати тематику фундаментальних і прикладних наукових досліджень, звернувши увагу на комплексні програми, оскільки саме в комплексних програмах закладена можливість спільних дій всіх підрозділів Академії, її колективних та індивідуальних членів. Взаємодія кращих представників усіх спеціальностей в розробці комплексних програм – це можливість Академії об'єднати навколо себе науково-творчий потенціал галузі. Досить сказати, що в складі Академії працює 229 докторів і 365 кандидатів технічних і економічних наук, 249 заслужених працівників галузі і 122 лауреати державних та інших почесних премій.

Науково-дослідні роботи в галузі будівництва і промисловості будівельних матеріалів на сьогодні повинні бути зосереджені на таких напрямках:

наукові основи і технології захисту будинків, споруд та територій забудови від небезпечних і шкідливих природних і техногенних впливів;

теоретичні і практичні основи і технології комплексної технічної реконструкції житлових, громадських і виробничих будівель і споруд;

науково-технічні основи і технології енергозбереження і оптимізації енергозатрат для житлових, громадських і виробничих будівель і споруд та систем комунального господарства;

високі науковомісткі виробничі технології будівельного комплексу, які включають розробки різних виду сировини та хімічні процеси для отримання нових матеріалів, методи і засоби захисту територій від токсичних відходів. Ресурсозберігаючі технології, включаючи матеріалознавство і утилізацію відходів. Оптимізація енергопотреби під час експлуатації і будівництва об'єктів громадського, промислового, транспортного і комунікаційного призначення. Оцінка сейсмонезбезпеки територій і залишкової сейсмостійкості будинків і споруд, методика моніторингу. Оцінка і прогнозування зміни опору основ будинків і споруд в зонах зсувних явищ, на територіях з просадочними ґрунтами;

перспективні технології інвестування в промисловість будівельних матеріалів і наукове реформування основних фондів підприємств будівельної індустрії;

розробка способів визначення ринкової вартості існуючих і проєктованих будівельних об'єктів, включаючи ринковий протекціонізм, розробка і втілення нових технологій у промисловість будівельних матеріалів, будіндустрію, будівельно-монтажні роботи;

основи оцінки існуючих будівельних об'єктів, вибір пропозицій для їх подальшого використання і модернізації, включаючи оцінку варіантів реконструкції. Техніка прийняття проектно-будівельних рішень з оцінкою можливих варіантів і рівня інвестиційного ринку;

прогнозування розвитку будівельної науки, освіти і виробництва;

розробка аналітичних оглядів науково-технічних рішень у будівельному комплексі з метою аналізу і просування на вітчизняний і закордонний ринок передових науковомістких технологій. Підготовка і перепідготовка спеціалістів будівельного комплексу. Проведення міжнародних науково-технічних конференцій.

Ці напрями науково-технічного розвитку надалі будуть пріоритетними в роботі структур Академії.

Робота, яку виконали усі підрозділи Академії з дня її заснування, висвітлена в даному "Віснику", здійснено за ініціативи Президії Академії та завдяки активній підтримці керівників відділень.

УДК 621. 01

В.С. Ловейкін, д.т.н., професор КНУБА,

Ю.В. Човнюк, к.т.н., професор МКА,

М.Г. Діктерук, к.т.н., доцент КНУБА

ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ У НЕЛІНІЙНО-ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТАХ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ МОСТОВИХ КРАНІВ НА СТАДІЇ ЇХ ПУСКУ

Відомо [1, 2], що характер руху основних ланок механізмів і машин суттєво впливає на якість виконання технологічних процесів машиною, її продуктивність, надійність, довговічність тощо. На стадії пуску мостових кранів у їх пружних елементах механізмів підйому вантажу (тобто у канатах) можуть виникати значні динамічні навантаження, у тому числі і навантаження коливного характеру, які діють не тільки на власне канат, але й на інші ланки машини (вантажний візок, власне вантаж).

Метою даної роботи є аналіз динамічних навантажень у нелінійно-пружних елементах механізму підйому вантажу мостових кранів на стадії їх пуску, що є узагальненням лінійного варіанту моделі (механізму підйому крана) [2], де використана двомасова динамічна модель з лінійно-пружним канатом (рис. 1).

На цьому рисунку прийняті такі позначення: m_1, m_2 – зведені до підйомного нелінійно-пружного канату маси відповідно привідного механізму з барабаном та вантажу; x_1, x_2 – узагальнені координати відповідно мас m_1 й m_2 ; \vec{F}_1 і \vec{F}_2 – рушійна сила приводу і вага вантажу, зведені до вантажного каната; $c_{нел.}$ – нелінійна жорсткість канату (узагальнене позначення нелінійного характеру закону Гука для канату); \vec{g} – прискорення вільного падіння.

Рівняння руху розглянутої моделі механізму підйому вантажу мають вигляд:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = F_1 - c \cdot (x_1 - x_2) - d \cdot (x_1 - x_2)^3; \\ m_2 \ddot{x}_2 = c \cdot (x_1 - x_2) + d \cdot (x_1 - x_2)^3 - F_2, \end{cases} \quad (1)$$

де c – лінійна складова жорсткості канату ($c > 0$), d – нелінійна складова жорсткості канату ($d > 0$ й $d < 0$). Систему (1) можна звести до рівняння:

$$\ddot{x} + \omega_0^2 \cdot x + \varepsilon \cdot x^3 = \frac{F_1}{m_1} + \frac{F_2}{m_2}, \quad (2)$$

$$\text{де } x = x_1 - x_2, \omega_0^2 = c \cdot \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2}\right), \varepsilon = d \cdot \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2}\right). \quad (3)$$

У (3) ε може приймати різні знаки, що відповідає м'якій ($d < 0, \varepsilon < 0$) й жорсткій ($d > 0, \varepsilon > 0$) нелінійностям пружних властивостей [3] канату. Права частина (2) є функцією пришвидшення режиму пуску привідного механізму мостового крану, яка залежить від часу t , тобто:

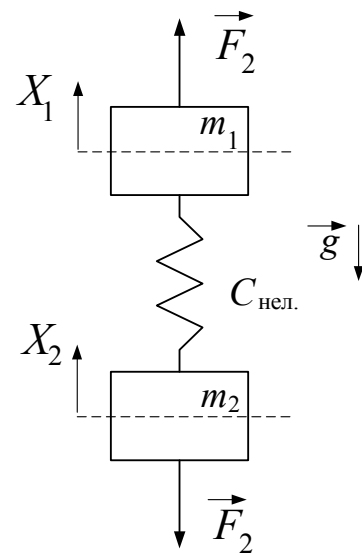


Рис. 1. Двомасова динамічна модель механізму підйому крана з нелінійно-пружним елементом (канатом)

$$a(t) = \frac{F_1}{m_1} + \frac{F_2}{m_2}. \quad (4)$$

Розглянемо точні аналітичні розв'язки (2) за нульової правої частини, а потім за заданого закону від t .

1. Точні розв'язки рівняння (2) за нульової правої частини (рівняння Дюффінга). Еліптичні функції Якобі.

При жорсткій нелінійності пружних властивостей канату ($d > 0, \varepsilon > 0$) якісно вплив ангармонізмів ($\sim x^3$) можна врахувати, замінюючи енергію (потенціальну) руху системи:

$$U = \frac{1}{2} \cdot \alpha \cdot x^2 + \frac{1}{4} \cdot \varepsilon \cdot x^4 \quad (5)$$

наближеним виразом [3]:

$$U \approx \frac{1}{2} \cdot \alpha \cdot x^2 + \frac{1}{4} \cdot \varepsilon \cdot \langle x^2 \rangle \cdot x^2 = \frac{1}{2} \cdot \omega_*^2 \cdot x^2, \quad \omega_*^2 = \alpha \cdot \left[1 + \frac{\varepsilon \cdot E}{2\alpha^2} \right], \quad (6)$$

де середнє значення $\langle x^2 \rangle$ обчислюють для гармонічного осцилятора (при $\varepsilon = 0$), E – загальна (повна) енергія руху системи. Фазовий портрет наближено має вид, аналогічний (рис. 2).

Фазові траєкторії, що відповідають різним енергіям (E), залишаються замкненими, оточуючи особливу точку типу центра. Існує важлива відмінність від динаміки гармонічного осцилятора ($\varepsilon = 0$). Рух стає неізохронним: з формули (6) випливає, що із зростанням енергії E частота коливань ω_+ теж зростає. Залежність частоти коливань від енергії (чи амплітуди) є важливою властивістю ангармонічних коливань.

Для варіанту м'якої нелінійності пружних властивостей канату ($\varepsilon < 0$) рівняння Дюффінга:

$$\ddot{x} + \omega_0^2 \cdot x + \varepsilon \cdot x^3 = 0 \quad (7)$$

має періодичний розв'язок у інтервалі енергій $0 < E < E_0 \equiv \frac{\omega_0^2}{(4|\varepsilon|)}$. У граничному випадку $E \rightarrow 0$ осцилятор стає гармонічним і розв'язки рівняння (7) перетворюються у тригонометричні функції. У протилежному випадку $E = E_0$ рішення слід представляти через гіперболічний тангенс:

$$x(t) = \sqrt{\frac{\alpha}{|\varepsilon|}} \cdot th(\sqrt{\alpha} \cdot t / 2). \quad (8)$$

Таким чином, загальний розв'язок (7) слід знайти такий, що буде узагальнювати тригонометричні та гіперболічні функції, включаючи їх у якості граничних випадків. Використаємо інтеграл руху (енергію) й запишемо у неявному вигляді загальний розв'язок рівняння (7):

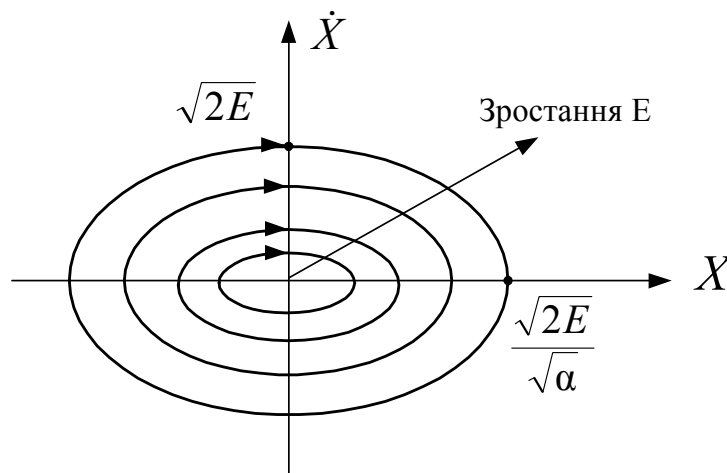


Рис. 2. Фазовий портрет системи за умови $d > 0, \varepsilon > 0$.



$$\int_0^x \frac{dx}{\sqrt{2E - \omega_0^2 \cdot x^2 - \varepsilon \cdot x^4 / 2}} = t - t_0. \quad (9)$$

У такому записі різні розв'язки параметризуються значенням повної енергії E . Однак зручно перейти до іншого (безрозмірного) параметру, вводячи $k = \sqrt{E_0/E - \sqrt{E_0/E - 1}}$; при зміні енергії від $E = 0$ до $E = E_0$ параметр k змінюється від 0 до 1. Тоді вираз (9) можна переписати у більш компактному вигляді:

$$\int_0^{x/x_*} \frac{dz}{\sqrt{(1-z^2) \cdot (1-k^2 \cdot z^2)}} = \omega_0 \cdot (t-t_0) / \sqrt{1+k^2}, \quad (10)$$

де $x_* = \frac{\omega_0}{\sqrt{|\varepsilon|}} \cdot \frac{\sqrt{2} \cdot k}{\sqrt{1+k^2}}$ відповідає амплітуді коливань маятника Дюффінга, а інтеграл у (10)

є еліптичним інтегралом першого роду. Тому загальний розв'язок (7) має наступний неявний запис:

$$F(\arcsin \frac{x}{x_*}, k) = \frac{\omega_0 \cdot (t-t_0)}{\sqrt{1+k^2}}, \quad (11)$$

де $F(\varphi, k)$ – стандартне позначення інтегралу (10) (еліптичного інтегралу першого роду з модулем k).

Значення $x = x_*$ відповідає зміщенню на максимальну величину, що дорівнює амплітуді, яка реалізується через чверть періоду коливання осцилятора. При цьому аргумент еліптичного інтегралу (11) перетворюється у $\pi/2$, а сам інтеграл – у повний еліптичний інтеграл першого роду:

$$F(\pi/2, k) = \mathbf{K}(k). \quad (12)$$

Вираз (11) задає розв'язок рівняння Дюффінга у неявному виді через еліптичний інтеграл першого роду. Для запису рішення у явному вигляді (формі) введемо функцію, обернену еліптичному інтегралу. Якщо $F(\varphi, k) = u(\varphi)$, то обернена функція $\varphi(u) = \text{am}(u, k)$ представляє собою так звану еліптичну амплітуду. Але зазвичай використовують не функцію амплітуди, а тригонометричні функції цієї величини. Зокрема, синус амплітуди задає еліптичний синус або синус Якобі: $\text{sn}(u, k) \equiv \sin \text{am}(u, k)$.

Через цю функцію рішення рівняння Дюффінга записується дуже просто:

$$x = \sqrt{\frac{2}{|\varepsilon|}} \cdot \frac{\omega_0 \cdot k}{\sqrt{1+k^2}} \cdot \text{sn}\left(\frac{\omega_0 \cdot t}{\sqrt{1+k^2}}, k\right). \quad (13)$$

Оскільки період еліптичного синусу дорівнює $4\mathbf{K}(k)$, частота коливань осцилятора виражається через модуль k наступним чином:

$$\omega = \omega_0 \cdot \frac{\pi}{2} / [\mathbf{K}(k) \cdot \sqrt{1+k^2}]. \quad (14)$$

Найбільш важливою фізичною характеристикою ангармонічного осцилятора є залежність частоти від амплітуди коливань. У даному випадку амплітуда задається виразом:

$$a = \sqrt{\frac{2}{|\varepsilon|}} \cdot \frac{\omega_0 \cdot k}{\sqrt{1+k^2}}, \quad (15)$$

котрий разом з формулою (14) у неявному виді визначає залежність частоти від амплітуди. Для коливань малої амплітуди (котрим відповідають малі коливання й значення параметру k) ця залежність знаходиться у явному виді:

$$\omega^2 \approx \omega_0^2 \cdot \left\{ 1 - \frac{3}{4} \cdot \frac{|\varepsilon| \cdot a^2}{\omega_0^2} \right\}. \quad (16)$$

Таким чином, частота коливань знижується із зростанням їх амплітуди (м'яка нелінійність).

Якщо використати, як і у [3], вираз для повної енергії руху маятника E , то:

$$E = \frac{\omega_0^4 \cdot k^2}{|\varepsilon| \cdot (1 + k^2)^2}. \quad (17)$$

З формул (14) і (17) легко знайти асимптотики залежності $E = E(\omega)$ при великих і малих амплітудах коливань:

$$\begin{cases} E \approx \frac{4\omega_0^4}{3|\varepsilon|} \cdot (1 - \omega / \omega_0), \omega_0 - \omega \ll \omega_0, \\ E \approx E_0 \cdot (1 - \exp\{-2\omega_0 / \omega\}), \omega \ll \omega_0. \end{cases} \quad (18)$$

Якісний хід залежності $E = E(\omega)$, що відповідає формулі (17), наведений на рис. 3.

1. Вимушені коливання нелінійного маятника

Для розгляду вимушених коливань нелінійного маятника слід спочатку нагадати основні результати теорії вимушених коливань лінійного маятника. Зовнішня сила зазвичай вважається такою, що змінюється за гармонічним законом, і при наявності такої сили рівняння руху осцилятора має вид:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \eta \cdot \frac{dx}{dt} + \omega_0^2 \cdot x = A_0 \cdot \exp\{-i\omega t\}, \quad i = \sqrt{-1}, \quad (19)$$

де η – коефіцієнт в'язкого тертя ($\eta > 0$); A_0 – амплітуда зовнішньої сили, а ω – її частота.

Якщо ввести функцію $\psi = x + iy$, де $\omega_0 \cdot y = \frac{dx}{dt}$, то рівняння (19) можна переписати як диференціальне рівняння першого порядку для комплексної функції ψ :

$$i \cdot \frac{d\psi}{dt} = (\omega_0 - i \cdot \gamma) \psi - \frac{A_0}{\omega_0} \cdot \exp\{-i\omega t\}, \quad (20)$$

де $\gamma \approx \eta$ й $\gamma \ll \omega_0$.

Перевизначаючи амплітуду вимушеної (зовнішньої) сили, (20) можна представити у зручному для подальшого аналізу виді:

$$i \cdot \frac{d\psi}{dt} = (\omega_0 - i\gamma) \cdot \psi - A \cdot \exp\{-i\omega t\}, \quad (21)$$

де $A = \frac{A_0}{\omega_0}$ й без порушення загальності може вважатись дійсною величиною.

Частинний розв'язок цього рівняння (21), що описує вимушені коливання гармонічного осцилятора, має вигляд:

$$\psi = \frac{A \cdot \exp\{-i\omega t\}}{-\omega_0 + \omega + i\gamma} \equiv a \cdot \exp(i\delta - i\omega t), \quad (22)$$

де a – амплітуда коливання; δ – зсув фази осцилятора відносно вимушеної сили:

$$a = A \cdot [(\omega - \omega_0)^2 + \gamma^2]^{-1/2}, \quad (23)$$

$$\delta = \arctg[\gamma / (\omega_0 - \omega)]. \quad (24)$$

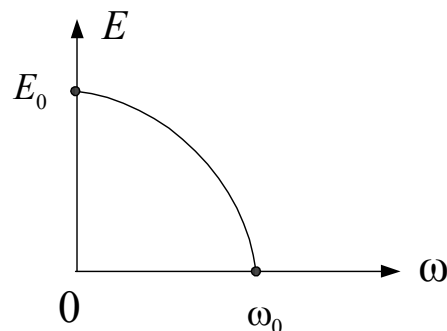


Рис. 3. Залежність $E = E(\omega)$ (17).



Амплітуда коливань на частоті резонансу ($\omega = \omega_0$) обмежена ($a_{\max} = A/\gamma$) й визначається величиною затухання γ . Зрозуміло, що $\delta > 0$, тобто за наявності тертя фаза коливання відстає від фази вимушеної сили.

Розглянемо вимушені коливання ангармонічного осцилятора, найпростішої моделі нелінійного маятника [3], що може бути зведена до аналізу рівняння:

$$i \cdot \frac{d\psi}{dt} = (\omega_0 - i \cdot \gamma) \cdot \psi - \alpha \cdot |\psi|^2 \cdot \psi - A \cdot \exp\{-i\omega t\}, \quad (25)$$

яке є узагальненням рівняння (21). У (25) α – нелінійний параметр ($\alpha \equiv |\varepsilon|$).

Простота цієї моделі (25) полягає в тому, що заміна $\psi = \varphi \cdot \exp(-i\omega t)$ зводить задачу до диференціального рівняння для φ , що явно не утримує в собі часу:

$$i \cdot \frac{d\varphi}{dt} = (\omega_0 - i\gamma - \omega) \cdot \varphi - \alpha \cdot |\varphi|^2 \cdot \varphi - A. \quad (26)$$

Якщо затухання не враховувати ($\gamma \equiv 0$), то рівняння (26) має очевидний інтеграл руху, а саме:

$$E = (\omega_0 - \omega) \cdot |\varphi|^2 - \frac{\alpha}{2} \cdot |\varphi|^4 - A \cdot (\varphi + \varphi^*). \quad (27)$$

У (27) E – енергія руху системи, а зірочка (*) означає спряжену (комплексну) величину.

Наявність інтегралу руху (27) дозволяє розв'язати задачу про динаміку відповідної консервативної системи ($\gamma = 0$) (динаміка за всіх припустимих значень параметрів залишається регулярною).

Слід зазначити, що за традиційного підходу, коли розглядається рівняння:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \omega_0^2 \cdot x - \alpha \cdot x^3 = A_0 \cdot \cos \omega t, \quad (28)$$

динаміка у загальному випадку досить складна. Зокрема, при великих амплітудах зовнішньої сили $A > A_{кр.} \sim 1/(\alpha\omega_0)$ поведінка системи стає стохастичною. Тому зазвичай обмежуються отриманням для такого рівняння періодичних розв'язків досить спеціального виду.

Традиційно для розгляду резонансу у нелінійній системі вважають, що під дією вимушеної сили, що гармонічно залежить від часу ($f = A \cdot \exp\{-i\omega t\}$), збуджуються одночастотні коливання, для котрих у системі координат, яка обертається $\varphi = const$. Позначимо $\varphi = a \cdot \exp(i\delta)$ й розглянемо залежність амплітуди вимушених коливань a і фази δ від частоти зовнішньої сили за заданої її амплітуди A . Вважаючи у (26) $d\varphi/dt = 0$, отримаємо:

$$a^2 \cdot \{(\omega - \omega_0 + \alpha \cdot a^2)^2 + \gamma^2\} = A^2, \quad (29)$$

$$\operatorname{tg} \delta = \gamma / (\omega_0 - \alpha \cdot a^2 - \omega). \quad (30)$$

За достатньо малих значень A амплітуда a також мала, тому можна знехтувати членом $\alpha \cdot a^2$ у формулі (29) й ми повертаємось до залежності (23), яка відповідає симетричному графіку з максимумом у точці $\omega = \omega_0$ (рис. 4, а). За зростання A крива на рис. 4 деформується, але спочатку зберігає свій вид – кожній частоті ω відповідає одна амплітуда (рис. 4, б).

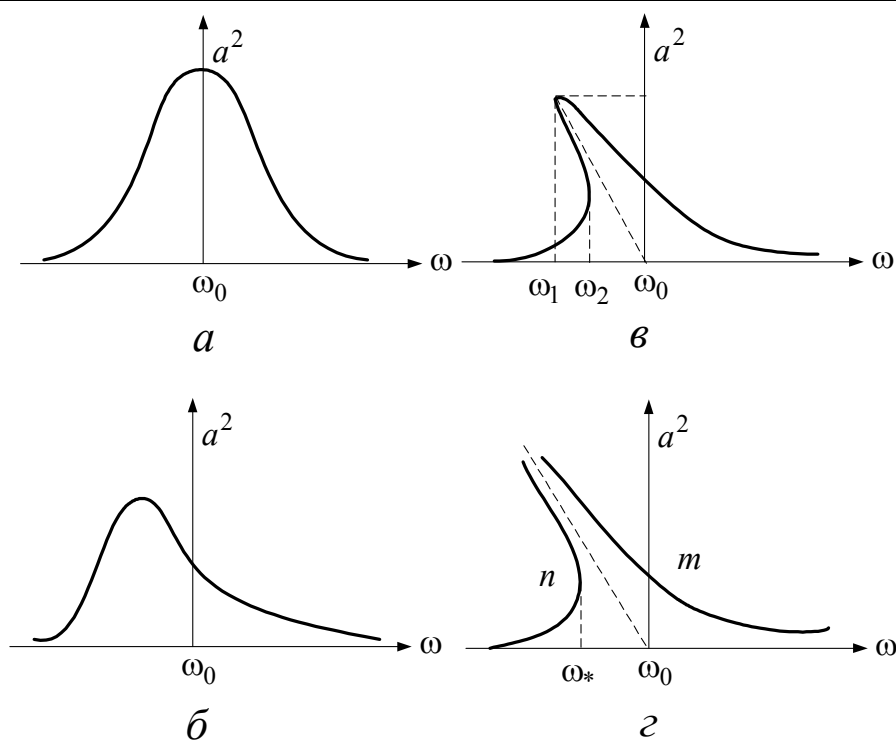


Рис. 4

Однак, починаючи з певних значень $A = A_k$, характер резонансної кривої змінюється. При кожному значенні $A > A_k$ існує область частот, де рівняння (29) має три дійсних корені (рис. 4, в). Границі відповідного інтервалу частот ω_1 і ω_2 знаходяться як корені рівняння $d\omega / da^2 = 0$. З (29) випливає:

$$\frac{d\omega}{da^2} = \frac{(\omega - \omega_0)^2 + \gamma^2 + 4 \cdot (\omega - \omega_0) \cdot \alpha \cdot a^2 + 3 \cdot \alpha^2 \cdot a^4}{2a^2 \cdot (\omega_0 - \omega - \alpha \cdot a^2)}. \quad (31)$$

Тому місцезнаходження точок ω_1 і ω_2 визначається сумісним розв'язком рівнянь (29) та:

$$(\omega - \omega_0)^2 + \gamma^2 + 4 \cdot (\omega - \omega_0) \cdot \alpha \cdot a^2 + 3 \cdot \alpha^2 \cdot a^4 = 0. \quad (32)$$

Найбільше значення амплітуди досягається у точці, де $\frac{da^2}{d\omega} = 0$. При цьому $\omega_0 - \omega = \alpha \cdot a^2$ й з (29) випливає:

$$a_{\max}^2 = \left(\frac{A}{\gamma} \right)^2. \quad (33)$$

Це значення співпадає з максимальною амплітудою при наявності резонансу у лінійній системі, яка задається співвідношенням (23).

Для обчислення значення A_k слід зазначити, що це є те значення A , за котрого обидва корені квадратного по $(\omega - \omega_0)$ рівняння (32) співпадають. Таким чином, корені співпадають за умови: $\alpha^2 \cdot a^4 = \gamma^2$, коли $\omega_0 - \omega = 2 \cdot \alpha \cdot a^2$, тому:

$$A_k = 2\gamma^3 / \alpha. \quad (34)$$

Цікавою особливістю резонансу у нелінійній системі, що розглядається, є наявність області частот $\omega_1 \leq \omega \leq \omega_2$, які допускають декілька (формально три) різних амплітуди коливань. Однак, за наявності трьох різних рішень динамічних рівнянь виникає питання про їх стійкість. Справа в тому, що одночастотні коливання – це надзвичайно вузький



(виділений) клас розв'язків нелінійного рівняння (25) і необхідно з'ясувати, за яким принципом вони виділені.

Зазначимо, що багатозначність функції $a = a(\omega)$ за $\omega < \omega_2$ не пов'язана з наявністю тертя у системі, тому проаналізуємо граничний випадок $\gamma \rightarrow 0$, коли $\omega_1 \rightarrow -\infty$ й $\omega_2 \rightarrow \omega_*$ (рис.4,г).

Розглянемо фазову площину (δ, a) , вважаючи амплітуду a й фазу δ функціями часу, що задаються рівнянням (26) за $\gamma = 0$:

$$\frac{da}{dt} = A \cdot \sin \delta, \quad (35)$$

$$a \cdot \frac{d\delta}{dt} = (\omega - \omega_0 + \alpha \cdot a^2) \cdot a + A \cdot \cos \delta. \quad (36)$$

На рис. 5 наведені фазові траєкторії, що відповідають різним значенням параметру $E = const$, тобто:

$$(\omega_0 - \omega - \frac{\alpha}{2} \cdot a^2) \cdot a^2 - 2a \cdot A \cdot \cos \delta = E \quad (37)$$

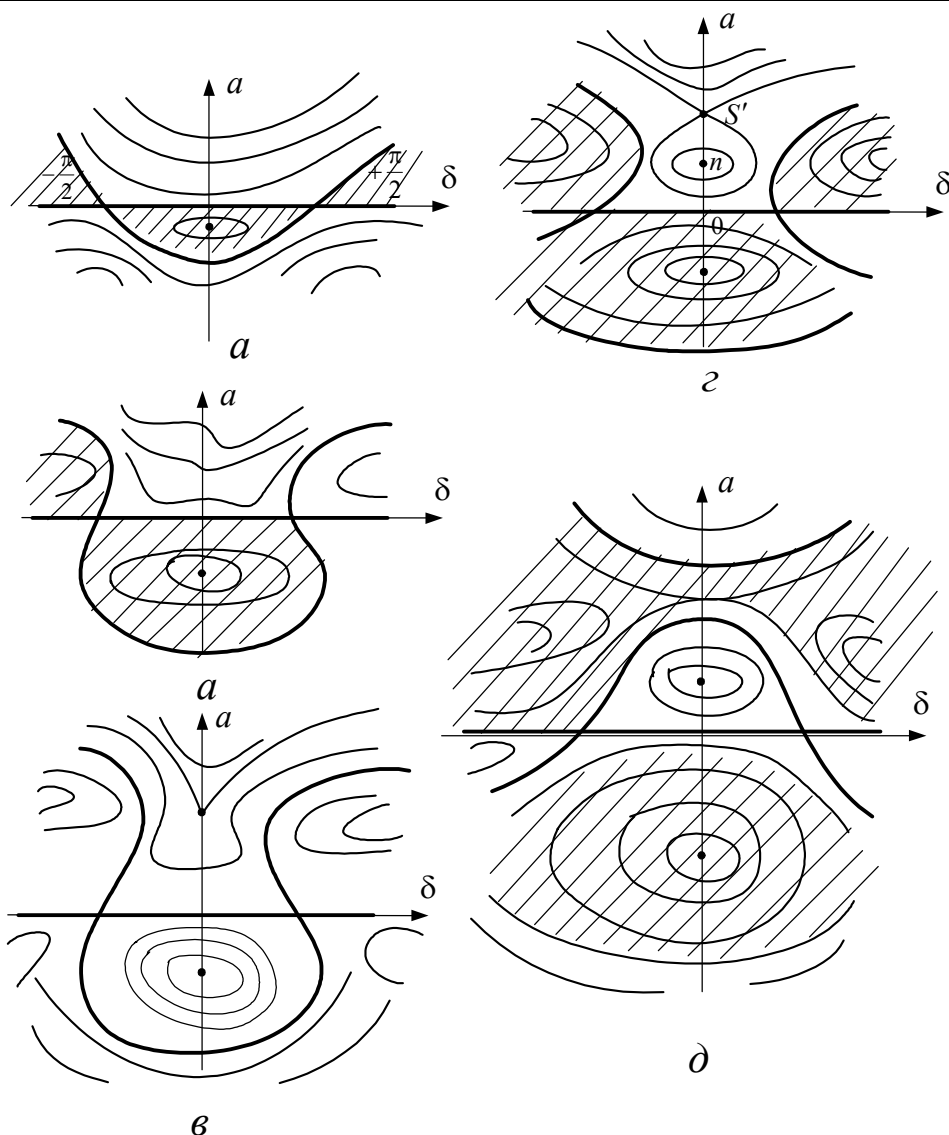
за фіксованого $A > A_k$. Зміна фазового портрету на рис. 5 відповідає зниженню частоти ω від $\omega \gg \omega_0$ до $\omega < 0, |\omega| \gg \omega_0$.

Фазові траєкторії симетричні відносно вісі ординат (а також вертикальних прямих $\delta = \pi \cdot n$, $n = \pm 1, \pm 2, \dots$), періодичні за δ з періодом 2π й антисиметричні відносно вертикальних прямих $\delta = \frac{\pi}{2} + \pi \cdot n$, $n = \pm 1, \pm 2, \dots$. Жирними лініями відмічені сепаратриси $E = 0$, які відділяють траєкторії, що відповідають $E > 0$ (заштриховані області на рис. 5), від траєкторій з $E < 0$. Напрямок руху вздовж фазової траєкторії у кожній області визначається за допомогою співвідношення (35).

Точки перетину сепаратрис є особливими точками типу "сідло". Крім того, на вісі ординат ($\delta = 0$) за $a < 0$ завжди є особлива точка типу "центр" (точка m на рис. 5). Цій точці можна поставити у відповідність верхню частину (верхню гілку) графіка на рис. 4, г – стійкий стан резонансних коливань.

За зменшення частоти фазовий портрет деформується й на ньому (за певної частоти $\omega = \omega_*$) виникає нова стаціонарна точка, котра за подальшого зменшення ω розтинається на центр (точка n на рис. 5, г) й сідло (точка s). Центр відповідає стійкому коливанию, амплітуда котрого описується ділянкою n нижньої гілки на рис. 4, г. Сідло відповідає нестійкому одночастотному коливанию (ділянка s нижньої гілки на рис. 4, г).

Наявність нестійкої гілки на резонансній кривій призводить до гістерезисної залежності амплітуди коливань від частоти. За зменшення частоти від значень $\omega > \omega_0$ до значень $\omega \ll \omega_0$ амплітуда вимушених коливань зростає, як це відбувається вздовж верхньої гілки кривої на рис. 4, в. За частоти $\omega = \omega_1$ відбувається "зрив" амплітуди (у точці А), котра стрибком "падає" до значення, яке відповідає точці В, а потім зменшується, йдучи вздовж нижньої гілки резонансної кривої. Якщо збільшити частоту, то амплітуда коливань пройде вздовж кривої ВД, а у точці Д за $\omega = \omega_2$ стрибком зростає до С, а потім зменшується, йдучи знову вздовж верхньої гілки резонансної кривої.



ВИСНОВКИ

1. Отримані точні розв'язки рівняння, яке моделює динаміку вантажопідйомного механізму крану на стадії його пуску. Рівняння Дюфінга має розв'язки у вигляді еліптичних функцій Якобі.
2. Розглянуті й проаналізовані вимушені коливання нелінійного маятника (модельної задачі). Розвинутий підхід дозволяє знайти зони стійкості коливань маятника. Побудовані фазові портрети системи дають змогу аналізувати типи коливань, що можуть виникати у ній у періоди пуску кранів.
3. Розвинутий підхід дає змогу у наступному оптимізувати управління подібними системами у перехідних режимах їх функціонування й суттєво зменшити навантаження на окремі ланки системи, зокрема, на канати.

Література

1. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов. – М.: Машиностроение, 1987. – 160с.
2. Ловейкін В.С. Оптимізація режимів руху машин і механізмів//Машинознавство. – 1999. - №7(25). – С. 24-31.
3. Косевич А.М., Ковалёв А.С. Введение в нелинейную физическую механику. – К.: Наукова думка, 1989. – 304с.

УДК 69.057.1

А.В. Радкевич, канд. техн. наук, доцент, полковник,

І.М. Щока, канд. техн. наук, підполковник,

Л.М. Бондаренко, канд. техн. наук, доцент.

Дніпропетровський державний технічний ун-т залізничного транспорту (ДІТ)

МОНТАЖ І ДЕМОНТАЖ ВИСОКИХ ОПОР У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ МЕТОДОМ ВІБРАЦІЇ

Зразу ж застережемо, що спосіб монтажу і демонтажу, який пропонується або надзвичайно енергоємним, або вимагає чіткого дотримання частоти, тому може застосовуватись тільки у надзвичайних ситуаціях (терміновість робіт, обмежений простір і т.п.).

Теоретичні основи цього способу звичайно розглядаються з позицій класичного або перевернутого маятника як "цікавий клас лінійних систем зі змінним коефіцієнтом" [1], або як "цікаве явище" [2] при параметричному збудженні коливань.

Нагадаємо [2], що коли точка підвісу класичного маятника (рис. 1, а) коливається уздовж осі y за законом $y = A \cos \omega t$, то при $\omega = 2(g/l)^{1/2}; (g/l)^{1/2}; \frac{2}{3}(g/l)^{1/2}$; нижнє положення

маятника буде нестійким: він відхилиться на деякий стабільний кут φ і навколо цього буде коливатися з невеликою амплітудою. Характерно, що це може відбуватися при скільки завгодно малій амплітуді A . Навпаки, у перевернутого маятника (рис. 1, б) верхнє положення може бути стійким, якщо $\omega > (2gl)^{1/2}/A$.

Таким чином, за рахунок коливань точки кріплення маятників можливі стійкі положення перевернутого у вертикальному стані і класичного з відхиленням від вертикалі. Якщо такі положення необхідно забезпечити, то це досягається за рахунок вказаних вище величин частот і амплітуд.

Звичайно, що для практичного застосування цієї теорії необхідно розглянути не взагалі маятники, а більш реальні споруди (деталі), наприклад, високі опори різної конфігурації як вільних від будь-яких сторонніх сил, так і з їх типовими представниками.

1. Розглянемо методу рішення подібних задач на прикладі стержня з розподіленою масою щільністю m_0 (рис. 2).

Диференційне рівняння малих коливань стержня запишемо у вигляді

$$-m_0 g l^2 \varphi / 2 = (m_0 l^3 / 3) \ddot{\varphi}.$$

Якщо точка підвісу коливається уздовж осі y за законом $y = -A \cos \omega t$, то переносна сила інерції $-m_0 \ddot{y} = -m_0 A \omega^2 \cos \omega t$, а її момент відносно точки підвісу $-m_0 A \omega^2 l^2 \cos \omega t / 2$ і диференційне рівняння малих маятникових коливань такого стержня

$$\ddot{\varphi} + (3g/2l + 3A\omega^2 \cos \omega t/4l) \varphi = 0.$$

Якщо ввести позначення $\tau = 2t/\omega$; $\delta = 6g/l\omega^2$; $\varepsilon = 3A/l$, то останнє рівняння

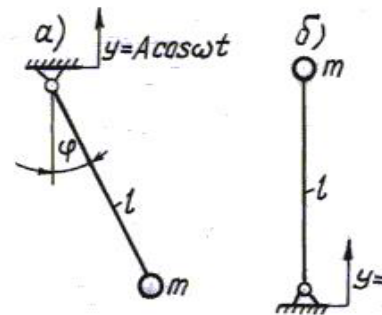


Рис. 1. Маятники з точкою підвісу, яка коливається:
а – класичний; б – перевернутий

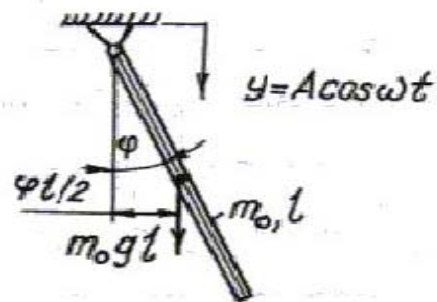


Рис. 2. Розрахункова схема маятника у вигляді стержня з верхньою точкою підвісу

запишеться у вигляді

$$\ddot{\varphi} + (\delta + 2\varepsilon \cos 2t)\varphi = 0, \tag{3}$$

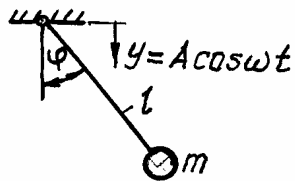
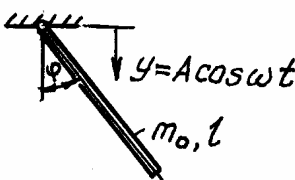
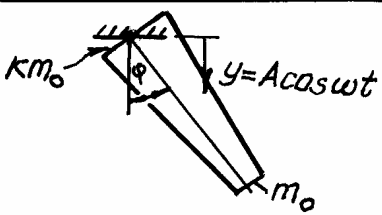
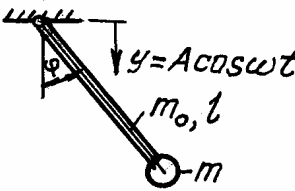
яке носить назву рівняння Мат'є.

Рішення цього рівняння, як відомо [2], носить коливальний характер і його головні властивості залежать від величини δ та ε . У одних випадках їх комбінації вони відповідають обмеженим за амплітудою коливанням, а в інших – коливанням зі зростаючою амплітудою.



Значення величин δ , ε та кутових швидкостей ω для найбільш можливих випадків конфігурації стержнів (колон) наведені в таблиці 1 та табл. 2. Відзначимо, що в табл. 1 значення для δ наведені тільки для верхнього кріплення; при нижньому кріпленні перед g необхідно поставити знак мінус.

Звичайно, що знання величин, наведених в таблиці 1 та 2 дозволить звести задачі з силами до класичного, або перевернутого маятників, тому в подальшому розглянемо з силами тільки маятники.

Таблиця 1. Значення коефіцієнтів δ та ε для деяких опор (колон)

№	Конфігурація стержня	δ	ε
1		$4g/\omega^2 l$	$2A/l$
2		$6g/\omega^2 l$	$3A/l$
3		$4g(2+k)/\omega^2 l(1+k)$	$2A(2+k)/l(1+k)$
4		$\frac{4g(m+m_0 l/2)}{\omega^2 l(m+m_0 l/3)}$	$\frac{2A(m+m_0 l/2)}{l(m+m_0 l/3)}$

Таблиця 2. Значення кутових швидкостей для нестійкості нижнього і стійкості верхнього положень стержнів

№	Нестійкість нижнього положення 	Стійкість верхнього положення 
1	$\omega = 2(g/l)^{1/2}$	$\omega > 2(gl)^{1/2} / (2)^{1/2} A$
2	$\omega = (6)^{1/2} (gl)^{1/2}$	$\omega > 2(gl)^{1/2} / (3)^{1/2} A$
3	$\omega = 2 [g(2+k)/l(1+k)]^{1/2}$	$\omega > [2(1+k)/(2)^{1/2} A(2+k)] [gl(2+k)/(1+k)]^{1/2}$
4	$\omega = 2 [g(m+m_0l/2)/l(m+m_0l/3)]^{1/2}$	$\omega > [2(m+m_0l/3)/(2)^{1/2} A(m+m_0l/2)] [(m+m_0l/2)gl/(m+m_0l/3)]^{1/2}$

2. Нехай коливання приведеного класичного маятника обмежуються силою $F = \pm \phi l C$, яка прикладена до маси m і перпендикулярна осі стержня.

Рівняння малих коливань

$$\ddot{\phi} + [g/l \pm C/m + (A\omega^2/l)\cos\omega t]\phi = 0. \quad (4)$$

Підстановкою $2t = \omega t$; $\delta = 4(g/l \pm C/m)/\omega^2$;

$\varepsilon = 2A/l$ рівняння (4) приводиться до (3); при цьому нестійкість нижнього положення маятника буде при $\omega = 2(g/l \pm C/m)^{1/2}$, а стійкість верхнього – при виконанні нерівності $\omega > [(2)^{1/2}/A][gl(1 \pm lC/mg)]^{1/2}$.

3. Якщо до маси m приведенного маятника

прикласти постійну силу, яка має напрямок перпендикулярний осі, то у випадку її збігу з вектором швидкості рівняння руху запишеться у вигляді

$$\ddot{\phi} + (\delta + 2\varepsilon \cos 2t)\phi + 4F/m\ell\omega^2 = 0, \quad (5)$$

де $\delta = 4g/\omega^2 \ell$.

Рішення цього рівняння методом усереднення [3] при початкових умовах $\phi(0) = \phi_0$ і $d\phi_0/dt = 0$ дає

$$\phi(t) = \phi_0 \cos \xi t + F(1 - \cos \xi t)/mg, \quad (6)$$

де $\xi^2 = \delta$.

Схеми 2, 3 та 4 в таблиці 1 приводяться до схеми 1 при довжині маятника

$$\ell_{2np} = \frac{3}{2} \ell; \quad \ell_{3np} = \frac{\ell(2+K)}{1=K};$$

$$\ell_{4np} = \frac{1}{2} \left[3 \left(\frac{\ell}{2} - \frac{m}{m_0} \right) \pm \sqrt{\frac{9}{4} \ell^2 - \frac{m}{m_0} \ell + 9 \frac{m^2}{m_0^2}} \right]. \quad (7)$$

Наприкінці знайдемо потужність для придання нестійкого положення класичного маятника і стійкого перевернутого (№1,

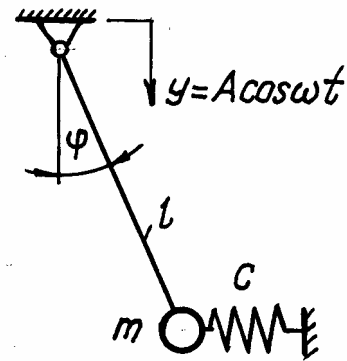


Рис.3. Розрахункова схема приведенного маятника з пружиною

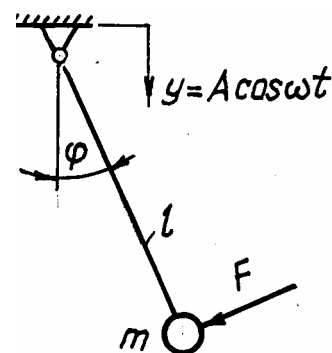


Рис.4. Розрахункова схема маятника з постійною силою

таблица 2) при $\ell_{np} = 6,2$ м; $m = 3000$ кг; $A = 5$ мм. Для нестійкого положення $\omega_1 = 2(g/6,2)^{1/2} = 2,516$ с⁻¹ і стійкого $\omega_2 = 2(g/6,2)^{1/2} / \sqrt{2} \cdot 0,005 = 355,8$ с⁻¹. Якщо для першого випадку необхідно витримати частоти $\omega_1 = 2,516$; $\omega_2 = 1,258$; $\omega_3 = 0,838$ с⁻¹, то для другого випадку вони повинні бути більшими величини $\omega_1 = 355,8$ с⁻¹; відповідно у першому випадку треба чітко витримати частоту при невеликій потужності, а в другому – необхідна велика частота, хоч і не строго фіксована, і, відповідно, велика потужність, сягаюча більше тисячі кіловат.

Звичайно, що підйом, опускання або утримання колон практично можливе тільки при безступінчастій зміні частоти коливань: коли колона відхилиться на необхідний кут частота фіксується і проводяться необхідні роботи. Як видно, цей спосіб відхилення колон різної конфігурації від вертикалі, або навпаки, постановки їх у вертикальне положення може бути реально впроваджений у випадку стіснених умов, відсутності можливості застосування підйомної техніки і т.п.

Література

1. Халфман Р.Л. Динамика. – М.: Наука, 1972. – 568с.
2. Пановко Я.Г., Губанова И.И. Устойчивость и колебания упругих систем. – М.: Наука, 1978. – 352с.
3. Найфэ А. Введение в методы возмущений. – М.: Мир, 1984. – 535с.



ВІБРОВ'ЯЗКІСТЬ БЕТОННОЇ СУМІШІ У ПРОЦЕСІ ФОРМУВАННЯ ПІДЛОГ ПОВЕРХНЕВИМИ ВІБРОПРИСТРОЯМИ

Проблемою встановлення зв'язку між режимами вібрування та в'язкістю бетонної суміші (зокрема, й у процесі влаштування підлог) займались автори робіт [1-3]. У НДІЗБ [4] розроблена теорія механізму в'язкості бетонної суміші. У основу цієї теорії покладена аналогія між зниженням в'язкості рідини за рахунок теплового розширення та в'язкості бетонної суміші за рахунок її розширення у результаті коливань складових часточок. Розгляд цих робіт, а також більш пізніх [5-7], показує, що залежності в'язкості від режимів вібрування практично можна звести до двох видів [8]

$$\eta = \eta_0 + \frac{\alpha}{u}; \quad (1)$$

$$\eta = \eta_0 \cdot \exp(\alpha'/u), \quad (2)$$

де u – критерій інтенсивності вібрування; α, α' – коефіцієнти тиксотропії.

Не дивлячись на те, що значення u приймалися різними, а саме у вигляді швидкості, прискорення, різкості коливань [1, 4, 9], питомої потужності ударів [3], у всіх випадках підтверджувалась придатність кожного з них [10]. Пояснення цьому слід шукати у різних умовах постановки дослідів. Раніше було показано [4], що обидві формули (1) і (2) дають приблизно однаковий результат. У подальшому у даній роботі буде розглянута лише більш проста залежність (1).

Слід зазначити, що зв'язок між вібров'язкістю та режимами вібрування може бути знайдений поки що лише напівемпіричним шляхом – підбором достовірних у граничних умовах дослідів критеріїв інтенсивності вібрування та підстановкою їх у залежності (1) і (2). Підібрані критерії інтенсивності вібрування повинні характеризувати питому потужність, яка споживається сумішшю при вібруванні з урахуванням умов контакту вібратора з бетонною сумішшю та течії матеріалу у досліджуваному діапазоні змінних.

Метою даної роботи є встановлення критерію інтенсивності вібраційного формування бетонних сумішей при влаштуванні підлог поверхневими віброущільнювачами, амплітуди безвідривних коливань (та її граничного значення), що в кінцевому випадку визначають реальне значення вібров'язкості вказаних сумішей та враховують вплив різноманітних факторів на режими функціонування робочих органів віброущільнювачів й дозволяють оптимізувати у подальшому керування вказаними вібраційними системами (й значно підвищити якість виробів, що виготовляються подібним способом, зокрема, підлог).

У результаті обробки експериментальних даних було встановлено, що найбільш прийнятним виразом для інтенсивності у даному випадку буде

$$u = \frac{A^* \cdot \omega^3}{h}, \quad (3)$$

де A^* – амплітуда безвідривних коливань, що дорівнює

$$A^* = \frac{A_l + A}{2} = \frac{1}{2} \cdot \left[\frac{h \cdot \varepsilon \cdot p_{st}}{(p_0 + p_{st})} + A \right]; \quad (4)$$

ω – кругова частота коливань; h – товщина прошарку бетонної суміші; ε – пористість суміші; p_0 – атмосферний тиск; p_{st} – статичний тиск вібратора, що спирається на суміш;

A – амплітуда коливань робочого органу вібратора; A_l – граничне значення амплітуди безвідривних коливань суміші

$$A_l = h \cdot \varepsilon \cdot \left(1 - \frac{P_0}{p_0 + p_{st}}\right). \quad (5)$$

Рух вібратора при влаштуванні підлоги відносно середнього положення вгору у контакті з бетонною сумішшю дорівнює A_l , а вниз - A , відповідно, розмах у контакті дорівнює $A_l + A$, а амплітуда складає половину розмаху. Слід також зазначити, що вираз для A^* досить умовний, оскільки тут не враховані швидкість розвантаження бетонної суміші та зчеплення її з вібратором.

Необхідний для обчислень коефіцієнт пористості (ε) у суміші можна визначити звичайним динамічним способом, тобто шляхом аналізу жорсткості основи C_0 за резонансних значень частот коливань [5].

Крім того, слід зазначити, що умова

$$A^* \leq A_l \quad (6)$$

є недостатньою для безвідривних коливань робочого органу вібратора та бетонної суміші. Справа в тому, що, як зрозуміло, при відриві вібратора від бетонної суміші виникає розрідження і, як наслідок, підсос повітря під вібратор з утворенням каверн та раковин. Бетонна суміш має інерційний опір рухові, тому, моделюючи її як пружину з розподіленою масою [6, 7], слід порівняти швидкості руху вібратора та розвантаження суміші. Якщо частота власних коливань стовпа суміші ω_0 нижче частоти вимушених коливань вібратора ω , то вібратор при рухові вгору може випереджати розвантаження суміші, в результаті чого створюється можливість відриву за амплітуд, менших A_l . Досліди, які були проведені для перевірки залежності (5) у процесах влаштування підлог поверхневими віброущільнювачами бетонних сумішей, дозволяють стверджувати, що завжди при виконанні цієї залежності якість поверхні підлоги була задовільною. Було також встановлено, що у окремих випадках й при амплітудах, у 1,5 – 2 рази вищих розрахункових, можна отримати досить якісну поверхню підлоги. Цей феномен можна пояснити позитивною роллю адгезійного та вакуумного зчеплення вібратора з бетонною сумішшю.

У Таблиці 1 наведені значення A^* та A_l для різних h й типових значень $\varepsilon = 0,0025 \dots 0,035$; $p_{st} = 10000 \dots 30000 \text{ Па}$, $A = 0,0001 \dots 0,0003 \text{ м}$ для бетонних сумішей з крупним заповнювачем складу 11,62,85 за В/Ц=0,4 ($\eta \approx \eta_0 = 4000 \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}}$, $\alpha = 36,5 \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}^4}$) та для бетонних сумішей з мілким заповнювачем складу 12,65 (0,35 – 0,4) за В/Ц=0,35 ($\eta \approx \eta_0 = 46000 \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}}$, $\alpha = 5600 \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}^4}$).

Таблиця 1. Залежність амплітуди безвідривних коливань (A^*) та її граничного значення (A_l) від висоти стовпа бетонної суміші (h)

h , м	A^* , м	A_l , м
0,10	$6,24 \cdot 10^{-5} \dots 2,01 \cdot 10^{-4}$	$2,48 \cdot 10^{-5} \dots 1,02 \cdot 10^{-4}$
0,15	$6,86 \cdot 10^{-5} \dots 2,26 \cdot 10^{-4}$	$3,71 \cdot 10^{-5} \dots 1,53 \cdot 10^{-4}$
0,20	$7,48 \cdot 10^{-5} \dots 2,52 \cdot 10^{-4}$	$4,95 \cdot 10^{-5} \dots 2,04 \cdot 10^{-4}$

У Таблиці 2 для сумішей того ж складу й типових значень ε, p_{st}, A (зазначених вище) наведені значення критерію інтенсивності коливань u для різних h та частот коливань вібратора ($f = \frac{\omega}{2 \cdot \pi}$).

Таблиця 2. Залежність критерію (u) інтенсивності коливань від частоти (f) коливань вібратора та висоти стовпа бетонної суміші (h)

f , Гц	h , м	u , с ⁻³
25	0,10	2418...7789
	0,15	1772...5851
	0,20	1449...4882
30	0,10	9902...31905
	0,15	7256...23967
	0,20	5934...19998
40	0,10	19341...62314
	0,15	14173...46810
	0,20	11589...39059

ВИСНОВКИ

1. Формула, що встановлює зв'язок вібров'язкості з параметрами вібрування, приймається у вигляді

$$\eta = \eta_0 + \frac{\alpha \cdot h}{A^* \cdot \omega^3}. \quad (7)$$

2. Умова (6) із врахуванням (5) може бути прийнята як наближена, що забезпечує отримання виробу високої якості (зокрема, підлог), але яке у подальшому слід відкоригувати на предмет врахування сил зчеплення вібратора із сумішшю, вплив швидкості руху вібратора та розвантаження суміші. Це дозволяє уточнити допустимі значення A_i .

Література

1. Дёсов А.Е. Вибрированный бетон. – М.: Госстройиздат, 1956. – 213 с.
2. Лермит Р. Проблемы технологии бетона. – М.: Госстройиздат, 1959. – 122 с.
3. Голод В.Б. Исследование формуемости бетонных смесей//Сборник трудов ВНИИГС. – Л., 1967. - №24.
4. Михайлов В.В. и др. Элементы теории формования тонкостенных конструкций методом виброштампования//Сборник трудов НИИЖБ. – М.: Госстройиздат, 1961. – Вып. 21. – С.32-35.
5. Руденко И.Ф. Формование изделий поверхностными виброустройствами. – М.: Изд-во л-ры по стр-ву, 1972. – 104 с.
6. Чубук Ю.Ф., Назаренко И.И., Гарнец В.Н. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей. – К.: Вища школа. Головное изд-во, 1985. – 168с.
7. Назаренко И.И. Прикладные задачи теории вибрационных систем Учебное пособие. – К.: ІСДО, 1993. – 216с.
8. Руденко И.Ф. Оптимальные режимы виброштампования бетонных смесей. – В кн. Вибрационная техника. – М.: НИИ Стройдоркоммунмаш, 1968. – 185с.
9. Новосельский П.И. Выбор наиболее рациональных видов и формы колебаний и оптимальных параметров при формовании различных типов железобетонных изделий. – В кн. Теория формования бетона. – М.: НИИЖБ Госстроя СССР, 1969. – 65 с.
10. Селиванова С.А. Вязкость бетонной смеси и параметры вибрирования. – В кн. Теория формования бетона. – М. НИИЖБ Госстроя СССР, 1969. – 154 с.

УДК 691.002

В.Й. Сівко, д-р техн. наук, професор КНУБА,
Б.Я. Константинівський, канд. техн. наук, доцент КНУБА

ДОСЛІДЖЕННЯ ОПОРУ НА РОБОЧІ ОРГАНИ МАШИНИ ПРИ ВІБРОУЩІЛЬНЕННІ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ

Ефективність віброущільнення бетонних сумішей на практиці може бути оцінена розподілом густини суміші за габаритами виробу після ущільнення

$$\rho = f(x). \quad (1)$$

Вигляд функції (1) визначається параметрами вібраційної машини (маси, яка коливається M та площі робочої частини (F), режимом віброущільнення (амплітуди коливань X_0 та частоти коливань f) і механічними властивостями бетонної суміші, яка ущільнюється.

Знаходження функції (1) теоретичним шляхом може полягати в дослідженні задачі про залишкові деформації (ε_0) після ряду послідовних імпульсів вібраційної машини заданих розмірів і маси, яка рухається з відомою швидкістю по півпростору і займає суцільне середовище із певними властивостями, що характеризують бетонну суміш. Задача в такій постановці названа нами задачею віброущільнення. Перехід від залишкових деформацій до густини визначає формула

$$\rho = \frac{\rho_0}{1 - \varepsilon_0}. \quad (2)$$

Вигляд цієї функції визначається параметрами вібраційної машини, режимом, способом ущільнення. Доведено, що відносна деформація, α , відповідно, і густина бетонної суміші залежать від напружень σ , що утворюються ударними хвилями, які розповсюджуються від джерела коливань та швидкості переміщення частинок V .

Таким чином, задача віброущільнення може бути сформульована наступним чином – для півпростору, заповненого бетонною сумішшю, необхідно знайти значення напружень σ та швидкостей переміщень V в різних точках середовища при його ущільненні. Визначення цих параметрів дозволяє встановити: ефективність використання вібраційних машин, тобто їх основний показник, режими і способи силової дії на суміш в залежності від методу формування та конфігурації виробу, що формується; параметри силової дії на робочий орган машини і форми; деформаційні характеристики сумішей, що ущільнюються.

Аналітичне описання засновано на використанні наукової гіпотези про циклічне накопичення деформацій, що розвиваються у суміші при кожному циклі силової дії. В цій загальній постановці задача дуже складна.

Хоча є значні успіхи в динамічній теорії пластичності (роботи Х.А. Рахматуліна, В.С. Ленського, Г.С. Шапіро і ін.), які дозволяють одержати практично цікаві результати вирішення більш простішої задачі про динамічну дію штамп на пружно-пластичний стовп, що схематизує бетонну суміш. Це визначення є етапом на шляху до рішення раніше сформульованої задачі про динамічну дію на півпростір.

Особливості способу віброформування в цьому випадку будуть враховуватися умовами, які виникають на межі робочого органу і середовища. Ці умови будуть визначатися способом передачі коливань в середовищі. Таким чином, задача віброущільнення в першому наближенні може бути зведена до задачі про динамічну дію твердого тіла (віброзбудника) коливань на пружно-пластичний стержень з бетонної суміші.

Питання співудару тіл з пружними властивостями розглядає класична механіка. Допускаючи пружний характер удару віброштампу на бетонну суміш, автори робіт [1] розробили рекомендації по визначенню параметрів віброштампу для ефективного ущільнення жорстких бетонних сумішей.

Механіка пружного удару дозволяє визначити загальну швидкість двох тіл, що вдаряються, в кінці удару і імпульс миттєвої сили. Але при їх співударах відносна швидкість удару звичайно настільки велика, що кожен кінцевий переріз одного з двох тіл, одержує значні кінцеві залишкові деформації. Подібні незворотні явища обумовлюються



перетвореннями кінетичної енергії в залишкові перекося структури матеріалу та розсіюванням цієї енергії в об'ємі. При цьому механізм розвитку деформацій не може бути визначеним ні рівнянням пружно-в'язкого стану, ні теорією пружно-в'язкого удару [2, 3], ні теорією фільтрації газової фази [4]. Він може бути пояснений основними співвідношеннями, які враховують великі напруження та залишкові деформації, що виникають в цьому процесі. Задовольнити ці вимоги можуть дві теорії: гідродинамічна, яка враховує властивості суцільних тіл, та теорія розповсюдження пластичних хвиль або пластичної течії.

Гідродинамічна теорія розповсюдження хвиль в тілах розглядає середовища, як рідини, що стискається і не чинять опір зсуву і в першому наближенні не мають в'язкості. Цей висновок вірний при дослідженні хвилі напруження з амплітудами, порядок яких близький модуля пружності матеріалу, що досліджується (для рихлих бетонних сумішей) при майже вертикальному хвильовому фронті. Імпульси подібного типу називають ударними хвилями. При нехтуванні модулем зсуву матеріалу всі залишкові деформації розглядають як результат зміни модуля об'ємного стиснення $K = E/3(1-2\mu)$, що еквівалентно, зміни щільності ρ середовища. Використання цієї теорії визначається законами збереження маси, кількості руху та енергії при одночасному розгляді рівняння стану, що зв'язує тиск P , щільність та термодинамічну постійну, наприклад, ентропію або температуру.

Теорія розповсюдження пластичних деформацій базується на основних положеннях статичної теорії пластичності.

Властивості середовища звичайно визначаються кінцевим модулем зсуву, та пружно-пластичними залежностями, що включають напруження, деформації та швидкості деформації.

Характер протікання процесу ущільнення бетонних сумішей може бути оцінений характером розподілення щільності по габаритах виробу

$$\rho = f(x, y, z). \quad (3)$$

Вид цієї функції визначається параметрами вібраційної машини (коливальна маса m і площа робочого органа F), режимом віброущільнення (амплітуда коливань x_0 і частота коливань f) і механічними властивостями бетонної суміші.

Знаходження цієї функції теоретичним шляхом полягає в дослідженні задачі про залишкові деформації ε_0 після ряду послідовних імпульсів вібраційної машини. Перехід від залишкових деформацій до щільності відображує формула

$$\rho = \rho_0 / (1 - \varepsilon_0). \quad (4)$$

Для вивчення динамічних процесів, що виникають при віброущільненні бетонних сумішей, розглядається динамічна система "робочий орган – бетонна суміш". Під дією змушуючої сили $Q \sin \omega t$ робочий орган масою t діє на бетонну суміш. Диференціальне рівняння руху суміші в напрямку координати x за час t буде мати вигляд

$$\frac{d\sigma}{dx} = \rho \frac{d^2 u}{dt^2}. \quad (5)$$

Для рішення цього рівняння необхідно мати залежність між напруженнями і деформаціями для бетонної суміші. Ця залежність, як показано в дослідженнях В.Й.Сівка [4] має вигляд петлі гістерезису і містить в собі пружну і в'язку складові опору

$$\sigma = f(E, \eta, f), \quad (6)$$

де E і η - динамічний модуль пружної деформації і коефіцієнт динамічної в'язкості; f - коефіцієнт сухого тертя.

Рівняння (5) і (6) повинні вирішуватись спільно і таким чином можна описати процес поширення хвиль в середовищі.

Задача про взаємодію робочого органу і середовища надзвичайно складна, якщо її вирішувати в суворій постановці. По-перше, середовище в процесі віброущільнення змінює свої фізичні властивості і, відповідно, змінюються параметри E , η , f . По - друге, робочий орган знаходиться під впливом опору середовища, що теж змінюється. Тому така задача може бути вирішена двома способами. Перший спосіб полягає в моделюванні властивостей середовища однією з відомих реологічних моделей і в спільному вирішенні рівнянь (5) і (6). Другий спосіб полягає в представленні петлі гістерезисна кусочно-лінійною функцією. Рівняння (5) і (6) вирішуються чисельними способами.

Так в роботах Маслова О.Г. [5] ця задача вирішена для поверхневих вібраційних машин. Бетонна суміш була представлена наступною моделлю

$$\sigma = E_1 \frac{du}{dx} + \eta_1 \frac{d^2u}{dxdt} + f_1 u, \quad (7)$$

де E_1, η_1, f_1 - усереднені значення параметрів суміші.

Рівняння (4) і (7) вирішені при граничних

$$\begin{aligned} & -m \frac{d^2u(0,t)}{dt^2} - b \frac{du(0,t)}{dt} - Cu(0,t) + \\ & + F \left[E_1 \frac{du(0,t)}{dx} + \eta_1 \frac{d^2u(0,t)}{dxdt} + f_1 u(0,t) \right] + Q \sin[\omega t + \varphi] = 0; \quad (8) \\ & u(H,t) = 0. \end{aligned}$$

і початкових умовах

$$u(x, 0) = 0; \quad du(x,0)/dt = V_1 \quad (9)$$

Тут F - опорна поверхня віброплити ; φ - кут зсуву фаз між параметрами віброплити і змушуючої сили в момент удару по середовищу; V_1 - швидкість віброплити в момент удару.

Знайдено рішення (5) спільно з (8) і (9) у вигляді

$$\begin{aligned} u(x,t) = & \frac{A_2 \omega}{\rho} \cdot \frac{\sin[\rho_0(H-x)/a_1]}{\sin(\rho_0 H / a_1)} \cdot e^{-(\delta_1 x + \alpha_3 t)} \cdot \sin \rho t + \\ & + A e^{-\delta_1 x} \cdot \frac{\sin K_1(H-x)}{\sin K_1 H} \cdot (\sin(\omega t + \psi - \varphi) - \Delta e^{-\alpha_3 t} \cdot \sin(\rho t + \beta)), \quad (10) \end{aligned}$$

де $A, A_2, C, \rho, \alpha_3, \delta, \psi, \beta, \Delta$ - коефіцієнти.

Цей метод має ряд недоліків. По-перше, фізико-механічні властивості суміші беруться постійними і незалежними від швидкості деформацій середовища і характеру взаємодії хвиль в середовищі. По-друге, процес моделювання середовища пружно-в'язкою моделлю теж вносить в розрахунок похибки. Тому, на наш погляд, краще розглядати середовище з розподільними параметрами і використати числові методи розрахунку.

Диференціальне рівняння руху суміші (5) використовуючи метод характеристик приводиться до системи рівнянь в формі кінцевих різниць [1]

$$(x_{k,e} - x_{k,e-1}) \cdot (V_{k,e-1} + C_{k,e-1}) \cdot (t_{k,e} - t_{k,e-1}) = 0; \quad (x_{k,e} - x_{k-1,e}) \cdot (V_{k-1,e} - C_{k-1,e}) \cdot (t_{k,e} - t_{k-1,e}) = 0; \quad (11)$$

$$\begin{aligned} & \frac{S}{C_{k,e-1}} (\sigma_{y_{k,e}} - \sigma_{y_{k,e-1}}) + \rho (\sigma_y)_{k,e-1} (V_{k,e} - V_{k,e-1}) + \\ & + \left[\frac{2f_{k,e-1}}{\alpha} \sigma_{y_{k,e-1}} + g \rho (\sigma_y)_{k,e-1} \right] \cdot (t_{k,e} - t_{k,e-1}) = 0; \quad (12) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \frac{S}{C_{k,e-1}} (\sigma_{y_{k,e}} - \sigma_{y_{k-1,e}}) + \rho (\sigma_y)_{k-1,e} (V_{k,e} - V_{k-1,e}) + \\ & + \left[\frac{2f_{k-1,e}}{\alpha} \sigma_{y_{k-1,e}} + g \rho (\sigma_y)_{k-1,e} \right] \cdot (t_{k,e} - t_{k-1,e}) = 0, \quad (13) \end{aligned}$$

де $t_{k,e}, x_{k,e}$ - координати (час, положення), в яких визначаються значення параметрів; $\sigma_{k,e}, V_{k,e}$ - вишукуванні параметри напруженого стану (радіальне напруження, швидкість деформацій); $x_{k,e-1}, t_{k,e-1}, \sigma_{k,e-1}, V_{k,e-1}, x_{k-1,e}, t_{k-1,e}, \sigma_{k-1,e}, V_{k-1,e}$ - параметри середовища у відомих точках (знаходяться із початкових і граничних умов); $C_{k,e-1}, C_{k-1,e}$ - швидкість руху хвиль в відомих точках відповідно з густиною середовища; $\rho(\sigma_y)_{k,e-1}, \rho(\sigma_y)_{k-1,e}$ - густина середовища; g - прискорення вільного падіння; f - коефіцієнт тертя суміші по бортах форми; a - ширина виробу; S - величина, обернена коефіцієнту бокового розпору (2; 2,5).

Рівняння (11) описують звукові хвилі в середовищі, а рівняння (12) визначають напружено-деформований стан, обумовлений хвильовими процесами.

Для вирішення задач віброущільнення необхідні дві початкові і дві граничні умови.

А – початкові умови: при $t = 0$

$$1) \sigma_y = \sigma_{y_0} = \sigma_y(x, 0);$$

$$2) V = V_0 = V(x, 0).$$

- закони розподілення горизонтального тиску і модуля вектора швидкості по висоті виробу в початковий момент часу;

Б - граничні умови:

$$1) \text{ при } x = x_0(t) \quad \sigma_y[x_0(t), t] = 0;$$

$$2) \text{ при } x = h \quad F[\sigma_y(h, t); V(h, t)] = 0.$$

Суть першої граничної умови - рівність нулю σ_y на поверхні виробу (при станковому способі формування). Суть другої граничної умови - певна залежність між функціями σ_y і V в зоні контакту робочого органу і середовища. Вид цієї залежності визначається режимом роботи робочого органу.

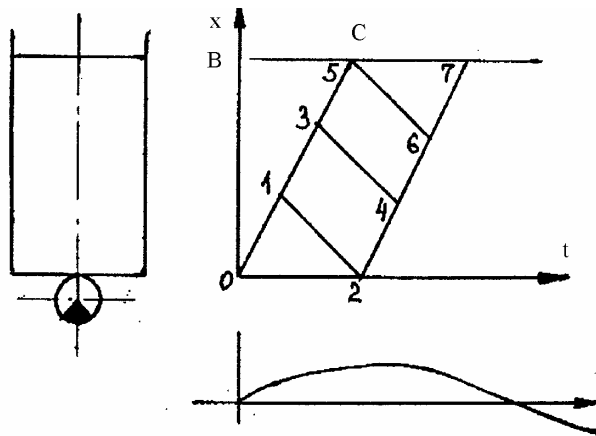


Рис.1. Схема рішення задачі

Схему рішення задачі наведено на рис.1. Лінія ОВ - лінія початкових умов, на якій задаються значення σ_{y_0} і V_0 . (середовище нерухоме, а горизонтальний тиск розподіляється за законом трикутника $\sigma_{y_0} = \frac{g\rho x}{2,5}$). В точках 1, 3, 5 значення параметрів будуть

$$\sigma_{y_0} = \frac{g\rho x}{2,5}; V_0=0; \sigma_1 = \frac{2g\rho h}{3 \cdot 2,5}; V_1=0; \sigma_3 = \frac{g\rho h}{2,5 \cdot 3}; V_3=0; \sigma_5=0; V_5=0. \quad (14)$$

На початку, коли середовище нерухоме, від робочого органу поширюється пружна хвиля з швидкістю $C_0 = \sqrt{d\sigma_x / d\rho} = \sqrt{E_0 / \rho}$. Значення модуля пружності для різних середовищ вибирають з [4]. Лінія ОС проводиться під кутом $\alpha = h/t = C_0$.

Параметри напруженого стану в точці 2 визначаються із рівнянь

$$x_2 = u(0, t_2) = \frac{Q - 2,5\sigma_2 F}{\sqrt{(C - m\omega^2)^2 + b^2\omega^2}} \cdot \cos \omega t_2; \quad (15)$$

$$(x_2 - x_1) - (V_1 - C_1)(t_2 - t_1) = 0; \quad (16)$$

$$V_2 = \omega \frac{Q - 2,5\sigma_2 F}{\sqrt{(C - m\omega^2)^2 + b^2\omega^2}} \cdot \sin \omega t_2; \quad (17)$$

$$\frac{S}{C_1}(\sigma_2 - \sigma_1) - \rho_1(V_2 - V_1) - \left[\frac{2t_1}{\alpha} \sigma_1 - g\rho_1 \right] \cdot (t_2 - t_1) = 0. \quad (18)$$

В точці 7 параметри напруженого стану

$$(x_7 - x_6) - (V_6 + C_6)(t_7 - t_6) = 0 \quad x_7 = h; \quad (19)$$

$$\frac{S}{C_6}(\sigma_7 - \sigma_6) - \rho_6(V_7 - V_6) + \left[\frac{2f_6}{\alpha} \sigma_6 + g\rho_6 \right] \cdot (t_7 - t_6) = 0, \quad \sigma_{y_7} = 0. \quad (20)$$

В проміжних точках параметри напруженого стану визначаються рівняннями (11) і (12), в яких перші рівняння визначають параметри руху і напруженого стану від прямих хвиль, а другі рівняння - від зворотних хвиль.

Амплітуда коливань робочого органа визначається по формулі

$$u_0(0, t) = \frac{Q - 2,5\sigma_0 F}{\sqrt{(c - m\omega^2)^2 + b^2\omega^2}}, \quad (21)$$

а статичний момент маси дебалансів

$$m_0 r_0 = \frac{u_0 \sqrt{(C - m\omega^2)^2 + b^2\omega^2} + 2,5\sigma_0 F}{\omega^2}, \quad (22)$$

де σ_0 - максимальне значення напружень.

Література

1. Савинов О.А., Лавринович Е.В. Об основных закономерностях процессов виброштампования жестких бетонных смесей.// Автоматизация и усовершенствования процессов приготовления, укладки и уплотнения бетонных смесей. Сб. научн. трудов НИИЖБ. – М.: Госстройиздат, 1961. - вып.21. - С.216-231.
2. Руководство по технологии формования железобетонных изделий. – М.: Стройиздат, 1977. -95 с.
3. Руденко И.Ф. Формование изделий поверхностными виброустройствами. – М.: Стройиздат, 1972. – 104 с.
4. Рафалес-Ламарка Э.Э., Лишанский Б.А., Петров А.С. Особенности уплотнения бетонных смесей при виброударных колебаниях.// Гор., строит. и дор. машины. Респ. межвед. науч.-техн. сб. – 1981. – вып. 31. – С.82-86.
5. Сівко В.Й. Основи механіки вібруємих бетонних сумішей. К.: Вища школа, 1988. -168с.
6. Маслов О.Г. Научные основы и разработка поличастотных вибрационных машин для обработки и уплотнения асфальтобетонных и цементобетонных смесей. Автореферат дис. д-ра техн. наук. Х.: ХДАДТУ, 1994. – 50 с.



УДК 541.1 + 666.97.033.16 (07)

Н.М. Слободян, ст. викладач, Вінницький державний технічний університет

КРИТЕРІЇ НЕОБХІДНОСТІ ВРАХУВАННЯ ВЗАЄМОДІЇ КОЛИВНОЇ СИСТЕМИ ТА ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ У ПРОЦЕСІ ВІБРАЦІЙНОГО ФОРМУВАННЯ БЕТОННИХ БЛОЧКІВ

Дослідження процесів взаємодії твердих та пружних тіл з середовищем, проведене у роботах [1-12], дозволили встановити зміну динамічних характеристик тіл за наявності контакту з середовищем (наприклад, бетонною сумішшю), а також якісно нові явища, які породжуються взаємодією. При цьому, як правило, використовується ідеологія аналізу вільних та вимушених коливань або нестационарного деформування за дії заданих навантажень. Поза розглядом опинилось питання про вплив споживання та випромінювання енергії у середовище (зокрема, у межах моделі системи із розподіленими параметрами) на роботу технічних пристроїв та механізмів збудження, що створюють вказаний вплив (наприклад, у процесі формування бетонних блочків). Цей вплив може бути суттєвим та може обумовлювати появу специфічних динамічних ефектів або бути надто малим (що ним можна знехтувати) у залежності від того, які вихідна потужність пристрою збудження та потужність, яка споживається пружним тілом та середовищем. (Слід зазначити, що вказані вище взаємодії та вплив можуть суттєво змінити якість будівельного матеріалу (виробу), який виготовляється в умовах взаємодії вібраційних полів, машин та оброблюваних бетонних/будівельних сумішей [13, 14]). Якщо ці потужності є порівнюваними величинами одного порядку, то динаміку тіла, взаємодіючого з середовищем, слід розглядати із врахуванням зворотного впливу його на функціонування пристрою збудження. Випадок порівнюваності потужностей відносить розглядуване питання (динаміка тіл, що взаємодіють з середовищем), за термінологією сучасної теорії коливань, до проблеми динамічних систем із обмеженим збудженням [1, 2].

Дана робота присвячена розгляду вказаної проблеми: дослідженню динаміки систем, що контактують із середовищем, за врахування взаємодії системи та пристроїв збудження.

Мета даної роботи полягає у встановленні критеріїв необхідності врахування взаємодії коливної системи ("бетонна суміш + привантаження") та джерела енергії ("вібраційний збуджувач коливань дебалансного типу + робочий орган вібромашини") у межах дискретно-континуального підходу, коли коливна система розглядається як система із розподіленими параметрами, а джерело енергії – як система із зосередженими параметрами.

Для досягнення мети роботи слід визначити умови, коли вплив джерела збуджуючої сили стає суттєвим, побудувати уніфіковані (безрозмірні) критерії, що характеризують властивості джерела по відношенню до параметрів коливної системи. Для спрощення подальших розрахунків розглянемо лінійну коливну систему з одним ступенем свободи руху. Такий модельний аналіз дозволяє отримати критерії для процесів вібраційного формування бетонних блочків розповсюдити і на системи з більшим числом ступенів свободи руху.

Нехай динаміка коливної системи описується рівнянням

$$(m + m_{\sigma} \cdot a_1) \cdot \ddot{x} + (b + b'_{\sigma}) \cdot \dot{x} + c \cdot x = F_0 \cdot \cos(\Omega \cdot t), \quad (1)$$

де m – коливна маса системи, m_{σ} – маса бетонної суміші, b – коефіцієнт в'язкого опору руху системи, $b'_{\sigma} = m_{\sigma} \cdot \omega \cdot d_1$, a_1, d_1 – хвильові коефіцієнти впливу бетонної суміші [13], ω – кругова частота коливань системи, x – зміщення системи, яке є функцією часу

t ($\sim \exp\{i \cdot \omega \cdot t\}$), $i = \sqrt{-1}$, c – жорсткість системи, F_0, Ω – амплітуда та кругова частота збуджуючої сили.

Тоді вібраційний момент, що створюється на валу двигуна системи, можна записати у вигляді

$$M_t = \frac{\tilde{b} \cdot \Omega \cdot a_0^2}{2} = \frac{(b + b'_0) \cdot \Omega \cdot a_0^2}{2} = \frac{\tilde{b} \cdot F_0^2}{2} \cdot \frac{\Omega}{(c - \tilde{m} \cdot \Omega)^2 + \tilde{b}^2 \cdot \Omega^2} = \frac{F_0^2 \cdot D_0 \cdot \eta}{c \cdot (1 - \eta^2)^2 + 4 \cdot D_0^2 \cdot \eta^2}, \quad (2)$$

де $\tilde{m} = m + m_0 \cdot a_1$, $\eta = \frac{\Omega \cdot \sqrt{\tilde{m}}}{\sqrt{c}}$, $D_0 = \frac{\tilde{b}}{2\sqrt{c \cdot \tilde{m}}}$.

За умов точного резонансу

$$M_{t_{\max}} = \frac{F_0^2}{c} \cdot \frac{1}{4 \cdot D_0}. \quad (3)$$

Для неперервного проходження резонансної області необхідно, щоб максимум характеристики двигуна був більше, ніж вібраційний момент, створюваний коливною системою, а саме

$$M(\Omega, \alpha)_{\max} \geq \frac{F_0^2}{c} \cdot \frac{1}{4 \cdot D_0}. \quad (4)$$

Відомо [12], що усталені режими взаємодії коливної системи та електродвигуна, що працює за статичною характеристикою, будуть нестійкими на спадній гілці резонансної кривої, і тому, використовуючи умови стійкості, наведені у цій роботі, можна визначити області, де спостерігатиметься нестійкість роботи системи

$$M_0 < \frac{F_0^2}{c^2} \cdot \sqrt{c \cdot \tilde{m}} \cdot \frac{A_0}{D_0^2} \cdot \left(1 + \frac{D_0^2}{2}\right). \quad (5)$$

У (5) використана константа A_0 , котра для системи з одним ступенем свободи руху дорівнює 0,162. Чисельні розрахунки показують, що для систем з більш складною структурою, зокрема, для систем з двома ступенями свободи руху, константа A_0 змінюється у інтервалі [0,1; 0,3]. З (5) витікає, що якщо ввести безрозмірний параметр

$$A = \frac{M_0 \cdot c^2 \cdot D_0^2}{F_0^2 \cdot \sqrt{c \cdot \tilde{m}}} = \frac{M_0 \cdot \tilde{b}^2 \cdot c^{1/3}}{F_0^2 \cdot \tilde{m}^{3/2}}, \quad \text{то стійкість усталених режимів взаємодії порушується,}$$

коли

$$A \leq A_0 \quad (6)$$

при $A_0 = 0,162$ для систем з одним ступенем свободи руху й $A_0 \in [0,1; 0,3]$ для систем з двома ступенями руху.

Для перехідних режимів важливою характеристикою двигуна є його момент інерції J . Розгін двигуна без врахування взаємодії з коливною системою описується рівнянням

$$J \cdot \frac{d\Omega}{dt} = J \cdot \frac{d\Omega}{d\theta} \cdot \Omega = M_0 \cdot [\alpha(t) - \Omega] = M_0 \cdot (\alpha_0 + \alpha_1 \cdot t - \Omega), \quad (7)$$

розв'язок котрого має вид

$$\Omega = \alpha_0 + \alpha_1 \cdot t + \frac{J}{M_0} \cdot \alpha_1 \cdot (\exp\{-\frac{M_0}{J} \cdot t\} - 1). \quad (8)$$

Після початкового розгону кутова швидкість зростає практично лінійно зі швидкістю $\frac{d\Omega}{dt} = \alpha_1$. Якщо вплив приєднаної коливної системи досить малий (і ним



можна знехтувати), то після деякого початкового інтервалу часу різниця швидкостей $\alpha - \Omega$ прямує до величини

$$(\alpha - \Omega)_1 = (\alpha_1 \cdot J) / M_0. \quad (9)$$

Нерівномірна зміна Ω настає у випадку, коли вібраційний момент, необхідний для підтримки коливань механічної системи у резонансній області, стає порівнюваним із моментом двигуна, тобто коли різниця швидкостей $(\alpha - \Omega)_{\max}$, що визначається рівнянням

$$(\alpha - \Omega)_{\max} = \frac{F_0^2}{c \cdot M(\Omega, \alpha)}, \quad (10)$$

$$M(\Omega, \alpha) = M_0 \cdot (\alpha - \Omega), \quad (11)$$

та $(\alpha - \Omega)_1$ із (9) мають один порядок. Їх рівність дозволяє отримати наступну умову "затримки" двигуна у резонансній області коливної системи

$$\frac{4 \cdot \alpha_1 \cdot J \cdot D_0 \cdot c}{F_0^2} = B_0 = 1. \quad (12)$$

Відповідно, для перехідних режимів критерій обов'язкового врахування взаємодії двигуна та коливної системи на основі співвідношення $(\alpha - \Omega)_{\max} > (\alpha - \Omega)_1$ для

безрозмірного параметру $B = \frac{4 \cdot \alpha_1 \cdot J \cdot D_0 \cdot c}{F_0^2}$ отримує вид

$$B \leq B_0 = 1. \quad (13)$$

Таким чином, на основі наведених вище міркувань можна дійти до висновку, що взаємодія коливної системи та двигуна повинна враховуватись за умови виконання хоча б одного з критеріїв (6) чи (13), зокрема, і у процесах вібраційного формування бетонних блочків.

ВИСНОВКИ

1. Параметри A та B , що входять у критерії необхідності врахування взаємодії механізму збудження та коливного навантаження (6) та (13), виражаються через всі основні фізичні характеристики як двигуна, так і коливної системи.
2. Вони (параметри A та B) змінюються за варіації таких параметрів сукупної системи "оброблювана бетонна суміш + привантаження + робочий орган вібраційної машини + двигун", як нахил характеристики двигуна M_0 , швидкість підведення енергії α_1 , момент інерції двигуна J , амплітуда створюваного двигуном силового впливу F_0 , власна частота коливної системи $\sqrt{c/\tilde{m}}$, її маси \tilde{m} , жорсткість c та коефіцієнт опору руху \tilde{b} .

Література

1. Нелинейные колебания механических систем/Избранные труды Кононенко В.О. – К.: Наукова думка, 1980. – 384с.
2. Алифов А.А., Фролов К.В. Взаимодействие нелинейных колебательных систем с источником энергии. – М.: Наука, 1985. – 328с.
3. Краснопольская Т.С. Колебания бесконечной пластины, соприкасающейся с жидкостью, при возбуждении вдоль прямой двигателем ограниченной мощности//Прикладная механика. —1988. – Т.24. - № 9. – С. 96-103.
4. Пуст Л. Влияние свойств источника энергии на нестационарные колебания механических систем//Научные проблемы машиностроения. – М.: Наука, 1988. – С. 193-211.

5. Тамм И.Е., Бреховских Л.М. О вынужденных колебаниях бесконечной пластинки, соприкасающейся с водой//Журнал теоретической физики. – 1946. – Т.16. – Вып. 8. – С. 879-888.
6. Фролов К.В., Краснопольская Т.С. Вынужденные колебания круглой пластины в жидкости при ограниченном возбуждении//Машиноведение. – 1981. - № 6. – С. 28-34.
7. Crighton D.G. The free and forced waves on a fluid-loaded elastic plate// J. Sound & Vibration. – 1979. – Vol. 63. – No. 2. – P. 225-235.
8. Crighton D.G., Innes D. Low frequency acoustic radiation and vibration response of locally excited fluid-loaded structures// J. Sound & Vibration. – 1983. – Vol. 91. – No. 2. – P. 293-314.
9. Feit D. Pressure radiated by a point excited elastic plate// J. Acoust. Soc. Am. – 1966. – Vol. 40. – No. 6. – P. 1489-1494.
10. Feit D., Liu Y.N. The nearfield response of a line-driven fluid-loaded plate// J. Acoust. Soc. Am. – 1985. – Vol. 78. – No. 2. – P. 763-766.
11. Strawderman W.A., Ko S.H., Nuttall A.H. The real roots of the fluid-loaded plate// J. Acoust. Soc. Am. – 1979. – Vol. 66. – No. 2. – P. 579-585.
12. Динамика тел, взаимодействующих со средой/Гузь А.Н., Маркуш Ш., Пуст Л. и др./Под ред. А.Н. Гузя. – К.: Наукова думка, 1991. – 392с.
13. Чубук Ю.Ф., Назаренко И.И., Гарнец В.Н. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей. – К.: Вища школа. Головное изд-во, 1985. – 168с.
14. Сердюк Л.И. Работа управляемого дебалансного возбудителя колебаний в переходном режиме вибромашины//Вопросы виброзащиты и вибротехники. – Новосибирск, 1990. – С. 72-76.

ОСОБЛИВОСТІ ВІБРОПРЕСУВАННЯ ПУСТОТНИХ ВОГNETРИВКИХ ЗАГОТІВОК У ПРЕС-ФОРМІ ЗАКРИТОГО ТИПУ

Пустотні вогнетривкі вироби використовуються для обпалювання керамічних заготовок, заповнення арок і порожнин термічних печей. Особливістю виробів є значне співвідношення між їх висотою і товщиною стінок при наявності відкритих пустот і суцільного дна по торцю. Існуючі методи статичного пресування не забезпечують необхідну рівнощільність заготовки по об'єму, тому термічна стійкість виробів не більше 5-ти термоциклів [1].

Відоме обладнання гідростатичного пресування забезпечує якісні вогнетривкі пустотні вироби, проте процес має малу продуктивність. Задовільну продуктивність забезпечує квазістатичне пресування, але не вирішеність питання стійкості прес-форми ускладнює широке впровадження цього технологічного процесу [2].

Добрі результати отримані при вібропресуванні заготовок із вогнетривких матеріалів [1]. Вібропресування порошкових матеріалів зменшує необхідне зусилля пресування, підвищує рівнощільність виробу. Спроби використання при вібропресуванні виробничих прес-форм для статичного пресування не дали суттєвих позитивних результатів. Такі прес-форми не враховують специфіку і переваги процесу вібропресування, мають значні габарити.

В роботі розглянуті питання підвищення ефективності процесу вібропресування пустотних виробів шляхом вдосконалення конструкції прес-форми закритого типу.

Для виготовлення пустотних деталей типу "кадушка" із шамотних вогнетривких матеріалів методом вібропресування запропонована прес-форма закритого типу (рис.1) [3].

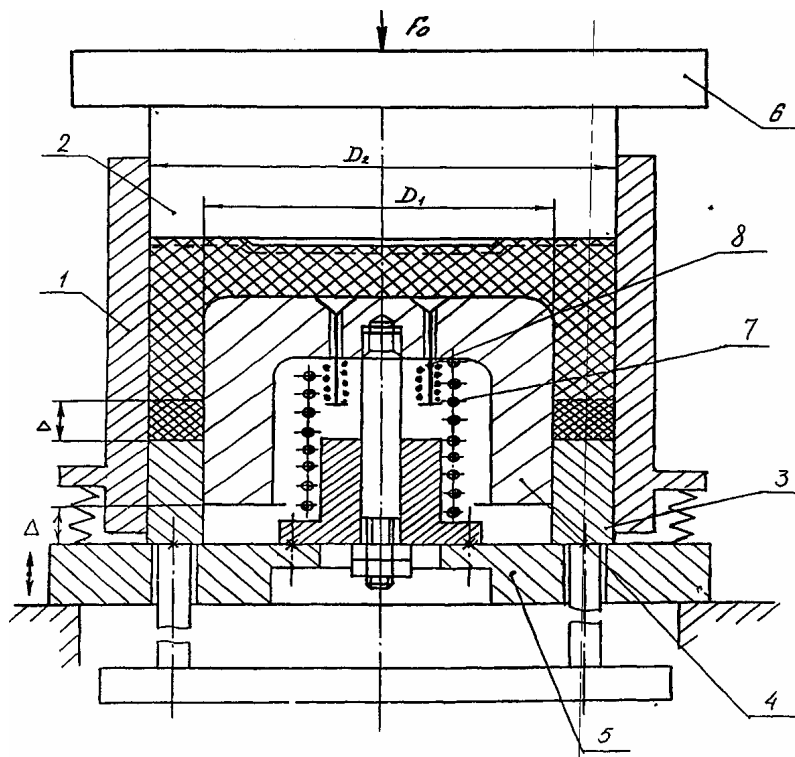


Рис. 1. Прес-форма закритого типу

Матриця 1 охоплює верхній пуансон 2, кільце 3 і нижній підпружинений пуансон 4. Прес-форма монтується на вібростолі 5, який забезпечує зворотно-поступальні робочі рухи. Після засипання порошкового матеріалу верхній пуансон 2 вводять в матрицю 1. Власна вага пуансона 2 (G_B) вага траверси-притискувача 6 (G_T) і постійна сила (F_0) забезпечують сумарну силу (F_B) навантаження заготовки зверху $F_B = G_B + G_T + P_0$. Сумарній силі (F_B) протидіє сила тертя між шихтою та матрицею 1 (F_T), сила на кільці 3 (F_K) і пуансоні 4 (F_H), ($F_B = F_T + F_K + F_H$). Мінімальна сила пружини 7 (F_{Π}) розраховується із умови рівноваження пуансона ($F_{\Pi} \leq G_H + G_1$), де G_H – вага нижнього пуансона, G_1 – вага шихти.

На початковій стадії вібропресування щільність заготовки невелика, деформування відбувається в напрямку прикладання робочих сил. Сили тертя між рухомою матрицею 1 і шихтою значно менші від сил пресування, тому на початковій стадії силами тертя можна знехтувати ($F_T = 0$).

На основі прийнятих спрощень і викладок слідує, що на початковій стадії пресування сила на верхньому пуансоні 2 врівноважується силою на кільці 3 ($F_T = F_K$). Зважаючи на те, що деформації відбуваються в напрямку сили F_0 , відношення тиску на кільці 3 (P_K) до тиску на пуансоні 2 (P_B) буде визначатися співвідношенням:

$$\frac{P_B}{P_K} = 1 - \frac{D_1^2}{D_2^2},$$

де D_1 і D_2 — відповідно зовнішній і внутрішній діаметри заготовки.

При зменшенні внутрішнього діаметра ($D_2 \rightarrow 0$) вирівнюються тиски на кільці 3 і верхньому пуансоні 2 ($P_K = P_B$), а збільшення внутрішнього діаметра ($D_2 \rightarrow D_1$) викликає збільшення тиску (P_K) на кільці 3.

Таким чином, можна припустити, що на початковій стадії пресування тиск P_K на кільці 3 більший від тиску P_H на торці верхнього пуансона і тиску на торці пуансона 4 ($P_H \approx 0$), тому деформування заготовки здійснюється по контакту з внутрішнім кільцем 3. При цьому значне деформування заготовки досягається за рахунок зменшення вмісту повітря і заповнення пластифікатором звільненого простору між частинками шихти. Зворотно-поступальні робочі рухи вібростола і коливання матриці 1 сприяють виходу повітря із зони пресування. Основне деформування відбувається по кільцю 3 з одночасним опусканням пуансона 4 і незначним деформуванням під верхнім пуансоном 2.

Після забезпечення необхідної деформації А по кільцю 3, пуансон 4 досягає вібростола, послідовно починається заключна стадія пресування.

Зворотно-поступальні рухи стола забезпечують допресування заготовки по днищу і поліпшують її рівнощільність. Особливо важливим на даному етапі пресування є взаємодія рухомих елементів: вібростіл 5, прес-форма 9, траверса-притискувач 6. Матриця 1 прес-форми кріпиться до вібростола 5. Сили тертя і розклинювання від порошкового матеріалу утримують заготовку і кільце 3 та нижній підпружинений пуансон 4 разом з матрицею 1 на вібростолі 5. Взаємодія верхнього пуансона 2 і траверси-притискувача 6 суттєвим чином впливають на процес пресування заготовки.

У відомих дослідженнях з вібропресування [2, 4] часто верхній пуансон розглядають як одне ціле з траверсою-притискувачем 6. Кріплення верхнього пуансона на траверсі-притискувачі спрощує обслуговування оснастки, але негативно впливає на якість заготовки. В момент зворотного ходу вібростола з прес-формою вниз верхній пуансон 2 з траверсою-притискувачем 6 по інерції рухається вгору і можуть відриватися від уже спресованої заготовки. В зазорі між верхнім пуансоном 2 і заготовкою утворюється вакуумований об'єм, в який проникає повітря як із заготовки так і ззовні прес-форми. При русі верхнього пуансона 2 з траверсою-притискувачем 6 вниз не все повітря встигає вийти із зазору. Частина стиснутого повітря переходить в поверхневі шари заготовки, утворює в ній шпарини. Шпарини розміщуються в площині перпендикулярній до напрямку прикладання пресового зусилля. Характерно це при пресуванні більшості порошкових матеріалів, а, особливо, для сухих і напівсухих з малою кількістю в'язучих добавок, які мають незначні сили зчеплення між складовими частинками. В деяких локальних місцях



на поверхні заготовок спостерігається інтенсивне утворення шпарин, що призводить до "лушіння" обробленої поверхні і значно погіршує якість виробу.

Із наведеного слідує, що верхній пуансон 2 і траверса-притискувач 6 не повинні мати жорсткого з'єднання. Верхній пуансон 2 на завершальній стадії пресування повинен утримуватися силами тертя в матриці 1.

Після завершення вібропресування необхідно забезпечити доступ повітря до заготовки при звільненні її з прес-форми. Частково це досягається за рахунок конічних ділянок на матриці і на нижньому пуансоні. Проте в пустотілих виробках необхідно забезпечити додатковий доступ повітря на внутрішній торець заготовки. В запропонованій прес-формі використовуються підпружинені конічні клапани 8, які встановлені на пуансоні 4. При виштовхуванні заготовки за допомогою зовнішнього кільця 3, на поверхні контакту між заготовкою і нижнім пуансоном 4 виникає вакуумований простір. Розріджене повітря і контакт заготовки з клапаном сприяють підніманню останнього вверх і повітря поступає в зазор між заготовкою і нижнім пуансоном. Відсутність доступу повітря призводить до деформації (западання) днища заготовки, збільшує брак виробів.

Вібропресування в запропонованій прес-формі дозволило підвищити щільність і особливо рівнощільність вогнетривких заготовок типу "кадушка" діаметром 200 мм і висотою 150 мм. Відношення мінімальної рівнощільності окремих ділянок заготовок до максимальної сягає 0,85-0,92, що більше у порівнянні з заготовками отриманими на відомих прес-формах статичного пресування шамотних вогнетривких виробів подібної конфігурації.

Література

1. Искович-Лотоцкий Р.Д., Пентюк Б.Н., Бочаров Ю.А. Выбор режимов виброударного прессования огнеупорных изделий из порошкообразных материалов. // Огнеупоры. - 1988. - №6. - С. 33-36.
2. Костюков Н.С., Тимохова М.И. Пресс-форма для квазиизостатического прессования керамических тел // Стекло и керамика. - 1979. - №8. - С. 17-18.
3. А.С. №1036534 МКИ В28В 3/04. Прес-форма для формования фигурных изделий // Искович-Лотоцкий Р.Д., Пентюк Б.Н., Вирнык Н.Н. и др. Оpubл. 23.08.1983. Б.И. №31.
4. Искович-Лотоцкий Р.Д., Матвеев И.Д., Крат В.А. Машины вибрационного и виброударного действия. - К.: Техника, 1982. – 208 с.

ТЕОРЕТИЧНЕ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ МАТЕРІАЛУ В ГЛАДКОМУ ОБЕРТОВОМУ БАРАБАНИ

Незважаючи на значну кількість робіт, присвячених опису руху матеріалу в обертовому барабані, переважна більшість авторів схиляється до використання одного з двох наступних підходів. "Одночастковий" підхід [2, 4, 6], при якому розглядається рівновага окремої частки, або метод "в'язких потоків" [3, 5], відповідно до якого рух матеріалу розглядається як потік в'язкопластичного середовища.

Проте перший підхід успішно можна використовувати тільки при описі вільного руху, наприклад, при зсипанні матеріалу з лопати, а основний недолік другого підходу полягає в тому, що залежності, які у ньому використовуються, містять емпіричні коефіцієнти, що вимагають визначення на лабораторних установках. Крім цього, метод "в'язких потоків" описує симетричну щодо центра циркуляції границю розділу шарів, що не відповідає реальній картині, особливо при швидкостях обертання барабана більших 0,2 від критичної.

При розгляді характеру розподілу оброблюваного середовища в робочих органах барабанних апаратів, до яких відносяться і гравітаційні бетонозмішувачі, багатьма дослідниками [1-5] зазначається, що в залежності від типу цього середовища характер руху матеріалу в барабані не однаковий. Це є наслідком як конструктивних особливостей, так і необхідних технологічних режимів роботи барабанних апаратів. Відповідно до запропонованої класифікації [1, 2, 3] рух матеріалу може бути:

- з обвалюванням, при якому періодично відбувається перерозподіл матеріалу із руйнуванням відкритої поверхні суміші;
- циркуляційним, при якому матеріал утворює замкнений контур, що складається з колової ділянки та ділянки руху по відкритій поверхні матеріалу;
- закритичним або циркуляційним, при якому весь матеріал обертається разом із барабаном.

На практиці найчастіше використовується циркуляційний рух. Звичайно даний режим руху стійко існує при кутових швидкостях обертання барабана $(0,2 \dots 0,6)\omega_{кр}$, де $\omega_{кр}$ – критична кутова швидкість, при якій частка починає обертатися разом з обичайкою барабана.

Можливий також рух з коливаннями, при якому, сегмент матеріалу, обертаючись разом з барабаном, періодично піднімається на деяку висоту, а потім переміщається вниз, прослизавши щодо обичайки барабана. Даний режим можливий при малих кутових швидкостях обертання барабана, малому заповненні барабана матеріалом і коли коефіцієнт тертя часток об внутрішню поверхню барабана менше коефіцієнта тертя між частками (що характерно для великих значень водоцементного відношення).

Для гравітаційних бетонозмішувачів характерне поєднання перших двох режимів. Таким чином, елементарний об'єм матеріалу безперервно піднімається по колу разом із барабаном, а потім скидається по параболічній траєкторії або зсувається по похилій площині, яка утворюється нижніми шарами матеріалу. Тобто, в перерізі барабана утворюється два об'єми матеріалу: АСВDF – об'єм, що піднімається разом із барабаном по концентричним колам, та АЕВС – об'єм, що рухається вздовж межі розділу АСВ (рис. 1). Крім того, до зазначених рухів додається також осьова складова вздовж осі барабана [2, 3].

Характер руху оброблюваного матеріалу залежить від багатьох параметрів, проте переважний вплив має діаметр барабана, частота його обертання, кут нахилу барабана до горизонту, ступінь заповнення матеріалом, склад бетонної суміші і пов'язані із ним коефіцієнти тертя матеріалу по сталі та внутрішнього тертя. Крім того, значний внесок складає наявність в барабані внутрішніх робочих елементів (лопатей, шнеків, т. ін.). Перераховані фактори чинять значний вплив на висоту підйому бетонної суміші і, як наслідок, на енергію взаємодії елементарних об'ємів між собою при падінні або зсуві. Слід також зазначити швидкість відносного руху об'єму матеріалу під час його зсування вздовж межі розділу АСВ, яка може бути як площиною, так і кривою.

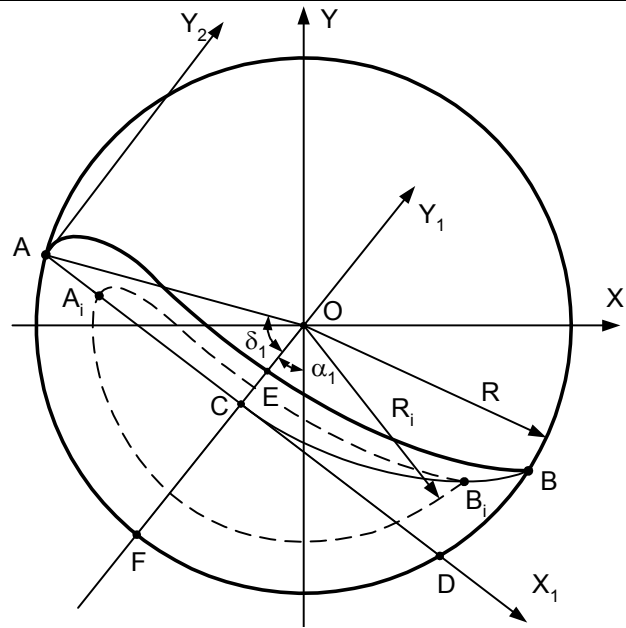


Рис. 1. Схема руху елементарного об'єму суміші

Розглянемо рух елементарного об'єму суміші всередині барабана, побудувавши послідовне положення суміші в барабані під час його обертання.

Із збільшенням кута повороту барабана α від 0 до кута тертя матеріалу в стані спокою α_0 суміш рухається разом із барабаном, залишаючись відносно нього нерухомою (рис. 2, а). Починаючи з кута α_0 навіть самі верхні частки матеріалу (біля точки А) гарантовано починають сповзати по поверхні суміші. Враховуючи, що на елементарний об'єм матеріалу діють сила тяжіння, сила інерції та сила тертя, рівняння граничної рівноваги частки, розташованої біля точки А має вид

$$m \cdot g \cdot \sin(\alpha) - f \cdot m \cdot g \cdot \cos(\alpha) - \frac{m \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \cos(\delta_0) \cdot (\sin(\phi) + f \cdot \cos(\phi))}{\cos(\phi)} = 0 \quad (1)$$

де m - маса елементарної частки; δ_0 - половина центрального кута, який визначає величину сегменту суміші в стані спокою; ϕ - кут, який характеризує положення частки на відкритій поверхні матеріалу; f - коефіцієнт тертя в стані спокою; ω - кутова швидкість обертання барабана; R - радіус обертання барабана.

В загальному випадку рівняння (1) має два корені. Приймаючи до розгляду частку у крайньому положенні (точка А), маємо, що кут $\phi = \delta_0$. Тоді корінь рівняння (1) після виконання перетворень набуває вигляду

$$\alpha_0 = \arccos \left[\frac{-\omega^2 \cdot f \cdot R \cdot (\sin(\delta_0) + f \cdot \cos(\delta_0)) + \sqrt{(f^2 + 1) \cdot g^2 - (\sin(\delta_0) + f \cdot \cos(\delta_0))^2 \cdot R^2 \cdot \omega^4}}{(f^2 + 1) \cdot g} \right] \quad (2)$$

Вже в наступну мить вся суміш приходить до руху, починаючи зсуватися. Припустивши, що все ж вдасться повернути барабан із сумішшю на кут $\alpha_1 = \alpha_0 + \Delta\alpha$, остання займе нестійке положення (рис. 2, б). Частина суміші, яка знаходиться вище лінії вільного скочування (пунктирна лінія на рис. 2, б), обрушується вниз, утворюючи в нижній частині сегменту краплеподібну фігуру (вище пунктирної лінії на рис. 2, в).

На справді ж, рух часток суміші починається раніше кута α_0 , оскільки першими в рух приходять частки, розташовані на відкритій поверхні суміші ближче до центра барабана (на них діє набагато менша сила інерції у порівнянні із периферійними

частками). При цьому, подальше збільшення кута α_1 можливе лише за рахунок збільшення кутової швидкості обертання барабана ω .

По досягненні кута α_0 усі частки на ділянці АС приходять до руху, а центральний кут, який визначає величину сегменту нерухомої відносно барабана частини суміші, зменшується від δ_0 до δ_1 . При подальшому збільшенні кута α вище α_0 (тобто при збільшенні ω) величина δ_1 постійно зменшується, а площа краплеподібної фігури – збільшується (оскільки збільшується кількість суміші, що зсипається).

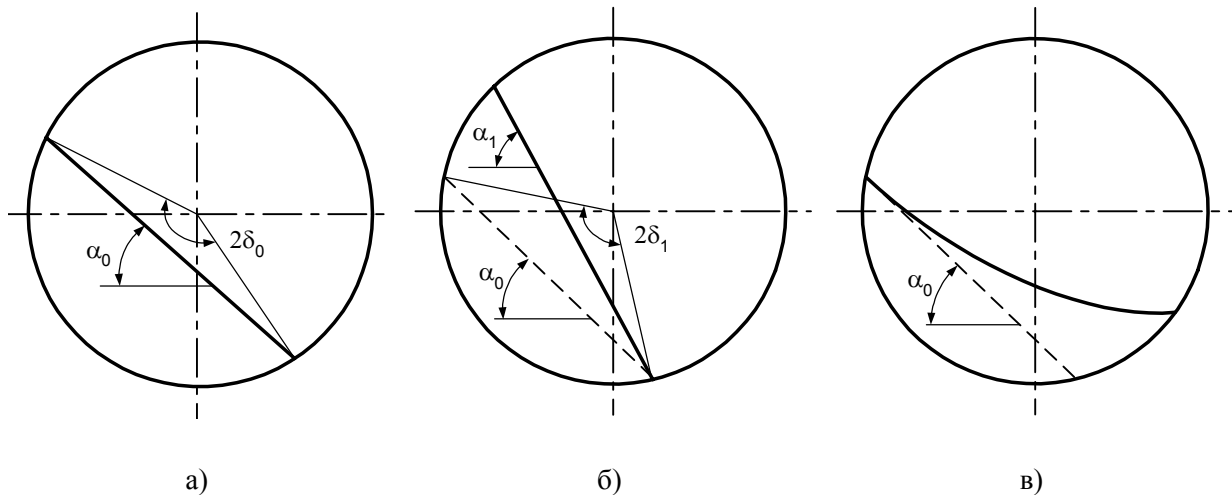


Рис. 2. Схема послідовної зміни положення вільної поверхні суміші

Отже, можна зробити висновок, що реально переріз суміші в барабані має набагато більш складний вид, ніж широкоживаний в літературі сегмент. Більше того, із збільшенням швидкості обертання барабана ця відмінність значно зростає.

Для встановлення характеру руху матеріалу в поперечному перерізі гладкого обертового барабана була розроблена експериментальна установка (рис. 3). Установка складається з нерухомих рами та поворотної рами-траверси, що закріплена на нерухомій рамі і має можливість зміни кута нахилу до горизонту. Положення траверси фіксується за допомогою розпирного елемента із фіксованим розташуванням отворів. Отвори виконані таким чином, що забезпечують нахил траверси на кут від 0 до 60° із кроком 15° . На поворотній траверсі змонтовані двигун постійного струму потужністю $1,5$ кВт та черв'ячний редуктор. Обертання від двигуна передається на редуктор через клинопасову передачу. Повне передавальне відношення клинопасової передачі та черв'ячного редуктора дозволяє отримувати швидкість обертання від $0,2$ до $1,2 \omega_{кр}$.

На вихідному валу редуктора встановлюється змішувальний барабан. З метою дослідження впливу конструктивних і технологічних параметрів на процес перемішування було виготовлено декілька різних за співвідношенням поздовжніх та поперечних розмірів барабанів. Всі барабани мали однакові посадочні місця для закріплення на вихідному валу редуктора.

При виборі типу двигуна приводу обертання барабана був обраний двигун постійного струму, який дозволяє плавно змінювати частоту обертання двигуна, а отже і барабана.

На експериментальній установці встановлені датчики частоти обертання та датчики вимірювання спожитої потужності. Оскільки при обертанні барабана частина енергії неминує витрачається на подолання опору тертя в підшипникових опорах, клинопасовій передачі тощо, в конструкцію установки введений пристрій – навантажувач, який імітує вагове навантаження на привод з боку барабана та суміші. Такий пристрій

дозволяє встановити величину потужності на подолання опору тертя. Таким чином, решта буде потужністю, що витрачається виключно на перемішування.

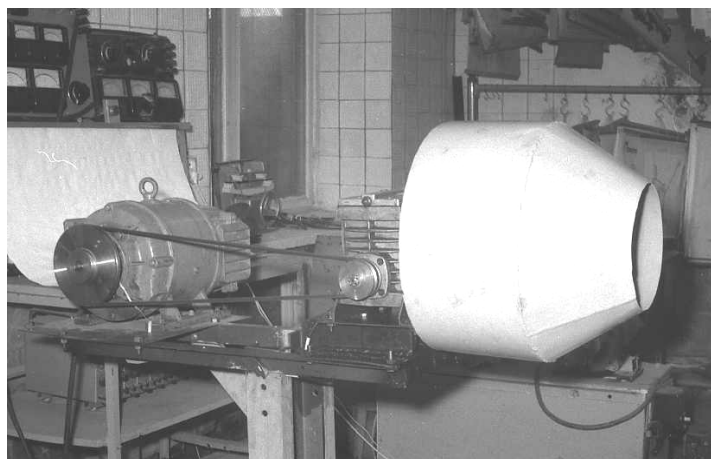


Рис. 3. Експериментальна установка

Серія виконаних на експериментальній установці експериментів дозволила підтвердити справедливості попередніх висновків та припущень. З наведених на рис. 4 фотографій добре видно поступове утворення та збільшення площі краплеподібної фігури із збільшенням кутової швидкості обертання барабана ω .

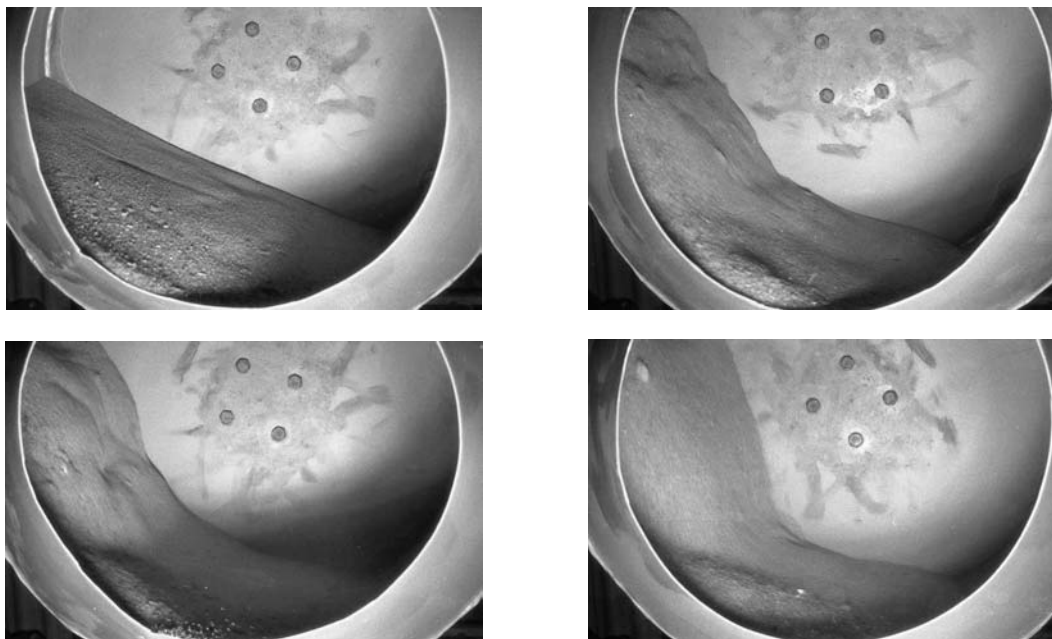


Рис. 4. Фотографії послідовної зміни положення вільної поверхні суміші

Визначимо для такого складного перерізу суміші площу нерухокої відносно барабана частини та координати її центра ваги. Необхідність визначення нерухокої частини викликана тим, що саме вона створює статичний момент, який необхідно подолати для обертання барабана.

Прийmemo, що межа розділу АСВ (рис. 1) складається з прямолінійної ділянки АС та параболічної – СВ, причому точка С розташована по центру перерізу суміші. Проведемо дві допоміжні декартові вісі – X_1CV_1 та X_1AV_2 , сумістивши вісь OX_1 із прямолінійною ділянкою АС.

Прийmemo також, що параболічна ділянка може бути описана законом [2]

$$x1 = \sqrt{\frac{y1}{a}}, \quad (3)$$

де a – коефіцієнт, величина якого може бути визначена як

$$a = 2 \frac{R \cdot \sin(\delta 0) \cdot \sin(\delta 0 - \delta 1)}{(2R \cdot \sin(\delta 0) \cdot \cos(\delta 0 - \delta 1) - R \cdot \sin(\delta 1))^2}. \quad (4)$$

Оскільки коло, що описує внутрішню поверхню барабана, в системі координат X_1CV_1 може бути задане рівнянням

$$x1 = \sqrt{R^2 - (y1 - R \cdot \cos(\delta 1))^2}, \quad (5)$$

то точка перетину параболи СВ поверхні матеріалу та кола барабана визначається координатами

$$X1b = \frac{1}{2} \sqrt{2} \sqrt{\frac{2 \cdot a \cdot R \cdot \cos(\delta 1) - 1 + \sqrt{-4 \cdot a \cdot R \cdot \cos(\delta 1) + 1 + 4 \cdot a^2 \cdot R^2}}{a^2}} \quad (6)$$

$$Y1b = \frac{1}{2} \frac{2 \cdot a \cdot R \cdot \cos(\delta 1) - 1 + \sqrt{-4 \cdot a \cdot R \cdot \cos(\delta 1) + 1 + 4 \cdot a^2 \cdot R^2}}{a}$$

Площа, яку займає переріз матеріалу, складається з площі сегменту ACDF та площі краплеподібної фігури CBD. Площа сегменту визначається рівнянням

$$Sacdf = \frac{1}{2} R^2 (2 \cdot \delta 1 - \sin(2 \cdot \delta 1)), \quad (7)$$

а площа краплеподібної фігури знаходиться як різниця площ, обмежених кривими DB (частина кола) та CB

$$Sdb = \int_0^{y1b} \sqrt{R^2 - (y1 - R \cos(\delta 1))^2} dy1, \quad Scb = \int_0^{y1b} \sqrt{\frac{y1}{a}} dy1. \quad (8)$$

Тоді, виконавши перетворення, отримуємо

$$Sfull = \frac{1}{2} \sqrt{R^2 - (Y1b - R \cdot \cos(\delta 1))^2} (Y1b - R \cdot \cos(\delta 1)) -$$

$$-\frac{1}{2} R^2 \cdot \left[\arctg \left(\frac{-Y1b + R \cdot \cos(\delta 1)}{\sqrt{R^2 - (-Y1b + R \cdot \cos(\delta 1))^2}} \right) - \sin(\delta 1) \cdot \cos(\delta 1) - \frac{\pi}{2} + \arccos(\cos(\delta 1)) \right] -$$

$$-\frac{2}{3} \left(\frac{Y1b}{a} \right)^{3/2} a \quad (9)$$

а повна площа перерізу дорівнює $Sfull = Sabdf + Scbd$.

Після підстановки і перетворень матимемо

$$Sfull = \left[\frac{1}{2} R^2 (2\delta 1 - \sin(2\delta 1)) + \frac{1}{2} \sqrt{R^2 - (Y1b - R \cdot \cos(\delta 1))^2} (Y1b - R \cdot \cos(\delta 1)) -$$

$$-\frac{1}{2} R^2 \cdot \arctg \left(\frac{-Y1b + R \cdot \cos(\delta 1)}{\sqrt{R^2 - (-Y1b + R \cdot \cos(\delta 1))^2}} \right) - \sin(\delta 1) \cdot \cos(\delta 1) - \frac{\pi}{2} + \arccos(\cos(\delta 1)) -$$

$$-\frac{2}{3} \left(\frac{Y1b}{a} \right)^{3/2} a \right] \quad (10)$$

Координати центру ваги перерізу суміші в системі координат X_1CV_1 визначаються рівняннями статичних моментів сегменту та краплеподібної фігури

$$X1 = \frac{Sacdf \cdot X1acdf + Scbd \cdot X1cbd}{Sacdf + Scbd}, \quad Y1 = \frac{Sacdf \cdot Y1acdf + Scbd \cdot Y1cbd}{Sacdf + Scbd}. \quad (11)$$

Для сегменту



$$X1acdf = 0; \quad Y1acdf = -\frac{4}{3} \frac{R \cdot \sin^3(\delta 1)}{2 \cdot \delta 1 - \sin(2 \cdot \delta 1)} + R \cdot \cos(\delta 1). \quad (12)$$

Для краплеподібної фігури CBD

$$X1cbd = \frac{1}{Scbd} \int_0^{Y1b} \left[R^2 - (y1 - R \cos(\delta 1))^2 - \frac{y1^2}{a} \right] dy1 \quad (13)$$

$$Y1cbd = \frac{1}{2Scbd} \int_0^{Y1b} \left[y1 \cdot \sqrt{R^2 - (y1 - R \cos(\delta 1))^2} - y1 \cdot \sqrt{\frac{y1}{a}} \right] dy1$$

Виконаємо інтегрування рівнянь (13). Для координати $X1cbd$ матимемо:

$$X1cbd = \frac{1}{Scbd} \left[-\frac{1}{3} Y1b^3 + \frac{1}{2} \left(2R \cos(\delta 1) - \frac{1}{a} \right) \cdot Y1b^2 + R^2 \cdot Y1b \cdot \sin^2(\delta 1) \right]. \quad (14)$$

Інтегрування та проведені спрощення отриманого результату для другого рівняння з (13) дають значення координати $Y1cbd$

$$\begin{aligned} Y1cbd = & \frac{1}{2Scbd} \left[\sqrt{R^2 - (-Y1b + R \cdot \cos(\delta 1))^2} \times \right. \\ & \times \left(-\frac{1}{3} \cdot R^2 + \frac{1}{3} \cdot Y1b^2 - \frac{1}{6} \cdot Y1b \cdot R \cdot \cos(\delta 1) - \frac{1}{6} \cdot R^2 \cdot \cos^2(\delta 1) \right) - \\ & - \frac{1}{2} R^3 \cdot \cos(\delta 1) \arctg \left(\frac{-Y1b + R \cdot \cos(\delta 1)}{\sqrt{R^2 - (-Y1b + R \cdot \cos(\delta 1))^2}} \right) - \frac{2}{5} \left(\frac{Y1b}{a} \right)^{5/2} a^2 + \frac{1}{3} R^3 \sin(\delta 1) + \\ & \left. + \frac{1}{4} R^3 \cdot \cos(\delta 1) (\pi - 2 \arccos(\cos(\delta 1))) + \frac{1}{6} R^3 \cdot \cos^2(\delta 1) \sin(\delta 1) \right]. \quad (15) \end{aligned}$$

Здійснивши підстановку (7), (9), (12) – (15) у рівняння (11), визначають положення центру ваги усієї суміші в системі координат X_1CV_1 .

Розглядаючи рух суміші і послідовну зміну положення вільної поверхні суміші (рис. 2), можна відзначити той факт, що для будь-якого положення завжди залишається вірним рівність $\alpha_1 + \delta_1 = \alpha_0 + \delta_0$. А отже, реальний кут α_1 , якого досягає вільна поверхня при провертанні барабана, перевищує кут α_0 тертя матеріалу у стані спокою і дорівнює $\alpha_1 = \alpha_0 + \delta_0 - \delta_1$.

Тоді, виконавши перенесення центру системи координат X_1CV_1 в точку O із її одночасним поворотом на кут α_1 , будемо мати положення центру ваги усієї суміші в системі координат XOY :

$$\begin{aligned} X &= X1 \cdot \cos(\alpha_0 + \delta 0 - \delta 1) - (Y1 - R \cdot \cos(\delta 1)) \cdot \sin(\alpha_0 + \delta 0 - \delta 1); \\ Y &= Y1 \cdot \sin(\alpha_0 + \delta 0 - \delta 1) + (Y1 - R \cdot \cos(\delta 1)) \cdot \cos(\alpha_0 + \delta 0 - \delta 1). \end{aligned} \quad (16)$$

Багатьма дослідниками [2, 3] приймається, що визначена вище площа ACBDF, яка складається з сегменту та краплеподібної фігури, є нерухомою по відношенню до барабана. Крім того, її потенційна енергія незмінна для будь-якого положення барабана і дорівнює енергії суміші, під час переходу від стану руху до стану спокою. Таким чином, приймаючи, що в даний момент кут сегменту становить δ_0 , а кут підйому суміші $\alpha = \alpha_2$, маємо мінімум потенційної енергії:

$$E_{\min} = -\frac{2}{3} \cdot R^3 \cdot \sin^3(\delta 0) \cdot (\cos(\alpha_2) - 1) \cdot l_i \cdot \rho \cdot g, \quad (17)$$

де l_i - довжина елементарної ділянки барабана; ρ - щільність матеріалу.

Потенційна енергія нерухомої відносно барабана частини суміші дорівнює

$$E = S_{full} \cdot l_i \cdot \rho \cdot g \cdot \left(Y + \frac{4/3 \cdot R \cdot \sin^3(\delta 0)}{2 \cdot \delta 0 - \sin(2\delta 0)} \right) \quad (18)$$

Прирівнюючи (17) і (18), одночасно підставивши Y з другого рівняння (16) та S_{full} з (10) і виконавши спрощення, матимемо

$$\begin{aligned} & \left[\frac{1}{2} R^2 (2\delta_1 - \sin(2\delta_1)) + \frac{1}{2} \sqrt{R^2 - (Y_1 b - R \cdot \cos(\delta_1))^2} (Y_1 b - R \cdot \cos(\delta_1)) - \right. \\ & \left. - \frac{1}{2} R^2 \cdot \operatorname{arctg} \left(\frac{-Y_1 b + R \cdot \cos(\delta_1)}{\sqrt{R^2 - (-Y_1 b + R \cdot \cos(\delta_1))^2}} \right) - \sin(\delta_1) \cdot \cos(\delta_1) - \frac{\pi}{2} + \arccos(\cos(\delta_1)) - \right. \\ & \left. - \frac{2}{3} \left(\frac{Y_1 b}{a} \right)^{3/2} a \right] \times \left[Y_1 \cdot \sin(\alpha_0 + \delta_0 - \delta_1) + (Y_1 - R \cdot \cos(\delta_1)) \cdot \cos(\alpha_0 + \delta_0 - \delta_1) + \frac{4/3 \cdot R \cdot \sin^3(\delta_0)}{2 \cdot \delta_0 - \sin(2\delta_0)} \right] = \\ & = -\frac{2}{3} \cdot R^3 \cdot \sin^3(\delta_0) \cdot (\cos(\alpha_2) - 1) \end{aligned} \quad (19)$$

Як бачимо, єдиним невідомим параметром даного рівняння є δ_1 . Але, оскільки (19) є трансцендентним відносно δ_1 , то розв'язати рівняння у символічному вигляді не є можливим. З іншого боку знання δ_1 дуже важливе, так як визначає характер розподілу і руху суміші в поперечному перерізі.

Спробуємо встановити якісний характер зміни δ_1 , задаючись певними значеннями конструктивних та технологічних параметрів:

$$R = 1 \text{ м}; \omega = 0,5\omega_{кр} = 1,57 \text{ рад/с}; \delta_0 = 80^\circ; \alpha_0 = 35^\circ; l_i = 2 \text{ м}; \rho = 2400 \text{ кг/м}^3; g = 9,81 \text{ м/с}^2.$$

Для пошуку розв'язку рівняння (19) відносно δ_1 побудуємо його графік, виконавши перенесення вправо лівої частини рівняння (19), (тобто, $E_{min} - E$).

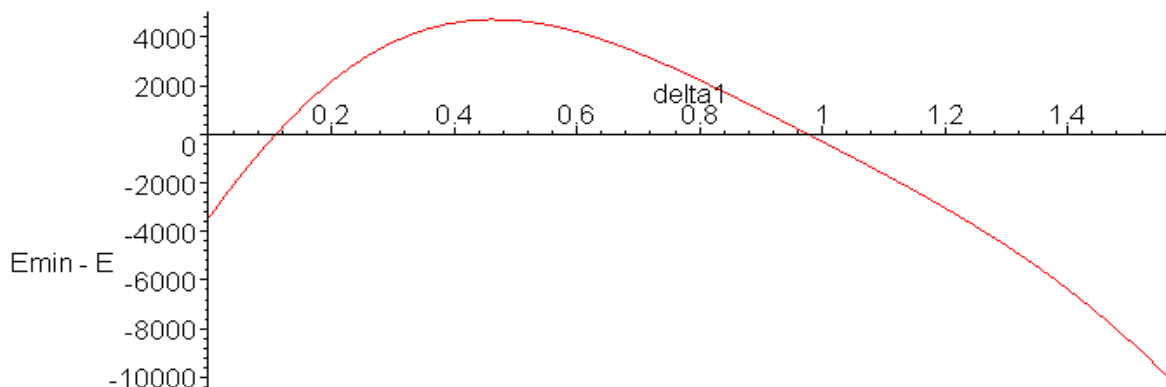


Рис. 5. Графік рівняння $E_{min} - E$ в залежності від значення кута δ_1

Знайдемо чисельне вирішення рівняння (19) на інтервалі від 0 до δ_0 . При цьому нас цікавить значення максимально близьке до δ_0 (як видно з рис. 5, існує ще один корінь δ_1 , який приблизно дорівнює 7° , але очевидно, що він не підходить). Маємо $\delta_1 = 0,976 \text{ рад} = 56^\circ$.

Таким чином, можна констатувати той факт, що в області найбільш вживаних значень частоти обертання ($\omega = 0,5\omega_{кр}$) центральний кут сегменту зменшується практично на 30%, а площа частини суміші, нерухомої відносно барабана, зменшується для прийнятих вище значень з $1,22 \text{ м}^2$ (рис. 2, а) до $0,763 \text{ м}^2$ (фігура АСВDF на рис. 1), тобто на 38%. Ці 38% від загальної частини суміші переводяться до рухомої частини, що скидається по параболічній траєкторії або зсувається по похилій площині вздовж межі розділу АСВ. Очевидно, що із збільшенням кутової швидкості кількість матеріалу, яка переводиться в рух, постійно зростає, а форма перерізу суміші, нерухомої по відношенню до барабана, змінюється від сегментної до краплеподібної. Для підтвердження цієї думки

побудуємо графік залежності кута δ_1 для різних значень кутової швидкості обертання барабана (рис. 6).

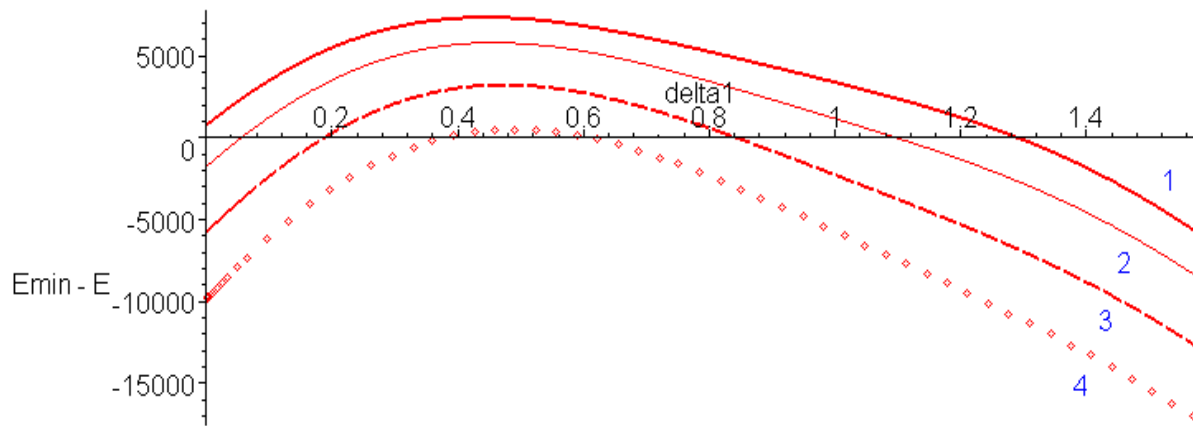


Рис. 6. Графік зміни центрального кута δ_1 сегменту при зміні кутової швидкості обертання барабана: 1 – $\omega = 0,1\omega_{кр}$; 2 – $\omega = 0,4\omega_{кр}$; 3 – $\omega = 0,6\omega_{кр}$; 4 – $\omega = 0,73\omega_{кр}$

Аналіз графіків на рис. 6 свідчить, що із збільшенням кутової швидкості величина δ_1 зменшується від δ_0 до найменшого значення, яке завжди більше нуля (для нашого випадку воно близьке до 0,5 рад).

Треба зазначити, що наведена методика дозволяє досить точно визначити як енергію, яка витрачається на перемішування, так і розподіл суміші в поперечному перерізі барабана. У випадку розгляду машин з нециліндричним робочим органом та сама процедура виконується в напрямку третьої координатної вісі, враховуючи при цьому кут нахилу барабана до горизонту. Виконуючи розрахунки, починаючи з вільного завантажувального отвору, вдається чітко визначити положення суміші в барабані та взаємовплив незалежних осьових потоків, що створюються як різними частинами барабана, так і внутрішніми змішувальними органами.

Література

1. Науменко Ю.В. Режимы движения сыпучего материала в горизонтальном вращающемся цилиндре // Изв. вузов. Горн. журн. – 1996. - №2. - С.105-110.
2. Першин В.Ф. Исследование, разработка и методика расчета режимных и геометрических параметров машин барабанного типа. – Автореферат дис. канд. техн. наук. – М., 1979.
3. Свиридов М.М. Исследование движения сыпучего материала на внутренних устройствах машин с вращающимися барабанами. – Автореферат дис. канд. техн. наук. – М., 1976.
4. Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів. – К.: КНУБА, 1999.– 485 с.
5. Ярошинский Г.К. Влияние параметров гравитационного бетоносмесителя непрерывного действия на качество бетонной смеси// Исследование рабочих процессов строительных и дорожных машин.– Л.: ЛИСИ. – 1971. – в.67. С.34-38.
6. Семенченко В.З. Определение кинематических параметров потока бетонной смеси в барабане гравитационного бетоносмесителя// Тр. ВНИИСтройдормаш, 1987.

УДК-624.123

 Ю.П. Пристайло, канд. техн. наук, доцент,
 А.В. Фомін, канд. техн. наук, професор

КІНЕМАТИЧНІ ОСОБЛИВОСТІ ТА ЗАСІБ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ РОБОТОЮ РОЗПУШНИКІВ

Рух різання ґрунту у розпушника складається з руху тягача \bar{V}_T і руху вертикального переміщення \bar{V}_B зуба відносно тягача. Останнє може бути зворотно-поступальним, якщо розпушник закріплено паралелограмно на тягачі або по колу, якщо закріплення розпушника трьохточкове. Найбільше розповсюдження набули розпушники з паралелограмним приєднанням робочого органу до тягача (рис. 1, [1]).

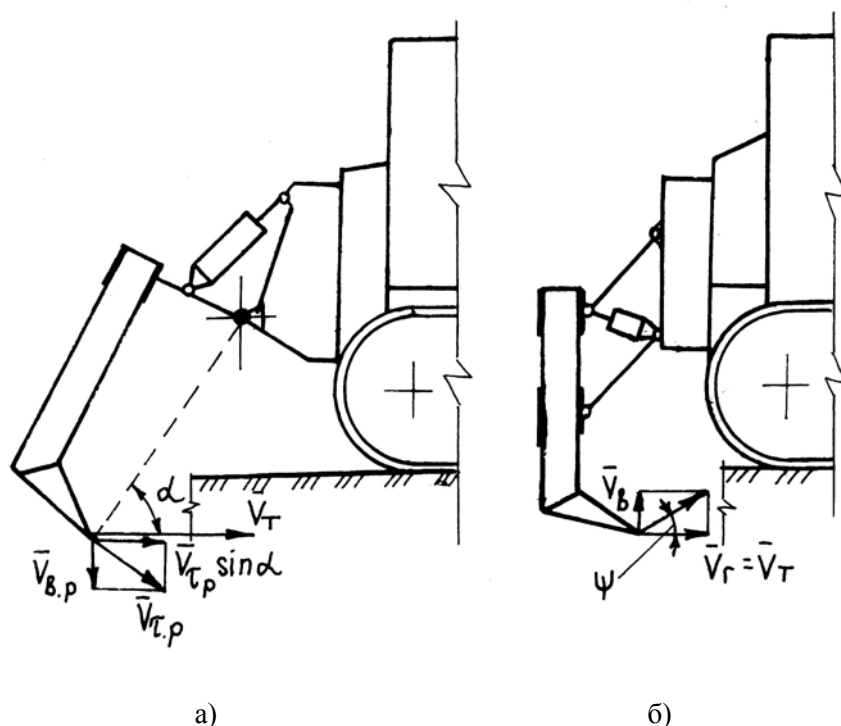


Рис. 1. Схема руху зуба розпушника:
 а – трьохточкова підвіска; б – паралелограмна підвіска

Для умов горизонтального переміщення зуба розпушника коли $\bar{V}_B = 0$, швидкість руху розпушника $\bar{V}_T = \bar{V}_T$. Для умов занурення (винурення) зуба у масив на ходу машини ($\bar{V}_B > 0$, $\bar{V}_T > 0$) траєкторія і швидкість руху різання суттєво залежить від співвідношення швидкості вертикального переміщення \bar{V}_B зуба і швидкості руху тягача \bar{V}_T . Для програмного забезпечення керуванням процесом різання краще буде ввести в систему величину кута відхилення ψ траєкторії різання від траєкторії тягача

$$\psi = \arctg \frac{\bar{V}_B}{\bar{V}_T}. \quad (1)$$

Для розпушника з трьохточковою навіскою швидкість вертикального переміщення ріжучої кромки наконечника зуба

$$\bar{V}_B = \bar{V}_{B.p} = \bar{V}_{T.p} \cdot \cos \alpha,$$

а її горизонтальна складова

$$\bar{V}_\Gamma = \bar{V}_T = \bar{V}_{\tau,p} \cdot \sin \alpha,$$

де $\bar{V}_{\tau,p}$ – колова швидкість ріжучої кромки (леза зуба); α – кут між траєкторією тягача і лінією, що з'єднує лезо зуба з центром повороту навіски (рис. 1).

Величина кута ψ суттєво впливає на величину кута різання δ у зуба (точніше, у наконечника зуба розпушника), розрахункова величина якого дорівнює куту між передньою гранню наконечника і дотичною до траєкторії руху тягача. Якщо немає вертикального переміщення зуба відносно тягача, то кут різання у наконечника розпушника $\delta = \delta_n$; для умов занурення (винурення) на ходу машини величина кута різання

$$\delta = \delta_n + \psi = \delta_n + \arctg \frac{\bar{V}_B}{\bar{V}_\Gamma}, \quad (2)$$

де δ_n – попередньо встановлена величина кута різання

При заданій величині розрахункового кута різання δ_n графік функції $\delta \left(\frac{\bar{V}_B}{\bar{V}_\Gamma} \right)$ характеризується кривою типу зміщеної вздовж ординати на величину δ_n зворотної тангенсоїди (рис. 2, криві II і III). При значеннях $\bar{V}_\Gamma \rightarrow 0$ і $\bar{V}_B > 0$ (положення підриву шару ґрунту в масиві) кут різання прямує до величини $\delta_n + \frac{\pi}{2}$, а якщо $\bar{V}_\Gamma \rightarrow 0$ і $\bar{V}_B < 0$ (положення "виважування" машини на зубі розпушника), то кут різання прямує до величини $\delta_n - \frac{\pi}{2}$.

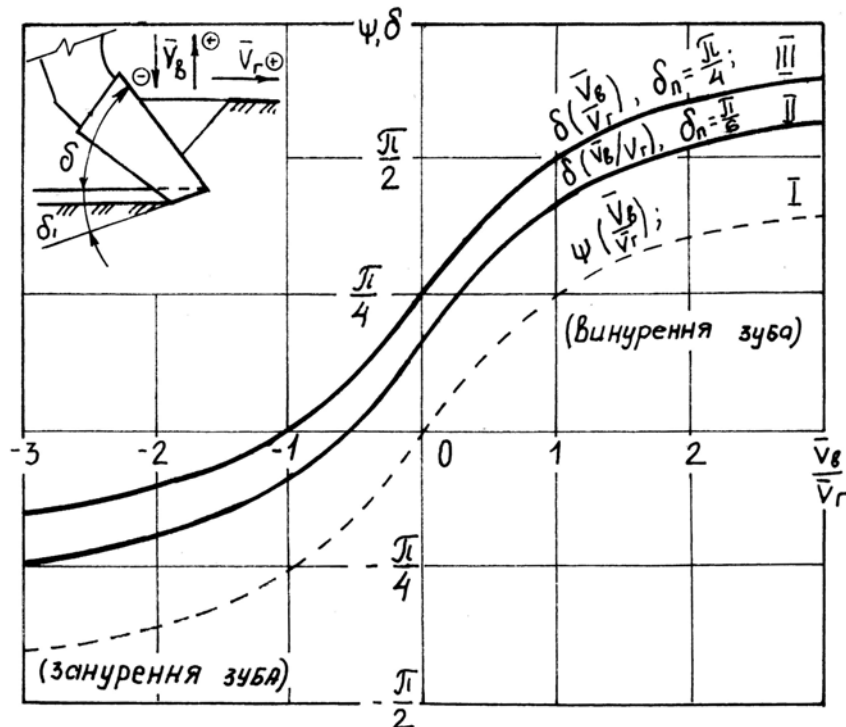


Рис. 2. Залежності кута ψ відхилення траєкторії різання від траєкторії руху (I) і кута різання δ від співвідношення \bar{V}_B/\bar{V}_Γ при значеннях початкового кута

$$\text{різання } \delta_n = \frac{\pi}{6} \text{ (II) і } \delta_n = \frac{\pi}{4} \text{ (III)}$$

При позитивних значеннях відношення $\frac{\bar{V}_B}{\bar{V}_\Gamma}$ величина кута різання позитивна і знаходиться в інтервалі величин $\delta_n \div \left(\delta_n + \frac{\pi}{2}\right)$. Ця кінематична особливість розпушника дозволяє визначити мінімальну швидкість \bar{V}_{Bmin} підйому розпушника (при заданій швидкості руху тягача $|\bar{V}_\Gamma|$) для того, аби при цьому виключити взаємодію з ґрунтом площадки зносу наконечника. Величина \bar{V}_{Bmin} знаходиться з рівняння

$$\delta_1 = \text{arctg} \frac{\bar{V}_{Bmin}}{|\bar{V}_\Gamma|}, \quad (3)$$

звідки

$$\bar{V}_{Bmin} = \bar{V}_\Gamma \cdot \text{tg} \delta_1, \quad (4)$$

де δ_1 – величина кута нахилу площадки зносу у наконечника до траєкторії руху тягача.

Від’ємне значення відношення $\frac{\bar{V}_B}{\bar{V}_\Gamma} \left(\frac{\bar{V}_B}{\bar{V}_\Gamma} < 0\right)$ характеризує заглиблення зуба розпушника у масив і при куті різання $\delta = \left(\delta_n + \text{arctg} \frac{-\bar{V}_B}{\bar{V}_\Gamma}\right) > 0$ передня грань наконечника ріже масив, а при куті різання $\delta = \left(\delta_n + \text{arctg} \frac{-\bar{V}_B}{\bar{V}_\Gamma}\right) < 0$ наконечник деформує масив як штамп (без відділення ґрунтової стружки).

При куті різання $\delta = \delta_n + |\delta_1| - \frac{\pi}{2} = 0$ траєкторія різання перпендикулярна поверхні площадки зносу (при припущенні існування плоскої зношеної поверхні). Максимально припустима швидкість занурення зуба розпушника \bar{V}_{Bmax} (при перебільшенні якої машина буде виважуватись на зубі) визначається за рівнянням

$$\delta_n + |\delta_1| - \frac{\pi}{2} = \delta_n + \text{arctg} \frac{\bar{V}_{Bmax}}{\bar{V}_\Gamma}, \quad (5)$$

$$\bar{V}_{Bmax} = |\bar{V}_\Gamma| \text{tg} \left(|\delta_1| - \frac{\pi}{2}\right). \quad (6)$$

Швидкість занурення $\bar{V}_{Bmax(piz)}$, при якій припиняється руйнування ґрунту передньою гранню наконечника, знайдемо, попередньо порівнявши кут різання δ з нулем

$$\delta_n - \text{arctg} \frac{\bar{V}_{Bmax(piz)}}{\bar{V}_\Gamma} = 0, \quad (7)$$

$$\bar{V}_{Bmax(piz)} = -\bar{V}_\Gamma \text{tg} \delta_n.$$

Призначивши глибину розпушення h легко визначити найкоротший шлях машини для винурення наконечника з масиву.

$$l_{\text{ВИН min}} \leq h \frac{\bar{V}_\Gamma}{|\bar{V}_{Bmin}|}, \quad (8)$$

де $l_{\text{ВИН min}}$ – шлях переміщення тягача для винурення наконечника з масиву за умовами виключення площадки зносу наконечника з процесу різання ґрунту при заданій швидкості $|\bar{V}_{Bmin}|$ руху тягача.

Означені особливості процесу були враховані при розробці командно-керуючого елемента САКУ (система автоматичного керування) для розпушника. Гідравлічна схема

розпушника (рис. 3), була розроблена раніше [2, 4]. Вона включає у себе чотирьохлінійних трьохпозиційний розподільник Iа (розподільник 4/3 з ручним керуванням) для керування гідроциліндрами 2, що змінюють кут різання δ та розподільник Iб, що змінює глибину розпушення h (керуючи гідроциліндрами 1). В схему включено також трьохсекційний диференціальний розподільник II для керування гідроциліндрами 3, що змінюють поворот зуба 4 відносно касети 5 (вплив на загальний кут різання δ у наконечника 6). У розподільника II секція IIа призначена для установки режиму керування "ручне" або "автоматичне" (на схемі показано положення "ручне"), секція IIб для ручного керування (нормальне положення – "нейтральне"), секція IIв – для автоматичного керування гідроциліндрами 3 (нормальне положення секції – "зворотне"). В секції IIв зміна позицій роботи за допомогою електромагніту (робочий рух) і пружини (у початкове положення). Електромагніт з'єднано через реле включення у електричну мережу секції IIа. Реле спрацьовує, коли секції розподільника IIа вмикаються в положення подачі робочої рідини у поршневі порожнини гідроциліндрів 1.

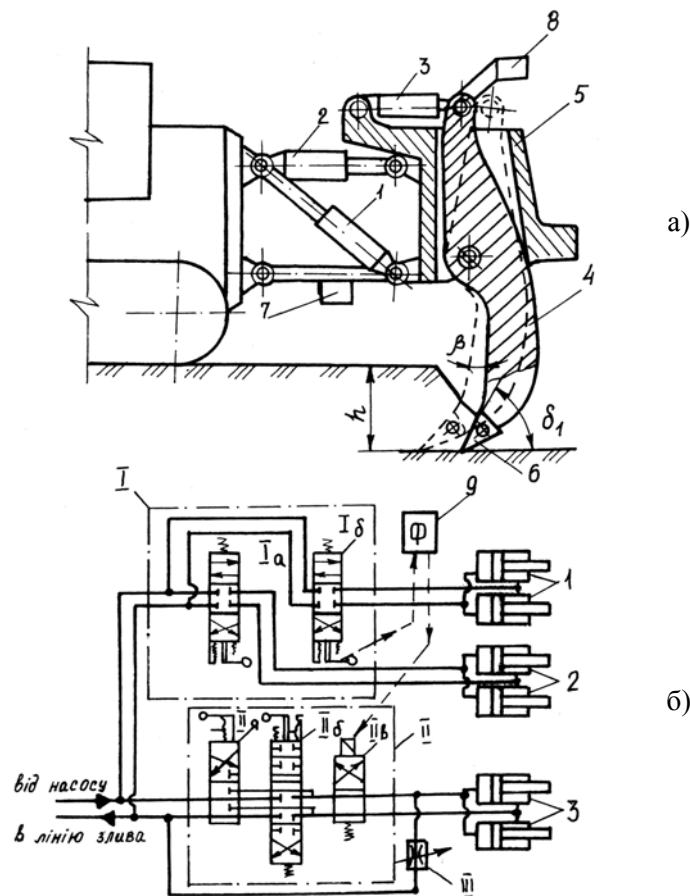


Рис. 3. Конструктивна схема (а) і гідравлічна схема приводу (б) розпушника

Керуючи гідроциліндрами 1 і 2 машиніст змінює положення зуба відносно бази тягача тільки перед початком розпушення ґрунту або при виглибленні зуба в процесі розпушення. Для зміни положення зуба при зануренні можна керувати або гідроциліндрами 1 і 2, або гідроциліндрами 1 і 3. Одночасно керування гідроциліндрами 1, 2 і 3 вручну практично неможливе. Задача спрощується при автоматичному режимі керування гідроциліндрами 3 в залежності від зміни глибини розпушення h : машиністу достатньо перевести секцію IIа розподільника II в положення "автоматичне".

Поворот зуба 4, а разом з ним і поворот наконечника 6, може бути незалежним від швидкості тягача, тоді регулювання дроселя III буде постійним, або залежним від

швидкості тягача, тоді керування дроселем буде залежним і машина працюватиме в режимі повної автоматизації за допомогою системи автоматичного керування (САК) 9.

Блок-схема автоматичної системи керування показана на рис. 4 (читати разом з рис. 3). Система має: силовий блок С.Б., в який входять двигун (Дв.) та гідропривод (г.п.) машини; блок (Б.К.) керування гідроциліндрами 3 і секцією Пв диференціального розподільника П, а також датчики кутів повороту (7) та (8); командний задатчик (Зд) та блок САКу ($H'(\Phi)$).

До блоку $H'(\Phi)$ входять мікропроцесорні пристрої, які порівнюють сигнали від датчиків кутів повороту ДКП 7 та 8 і розподільників 1 та 2, зрівнюють їх з сигналами програмного задатчика ($Pr=f(\Phi)$) та виробляють керуючі сигнали, які, після підсилення, подаються на розподільник Пв блоку Б.К. Блок $H'(\Phi)$ також переробляє інформацію від гідроприводу і керує роботою двигуна.

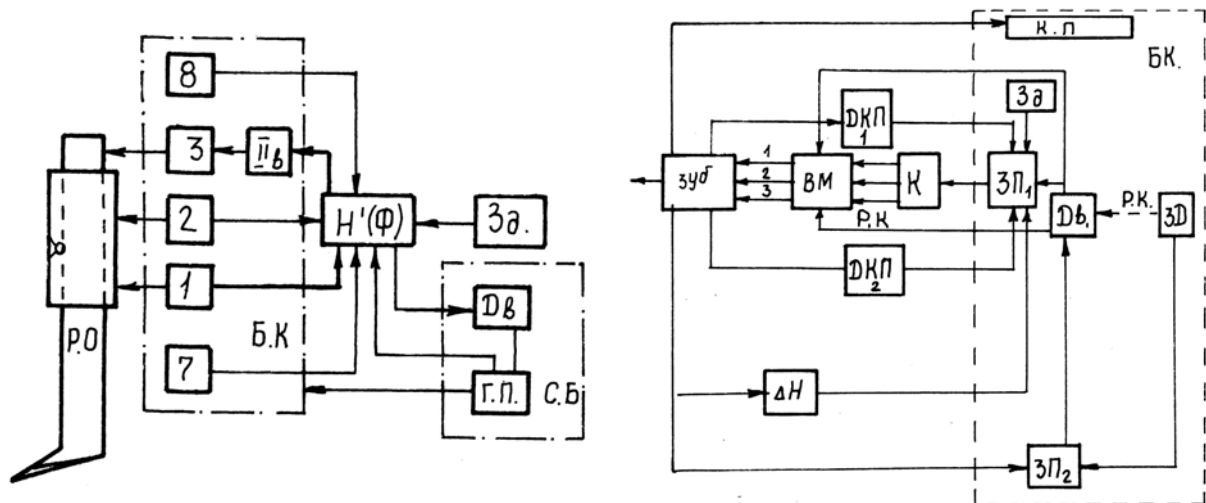


Рис. 4. Блок-схема автоматичного керування розпушником

Автоматична система може бути налагоджена на забезпечення необхідної глибини h , оптимальне значення кута різання δ_1 та найкоротший шлях винурення $l_{\text{вин}}^{\text{min}}$, залежно від завданих кінематичних параметрів \bar{V}_r та \bar{V}_b розпушника.

Використання САКу сприятиме полегшенню праці оператора та збільшенню продуктивності розпушника взагалі.

Література

1. Ветров Ю.А., Кархов А.А., Кондра А.С., Станевский В.П. Машины для земляных работ. – К.: Вища школа, 1981. – 326 с.
2. Пристайло Ю.П., Фомин А.В., Пелевин Л.Е. Устройство для снижения усилий заглубления зуба рыхлителя // Горн., строит., дорож. и мелиор. маш. науч.-техн. сб. – 1987. – Вып.40. – С.3–6.
3. Автоматика и автоматизация производственных процессов. Под общей редакцией проф. Нечаева Г.К. – К.: Вища школа, 1985. – 215 с.
4. А.С. 840264 СССР, МКИ³Е. 02F 9/28. Рыхлитель.

УДК 624.132

В.М. Смірнов, канд. техн. наук, професор КНУБА,
В.П. Головань, канд. техн. наук, доцент КНУБА,
О.Ю. Вольтерс, доцент КНУБА

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ЛАНЦЮГОВИХ ТРАНШЕЄКОПАЧІВ

Ефективність роботи ланцюгових траншеєкопачів залежить від конструктивних параметрів їх робочих органів, які мають різці та лопатки для розпушування і виносу ґрунту із траншеї.

Проведені випробування ланцюгового робочого органу існуючого траншеєкопача в природних та лабораторних умовах показали, що їх конструкція має ряд недоліків. По-перше, розстановка різців і їх розміри не є оптимальними, при виборі різців не враховано вплив швидкості руху трактора та геометрії параметрів процесу різання ґрунтів.

Сумарна швидкість переміщення різця в забої являє собою геометричну суму двох швидкостей: швидкості ланцюга і швидкості руху трактора (рис. 1, а)

$$V_p = \sqrt{V_L^2 + V_{TP}^2 + 2V_L V_{TP} \cos \alpha}, \quad (1)$$

де α – кут нахилу ланцюгового робочого органу до поверхні ґрунту, ψ – кут нахилу траєкторії різання, що визначається виразом

$$\psi = \arcsin \left(\frac{V_L}{V_p} \sin \alpha \right). \quad (2)$$

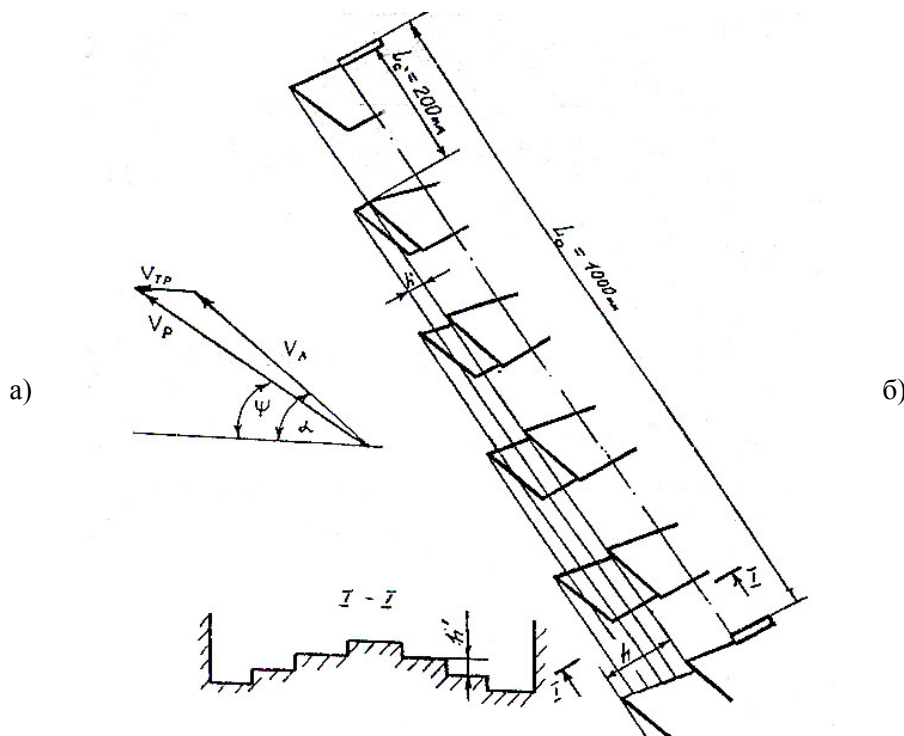


Рис. 1. Схема утворення забою

Схема різання забою секцією ланцюгового робочого органу, що включає п'ять різців, наведена на рис. 1, б. З аналізу траєкторії руху різців в межах однієї секції в умовах одночасної дії двох швидкостей – швидкості ланцюга, нахиленого до поверхні ґрунту і швидкості руху трактора випливає, що лінії різання різців не збігаються по глибині, а

зміщуються і знаходяться в різних площинах, тобто кожний наступний різець порівняно з попереднім заглиблюється на величину h' , що приводить до створення ступінчастого забою. Крім того, нераціональна схема розстановки різців спричиняє створення зон, які не руйнуються різцями, що приводить до збільшення сил різання.

Відокремлення стружки боковою поверхнею різця в бік виступу при цьому утруднюється. Величина h' залежить від співвідношення швидкості руху трактора V_{TP} і швидкості ланцюга V_L , кута нахилу робочого органу α до поверхні довжини однієї секції L_c (кроку різців), кількості різців в одній секції і визначається виразом [1]

$$h' = L_c \frac{V_{TP}}{V_L} \cos \alpha. \quad (3)$$

Отже, конструктивні параметри ланцюгового робочого органу повинні забезпечувати умови сумісної роботи різців в межах однієї секції без утворення виступів, що ускладнює процес відокремлення стружки боковими поверхнями різців.

Результати силового аналізу роботи різців, одержані при лабораторних випробуваннях на динамометричному стенді, показують, що одиночні різці, розміщені під кутом до напрямку різання, при роботі зазнають дії великого бокового навантаження, що приводить до перевантажень шарнірних з'єднань ланцюга. Крім того, відмічено наявність значної відштовхуючої (нормальної) сили, яка діє на кожний різець, а отже, і на робочий орган в цілому. Проекція цих сил на напрямок руху трактора дає в сумі складову опору пересуванню, що має значну величину.

Досліди, проведені з гострими різцями при оптимальному куті різання 40° , показали у порівнянні з існуючими різцями ланцюгового робочого органу значне зниження дотичної сили різання, тоді як нормальна сила набуває від'ємних значень, тобто стає затягуючою. Порівняння результатів дослідів при блокованому і напівблокованому різанні свідчить, що сили напівблокованого різання значно нижчі, що треба враховувати при розстановці різців на робочому органі [2].

Проведений аналіз результатів досліджень ланцюгового робочого органу в природних і лабораторних умовах дозволяє сформулювати рекомендації, необхідні для його вдосконалення. Разом з тим, з метою спрощення виготовлення і збереження по можливості існуючої технології, доцільно виконати модернізацію конструкції робочого органу, взявши до уваги наступні рекомендації:

1. Необхідно забезпечити руйнування всієї поверхні забою різцями, виключивши утворення ціликів і зон блокованого різання шляхом вибору оптимальної кількості різців, їх раціональної ширини і розстановки.
2. При проектуванні секції ланцюгового робочого органу, яка складається з кількох різців, з метою одержання плоского (безступінчатого) забою, слід виконати корегування їх висоти з урахуванням швидкостей руху трактора і ланцюга на величину h' , в залежності від міцності ґрунту.
3. З метою зменшення сили виштовхування (нормальної сили) при різанні забою та зниження опору пересуванню трактора слід використовувати різці з кутом різання близько $30..45^\circ$, що можна досягнути за рахунок їх загострення і твердосплавної наплавлення робочої грані, яка забезпечує само загострення різця при взаємодії з ґрунтом.
4. З метою поліпшення транспортування зруйнованого ґрунту з траншеї слід використовувати суміщення транспортуючих скребків з центральними лідерними різцями, оснащеними переднім ребром для розділення ґрунту на дві частини і полегшення подачі його на транспортуючі бокові шнеки.

В результаті аналізу дослідних даних та вироблених рекомендацій по удосконаленню ланцюгового робочого органу запропоновано його нову конструкцію (рис. 2).

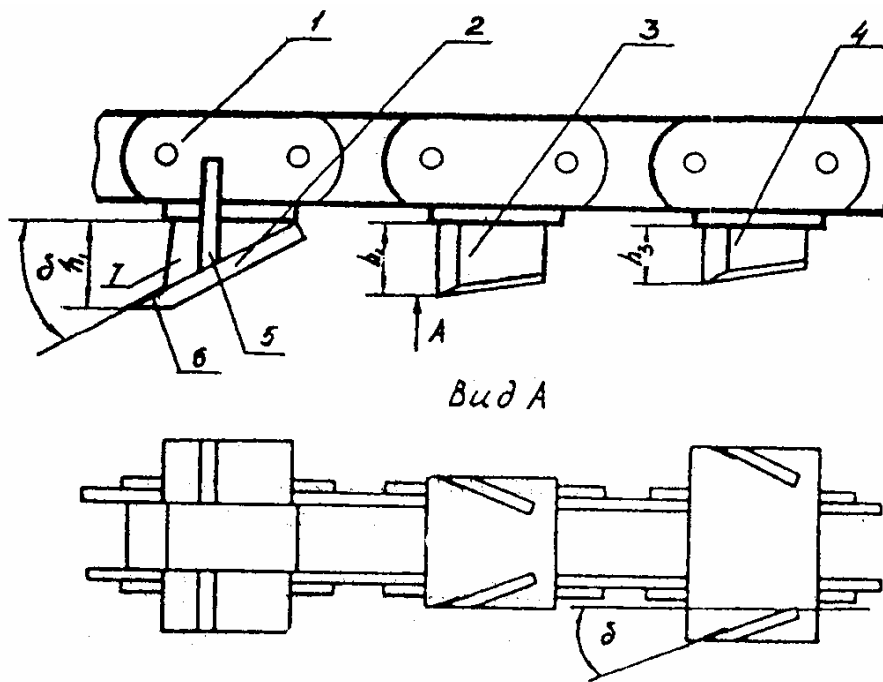


Рис. 2. Секція нового ланцюгового робочого органу

Робочий ланцюг 1 складається з кількох ріжучих секцій, які повторюються з певним кроком по всій довжині ланцюга. Кожна секція має три різці: - передній – 2, середній – 3 та задній – 4, а також скребок – 5, що конструктивно виконаний разом з переднім різцем 2. Передній різець розташований фронтально і робить центральний проріз, а наступні різці 3 та 4 мають по два бокових ножа, які зрізують ґрунт в бік центрального прорізу.

З метою утворення плоского забою для виключення впливу швидкості руху базової машини різці виконані перемінної висоти таким чином, щоб їх співвідношення відповідало умові $h_1 > h_2 > h_3$ (рис. 2).

Ножі установлені з кутом різання $\delta = 35^\circ$ і мають задній кут $\alpha = 5^\circ$ (рис. 3), що сприяє зменшенню дотичної і нормальної складової сил різання у порівнянні з існуючими ножами. Для підвищення зносостійкості ножів їхні передні лобові грані біля кромки наплавляються твердим сплавом 6 (рис. 2). Тому за технологічними умовами ріжуча кромка первісно має радіус закруглення R , що дорівнює 1...1,5 мм (рис. 3, а) і при взаємодії з ґрунтом зменшується, так як більш м'який матеріал ножа в порівнянні з наплавленим шаром зношується швидше (рис. 3, б).

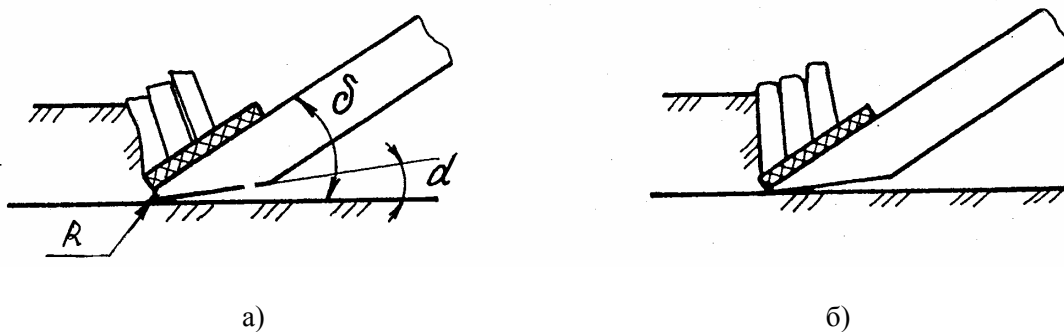


Рис. 3 Ріжуча кромка ножа: а) новий ніж; б) самозаточений ніж

Для покращання ефективності транспортування зруйнованого ґрунту з траншеї, а також підвищення жорсткості переднього ножа на лобовій грані його та скребачки

установлюється ребро 7 (рис. 2). При викиданні з траншеї потік ґрунту роз'єднується ребром на дві частини, що сприяє поліпшенню потрапляння цього потоку на бокові шнеки робочого органу, які відгрібають ґрунт від стінок траншеї.

Для оцінки ефективності запропонованої конструкції ріжучих елементів ланцюгового робочого органу і порівняння її з існуючою проведені випробування на динамометричному стенді НДІ БДІТ.

Для можливості порівняння результатів випробувань нових секцій робочого органу було передбачене визначення таких питомих та сумарних розрахункових величин:

- дотичних та нормальних складових сил різання ґрунту кожним різцем;
- сумарних дотичних та нормальних складових сил різання ґрунту всіма різцями секцій;
- сумарної ширини прорізу всіма різцями секції (за винятком ціликів);
- середніх значень питомих дотичних та нормальних складових сил різання ґрунту різцями секцій.

Виміряні величини дотичних та нормальних складових сил різання ґрунту дозволили визначити одне з важливих навантажень на трактор – горизонтальну силу, що спрямована в бік протилежний рухові, тобто частини опору руху трактора, яка викликана взаємодією різців, що знаходяться в траншеї, з ґрунтом.

Схема сил, які діють на робочий орган, умовно прикладених посередині його довжини, показана на рис. 4. на схемі прийняті такі позначення: α – кут нахилу робочого органу до горизонту; P_{Σ} – сумарна дотична сила опору робочому органу, що спрямована проти напрямку руху різця; N_{Σ} – сумарна нормальна сила опору робочому органу, що приблизно дорівнює нормальній складовій сили різання; $P_{Г}$ та $N_{Г}$ – горизонтальні складові, відповідно, дотичної та нормальної сил різання, які спрямовані проти руху базового трактора.

Для визначення сил, які приведені на схемі, використовуємо такі залежності: сумарні дотична P_{Σ} та нормальна N_{Σ} сили опору робочому органу

$$P_{\Sigma} = p' \cdot B \cdot \frac{m}{n}, \text{ кН};$$

$$N_{\Sigma} = N' \cdot B \cdot \frac{m}{n}, \text{ кН},$$

де P' та N' – питомі сили різання (дотична і нормальна відповідно); B – ширина траншеї; m – кількість секцій робочого ланцюга в забої; n – коефіцієнт, який враховує співвідношення міцності глинистого ґрунту та моделі ґрунту на динамометричному стенді (визначається експериментально).

Питомі сили різання – дотична P' та нормальна N' відповідно дорівнюють

$$P' = \frac{P_{\Sigma cp}}{B'}, \text{ кН};$$

$$N' = \frac{N_{\Sigma cp}}{B'}, \text{ кН},$$

де $P_{\Sigma cp}$, $N_{\Sigma cp}$ – сумарні складові сил різання однією секцією (дотична і нормальна відповідно); B' – ширина зони, яка руйнується різцями (за винятком ціликів).

Величина сумарного горизонтального зусилля опору руху трактора

$$F_{Г} = P_{Г} + N_{Г} = P_{\Sigma} \cdot \cos \beta + N_{\Sigma} \cdot \sin \beta, \text{ кН}. \quad (6)$$

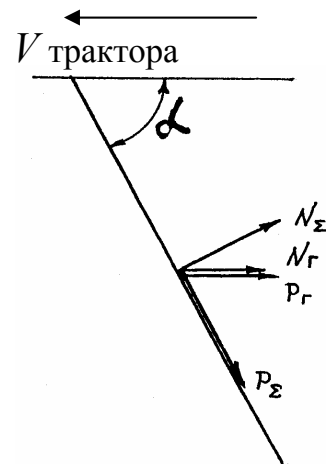


Рис. 4. Схема сил, діючих на робочий орган



На підставі отриманих результатів випробувань можна зробити такі висновки:

1. Прийнята конструкція секцій робочого ланцюга, яка складається з трьох різців, перший з яких є лідируючим, що виступає перед скребачкою і має переднє ребро, а також два подвоєних різця, що відгрібають зруйнований ґрунт до центру траншеї у напрямі лідируючого прорізу, є ефективною. В процесі випробувань різання лідируючим різцем установлено, що ґрунт який руйнується цим різцем подається зразу на скребачку, а за ним залишається очищена зона, яка заповнюється наступними різцями.
2. Ребро, що встановлено на передній грані переднього різця, при русі в забої розділяє зруйнований ґрунт на дві частини, що сприяє покращанню його транспортування та викиданню на поверхню.
3. Робочий ланцюг, що складається з секцій по три різця, включає більшу кількість скребоків та різців, які йдуть слід у слід у порівнянні з ланцюгом, що має більш довгі секції. Це сприяє покращанню процесу різання та видалення ґрунту з траншеї.
4. З порівняння величин сил різання серійними та дослідними різцями впливає, що досягнуто зниження питомої дотичної сили різання дослідними різцями до 30%, а питомої нормальної сили різання – до 60%.
5. При глибині різання кожним дослідним різцем $h = 20$ мм, що відповідає умовам натуральних випробувань існуючого ланцюга, сумарні зусилля різання, які діють на робочий орган практично не змінюються, а швидкість руху трактора при цьому збільшується на 40% (із-за збільшення кількості різців, які йдуть слід у слід), що сприяє відповідному збільшенню продуктивності траншеєкопача.

Література

1. Ветров Ю.О., Власов В.В. Машини для земляних робіт. Приклади розрахунку. – К.: КДТУБА, 1995. – 304 с.
2. Головань В.П., Вольтерс О.Ю., Мясніков Г.Ю. Вдосконалення робочих органів ланцюгового траншеєкопача// Гірничі, будівельні, дорожні і меліоративні машини. – 1997. – вип. 51. С.63-65.

УДК 61.879

Л.Є. Пелевін, канд. техн. наук, професор КНУБА,
В.П. Рашківський, аспірант КНУБА

ДИНАМІКА НАСОСНОГО БЕЗАКУМУЛЯТОРНОГО ПРИВОДУ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН

Розглянемо в першому наближенні динаміку насосного безакумуляторного гідравлічного приводу постійної продуктивності для робочого органу землерийної машини, наприклад, машини для трамбування (рис. 1).

Якщо знехтувати тертям в системі та масою рухомих частин при ході вниз, то швидкість плунжера в час установленого руху вниз та вверх будуть

$$v_1 = \frac{Q_H}{S_1}, \quad v_2 = \frac{Q_H}{S_2},$$

а відповідні тиски

$$p_1 = \frac{F}{S_1}, \quad p_2 = \frac{G}{S_2}$$

де Q_H – номінальна подача робочої рідини; F – внутрішнє зусилля, що діє на поршень гідроциліндра; G – зовнішнє зусилля, що діє на шток гідроциліндра; S_1 – повна площа поршня; S_2 – кільцева площа поршня.

Якщо уявити собі гідросистему робочого органу абсолютно жорсткою, то в період початку зрушування з місця (в період розгону) тиск в системі повинен бути нескінченно великим, а рухомі частини повинні миттєво прийняти швидкість v , яка відповідає номінальній подачі насоса. Насправді, внаслідок пружності системи (робоча рідина, трубопроводи, циліндри) витікань та податливої характеристики електродвигуна, що допускає ковзання, початковий тиск не являється нескінченним, та швидкість не миттєво приймає установлене значення.

В початковий момент розгону, внаслідок пружної деформації гідросистеми, виникає накопичення потенційної енергії жорсткими елементами робочого органу, а потім перетворення запасеної потенційної енергії в кінетичну. В результаті маємо місце коливання тиску робочої рідини в системі та відповідно цьому коливання руху та швидкості рухомих частин, а також коливання споживаної потужності. Характер коливань залежить від характеру сил тертя [1].

Розглянемо найпростіший випадок руху рухомих частин вверх без врахування сил тертя та маси робочої рідини в системі. Вертикальне переміщення плунжера x направлене вверх; S_1 – площа робочого плунжера, m^2 , S_2 – площа плунжера, що повертає робочий орган, m^2 , V_B – об'єм робочої рідини в системі, m^3 , що відповідає любому положенню плунжера при ході вверх.

За час dt насос подасть рідину в кількості

$$dq_H = Q_H dt. \tag{1}$$

Плунжер переміститься вверх на величину x та вивільнить об'єм

$$dq_{пл} = Q_2 dx. \tag{2}$$

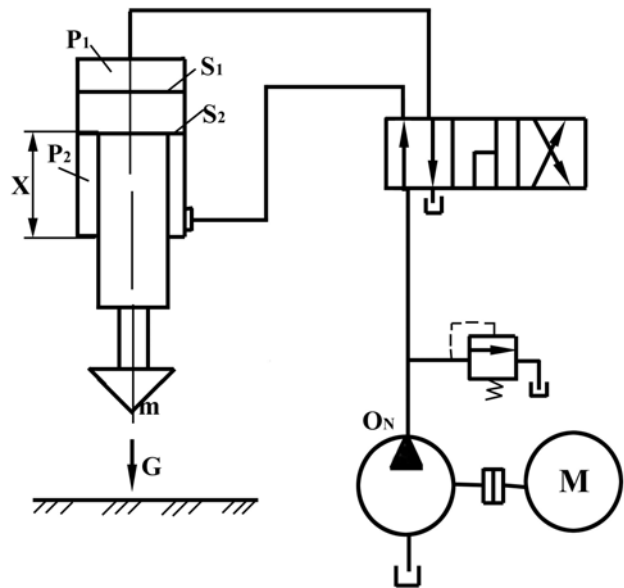


Рис.1. Розрахункова схема насосного безакумуляторного приводу



Робоча рідина в системі за час dt стиснеться на величину

$$dV_B = \left(Q_H - \frac{dx}{dt} S_2 \right) dt, \quad (3)$$

що викличе приріст тиску в системі

$$dp = E' \frac{dV_B}{V_B}. \quad (4)$$

Приведений модель пружності системи робоча рідина – трубопровід

$$E' = \frac{E_{тр}}{1 + \frac{E_M}{E_{тр}} \frac{d}{\delta_{тр}} \left(\frac{5}{4} - \mu \right)}, \quad (5)$$

де E_M – модуль пружності робочої рідини; $E_{тр}$ – модуль пружності матеріалу трубопроводу; $\delta_{тр}$ – товщина стінки трубопроводу; d – діаметр трубопроводу; μ – коефіцієнт Пуассона.

Підставляючи значення dV_B з (3) в (4), отримаємо

$$dp = \frac{E'}{V_B} \left(Q_H - \frac{dx}{dt} S_2 \right) dt, \quad (6)$$

або

$$\frac{dp}{dt} = \frac{E'}{V_B} \left(Q_H - \frac{dx}{dt} S_2 \right). \quad (7)$$

Отриманий приріст тиску викличе пружну деформацію трубопроводів, що збільшить dV_B . Для спрощення подальших міркувань знехтуємо цією обставиною.

Далі, нехтуючи вагою рухомих частин, запишемо рівняння руху плунжера

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} - p S_2 = 0. \quad (8)$$

При диференціюванні за часом, отримаємо

$$m \frac{d^3 x}{dt^3} - \frac{dp}{dt} S_2 = 0. \quad (9)$$

Підставляємо в (9) значення dp/dt за (7)

$$m \frac{d^3 x}{dt^3} - S_2 \frac{E'}{V_B} \left(Q_H - \frac{dx}{dt} S_2 \right) = 0. \quad (10)$$

При переміщенні плунжера на x об'єм робочої рідини в системі збільшиться на xS_2 та складе

$$V_B = V_{0B} + xS_2, \quad (11)$$

де V_{0B} – початковий об'єм в момент часу $t = 0$.

Підставляючи значення V_B з (11) в (10), будемо мати

$$m \frac{d^3 x}{dt^3} - S_2 \frac{E'}{V_{0B} + xS_2} \left(Q_H - \frac{dx}{dt} S_2 \right) = 0. \quad (12)$$

Приріст об'єму xS_2 , як правило, значно менший V_{0B} , тому ним можна знехтувати.

Перепишемо (12) так:

$$\frac{d^3 x}{dt^3} + S_2^2 \frac{E'}{mV_{0B}} \frac{dx}{dt} - S_2 \frac{E'Q_H}{mV_{0B}} = 0. \quad (13)$$

Рішення диференціального рівняння (13) має вид

$$x = \frac{Q_H}{S_2} t - \frac{Q_H}{S_2^2} \sqrt{\frac{mV_{0B}}{E'}} \sin S_2 \sqrt{\frac{E'}{mV_{0B}}} t; \quad (14)$$

$$\frac{dx}{dt} = v = \frac{Q_H}{S_2} - \frac{Q_H}{S_2^2} \sin S_2 \sqrt{\frac{E'}{mV_{0B}}} t. \quad (15)$$

Постійні інтегрування знайдені з початкових умов: $t = 0, \quad x = 0, \quad \frac{dx}{dt} = 0$.

Отримані рівняння (14) та (15) показують, що переміщення та швидкість плунжера будуть мати коливальний характер виду

$$x = A_0 - A \sin \frac{2\pi}{T} t. \quad (16)$$

Період коливань

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{mV_{0B}}{E'S_2^2}}; \quad (17)$$

частота коливань

$$a = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{E'S_2^2}{mV_{0B}}}. \quad (18)$$

Амплітуда коливань, тобто найбільше відхилення переміщення плунжера від лінії, яка характеризує рівномірний рух

$$A_x = \frac{Q_H}{S_2^2} \sqrt{\frac{mV_{0B}}{E'}}; \quad (19)$$

Амплітуда коливань швидкості, тобто найбільше відхилення швидкості від швидкості рівномірного руху

$$A_v = \frac{Q_H}{S_2}. \quad (20)$$

Для встановлення залежності $p = \varphi(t)$ проінтегруємо рівняння $dp = \frac{E'}{V_{0B}} \left(Q_H - \frac{dx}{dt} S_2 \right) dt$, та отримаємо $p = \frac{E'}{V_{0B}} (Q_H t - S_2 x) + c$.

При початкових умовах ($t = 0, x = 0, p = 0$) довільна постійна $c = 0$ і тоді

$$p = \frac{E'}{V_{0B}} (Q_H t - S_2 x). \quad (21)$$

Підставивши в (21) отримане раніш значення x за виразом (14), будемо мати

$$p = \frac{E'}{V_{0B}} \left[\frac{Q_H}{S_2} t - S_2 \left(\frac{Q_H}{S_2} t - \frac{Q_H}{S_2^2} \sqrt{\frac{mV_{0B}}{E'}} \sin S_2 \sqrt{\frac{E'}{mV_{0B}}} t \right) \right]. \quad (22)$$

Після нескладних перетворень отримаємо

$$p = \frac{Q_H}{S_2} \sqrt{\frac{mE'}{V_{0B}}} \sin \sqrt{\frac{S_2^2 E'}{mV_{0B}}} t, \quad (23)$$

тобто зміна тиску в період розгону також носить коливальний характер з тим же періодом T за виразом (17).

Амплітуда коливань тиску

$$p = \frac{Q_H}{S_2} \sqrt{\frac{mE'}{V_{0B}}}. \quad (24)$$

Був розглянутий рух вверх, тобто обернений хід плунжера. При ході вниз коливання тиску значно менше, так як в знаменник виразу амплітуди коливань тиску (24) ввійдуть значення $S_1 \sqrt{V_{0H}}$, які мають для ходу вниз в 30...50 разів більші значення в порівнянні з ходом вверх, тобто $S_1 \sqrt{V_{0H}} \approx (30...50) S_2 \sqrt{V_{0B}}$.

На характер коливань тиску значний вплив здійснює характер сил тертя (рис. 2). При $R = 0$ характер коливань синусоїдальний. Такий же характер при $R = \text{const}$. При $R = \alpha \frac{dx}{dt}$, де

α - коефіцієнт пропорційності, коливання затухають, зменшуючись по амплітуді. Таким чином, в реальних умовах, при наявності тертя, сила якого пропорційна швидкості, коливання руху, швидкості та тиску мають характер затухаючих коливань.

Особливо значний вплив на точність аналізу та результати підрахунків здійснює маса рідини, яка знаходиться в гідросистемі. Повна приведена до веденої ланки маса повинна включати масу всіх рухомих ланок та масу рідини, яка знаходиться в гідросистемі

$$m = m_3 + m_p, \quad (25)$$

де m_3 – приведена маса рухомих ланок; m_p – зведена маса робочої рідини.

Зведена маса рухомих ланок

$$m_3 = \sum_{i=0}^k \left[m_i \left(\frac{v_{si}}{v_3} \right)^2 + J_{si} \left(\frac{\omega_i}{v_3} \right)^2 \right], \quad (26)$$

де k – число рухомих ланок; m_i та J_{si} – маса та момент інерції маси ланки відносно вісі, що проходить через його центр ваги; v_{si} та ω_i – поступальна швидкість центра ваги та кутова швидкість ланки i ; v_3 – швидкість рухомої ланки.

Зведена маса робочої рідини

$$m_p = \rho \sum_{i=1}^n S_i l_i \left(\frac{S_1}{S_i} \right)^2, \quad (27)$$

де ρ – щільність рідини; S_i та l_i – площа та довжина відповідної ділянки гідросистеми; S_1 – приведена площа робочих циліндрів робочого органу.

При складанні рівняння руху плунжера (8) можна врахувати повну зведену масу за (25) з врахуванням (26) та (27) та отримати більш точні вирази для аналізу динаміки насосного приводу.

При складанні математичної моделі насосного безакумуляторного приводу, були прийняті такі значення:

- діаметр трубопроводу $D_{mp} = 0,03$ м;
- діаметр поршня гідроциліндра, $d = 0,1$ м;
- діаметр штоку гідроциліндра, $d_{шт} = 0,06$ м;
- модуль пружності робочої рідини, $E_M = 1,39 \cdot 10^9$;
- модуль пружності матеріалу трубопроводу, $E_{тр} = 1,5 \cdot 10^9$;
- товщина стінки трубопроводу, $\delta_{mp} = 0,03$;
- коефіцієнт Пуассона, $\mu = 0,656$
- зведена маса, $m = 50$ кг;
- початкове переміщення поршня, $x_0 = 0,02$ м;

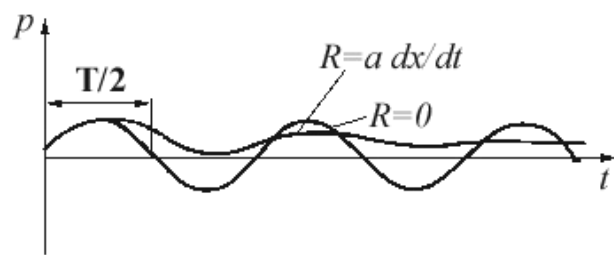


Рис.2. Вплив умов тертя на коливання тиску

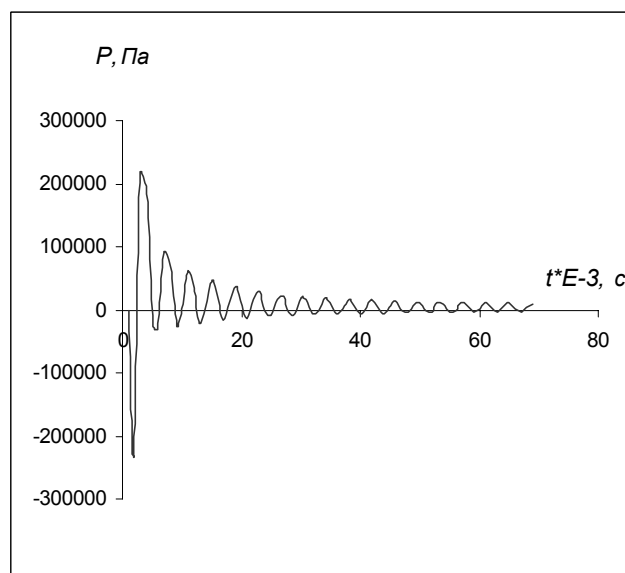


Рис. 3. Зміна тиску робочої рідини в поршневій зоні гідроциліндра навантаження робочого органу землерийної машини

початковий об'єм робочої рідини в робочій камері гідроциліндра, $V_{II} = 0,000393 \text{ м}^3$;
подача робочої рідини, $Q_H = 0,00393699 \text{ м}^3/\text{с}$;
відповідно до цього:

площа гідроциліндра в поршневій порожнині, $S_1 = 0,007854 \text{ м}^2$;

площа гідроциліндра в штоковій порожнині, $S_2 = 0,005027 \text{ м}^2$;

При цьому за допомогою ЕОМ отримані діаграми швидкості переміщення штоку (рис. 3), тиску в гідроциліндрі в часі (рис. 4).

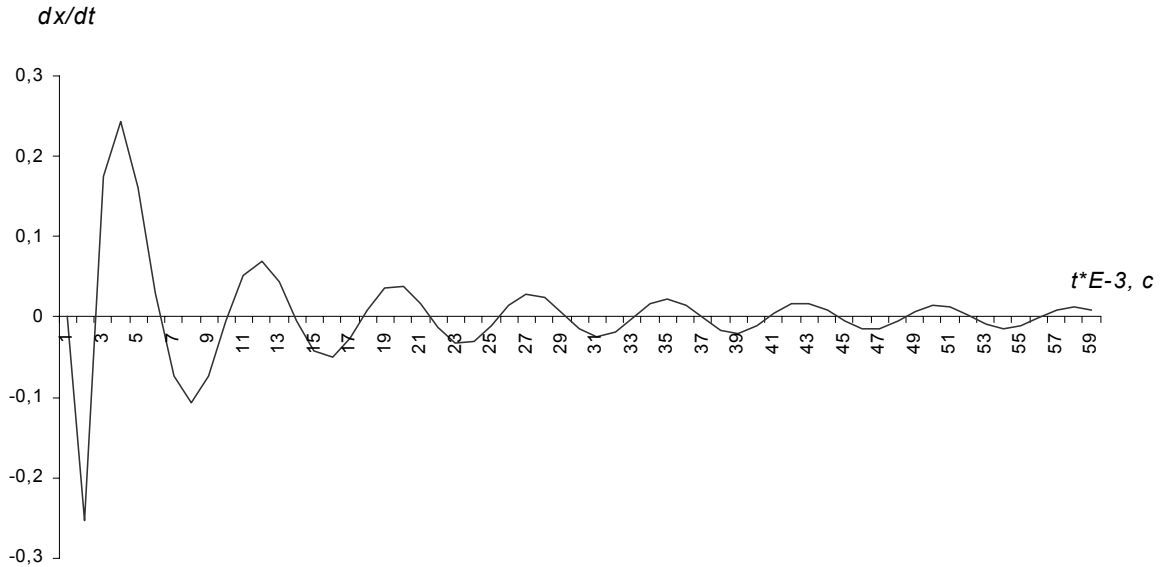


Рис. 4. Зміна швидкості руху поршня гідроциліндра навантаження робочого органу землерийної машини

Складання математичної моделі дозволяє при різних геометричних параметрах отримувати динамічні параметри гідроприводу.

Аналіз картини зміни тиску робочої рідини (рис. 3) показує, що, при наявності тертя, коливання тиску через $0,002 \text{ с}$ практично затухають. Коливання швидкості при цьому (рис. 4) починають суттєво наближатись до 0 практично при цьому самому часі. Таким чином, для створення динамічного робочих органів землерийних машин необхідно сконструювати так насосний привод, щоб імпульс подачі робочої рідини утворював період $T = 0,02 \text{ с}$ для даних конкретних геометричних параметрів. Якщо машина має інші геометричні параметри гідросистеми, то цей час буде іншим.

Практично такий режим руху гідроциліндра можна реалізувати, якщо включити в загальну гідросхему приводу гідроциліндра керований розподільник [3] (рис. 5). Запірно-розподільний елемент цього розподільника виконується у вигляді поворотного крану та має можливість повноповоротного обертання навколо своєї вісі з різною частотою. Привод обертання запірно-розподільного елемента відбувається від гідродвигуна, який може бути ввімкнений в загальну гідросистему, або від автономного електродвигуна.

На рис. 6 побудовано картину зміни тиску робочої рідини при математичному моделюванні (за формулами 1-23), в якій періодичність включення та виключення керованого розподільника становитиме $0,02 \text{ с}$.

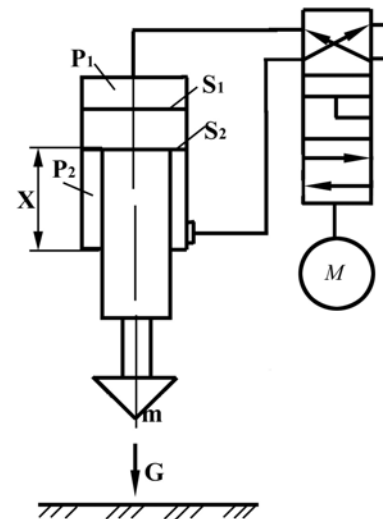


Рис.5. Схема насосного безакумуляторного приводу розподільника.

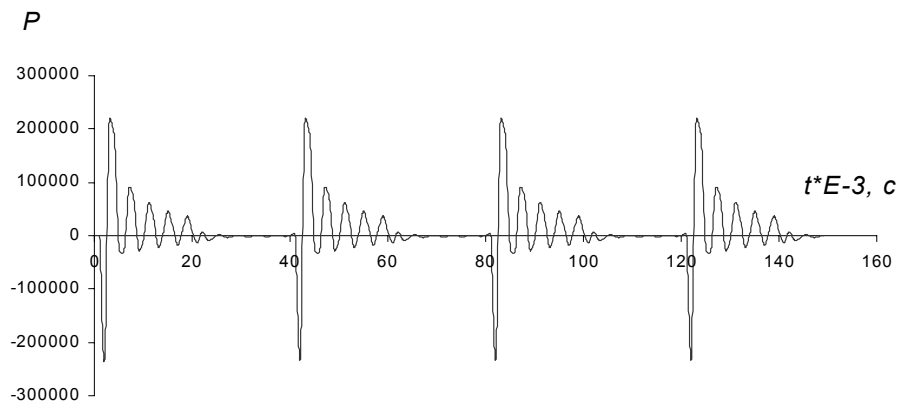


Рис.6. Характер зміни тиску робочої рідини в схемі насосного безакумуляторного приводу розпушника

Проведене дослідження дозволяє зробити висновки про те, що використання в схемах гідроприводів робочих органів землерийних машин керованих розподільників з метою отримання пульсуючої подачі на виході дозволяє створювати на робочих органах коливання з великою частотою, що дозволяє здійснити перехід від статичного до динамічного різання ґрунту, тим самим значно зменшити енергоємність його розробки [4].

Література

- 1 Бочаров Ю.А., Прокофьев Г.П. Кузнечно-прессовые машины. – М., 1969.
- 2 Станевський В. П. Совершенствование рабочего процесса землеройных машин. – К.: Вища школа, 1984.
- 3 Патент України № 52005 МКІ⁴ 6В25D/00 Керований гідропривід/ Смірнов В.М., Пелевін Л.Є., Гаркавенко О.М., Рашківський В.П., Солонько Р.М. /УКРАЇНА/. – №2001129028; Заявлено 25.12.2001; Опубл. 16.12.2002. Бюл. №12// Відкриття. Винаходи. – 2002. – №12.
- 4 Баладінський В.Л. та ін. Будівельні і меліоративні машини. – Рівне, 1999.

БЕСКРИТЕРИАЛЬНЫЙ СИНТЕЗ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ОБОРУДОВАНИЯ ПАЛЬЦЕФРЕЗЕРНЫХ ТРАНШЕЕКОПАТЕЛЕЙ

Одной из исходных задач при проектировании строительных машин (СМ), в данном случае – траншеекопателя, является определение значений геометрических параметров рабочего органа (РО) и его навески (включая ход подвижных элементов) в привязке к базовой машине.

Особенностью такой задачи является то, что на возможные значения этих параметров в неявном виде накладывается совокупность функциональных ограничений, отражающих требования технического задания относительно рабочего и транспортного режимов работы траншеекопателя (по максимальной глубине копания, дорожному просвету (клиренсу), транспортным габаритам и др.).

При отсутствии каких-либо критериальных требований, сформулированных в виде целевых функций, такая задача называется бескритериальным геометрическим синтезом и, вообще говоря, часто встречается в практике проектирования СМ из-за использования принципов аналогий и подобия. Целью ее решения является определение таких значений геометрических параметров, которые одновременно удовлетворяют все функциональные ограничения [1], и только!

Согласно классическим представлениям теории механизмов и машин существуют три метода решения указанной задачи - графический, численный (обычно поставленный на компьютер) и аналитический.

Первые два [1, 2], основанные на многократных итеративных процедурах перебора вариантов, страдают следующими недостатками:

- трудоемкостью,
- полученные результаты малодоступны для других проектировщиков, т.к. при создании новых машин, например – иной типоразмерной группы, требуют воспроизведения аналогичных процедур,
- изначально не в состоянии отразить в аналитическом виде соотношения между искомыми геометрическими параметрами и ограничениями, как следствие – результаты не носят какой-либо рекомендательный характер и, строго говоря, не обладают научной новизной.

Видимо, в связи с последним замечанием синтез геометрических параметров, например, пальцефрезерных траншеекопателей не нашел отражения в научной литературе. Хотя опытные образцы такой техники с отличающимися навесками РО созданы были: в США, России (под руководством проф. А.Ф.Николаева), на Украине в НИИ строительной, дорожной и инженерной техники (под руководством д.т.н. В.Л.Баладинского) [3, 4].

Таким образом, бескритериальный синтез геометрических параметров пальцефрезерных траншеекопателей (как и других СМ) на основе аналитического метода является актуальной задачей, так как в итоге он позволяет определять значения этих параметров через формулы, связывающие их в явном виде с ограничениями.

Вследствие последнего, пожалуй, наиболее важным аргументом в пользу аналитического метода при бескритериальном синтезе является то, что при последующем решении критериальных (оптимизационных) задач геометрического синтеза СМ (связанных, обычно, с анализом нагружения [2, 5]), он позволяет избежать в алгоритме поиска решения внутренних итерационных процедур бескритериального синтеза, иначе говоря – понижает порядок оптимизационной задачи.

В работе автора [6] поставлена и математически сформулирована актуальная оптимизационная задача синтеза геометрических параметров пальцефрезерного траншекопателя по критерию минимума неравномерности нагружения привода РО с учетом изменения глубины копания, грунтовых условий и принципиального отличия навесок (рис.1).

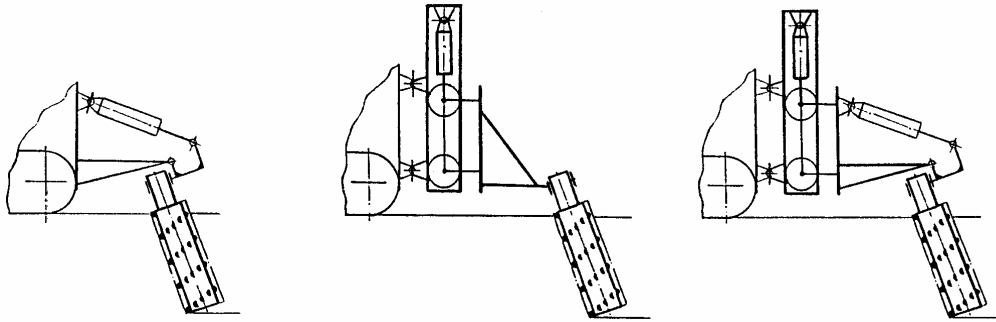


Рис. 1. Принципиальное отличие навесок по ресурсам управления, используемых для настройки глубины копания:

- а – углом поворота РО ($U_H = (\beta)$); б – перемещением каретки ($U_H = (H_{КЛ})$); в – комбинацией угла поворота РО и перемещения каретки ($U_H = (\beta; H_{КЛ})$)

При ограничениях, связанных с рельефом местности и податливостью ходовой базы, эта задача имеет вид:

$$\min \left\{ K_j(D) = \sum_{q=1}^{\lambda} \left(\sum_{i=1}^m \frac{\sigma_M}{M_R} \right) \mid D \in R^n, t = (\overline{0; T}) \right\}, \quad (1)$$

$$R^n = \{D = (D_{PO}, U_H, D_H) \mid \{C\}, \{V_q\}\}, \quad (2)$$

$$\left([H_{TP}^{\min}] \leq H_{TPi} \leq [H_{TP}^{\max}] \right) \in \{C\}, i = (\overline{1; m}), \quad (3)$$

Расшифровки, касающиеся данной статьи, указаны в [6, 7].

Наличие множества ограничений $\{C\}$ и матрицы (U_{H_j}) в (1)...(3) диктует необходимость предварительного бескритериального геометрического синтеза.

Таким образом, целью данной статьи является определение в аналитической форме допустимых значений геометрических параметров РО и его навесок, отличающихся по ресурсам управления, в привязке к базовой машине.

При этом основная идея, предложенная автором [7], состоит в том, что решение может быть получено использованием обобщенной имитационной модели пальцефрезерного траншекопателя, которая поглощает принципиальные отличия навесок и выступает, таким образом, как единый матаппарат синтеза.

Специфика задачи (1)...(3), анализ прикладной литературы по СМ и конструкций созданных пальцефрезерных траншекопателей позволяют сказать, что общее поле принятия решения при геометрическом синтезе рабочего оборудования, определяется совокупностью следующих выражений (рис. 2):

$$U_H = (\beta; H_{КЛ}), \quad (4)$$

$$H_{TP}^{\max} = [H_{TP}^{\max}], \quad (5)$$

$$H_{КЛ}^{\min} \geq [H_{КЛ}], \quad (6)$$

$$H_b \geq 0, \forall H_{TP} = (0; H_{TP}^{\max}), \quad (7)$$

$$\beta_{\max} \leq [\beta_{np}], \quad (8)$$

$$[H_{TP}^{\min}] \leq H_{TP}(u_H) \leq [H_{TP}^{\max}], \text{ где } u_H(H_{TP}) \in \{U_H\}; (9) \max L_K^{(T)} \leq [L_K^{(T)}], \quad (10)$$

$$\max H^{(T)} \leq [H^{(T)}], \quad (11)$$

$$\max H^{(T)} \geq [H_{KL}], \quad (12)$$

$$H_{KL}^{(T)} \geq [H_{KL}], \quad (13)$$

$$\left. \begin{aligned} 0 \leq L_{SV} \leq 0,5 \\ 0,1 \leq R_{\phi P} \leq 0,25 \end{aligned} \right\} \in \{\text{ЛПР}\}, \quad (14)$$

где u_n - значение текущего управления, ЛПР – лицо, принимающее решение (суть разработчик), индексы min, max и (T) - обозначают минимальное, максимальное значение параметра при рытье траншеи (в пределах нормированного диапазона) и в транспортном положении соответственно. Содержание прочих обозначений вытекает из расчетной схемы.

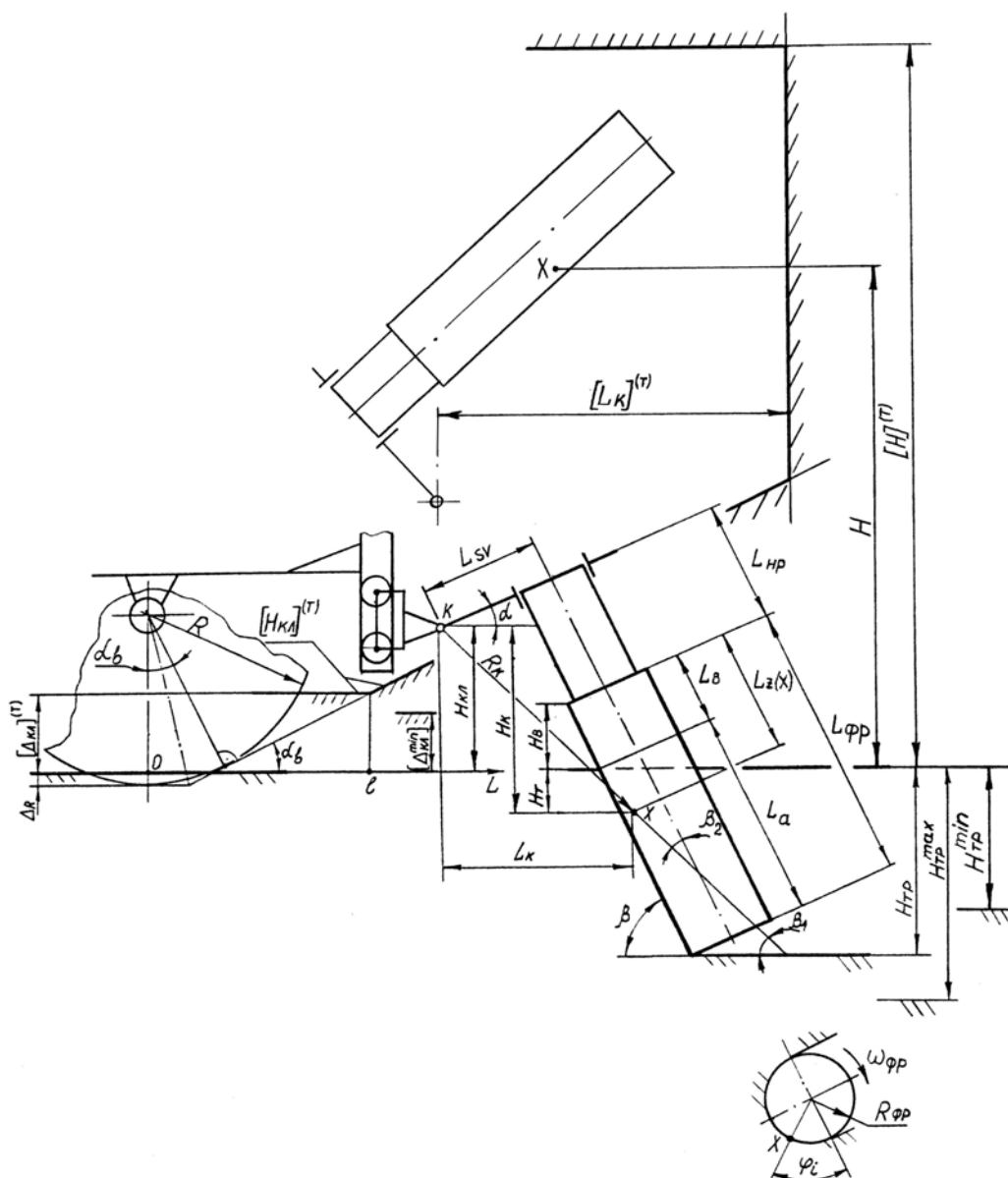


Рис. 2. Расчетная схема для синтеза геометрических параметров рабочего оборудования пальцефрезерных траншекопателей

Выражения (4)...(13) обозначают следующее:



(4) – раскрывает тот факт, что в задаче синтеза может быть использована любая комбинация ресурсов управления, а именно – угла наклона РО β и клиренса каретки $H_{кл}$ (таким образом, охватываются все навески),

(5) – требует, чтобы максимальная глубина отрываемой РО траншеи равнялась верхней границе нормированного диапазона по условиям прокладки коммуникаций,

(6) – ограничение по предельной величине клиренса поворотного шарнира в режиме копания,

(7) – ограничение на траекторию движения верхнего резца фрезы,

(8) – ограничение на угол наклона фрезы при укладке через нее кабеля по условию сохранения его работоспособности [8],

(9) – имитирует синтез оператором такой величины управления за счет комбинации ресурсов, которая обеспечивает любую наперед заданную глубину траншеи в пределах нормированного диапазона. По сути, условие (9) отражает специфику задачи критериального синтеза в форме (1)...(3),

(10) и (11), (12) – ограничения по вылету относительно поворотного шарнира и высоте расположения относительно дневной поверхности торца РО (соответственно), определяющие транспортные габариты машины. При этом сочетание (10), (11) – характерно для навесок с управлением $U_H = (\beta)$; (10), (12) – с $U_H = (H_{кл})$, а (10)...(12) – с управлением $U_H = (\beta; H_{кл})$,

(13) – лимитирует предельную величину клиренса поворотного шарнира в транспортном режиме,

(14) – отражает коллективный опыт проектирования пальцефрезерных траншеекопателей.

В соответствии с расчетной схемой задача синтеза, очевидно, является двухэтапной и состоит в том, чтобы определить:

- значения $L_{фр}$, $L_{НР}$, $H_{кл}$, при условии, что L_{SV} и $R_{фр}$ могут быть приняты из (14),

- предельные значения и диапазон изменения ресурсов управления β и $H_{кл}$ (для всех типов навесок), так, чтобы они удовлетворяли совокупность функциональных ограничений (4) ... (13).

Определим допустимые границы для рабочего режима траншеекопателя.

Исходя из анализа типовых проектов на прокладку линий связи, можно утверждать, что границы условий (5) и (9) на глубину отрываемой траншеи удовлетворяют, обычно, выражениям

$$[H_{TP}^{\min}] = 0,8 м, \quad (15)$$

$$[H_{TP}^{\max}] = 1,2 м. \quad (16)$$

Здесь (15) в большей степени соответствует локальным линиям, а (16) – магистральным.

Учитывая различие требований к размещению поворотного шарнира в рабочем и транспортном положениях пока еще не определенную в литературе в аналитическом смысле величину $[H_{кл}]$ представим как функцию, зависящую от конструктивных параметров базовой машины и ее навески, в виде

$$[H_{кл}] = \begin{cases} [H_{кл}^{\min}] = [\Delta_{кл}^{\min}] = const \gg 0 \\ [H_{кл}^{(T)}] = \begin{cases} [\Delta_{кл}^{(T)}] = const, \text{ нпу } L \leq l = \frac{[\Delta_{кл}^{(T)}] + \Delta_R}{tg \alpha_b} + R \cdot tg \left(\frac{\alpha_b}{2} \right), \\ \left(L - R \cdot tg \left(\frac{\alpha_b}{2} \right) \right) \cdot tg \alpha_b - \Delta_R, \text{ нпу } L \geq l \end{cases} \end{cases} \quad (17)$$

где $[H_{кл}^{\min}]$, $[H_{кл}^{(T)}]$ – предельная величина клиренса поворотного шарнира в рабочем и

транспортном положении (соответственно) как аналитическая функция;
 $[\Delta_{\text{КЛ}}^{\text{min}}]$ - минимально допустимая величина $[H_{\text{КЛ}}^{\text{min}}]$, не зависящая от конструкции навески и постоянная для базовых тракторов одного класса, которая исключает заклинивание негабаритных включений (вынесенных РО) между шарниром и дневной поверхностью;
 $[\Delta_{\text{КЛ}}^{(T)}]$ - минимально допустимая величина $[H_{\text{КЛ}}^{(T)}]$ не ухудшающая дорожный просвет базового трактора при его транспортном перемещении; L – линейная координата поворотного шарнира от оси заднего колеса (или здесь и далее – звездочки или опорного катка гусеничного движителя в зависимости от его конструкции); l – координата точки пересечения прямой $[\Delta_{\text{КЛ}}^{(T)}]$ и касательной к заднему колесу под углом α_b к горизонту; Δ_R - осадка колеса, которую можно определить из опыта или посчитать по известным формулам; α_b - задний угол въезда (обычно равный 20°); R – радиус заднего колеса трактора данной модели.

Испытания опытно-промышленных образцов траншекопателей с пальце-фрезерными РО на базе тракторов Т-150К и ЛТЗ-60 (проведенные автором на Украине и в России в условиях преимущественно однородных грунтов) показали, что размеры случайных включений (в виде обломков кирпича и бетона), вынесенных РО из поверхностных слоев или смещенных машиной в его зону, могут достигать 250...300 мм. С учетом габаритных размеров поворотного шарнира это позволяет для базовых тракторов аналогичных классов оценить величину $[\Delta_{\text{КЛ}}^{\text{min}}]$ через выражение вида

$$[\Delta_{\text{КЛ}}^{\text{min}}] = 0,35 \dots 0,4 \text{ м}. \quad (18)$$

Для базовых тракторов других классов, по мнению автора, можно воспользоваться рекомендациями данными в [9] для рыхлителей, у которых требование к размещению поворотного шарнира навески по условию исключения заклинивания разрушенного грунта является аналогичным.

Анализ технических характеристик тракторов тягового класса 15...30 кН (МТЗ-82, ЛТЗ-60, Т-150К и др.) на предмет их дорожного просвета позволяет сказать, что для них, как правило, выполняется соотношение

$$[\Delta_{\text{КЛ}}^{(T)}] \cong [\Delta_{\text{КЛ}}^{\text{min}}]. \quad (19)$$

Расчеты, выполненные с учетом выражений (18), (19), показывают, что для этих моделей тракторов величина l лежит в диапазоне 1,2...1,4 м, так что конструктивно всегда удастся расположить поворотный шарнир навески пальцевой фрезы на меньшем от оси заднего колеса расстоянии, иначе говоря, соблюсти условие

$$L < l. \quad (20)$$

Полученные результаты в форме (18)...(20) являются удобными, т.к. для поворотного шарнира величины $[H_{\text{КЛ}}^{\text{min}}]$ и $[H_{\text{КЛ}}^{(T)}]$ в (17) являются одинаковыми, что позволяет однозначно определить величину $[H_{\text{кл}}]$ в (6) и (13) вне зависимости от схемы навески. Тем не менее, это не снижает актуальности определения величины $[H_{\text{КЛ}}^{(T)}]$ по (17) для случая $L \geq l$, т. к. она может лимитировать транспортное положение РО в соответствии с (12), что будет показано далее.

Значение угла $[\beta_{\text{np}}]$ можно посчитать по методике, предложенной автором в [8].

Глубина траншеи как функция ресурсов управления β и $H_{\text{КЛ}}$ была определена автором в [7]

$$H_{\text{TP}}(\beta, H_{\text{КЛ}}) = (L_{\text{ФР}} + L_{\text{НР}}) \cdot \sin \beta - (L_{\text{SV}} - R_{\text{ФР}}) \cdot \cos \beta - H_{\text{КЛ}}. \quad (21)$$

Справедливо считая, что глубина отрываемой траншеи определяется положением нижнего резца фрезы, т. е. при соблюдении условий

$$L_z(X) = L_{\text{ФР}}; \varphi_i = 90^\circ, \quad (22)$$

получим выражение иного вида



$$H_{TP}(\beta, H_{KЛ}) = R_K^{HP} \cdot \sin(\beta - \beta_2^{HP}) - H_{KЛ}, \quad (23)$$

где R_K^{HP} и β_2^{HP} - радиус-вектор из поворотного шарнира навески и его угол относительно оси фрезы (соответственно) для нижнего резца фрезы при условиях (22).

Величины R_K^{HP} , β_2^{HP} с учетом (22) определим из [7] в виде

$$R_K^{HP} = \sqrt{(L_{SV} - R_{\Phi P})^2 + (L_{HP} + L_{\Phi P})^2} = const, \quad (24)$$

$$\beta_2^{HP} = \arctg\left(\frac{(L_{SV} - R_{\Phi P})}{(L_{HP} + L_{\Phi P})}\right) = const. \quad (25)$$

С учетом (21), (23)...(25) получим в (9) взаимосвязь $u_H(H_{TP})$, то есть определим в аналитическом виде ресурсы управления β и $H_{KЛ}$, обеспечивающие любую требуемую глубину траншеи

$$\beta = \arcsin\left(\frac{H_{TP} + H_{KЛ}}{R_K}\right) + \arctg\left(\frac{(L_{SV} - R_{\Phi P})}{(L_{HP} + L_{\Phi P})}\right), \quad (26)$$

$$H_{KЛ} = (L_{HP} + L_{\Phi P}) \cdot \sin \beta - (L_{SV} - R_{\Phi P}) \cdot \cos \beta - H_{TP}. \quad (27)$$

Величина выступающей части фрезы как функция ресурсов управления β и $H_{KЛ}$ была определена автором в [7]

$$H_B = H_{KЛ} + (L_{SV} - R_{\Phi P}) \cdot \cos \beta - L_{HP} \cdot \sin \beta. \quad (28)$$

Воспользовавшись строгим равенством в формуле (7) в виде

$$H_B = 0, \quad (29)$$

из (28) и (21) последовательно определим выполняющиеся при этом соотношения

$$H_{KЛ} = L_{HP} \cdot \sin \beta - (L_{SV} - R_{\Phi P}) \cdot \cos \beta, \quad (30)$$

$$H_{TP} = L_{\Phi P} \cdot \sin \beta. \quad (31)$$

Выражение (31) легко получить, подставив (30) в (21). Переписав (31) в ином виде и поменяв его местами с (30), получим при соблюдении условия (29) новую систему

$$\beta = \arcsin\left(\frac{H_{TP}}{L_{\Phi P}}\right), \quad (32)$$

$$H_{KЛ} = L_{HP} \cdot \sin \beta - (L_{SV} - R_{\Phi P}) \cdot \cos \beta. \quad (33)$$

Полученный результат является интересным с той точки зрения, что при известных геометрических размерах навески и фрезы (т. е. L_{HP} , L_{SV} , $R_{\Phi P}$ и $L_{\Phi P}$) и требуемой глубине траншеи позволяет однозначно определить величины ресурсов управления β и $H_{KЛ}$, в отличие от общего случая (т. е. без условия $H_B = 0$) в форме (32) и (33), где одна и та же глубина траншеи может быть достигнута различными комбинациями значений β и $H_{KЛ}$.

С учетом (32), (33) более общее, чем (29), условие (7) принимает вид

$$\beta \leq \arcsin\left(\frac{H_{TP}}{L_{\Phi P}}\right), \quad (34)$$

$$H_{KЛ} \geq L_{HP} \cdot \sin \beta - (L_{SV} - R_{\Phi P}) \cdot \cos \beta. \quad (35)$$

Полученные выражения уже позволяют осуществить первый этап задачи синтеза - определить геометрические параметры фрезы, навески и соотношения между ними, удовлетворяющие (4)...(9), для всех рассмотренных конструкций.

В качестве исходного положения будем считать, что вне зависимости от конструкции навески РО соблюдается условие

$$\text{при } H_{TP} = H_{TP}^{\max}, H_B = 0. \quad (36)$$

Длина фрезы из (31) с учетом (8) вне зависимости от конструкции навесок:

$$L_{\Phi P} = \frac{H_{TP}^{\max}}{\sin \beta_{\max}}. \quad (37)$$

Для простейших навесок с управлениями $U_H = (H_{\text{кЛ}})$ и $U_H = (\beta)$ длину нерабочей части фрезы определим из (30) с учетом (6), (8) в виде

$$L_{HP} = \frac{H_{\text{кЛ}}}{\sin \beta_{\max}} + (L_{SV} - R_{\Phi P}) \cdot \text{ctg} \beta_{\max}, \quad (38)$$

где $H_{\text{кЛ}} = H_{\text{кЛ}}^{\min} \geq [H_{\text{кЛ}}]$ при $U_H = (H_{\text{кЛ}})$, (39)

$$H_{\text{кЛ}} = \text{const} \geq [H_{\text{кЛ}}] \text{ при } U_H = (\beta). \quad (40)$$

Для навесок с управлением $U_H = (\beta, H_{\text{кЛ}})$ возможны два предельных варианта.

Для первого варианта считается, что соблюдаются условия (7) и (36), а необходимые параметры могут быть определены из (37) ... (39).

Для второго варианта исполнения навески с $U_H = (\beta, H_{\text{кЛ}})$ кроме (36) можно учесть, что условие (7) в сочетании с ограничением в (9) имеет частный вид

$$H_B = 0, \quad \forall H_{TP} = ([H_{TP}^{\min}], [H_{TP}^{\max}]). \quad (41)$$

По сути, выражение (41) раскрывает тот факт, что в пределах нормированного диапазона глубины отрываемой траншей можно потребовать, чтобы величина выступающей части фрезы (на которой расположены резцы) всегда равнялась нулю. Тогда, соблюдая условие (37), величину нерабочей части фрезы определим из выражения

$$L_{HP} = \frac{H_{\text{кЛ}}}{\sin \beta_{\min}} + (L_{SV} - R_{\Phi P}) \cdot \text{ctg} \beta_{\min}, \quad (42)$$

где величину β_{\min} с учетом (41) определим из (32) в виде

$$\beta_{\min} = \arcsin \left(\frac{[H_{TP}^{\min}]}{L_{\Phi P}} \right). \quad (43)$$

Следует отметить, что технически условие (41) может осуществляться настройкой ресурсов управления по (32) и (33) за счет управляющих воздействий оператора или системы автоматического управления при любой глубине траншеи из нормированного диапазона.

Полученные выражения позволяют определить неизвестные предельные значения и диапазон изменения ресурсов управления для всех типов навесок при копании траншей.

Так, для навесок с $U_H = (H_{\text{кЛ}})$ величину клиренса (максимального), обеспечивающего условие $H_{TP} = H_{TP}^{\min}$; определим, подставив (39) в (27). После упрощений получим

$$H_{\text{кЛ}}^{\max} = H_{\text{кЛ}}^{\min} + (H_{TP}^{\max} - H_{TP}^{\min}). \quad (44)$$

Выразительность этой формулы позволяет легко определить ход каретки, требуемый для обеспечения диапазона (9), в виде

$$\Delta L_{TP} = H_{\text{кЛ}}^{\max} - H_{\text{кЛ}}^{\min} = H_{TP}^{\max} - H_{TP}^{\min}. \quad (45)$$

В частности, полученная инвариантность решения в (45) является ожидаемой, т. к. перемещение РО, жестко закрепленного на каретке, однозначно приводит к изменению глубины отрываемой траншеи.

С учетом указанного замечания и (36), из (28) следует, что для навесок с $U_H = (H_{\text{кЛ}})$, величину ΔL_{TP} можно выразить так же в виде

$$\Delta L_{TP} = H_b(H_{TP}^{\min}) - H_b(H_{TP}^{\max}) = H_b(H_{TP}^{\min}). \quad (46)$$

Из анализа (28) и (36) однозначно следует, что ограничение по траектории в форме (7) будет удовлетворено.



Для навесок с $U_H = (\beta)$ величину угла наклона фрезы (минимальную), обеспечивающую условие $H_{TP} = H_{TP}^{\min}$, определим из (26) с учетом (40)

$$\beta_{\min} = \arcsin\left(\frac{H_{TP}^{\min} + H_{КЛ}}{R_K^{HP}}\right) + \arctg\left(\frac{L_{SV} - R_{\Phi P}}{L_{HP} + L_{\Phi P}}\right). \quad (47)$$

Тогда, диапазон изменения угла поворота РО, требуемый для обеспечения условия (9), с учетом (8), будет равен

$$\Delta\beta_{TP} = \beta_{\max} - \beta_{\min}. \quad (48)$$

При этом из анализа (28), (36) и (14) следует, что ограничение по траектории в форме (7) будет удовлетворено.

Для первого и второго вариантов исполнения навесок с $U_H = (\beta, H_{КЛ})$ предельные значения параметров управления и диапазон их изменения при копании траншей определяются по выражениям, полученным для навесок с $U_H = (H_{КЛ})$ и $U_H = (\beta)$. При этом отличие полученных значений для этих вариантов будет связано с определением L_{HP} по формулам (38) и (42) соответственно.

Рассмотрим вопрос обеспечения транспортных габаритов.

В формулах (10), (11) еще жестко не нормированные в литературе параметры $[L_K^{(T)}]$ и $[H^{(T)}]$ могут быть назначены:

- исходя из сопоставимости с альтернативными траншекопателями на базе тракторов того же класса (с цепными, дискофрезерными РО);
- исходя из дизайна, включающего анализ по эргономическим показателям, при условии, что он не противоречит первому требованию.

Для навески с $U_H = (\beta)$ обеспечение транспортных габаритов связано с определением угла наклона фрезы $\beta^{(T)}$, который должен удовлетворить одновременно неравенства (10), (11). Очевидно, что функции $[L_K^{(T)}]$ и $[H^{(T)}]$ максимальны для нижней торцевой части фрезы, то есть

$$\left. \begin{aligned} L_K^{(T)} &= \max L_K^{(T)} \\ H^{(T)} &= \max H^{(T)} \end{aligned} \right\} \text{ при } L_Z(x) = L_{\Phi P}. \quad (49)$$

С учетом результатов, полученных автором в [7], выражение (49) приводится к виду

$$\left. \begin{aligned} L_K^{(T)} &= R_K^{HP} \cdot \cos(\beta^{(T)} - \beta_2) \leq [L_K^{(T)}] \\ H^{(T)} &= -H_T^{(T)} = H_{КЛ}^{(T)} - R_K^{HP} \cdot \cos(\beta^{(T)} - \beta_2) \leq [H^{(T)}] \end{aligned} \right\} \text{ при } L_Z(x) = L_{\Phi P}, \quad (50)$$

где $H_T^{(T)}$ - текущая глубина заложения торцевой части фрезы в транспортном положении (знакоположительная функция ниже дневной поверхности).

После простейших преобразований получим

$$\left\{ \begin{aligned} \beta^{(T)} &\geq \arcsin\left(\frac{H_{КЛ}^{(T)} - [H^{(T)}]}{R_K^{HP}}\right) + \beta_2 \\ \beta^{(T)} &\leq \arccos\left(\frac{[L_K^{(T)}]}{R_K^{HP}}\right) + \beta_2 \end{aligned} \right. \text{ при } L_Z(x) = L_{\Phi P} \quad (51)$$

Здесь следует отметить, что для траншекопателей с пальцевой фрезой и поворотной навеской удовлетворить условия (51) достаточно легко из-за меньшей длины этого РО по сравнению с цепными и роторными. Более того, опыт проектирования подсказывает, что, обычно, второе ограничения (по параметру $[H^{(T)}]$) остается пассивным,

так что его нельзя нарушить ни при каких значениях $\beta^{(T)}$, удовлетворяющих первое ограничение, то есть по $[L_K^{(T)}]$.

Само по себе это позволяет в расчетах использовать только первое неравенство в (51).

Тогда величина изменения угла поворота РО, требуемая для обеспечения и рабочих и транспортных габаритов будет равна

$$\Delta\beta = \beta_{\max} - \beta^{(T)}. \quad (52)$$

Учет дизайна, не противоречащей неравенству (51), был выполнен автором при проектировании траншекопателя-кабелеукладчика на базе трактора ЛТЗ-60 в виде

$$\beta^{(T)} \approx -\beta_{\max}. \quad (53)$$

Для навесок с управлением $U_H = (H_{KL})$ обеспечение транспортных габаритов связано с неравенствами (10), (12), которые аналогично предыдущему варианту навески должны выполняться для нижней торцевой части фрезы, т. е. при $L_Z(x) = L_{\Phi P}$.

Учитывая постоянство угла наклона РО к горизонту, то есть, что

$$\beta_{\max} = \beta^{(T)} = const, \quad (54)$$

условие (10) необходимо соблюсти изначально. Имея в виду значения предельного угла наклона фрезы $[\beta_{HP}]$ к горизонту [8] и небольшую длину фрезы, что следует из (8), (16) и (37), выполнить это достаточно легко.

Используя рис.2, неравенство (12) раскроем в виде

$$H^{(T)} = -H_T^{(T)} = H_{KL}^{(T)} - H_K \geq [H_{KL}^{(T)}], \text{ при } L_Z(x) = L_{\Phi P}, \quad (55)$$

где H_K - вертикальное смещение резца (в данном случае – нижнего) относительно поворотного шарнира.

Преобразовав (55), получим

$$H_{KL}^{(T)} \geq [H_{KL}^{(T)}] + H_K, \text{ при } L_Z(x) = L_{\Phi P}. \quad (56)$$

Необходимую в этой формуле величину $[H_{KL}^{(T)}]$ для нижнего резца определим по (17) зная его линейную координату L от оси заднего колеса, которую можно с учетом результатов [7] представить в виде

$$L = L_{K3} + L_K = L_{K3} + (L_{SV} - R_{\Phi P} \cdot \sin \varphi_i) \cdot \sin \beta_{\max} + (L_{HP} + L_{\Phi P}) \cdot \cos \beta_{\max}. \quad (57)$$

где L_{K3} , L_K - расстояние от оси заднего колеса до поворотного шарнира навески и от него до нижнего резца фрезы (соответственно) вдоль координаты L .

Величину H_K можно определить из работы автора [7]

$$H_K = (L_{HP} + L_{\Phi P}) \cdot \sin \beta + (L_{SV} - R_{\Phi P} \cdot \sin \varphi_i) \cdot \cos \beta. \quad (58)$$

Таким образом, формулы (56)...(58) позволяют определить величину клиренса поворотного шарнира, необходимую для обеспечения транспортного габарита навески РО.

Тогда полный ход каретки с учетом (56), (17) определим из выражения

$$\Delta L = H_{KL}^{(T)} - H_{KL}^{\min}. \quad (59)$$

Для навесок с управлением $U_H = (\beta; H_{KL})$ значения аналогичных параметров можно легко получить комбинацией решений, полученных для случаев $U_H = (\beta)$ и $U_H = (H_{KL})$.

Ценность полученных выражений, как результата научного исследования, определяется: допустимостью исходных ограничений, новизной, кругом решаемых задач.

Предложенные зависимости для синтеза геометрических параметров РО и навесок различного исполнения в привязке к базовой машине не учитывают позиционные поправки, связанные с изменением развесовки на ходовую базу при переходе от режима



копания к транспортному, что является предметом дальнейшего исследования. Однако следует отметить, что для гусеничной ходовой базы они не существенны. В остальном полученные выражения являются аналитически точными.

Методика исследования предложена автором ранее [4, 6, 7] и основана на использовании обобщенной имитационной модели пальцефрезерного траншеекопателя, которая поглощает принципиальные отличия навесок РО по ресурсам управления и выступает, таким образом, как единый матаппарат.

Сами по себе полученные выражения являются новыми, так как известные ранее работы касались синтеза геометрических параметров оборудования траншеекопателей с использованием графического или алгоритмического методов, но никак не аналитического, как в данной статье.

Формула (17) для определения предельной величины клиренса в рабочем и транспортном положениях, очевидно, может использоваться не только для траншеекопателей, но и для других СМ (например, - рыхлителей).

Полученные выражения, в связи со свойством обобщенности использованной методики, могут быть частью комплексной автоматизированной системы компьютерного проектирования пальцефрезерных траншеекопателей. При этом преимущества аналитического подхода при синтезе параметров сохраняются.

Представленная работа является необходимым этапом для решения актуальной задачи о снижении неравномерности нагружения привода РО в форме (1)...(3).

Литература

1. Смірнов В.М., Пелевін Л.Е., Гаркавенко О.М. Оптимізація параметрів навісок дискових робочих органів //Гірн., будів., дор. та меліорат. машини: Респ. міжвід. наук.-техн. зб.- К., 1995.- Вип. 48. - С. 10-13.
2. Бажан В.Т. Оптимизация основных параметров гусеничных рыхлителей: Автореф. дис... канд. техн. наук/ Киевский инж.-стр. ин-т. - К., 1988. - 27 с.
3. Зухба А. Г. Траншеекопатель - кабелеукладчик с пальцефрезерным рабочим органом //Техніка будівництва. – 1997. - Вип. 1. - С. 31 - 33.
4. Зухба А.Г. Определение кинематических параметров резца как оконечного звена в передаточной цепи "базовая машина – навеска – пальцевая фреза – грунт" для целей имитационного моделирования //Гірн., буд., дор. та меліорат. машини: Респ. міжвід. наук.– техн. зб. – К., 1999. - Вип. 53. - С. 73-83.
5. Хмара Л.А., Кулик І.А. Методика визначення параметрів захватно-розпушувальних робочих органів гідравлічних екскаваторів// Гірн., будів., дор. та меліорат. машини: Респ. міжвід. наук.- техн. зб.- К., 1995.- Вип. 48. - С. 13-16.
6. Зухба А.Г. Синтез параметров фрезерного траншеекопателя, минимизирующих неравномерность нагружения привода рабочего органа (Постановка задачи. Методика решения)// Техніка будівництва. – К., 2002. - Вип. 11.- С. 61 - 66.
7. Зухба А.Г. Определение позиционных параметров взаимодействия элементов системы "базовая машина – навеска – пальцевая фреза – грунт" для целей имитационного моделирования // Горн., строит., дор. и мелиорат. машины: Респ. межвед. научно-техн. сб. – К.: Интехнодрок, 1998.- Вып. 52. - С. 49-58.
8. Зухба А.Г. Обеспечение условий работоспособности кабеля при проектировании траншеекопателей-кабелеукладчиков// Техніка будівництва. – К., 1998.- Вип. 4.- С. 61 - 70.
9. Строительные машины: Справочник: В 2т./Под ред. В.А.Баумана и Ф.А. Лапира. – М.: Машиностроение, 1976. – Т.1.- С.111.

УДК 691:699.8÷697.27/385.3

С.Г. Гузий, канд. техн. наук, научн. сотр., ГосНИИВМ КНУСА,
А.Г. Добровольский, канд. техн. наук, доцент КНУСА

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ГРЕЮЩИХ ПАНЕЛЕЙ ИЗ РЕЗИСТИВНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ ОТОГРЕВА ПРОМЕРЗШИХ ГРУНТОВ

При выполнении сравнительно небольших объемов земляных работ (до 500 м³), рытья малого поперечного сечения траншей (до 8 м²) или на ограниченной площади неглубоких котлованов (площадью до 300 м² и глубиной 2 м), а также при ведении аварийных и ремонтных работ в зимних условиях производится отогрев промерзшего грунта, так как рыхление грунта взрывами, механизмами, механическими приспособлениями или инструментами оказывается малоэффективным мероприятием, а также ограничивается требованиями техники безопасности особенно в условиях сложного городского подземного хозяйства.

Так как глубина промерзания зависит от длительности и величины воздействия отрицательных температур наружного воздуха [1] (рис. 1), то в настоящее время для отогрева грунта в зависимости от способа передачи тепла от нагревательного прибора к грунту применяют четыре основных метода:

1. поверхностное оттаивание – тепловой поток распространяется сверху вниз (нормально к поверхности) от нагревателя, размещенного на поверхности грунта;
2. радиальное оттаивание;
3. глубинное оттаивание;
4. комбинированное оттаивание.

В данной статье рассматривается отогрев промерзших грунтов при помощи поверхностного оттаивания. На сегодняшний день известны несколько подходов, которые реализуются для данного вида отогрева: сжигание дров и применение проволочных нагревателей с последующим утеплением поверхности специальными тепляками. Данные подходы неприменимы в условиях городского хозяйства и поэтому актуальным является поиск новых средств и приемов для осуществления данного процесса. На наш взгляд, наиболее приемлемым решением будет использование греющих панелей из резистивных композиционных материалов [2-4], основные характеристики которых детально изложены в работах [5, 6], а конструктивное решение приведено на рис. 2-4.



Рис. 1. Зависимость глубины промерзания грунтов от продолжительности промерзания и температуры воздуха

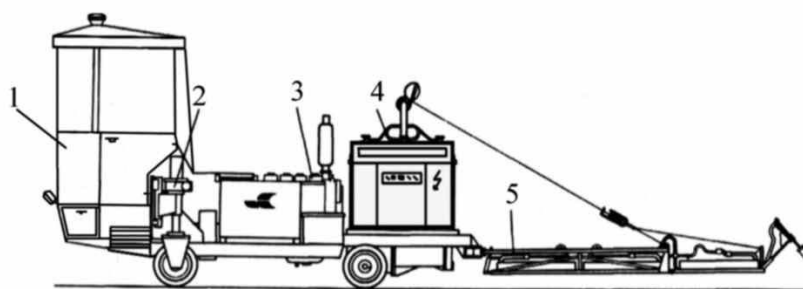


Рис. 2. Машина с устройством для отогрева промерзших грунтов: 1 – кабина с местом оператора; 2 – ходовое шасси; 3 – двигатель; 4 – дизель-электростанция; 5 – греющее устройство

Электротехнический расчет электрообогревательных устройств из резистивных композиционных материалов основывается на данных теплообменного процесса, учитывающего заданные технологические параметры. Исходными данными для теплового расчета электронагревателей служат максимальные величины Q_1/z (количество тепла, необходимого для достижения заданной температуры по технологии в каждые отдельные промежутки времени) и Q_2/z (количество тепла, необходимого для поддержания достигнутой заданной температуры на постоянном уровне в каждые отдельные промежутки времени).

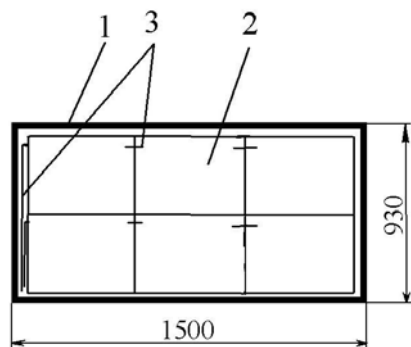


Рис. 3. Конструкция греющего устройства:
1 – рама; 2 – греющие панели; 3 – соединительные провода

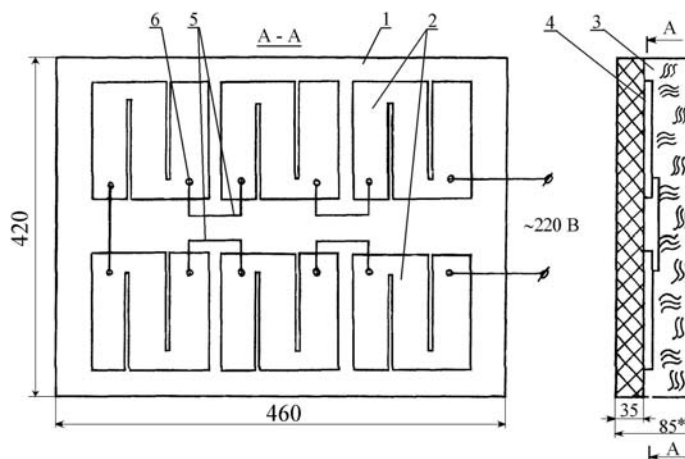


Рис. 4. Греющая панель*:
1 – основание из жаростойкого бетона или корундовой плиты; 2 – греющие элементы из РКМ; 3 – теплоизоляционная плита; 4 – монтажные провода
* - датчик температуры условно не показан

Для наиболее неблагоприятного времени z с максимальной величиной Q_1 или Q_2 определяют требуемую мощность электроэнергии и нагревателя (кВт)

$$P_{\text{потр}} = Q_{\text{max}} / 860 \quad (1)$$

В зависимости от вида нагреваемого объема в качестве исходных данных для теплового и электрического расчета нагревателей должны быть установлены следующие параметры:

$P_{\text{потр}}$ – требуемая мощность нагревательного элемента, Вт;

F – нагреваемая площадь, см^2 ;

$F_{\text{нагр}}$ – площадь поверхности нагревательного элемента, см^2 ;

V – объем нагреваемой воздушной среды, см^3 ;

$t_{\text{нагр}}$ – температура нагрева поверхности нагревательного элемента, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{поверх}}$ – максимально допустимая температура поверхности электрообогреваемого устройства, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{возд}}$ – температура наружного воздуха, $^{\circ}\text{C}$;

t' – заданная температура нагреваемой воздушной среды, которая должна поддерживаться на постоянном уровне, $^{\circ}\text{C}$.

Тепловой расчет прогрева промерзшего грунта основывается на следующих допущениях: температурное поле отогреваемого грунта будет состоять из зон мерзлого грунта переменной толщины и талого с особыми условиями перехода на границе этих зон. Поэтому точно определить оптимальное количество тепла для отогрева простым аналитическим решением не представляется возможным.

Если упростить схему происходящего теплообменного процесса в отогреваемом промерзшем грунте и принять, что процесс передачи тепла в грунте определяется только теплопроводностью, а теплофизические показатели грунта в некотором диапазоне

температур постоянны, то можно приближенно на основе гипотезы Фурье вычислить необходимое количество тепла для отогрева грунта

$$Q = Q' + Q'' + Q''' \quad (2)$$

$$Q' = kS(t_1 - t_2)z \quad (3)$$

$$Q'' = [\lambda Sz(t_3 - t_2)]/\delta \quad (4)$$

$$Q''' = 80m_B \quad (5)$$

где Q' - количество тепла, передаваемого нагревателем на поверхность промерзшего грунта, Дж; Q'' - количество тепла, поглощаемого при отогреве промерзшего грунта толщиной δ на площади S , Дж; Q''' - количество тепла на таяние льда, Дж; m_B - количество воды в замерзшем грунте, кг; 80 - скрытая теплота плавления льда, Дж/кг; S - площадь отогреваемого промерзшего грунта, м²; δ - глубина (толщина) отогреваемого промерзшего грунта, м; k - коэффициент теплопередачи от нагревателя к отогреваемой поверхности промерзшего грунта, кВт/(м²·К); λ - коэффициент средней теплопроводности обогреваемого грунта, Вт/(м·К).

$$\lambda = (\lambda' + \lambda'')/2, \quad (6)$$

где λ' - коэффициент теплопроводности грунта при температуре t_2 , Вт/(м·К); λ'' - коэффициент теплопроводности грунта при температуре t_3 ; t_1 - температура поверхности нагревателя, °С; t_2 - начальная температура замерзшего грунта, °С; t_3 - заданная температура, до которой отогревается грунт, °С; z - время отогрева замерзшего грунта, час.

По нашим предварительным расчетам, учитывая параметры греющих панелей [5] и теплофизические свойства промерзших грунтов [7], использование предлагаемого конструктивного и технологического решения вполне реально и осуществимо в условиях сегодняшнего дня: режим процесса оттаивания мерзлого грунта на глубину 0,8 м при непосредственном воздействии тепла на грунт ($T=250^\circ\text{C}$, $Q_{\max}=22.5$ кВт) осуществляется в течение 5-6 час, а период аккумуляции тепла (за счет аккумулирующих свойств греющих панелей) осуществляется в течение 12-18 час.

Литература

1. Черкашин В.А., Червец С.М., Иванов Ю.А. Производство земляных работ в зимних условиях (справочное пособие). - М.: Стройиздат, 1971. - 159 с.
2. Гузій С.Г. Резистивні матеріали будівельного призначення на основі лужних в'язучих систем // Автореф. дис.... канд. техн. наук: 05.23.05., КНУБА. - К.: "Науковий світ", 2002. - 21 с.
3. Пушкарева Е.К., Гузій С.Г. Получение электропроводных материалов на основе отходов промышленности // Композиційні матеріали для будівництва: Вісник ДДАБА. - Макіївка: ДДАБА. - 2002. - №1 (32). - с. 99-103.
4. Пушкарева Е.К., Гузій С.Г. Оценка надёжности эксплуатации объёмных резистивных элементов в системе " β -C₂S-SiC-C-Na₂OHSiO₂mH₂O" // Конструкции гражданских зданий: Сб. науч. тр. - К.: КиевЗНИИЭП. - 1999. - С. 152-156.
5. Гузій С.Г. Нагрівальні панелі з резистивних композиційних матеріалів // Будівельні матеріали та виробн. - 2001. - №2. - С. 29-30.
6. Гузій С.Г. Греючі панелі из резистивних композиційних матеріалів для конструкції "теплый пол" // Будівельні конструкції: Зб. наук. пр. - К.: ДНДІБК. - 2001. - вип. 54. - С. 241-245.
7. Шевелева А.Г. Физико-механические характеристики многолетнемерзлых грунтов. - М.: Стройиздат, 1971. - 128 с.



УДК 624.132.3

М.К. Сукач, д-р техн. наук, доцент КНУБА

ХАРАКТЕРИСТИКИ ДОННОГО ФОНУ ДЛЯ ГЛИБОКОВОДНИХ МАШИН

Для створення глибоководних землерийних машин і оцінки очікуваних робочих навантажень необхідно вивчення інженерно-геологічних умов підводного середовища, визначення опору ґрунтів різанню, характеру рельєфу дна та ін. Відомі технічні труднощі поки що не дозволяють визначати в умовах природного стану більшість параметрів глибоководних ґрунтів, які звичайно використовуються в розрахунках машин. Прогнозування ж властивостей підводних ґрунтів за зразками, піднятими з великої глибини, досить приблизне із-за фактичного руйнування матеріалу ядра при зменшенні гідростатичного тиску.

Характер взаємодії робочих органів і ходового обладнання підводних машин в значному ступені відрізняється від суходільних аналогів, а проведення повномасштабних експериментів на великій глибині на сьогодні практично не реально. Тому по суті єдиною можливістю максимально наблизитися до дійсних експлуатаційних умов на морському дні є створення контактних методів і технічних засобів дослідження глибоководних ґрунтів на місці їх залягання. При цьому відпадає необхідність прогнозування впливу гідростатичного тиску води на властивості донного ґрунту і, відповідно, на робочі навантаження машин.

Експлуатаційні характеристики включають показники і властивості підводних ґрунтів, які необхідні і достатні для розрахунку робочих навантажень підводних ґрунторозробних машин, визначення характеру взаємодії їх робочих органів і ходового обладнання з ґрунтовим масивом, вибору оптимальних режимів роботи і складання карт прохідності по трасі машин для видобувних робіт (рис. 1).

Таким чином, для реалізації прогнозних моделей експлуатаційних навантажень глибоководних машин необхідно: по-перше, знайти по-можливості мінімальний перелік характеристик ґрунтів, що визначають робочі режими землерийних машин під водою; по-друге, розробити методи, методики і способи одержання цих даних на місці залягання ґрунтів, в незруйнованому стані; по-третє, створити пристрої, прилади, установки і обладнання, які дозволяють з певним ступенем достовірності визначати властивості ґрунтів під водою; і, насамкінець, розробити моделі робочих навантажень машин на основі визначених у природному стані характеристик донного фону [1].

Звичайно дослідження донних ґрунтів і робочих процесів машин під гідростатичним тиском проводять в барокамерах, де ґрунт навантажують тиском від атмосферного до заданого, в основному до 3 МПа. В той же час при підйомі зразків відбувається процес зворотній – розвантаження при зменшенні гідростатичного тиску. Прогнозні моделі одержують або в барокамері, або в атмосфері з корегуванням їх на гідростатичний тиск. Неоднозначність процесів призводить до різного тлумачення впливу гідростатичного тиску на робочий процес землерийних машин.

Так, в моделях різання ґрунту В.І. Баловнева, Д.Д. Тургумбаєва, О.О. Карошкіна вплив тиску стовпа води враховується коефіцієнтом k , який представляє собою співвідношення сили різання (або копання) під гідростатичним тиском P_R до аналогічної сили в атмосферних умовах P_{01} . Збільшення сили різання зв'язних ґрунтів ножом землерийної машини пояснюється притисканням стружки до передньої грані робочого органу, куди гідростатичний тиск не проникає. В результаті ближчі елементи стружки прослизують не по ножу, а по прилиплому ґрунту. У відповідності з моделлю М.Т. Тиндибекова при різанні ґрунту під впливом гідростатичного тиску відбувається деформація його скелету і зменшення порожнистого простору, а зчеплення ґрунту зростає

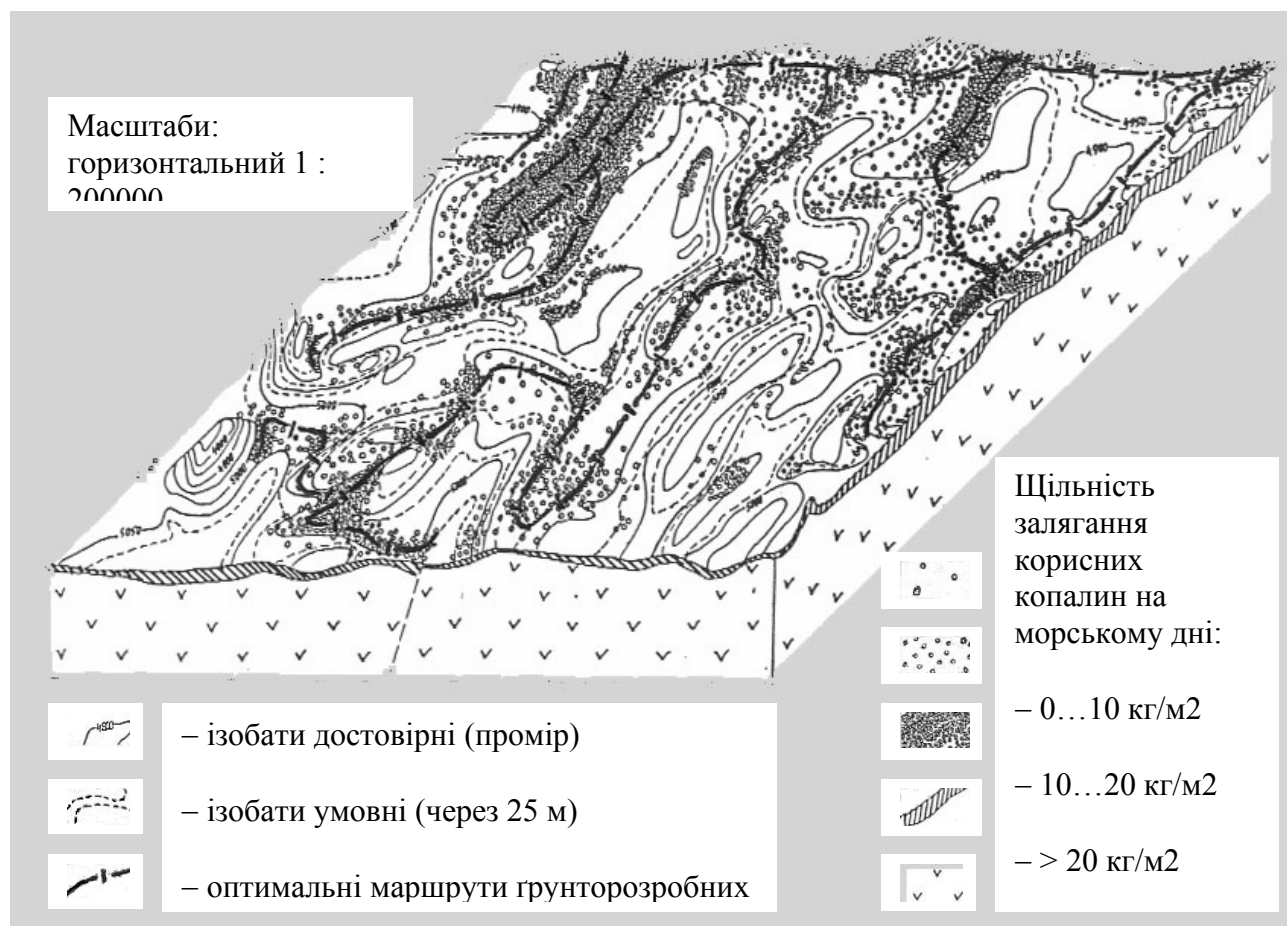


Рис.1. Модель карти експлуатаційного донного фону

в результаті збільшення молекулярних сил між його твердими частками. Цим обґрунтовується збільшення опору трифазного ґрунту.

За визначенням І.А Недорезова, В.П. Болотова, А.О. Шаталова опір різанню від дії гідростатичного тиску зростає. Однак ними розглядався процес різання під шаром глинистої пульпи при відносно короткочасному (неконсолідованому) впливі води на ґрунт, що і призводило до його збільшення під гідростатичним тиском. Лобанов В.А. вдосконалив формулу Зеленіна А.Н. для сили різання введенням коефіцієнту впливу гідростатичного тиску на зчеплення підводного ґрунту k_p . Для визначення сили фрезерування підводного ґрунту Огородніков С.П. запропонував використовувати додаткову складову P_R , яка враховує дію гідростатичного тиску. В дослідях КНУБА виявлено, що опір різанню двофазних ґрунтів при повному водонасиченні не залежить від гідростатичного тиску, як для проникливих піщаних, так і для практично непроникливих глинистих ґрунтів [2].

Іспити, проведені автором на натурних осадках в НДПШокеангеофізиці і НДПШокеанмаші, показали, що при взаємодії з ними ріжучого ножа гідростатичний тиск призводить до витoku в контактну зону порової води; підтверджено гіпотезу про вплив на ґрунтове середовище двох систем тиску: ефективного P_e , який діє на скелет ґрунту через точки і площадки контактів твердих часток та призводить до ущільнення і зміцнення ґрунту і нейтрального P_n , що діє тільки на порову воду, збільшуючи напір і викликаючи її фільтрацію. Повний тиск у ґрунті дорівнює сумі ефективного і нейтрального.

У водонасичених (двофазних) ґрунтах, якими є глибоководні осадки, при не дренажному консолідованому зрізі, що звичайно відбувається у природному стані,



зовнішнє навантаження не викликає додаткового ефективного напруження. Тиск рідини зі сторони ножа на внутрішню поверхню стружки врівноважує її стан і обумовлює незалежність опору від гідростатичного тиску. Таким чином, опір різанню ґрунтового середовища залежить тільки від його фізико-механічних характеристик, визначених у природному стані, і параметрів робочих органів землерийних машин.

Враховуючи ці особливості, вперше розроблено модель різання підводних ґрунтів на основі реології текучого середовища та встановлено нові закономірності процесу взаємодії робочих органів і ходової частини землерийних машин з водонасиченими в'язкопластичними осадами; характеристики ґрунту, знаходять у природному стані.

За прогнозною моделлю [3] опір різанню підводного ґрунту плоским гострим ножом визначається сімома складовими, що витрачаються на: зчеплення між елементами зсуву зливної стружки на передній грані ножа $F_1 = \tau_0 b h t g \alpha$; навантаження в бічних прорізах при відтинанні стружки від масиву $F_2 = \tau_0 h^2 / \cos \alpha$; опір в бічних сторонах інструмента від зчеплення цілика ґрунту

$$F_3 = \tau_0 \left\{ \frac{2\varepsilon(2+\varepsilon)h^2}{\sin 2\alpha} + \frac{hd(1+\varepsilon)}{\sin \alpha} - d^2 [\operatorname{ctg}(\alpha - \beta) - \operatorname{ctg} \alpha] \right\} \quad \text{і в'язкості середовища}$$

$$F_4 = \left[\frac{2h(1+\varepsilon)}{\sin \alpha} - d \operatorname{ctg}(\alpha - \beta) + d \operatorname{ctg} \alpha \right] \times \sqrt{2\mu\nu_0\tau_0 d \left[\frac{h}{l} \operatorname{tg} \alpha + \frac{h^2}{bl \cos \alpha} + \frac{l}{h} \sin 2\alpha \left(1 + \frac{\eta}{3} \right) \right]}; \quad \text{силу}$$

$$\text{в'язкості в суміжному шарі ґрунту перед ножом} \quad F_5 = \frac{2\varepsilon(2+\varepsilon)h^{1,5}}{\sin \alpha} \sqrt{\mu\nu_0\tau_0 \left(1 + \frac{\eta}{3} \right)};$$

компенсацію тиску біля нижньої кромки ножа для подолання опору в'язкості ґрунту

$$\text{вздовж інструмента} \quad F_6 = \frac{\tau_0 b l^2}{6h} (3 + \eta) \sin 2\alpha; \quad \text{тертя стружки по лобовій поверхні ножа}$$

$F_7 = \tau_0 (1 + \eta) b l \cos \alpha$, де τ_0, μ – зчеплення і в'язкість ґрунту; b, h – ширина і глибина різання; α, β – передній і задній кути різання; ν_0 – швидкість ножа; d, l – товщина і довжина ножа; ε, η – критерії подібності моделі, які характеризують робочий процес.

Для дослідження робочих процесів підводних землерийних машин і властивостей ґрунтів на морському дні автором створено комплекс методів і технічних засобів. Це глибоководні зонди для визначення зчеплення і в'язкості донного ґрунту методом гравітаційного зондування; прилади реєстрації ударних імпульсів інденторів для дистанційного вимірювання і цифрової обробки інформації; плануюча установка для автоматичного зондування підводних ґрунтів із заданим кроком; морські глибоководні трубчасті пробовідбірники з розрізними пластмасовими вкладишами, що дозволяють вилучати газонасичені зразки донних ґрунтів; буксирована донна установка, призначена для безперервного за рухом судна дослідження морського дна і визначення міцнісних властивостей (зчеплення, несучої здатності, липкості, рельєфу міцності в поверхневому шарі) донних ґрунтів, іспитів моделей робочих органів і опорних пристроїв підводних землерийних машин, оцінки умов їх прохідності на дні; глибоководні іскіметри, які встановлюють на ґрунторозробних машинах для визначення опору різанню в умовах експлуатації; а також інші пристрої, датчики, прилади та контролери, що використовують в системах автоматизованого управління глибоководними машинами [4].

Запропонована техніка розрахована на роботу з борта судна, що рухається зі швидкістю 0,5...1,5 м/с при хвилюванні моря до 5...6 балів. Пріоритет нових рішень захищений 16 авторськими свідоцтвами і патентами; проведено метрологічний контроль апаратури. Порівняльний аналіз з даними випробувань зразків за стандартними методиками, показав задовільну збіжність робочих навантажень машин і властивостей донних ґрунтів, які одержано на глибині, і підтвердив адекватність нових методів визначення експлуатаційних характеристик донного фону для землерийних систем.

Глибоководні осадові ґрунти, з якими зв'язаний комерційний інтерес розробників морських твердих копалин, представляють собою м'яко пластичні тонкопелітові водонасичені мули і глини малої міцності з природною вологістю, що перевищує вологість на межі текучості. Середньостатистичні дані ґрунтів для різних літологічних ознак, одержані при обробці черпакових і трубчастих проб: густина $\rho = 1,12 \dots 1,34 \text{ т/м}^3$; вологість $W = 180 \dots 290 \%$, зчеплення $\tau_0 = 0,9 \dots 7,24 \text{ кПа}$, динамічна структурна в'язкість $\mu = 5 \dots 500 \text{ Па}\cdot\text{с}$. Кут внутрішнього тертя дорівнює нулю, а для шарів нижчого залягання не перевищує $\psi = 1 \dots 5^\circ$; несуча здатність ґрунту на поверхні дна $\sigma = 10 \dots 50 \text{ кПа}$. Створені прилади дозволяють визначати в умовах природного стану динамічну міцність, дисипацію і деякі інші властивості ґрунтів, необхідні для розрахунків підводних землерийних машин та оцінки їх прохідності на дні.

Розкрито особливості робочого процесу машин на глибоководних донних осадах з твердими вкрапленнями. Встановлено, що режим ковзання днища на донних осадах забезпечується, якщо тиск ґрунту не перевищує $P = 2,0 \dots 3,0 \text{ кПа}$, а співвідношення величин навантаження носової і кормової частин $R_1/R_2 = 0,5 \dots 0,6$. Неврахування цих факторів призводить до заниження оцінок тягових зусиль в системі буксирування глибоководних машин і аварійного режиму, що є однією з причин неефективного використання або навіть втрати їх на дні. Максимальна осадка конкрецій діаметром $3 \dots 5 \text{ см}$ спостерігається при вібраційному впливі машини з частотою 20 Гц і амплітудою $0,2 \text{ мм}$ та досягає $40 \dots 70 \%$ від їх діаметра. При цьому міцність донного ґрунту зменшується в $2,5 \dots 3,0$ рази і відновлюється лише через $3 \dots 4$ доби; уклон поверхні до 10° на його тискотропні властивості не впливає. Мінімальна ефективна швидкість гідророзмиву твердих вкраплень $0,8 \text{ м/с}$; при щільності їх залягання більше $0,7 \text{ кг/м}^2$ доцільнішим за енергетичними показниками і ККД є механічний спосіб розробки донних корисних копалин.

Разом з тим залишаються не вивченими в натурних умовах такі характеристики глибоководних осаdkів як опір їх руйнуванню при багаторазовому впливі агрегатів збору; характер скаламученості і осідання ґрунтів, що відбивається на якості візуального контролю і оперативності управління підводними агрегатами; ступеня екологічного впливу ґрунторозробних машин на підводне середовище тощо.

Перераховані вище характеристики необхідні для розробки ґрунтовних карт експлуатаційного донного фону. Такі карти необхідно складати в різних масштабах, відповідно до характеру вирішуваних задач на дні; вони повинні містити основний набір інженерно-геологічних характеристик донних ґрунтів, показники опору їх різанню землерийними машинами і батиметричні профілі по найбільш типовим геологічним розрізам, які показують зміну рельєфу дна, характеристики ґрунтів по глибині залягання, визначають висоту стовпа води над дном і його основні експлуатаційні особливості в досліджуваному районі. Це дозволить на допроектних етапах вибирати найбільш оптимальні траси руху підводних землерийних машин і забезпечити ефективність їх функціонування шляхом забезпечення відповідності параметрів машин реальним умовам експлуатації під водою.

Література

- 1 Баладинский В.Л., Сукач М.К. Подводные строительные работы: Учеб. пособ. для вузов. – К.: ИСМО, 1999. – 224 с.
- 2 Сукач М.К. Гипербарические испытания грунта для гидротехнического строительства // Нові технології в будівництві. – 2002. – № 4. – С. 14-18.
- 3 Сукач М.К. Взаимодействие ножа землеройной машины с вязкопластичным грунтом // Техніка будівництва. – 2001. – № 9. – С. 53-59.
- 4 Сукач М.К. Разработка глубоководных грунтов. – К.: Наук. думка, 1998. – 348 с.



УДК 62-83: 621.313+621.314

В.М. Скіданов, д-р техн. наук, професор КНУБА

ЕНЕРГЕТИЧНА ТА ДИНАМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ЕЛЕКТРОТРАНСПОРТУ ЯК ФУНКЦІЯ СТРУКТУРНОЇ ПОБУДОВИ ТЯГОВИХ АКУМУЛЯТОРНИХ БАТАРЕЙ

Використання акумуляторного технологічного електротранспорту є неодмінною складовою у більшості промислових технологічних циклах та процесах, особливо за умов необхідності виконання транспортних операцій у закритих приміщеннях цехів, складів, теплиць, тощо, де застосування рухомого складу з двигунами внутрішнього згоряння вкрай небажане або взагалі неприпустиме. Тобто, автономний технологічний електротранспорт (електронавантажувачі, електрокари, електровізки, тощо) є практично безальтернативним для цілої низки виробництв і процесів.

Однак відзначимо, що інтенсивний графік роботи такого транспорту зумовлює прискорений розряд бортового джерела живлення (акумуляторної батареї) як у самому циклі робочої зміни, так і в цілому, тобто впродовж всього строку служби батареї. Така особливість з одного боку призводить до скорочення робочого ресурсу акумуляторів, а значить і самого електротранспорту у межах однієї зміни, а з другого – до значного зменшення таких важливих експлуатаційних показників батареї як ємність та кількість зарядно-розрядних циклів.

Загальновідомо, що до вказаних наслідків приводить збільшення як величини пускових струмів, так і кількості пускових режимів на одиницю часу. Причому позбавитись таких чинників дуже важко навіть застосуванням напівпровідникових перетворювачів, які забезпечують плавність пусків тягового двигуна та досить глибоке регулювання швидкості їх обертання.

Метою даної статті є дослідження енергетичних показників тягової акумуляторної батареї (ТАБ) у стані вихідної (послідовне з'єднання елементів) конфігурації та у стані оперативної реструктуризованої конфігурації а також обґрунтування доцільних меж секціонування (див. далі) тягового джерела.

Традиційна організація структури ТАБ являє собою послідовне з'єднання окремих елементів (акумуляторів) у батарею. Але, як витікає з попередніх досліджень [1], однією з умов підвищення енергетичної ефективності АБ є збільшення її струму короткого замикання, що може бути досягнуто шляхом реструктуризації батареї з послідовного з'єднання елементів у змішане – послідовно-паралельне – з'єднання.

Саме таке дослідження з огляду на сучасне уявлення можливих варіантів побудови транспортних систем електроживлення з джерелом змінної структури розглянуто нижче.

У загальному випадку довільно структурована батарея може бути описана такими рівняннями:

$$E_n = k E_0, \quad (1)$$

$$r_n = k r_0 / l, \quad (2)$$

причому задається

$$m = k \cdot l, (l \neq 1); m = k, (l = 1), \quad (3)$$

де m - загальна кількість елементів батареї; l - кількість паралельно з'єднаних секцій, кожна з яких містить k послідовно ввімкнутих елементів (для кожної конкретної батареї треба мати $k = const$ для компенсації паразитних урівнювальних струмів між секціями, які можуть виникнути як наслідок невірності ЕРС у окремих секціях; E_n, r_n, E_0, r_0 - відповідно сумарна ЕРС та активний опір батареї у послідовній структурі та ЕРС та активний опір окремого складового елемента батареї.

У загальному випадку ККД батареї можна визначити за такою формулою:

$$\eta_E = 1 - \Delta P_u / P_u, \quad (4)$$

де $\Delta P = I_{\text{еф}}^2 r_{\text{н}}$ – втрати потужності в батареї, $P_{\text{н}} = E_{\text{н}} I_{\text{ср}}$ – внутрішня потужність джерела, $I_{\text{еф}}$ та $I_{\text{ср}}$ відповідно ефективне та середнє значення струмів батареї.

Для визначення цих струмів запишемо систему рівнянь, що задають імпульс струму у імпульсному циклі розряду батареї.

$$\begin{aligned} i_1 &= I - \Delta I / 2 + \Delta I t / t_{\text{н}}, & 0 \leq t \leq t_{\text{н}}, \\ i_2 &= 0, & t_{\text{н}} \leq t \leq T, \end{aligned}$$

i_1, i_2 – миттєві струми батареї на першому та другому інтервалах комутації, I – середній струм імпульсу розряду за час імпульсу, ΔI – амплітуда пульсацій струму батареї, $t_{\text{н}}$ – час тривалості імпульсу струму, T – період комутації.

Середнє та ефективне значення струмів батареї визначимо за формулами

$$I_{\text{ср}} = \frac{1}{T} \left(\int_0^{t_{\text{н}}} i_1 dt + \int_{t_{\text{н}}}^T i_2 dt \right) = I \gamma \quad (5)$$

$$I_{\text{еф}}^2 = \frac{1}{T} \left(\int_0^{t_{\text{н}}} i_1^2 dt + \int_{t_{\text{н}}}^T i_2^2 dt \right) = I^2 \gamma k_{\alpha} \quad (6)$$

У випадку розряду (тяговий режим) АБ імпульсним струмом її ККД визначається за формулою

$$\eta_E^T = 1 - I_{\text{еф}}^2 r_{\text{н}} / I_{\text{ср}} E_{\text{н}},$$

а з урахуванням (1) - (6) одержимо

$$\eta_E^T = 1 - I^* k_{\alpha} / \iota, \quad (7)$$

де $I^* = I / I_{\text{к.з.}}$; $I_{\text{к.з.}} = E_{\text{н}} / r_{\text{н}} = E_0 / r_0$.

Якщо в колі батареї протікає квазісталий струм і джерело забезпечує певну вихідну потужність P_0 , то рівняння балансу потужностей матиме вигляд

$$P = I^2 r_{\text{н}} + P_0 \quad (8)$$

де $P = I E_{\text{н}}$ – внутрішня потужність джерела.

З останнього рівняння отримаємо:

$$I = E_{\text{н}} / r_{\text{н}} - \sqrt{(E_{\text{н}} / 2r_{\text{н}})^2 - P_0 / r_{\text{н}}} \quad (9)$$

У виразі для струму (9) при вирішенні рівняння (8) залишено від'ємне значення кореня, оскільки мінімальному значенню струму батареї відповідає максимальний ККД. З огляду на те що для розряду постійним струмом значення $I_{\text{еф}}$ та $I_{\text{ср}}$ тотожні, а внутрішня потужність може бути обрахована як $P_0 = I U_{\text{ср}}$, отримаємо

$$\eta_{E-C}^T = (1 + \sqrt{1 - 4I^* U^*}) / 2, \quad U^* = U_{\text{ср}} / E_{\text{н}} \quad (10)$$

Якщо середнє значення напруги для імпульсного циклу розряду задати як

$$U_{\text{ср}} = U \gamma = (E_{\text{н}} - I r_{\text{н}}) \gamma,$$

то вираз (10) приведемо до такого вигляду

$$\eta_{E-C}^T = (1 + \sqrt{1 - 4I^* (1 - I^*) \gamma}) / 2 \quad (11)$$

Слід зауважити, що режими імпульсного розряду і заряду батареї квазісталим струмом мають місце лише за умови роботи джерела з ємнісним фільтром. Тому для об'єктивності дослідження слід врахувати втрати потужності у такому фільтрі, що докладно зроблено у роботі [2], а ми наведемо лише остаточний результат:

$$\Delta P_c = I^2 \gamma (1 - \gamma) R_{\text{Se}},$$

де R_{Se} – активний опір конденсатора фільтра у послідовній еквівалентній заступній схемі.

Використавши відповідне рівняння балансу потужностей, отримаємо вираз для струму у колі “батарея – фільтр” у вигляді

$$I = E_{\text{н}} / r_{\text{н}} - \sqrt{(E_{\text{н}} / 2r_{\text{н}})^2 - (\Delta P_c + P_0) / r_{\text{н}}} \quad (12)$$



Формула для ККД АБ може бути приведена до такого вигляду $\eta_{E-C} = 1 - I^2 r_{и} / I E_{и}$. Тоді з урахуванням двох останніх виразів та виразів (1) - (3) для довільно секціонованого джерела у тяговому режимі одержимо

$$\eta_{E-C}^T = (1 + \sqrt{I^2 - 4I^* \gamma (I - I^* [1 - k_C (1 - \gamma)])}) / 2I, \quad (13)$$

де $k_C = R_{Se} / n r_{и}$ (n – кількість паралельно ввімкнених конденсаторів у фільтрі).

Далі розглянемо рекуперативний (гальмівний для транспортного засобу, тобто зарядний для джерела) режим довільно побудованої акумуляторної батареї для імпульсних та квазісталих струмів. У цьому разі АБ працює як елемент навантаження впродовж часу ($T - t_{и}$), а її ККД визначається формулою (4).

Визначення діючих і середніх струмів та потужностей докладно виконано у роботі [3]. Значення коефіцієнтів, що входять у вирази для спожитої і втраченої потужності для секціонованої батареї з урахуванням (1) – (3) запишемо у такому вигляді

$$k_i = E_0 / r_0 I_K; \quad (14)$$

$$k_{и} = m r_0 / r_{я} = k \iota r_0 / r_{я}. \quad (15)$$

Тоді вирази для втраченої та спожитої потужності можна визначити за такими формулами

$$\Delta P_{и}^* = \Delta P_{и} / P_K = (I^* k_i)^2 k_{и} k_{\alpha} (1-\gamma) \cdot \iota^{-2}; \quad (16)$$

$$P_{и}^* = P_{и} / P_K = I^* k_i^2 k_{и} (1-\gamma)^2 E_m / E_{и} - [I^* k_i (1-\gamma)]^2, \quad (17)$$

де відношення $E_m / E_{и} = (1 - \gamma) / \iota - I^*$, E_m – ЕРС тягового двигуна в генераторному режимі його роботи.

З урахуванням останніх виразів для ККД секціонованої батареї у рекуперативному режимі при імпульсних зарядних струмах одержимо таку формулу

$$\eta_E^P = 1 - I^* k_{и} k_{\alpha} / \iota (1-\gamma) [k_{и} (1-\gamma) - 2 I^* \iota] \quad (18)$$

Розглянемо режим імпульсної рекуперації при квазісталих струмах заряду ТАБ, що забезпечується вмиканням у контур батареї ємнісного фільтру. Втрати потужності у фільтрі у відносних одиницях визначаються рівнянням [3]

$$\Delta P^* = I_{C\text{эф}}^2 R_C / I_K^2 r_{я} = (I^* k_i)^2 \gamma (1-\gamma) k_{\alpha}, \quad (19)$$

У цьому виразі коефіцієнт k_{α} не фігурує, оскільки при наявності конденсатора достатньої ємності ($10 \cdot 10^3$ мкФ) пульсації струму практично відсутні, а $k_C = R_{Se} / n r_{я}$ (n – кількість паралельно ввімкнених конденсаторів у фільтрі)

Втрати потужності у батареї при квазісталому струмі у відносних одиницях:

$$\Delta P_{и}^* = I^2 r_{и} / I_K^2 r_{я} = (I^* k_i)^2 k_{и} \iota^{-2} \quad (20)$$

Потужність, що споживається контуром ($E_{и} - C$) визначимо у такому вигляді

$$P_{E-C}^* = P_{E-C} / P_K = I^* k_i^2 (1-\gamma) [k_{и} (1-\gamma) / \iota - 2 I^*] \quad (21)$$

Вираз для ККД довільно секціонованої батареї у рекуперативному режимі при квазісталих струмах заряду одержимо у такому остаточному вигляді:

$$\eta_{E-C}^P = 1 - (\Delta P_{и}^* + \Delta P_C^*) / P_{E-C}^* = 1 - I^* [k_{и} + \iota^2 \gamma (1-\gamma) k_{\alpha}] / (1-\gamma) [k_{и} (1-\gamma) - 2 \iota I^*] \quad (22)$$

Таким чином, одержані вирази (7), (13), (18), (22) для ККД акумуляторної батареї у різних режимах роботи містять параметр ι , який визначає глибину секціонування батареї, тобто кількість ідентичних паралельно ввімкнутих секцій, кожна з яких складається з $k = \text{const}$ елементів (умова (1)). Відзначимо при цьому, що у випадку $\iota = 1$ одержані формули адекватні виразам для ККД традиційно побудованої (попередньо з'єднання елементів) батареї у відповідних режимах [1].

Розрахунки за одержаними вище аналітичними виразами для ККД були виконані для нікель-цинкової тягової акумуляторної батареї типу 84НЦ-125-У2 з характеристиками: $I_{\text{макс}} = 250\text{А}$, $U_{\text{ном}} = 135\text{В}$, $I_{\text{к.з.}} = 1350\text{А}$, $r_{и} = 0,1\text{Ом}$, (вихідна конфігурація – 84 послідовно з'єднаних елементів, кожний з яких має ЕРС 1,6В). Батарея призначена для роботи у тяговому приводі потужністю до 30 кВт.

На базі проведених розрахунків досліджувались залежності ККД батареї у функції коефіцієнта γ заповнення імпульсного циклу (КЗІЦ), частоти комутації перетворювача, що виконує регулювання струму навантаження в розрядних та зарядних режимах, та для різної глибини секціонування $l = (1 \div 8)$ у тяговому та рекуперативному режимах роботи джерела. У тяговому режимі при імпульсних розрядних струмах характер залежностей має параболічний характер (максимальні втрати від пульсацій мають місце для $\gamma = 0,5$), а із збільшенням частоти парабола спрямляється і вже при $f > 1$ кГц залежність $\eta = \varphi(\gamma)$ наближається до прямої і не залежить від γ .

З аналізу режиму розряду батареї квазісталим струмом витікає, що за усіх інших умов ККД секціонованої батареї (для $l = 4$) завжди більше ніж у її послідовній структурі (для $l = 1$). У рекуперативному режимі характер залежностей ККД батареї від КЗІЦ дещо інший, а саме – ККД істотно зменшується при зростанні γ , однак при ідентичному характері змінювання ККД секціонованої батареї, як і у тяговому режимі, має більші значення ніж ККД ТАБ з послідовним ввімкненням елементів.

Найбільш цікавий результат одержано для залежностей ККД акумуляторної батареї від глибини її секціонування саме у рекуперативному режимі, де крім монотонно зростаючих залежностей для малих КЗІЦ ($\gamma < 0,3$) та малих струмів ($I < 50\text{А}$), що в цілому характерно для тягового режиму, маємо більшість залежностей параболічного характеру з явно існуючою зоною максимумів. Фізична сутність такого ефекту пояснюється таким чином. Початкове монотонне зростання значень ККД при збільшенні глибини секціонування навіть для великих значень струмів та КЗІЦ перетворювача дає позитивний ефект, але у подальшому (при зростанні струмів від $0,5I_{\max}$ і вище) позитивний фактор секціонування не може скомпенсувати негативні наслідки дії режимних (управлінських) факторів. Останнє витікає з такого. Втрати у батареї зменшуються пропорційно квадрату глибини секціонування l – (16) та (20), але при цьому вони й зростають пропорційно квадрату струму навантаження. В той же час потужність споживання (17) пропорційна відношенню $(1-\gamma)/(l - I^*)$, звідки видно, при одночасному збільшенні l та I^* останній вираз інтенсивно зменшується, що обумовлює різке зниження потужності споживання джерела. Збалансоване таким чином зростання втрат потужності та зменшення потужності споживання призводить до зниження ККД бортового джерела живлення – акумуляторної батареї – в цілому.

Висновки. Викладене вище дозволяє стверджувати таке.

1. Оперативна (засобами управління та бортової комутаційної апаратури) реструктуризація, тобто секціонування, тягових акумуляторних батарей в цілому дає позитивний ефект – збільшення ККД джерела як у тяговому, так і в рекуперативному режимах.

2. Для тягового режиму з точки зору ККД батареї глибина секціонування практично не обмежена і показник l доцільно вибирати лише виходячи з нижнього припустимого рівня напруги, який матиме реструктуризована батарея, від якої отримують живлення силові, керуючі та допоміжні компоненти тягового електрообладнання. З нашої точки зору для тягового режиму мати $l > 4$ не доцільно.

3. Найбільш прийнятним діапазоном для показника глибини секціонування l у рекуперативному (зарядному) режимі слід вважати діапазон, де $2 \leq l \leq 4$. У цьому випадку забезпечуватиметься гальмування транспортного засобу з поверненням кінетичної енергії у батарею до, так званих, повзучих швидкостей транспортного засобу і, відповідно, достатньо тривалий підзаряд бортового джерела струмами, що задовольняють регламентованим експлуатаційним показникам для переважної більшості вітчизняних та зарубіжних бортових тягових джерел живлення.

На закінчення відзначимо, що одержані результати у достатній мірі співпадають з результатами, одержаними у дослідженні [1] відносно позитивного ефекту від збільшення



струмів короткого замикання АБ, які у загальному випадку пропорційні глибині секціонування бортового тягового джерела.

Література

1. Скиданов В.М. Метод визначення гарантованої ефективності автономних транспортних електроприводів за статичними константами їх складових компонентів // Технічна електродинаміка. - 1997.- №6.- С.21-28.
2. Полупроводниковые преобразователи в автономном электроприводе постоянного тока / Павлов В.Б., Шидловский А.К., Скиданов В.М., Рычков В.А. – К.: Наук. Думка, 1987. - 284 с.
3. Скиданов В.М. Энергетический анализ и оптимизация управления в системе аккумуляторная батарея – импульсный преобразователь – двигатель постоянного тока в режиме рекуперативного торможения .- К.: 1984.– 54 с. (Препр. / АН Украины. Ин-т электродинамики; №361).

АВТОМАТИЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ КОТЕЛЬНИХ УСТАНОВОК, ЯК ПІДСИСТЕМИ ОБ'ЄКТУ УПРАВЛІННЯ

Надійна, економна і безпечна робота котельні з мінімальним числом обслуговуючого персоналу можлива тільки при наявності теплового контролю, автоматичного регулювання і управління технологічними процесами, сигналізації і захисту обладнання.

Актуальність роботи полягає у розробці та впровадженні у виробництво будівельних матеріалів засобів автоматизації, такого енергоємного технологічного процесу, як вироблення пари, що дозволяє суттєво знизити використання дорогих енергетичних ресурсів, таких як газ, мазут, вугілля. А також призводить до покращання екологічних параметрів парогенераторів як за рахунок зменшення обсягів використання вуглецевого палива, так і завдяки його більш повного і ефективного використання у автоматизованому технологічному процесі, наближеному до оптимального.

Працюючи над цим завданням мною були розглянуті наукові роботи д.т.н. Меренкова А.П. [1], Мінеєва Р.В. [2] та інших авторів. Важливу роль у них приділено проблемам оптимального управління, шляхом математичного моделювання технологічних процесів на ЕОМ. Але у науковій літературі недостатньо уваги приділяють питанням автоматизації виробництва будівельних матеріалів.

Мета і задачі дослідження: створення ефективного автоматизованого управління технологічним процесом вироблення пари, з метою оптимізації роботи парогенератора. Визначення взаємодії параметрів.

Об'єм автоматизації приймається у відповідності з СНиП П-35-76 і вимогами заводів - виробників тепломеханічного обладнання. Для автоматизації використовуються серійно вироблені прилади і регулятори. Проект автоматизації котельних розробляється на основі завдання складеного при виконанні теплотехнічної частини проекту.

Контроль і управління роботою будь-якої енергетичної установки, в тому числі котла, передбачає наступні загальні задачі:

- а) забезпечення виробітку у кожний даний момент необхідної кількості теплоти (пари, гарячої води) при визначених його параметрах – тиску і температурі;
- б) досягнення економності спалення палива, раціонального використання електроенергії для власних потреб установки і зведення витрат тепла до мінімуму;
- в) забезпечення надійності і безпеки, тобто встановлення і збереження нормальних умов роботи кожного агрегату, виключаючи можливість неполадок і аварій як власне агрегату, так і допоміжного обладнання.

Автоматизація котельні може бути повною, при котрій обладнання управляється дистанційно за допомогою приладів, апаратів та інших пристроїв без участі людини, з центрального щита, шляхом телемеханізації. Комплексна автоматизація передбачає автоматичне управління основним обладнанням і наявність постійного обслуговуючого персоналу. Інколи використовується часткова автоматизація тільки деяких видів обладнання. Степінь автоматизації котельні визначається техніко-економічними розрахунками.

При будь-якій ступені автоматизації обов'язкове дотримання вимог Держміськтехнагляду України, висунутих до котлів різної продуктивності, тиску і температури. У відповідності до цього ряд приладів автоматики є обов'язковими, деякі з них повинні бути дубльовані.

Автоматизацією котельні передбачається контроль наступних параметрів:

1. витрати пари, води, палива, інколи повітря, димових газів;

2. тиск пари, води, газу, мазуту, повітря і розрідження у елементах і газоходах котла і допоміжного обладнання;
3. температура пари, води, палива, повітря і димових газів;
4. рівня води у барабанах котла, циклонах, баках, деаераторах, рівня палива у бункерах і інших ємностях;
5. якісного складу димових газів, пару і води.

Принципова схема теплового контролю за роботою парового котла із шаровою топкою показана на рис. 1.

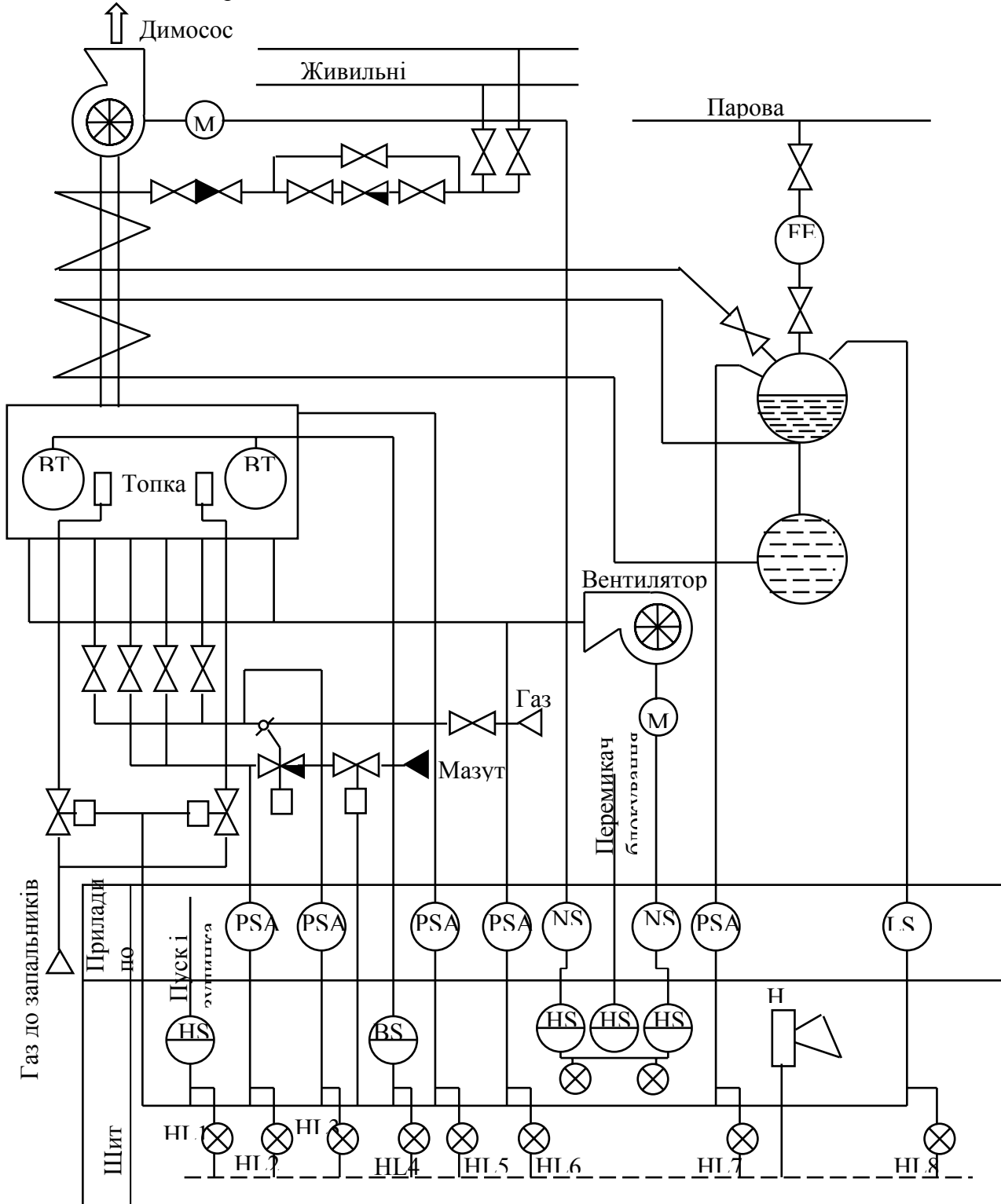


Рис. 1.

Крім приладів, введених на щит управління, часто використовується місцеве встановлення контрольно-вимірювальних приладів: термометрів для вимірювання температури води, пари, мазуту; манометрів і вакуумметрів для вимірювання тиску і вакууму; різноманітних тягомірів і газоаналізаторів. Прилади необхідні не тільки при експлуатації, але і для періодичних випробовувань, що проводяться після ремонтів і реконструкцій, а також при регулярних освідченнях.

У котельні підлягають автоматизації наступні процеси:

- а) регулювання у певних межах попередньо заданих значень величин, які характеризують протікання процесу;
- б) управління – здійснення періодичних операцій (здебільшого дистанційно);
- в) захист обладнання від пошкоджень внаслідок порушення процесів;
- г) блокування, яке забезпечує автоматичне вмикання і вимикання обладнання, допоміжних механізмів і органів управління з повною послідовністю у відповідності з технологічним процесом.

Використовується блокування трьох типів:

- а) що забороняє - дозволяє, попереджує неправильні дії персоналу при нормальному режимі експлуатації;
- б) аварійна, що вступає в дію при тих режимах, які можуть привести до травмування персоналу і пошкодження обладнання;
- в) що заміщує, яка вмикає резервне обладнання взамін відімкненого.

Системи автоматичного регулювання (САР) вирішують задачі:

1. стабілізації, при котрій управляюча дія залишається незмінною при всіх режимах роботи об'єкта, тобто підтримуються постійними тиск, температура, рівень і деякі інші параметри;
2. слідкування (слідкуючі системи), коли регулююча величина або параметр змінюються в залежності від значення іншої величини, наприклад при регулюванні подачі повітря у залежності від витрат палива;
3. програмного регулювання, коли регульований параметр змінюється у часі по завчасно заданій програмі, наприклад при циклічних процесах (пусках і зупинках обладнання).

У загальному випадку система автоматичного регулювання барабанного парового котла складається із наступних підсистем: процесу горіння, температури перегріву пари, живлення (рівня води в барабані) і водяного режиму.

Задачами регулювання процесу горіння у топці котла є підтримка витрати палива у відповідності до витрати пари або теплоти, забезпечення подачі повітря в топку у відповідності з витратою палива для його економного спалювання і, нарешті, регулювання тиску димових газів на виході з топки.

Знаючи кількість тепла по витраті пари, гарячої води або палива, можна підтримувати витрату повітря пропорційно витраті палива, тобто здійснюючи схему "паливо – повітря". Цю схему доцільно здійснювати при спалюванні природного газу і рідкого палива, для котрих теплоту згорання можна рахувати постійною по часі і можна виміряти їх витрату.

Співвідношення між надходженням палива і повітря при стаціонарному процесі може контролюватися по розрідженню у топковій камері.

При перехідних процесах може бути розходження між кількістю теплоти, виділеною спаленим паливом і прийнятою агрегатом. Ця різниця пропорційна швидкості зміни тиску пари у часі $\alpha \frac{dP}{dt}$, де α - коефіцієнт, враховуючий степінь зміни швидкості і названий умовно "імпульсом по теплоті". Тому при використанні імпульсу по витраті



пари D вводять корегувальний імпульс по теплоті $\alpha \frac{dp}{dt}$, тоді сумарний імпульс має

вигляд: $D + \alpha \frac{dp}{dt}$.

При коливанні величини α економічність процесу не буде зберігатися, якщо не вводити додаткове коригування. У зв'язку з цим запропонована схема "пар – повітря", у якій подача палива регулюється по імпульсу від тиску пари, а регулятор повітря отримує імпульс від алгебраїчної суми імпульсів по витраті пари, палива і повітря.

Регулювання кількості димових газів, що видаляються, звичайно проводиться по розрідженні у топковій камері. При деяких котлоагрегатах встановлюють головний регулятор, що отримує імпульс по заданій витраті теплоти, який подає коригувальні імпульси на регулятори палива або повітря кожного із котлоагрегатів.

Окрім процесу горіння у парових котлах обов'язково автоматично регулюють подачу води в барабан по імпульсам від рівня води, витрати пари і витрати живильної води.

Висновки.

Автоматизація технологічних процесів котлоагрегату об'єднана в систему управління, дозволяє реалізувати максимально наближені до оптимальних режими роботи: забезпечує ефективне використання палива, підтримку необхідних параметрів пари (витрата, температура, тиск), економія електроенергії, зменшення кількості обслуговуючого персоналу, підвищення надійності і покращання умов праці. Крім цього, однією з важливих задач автоматизації є охорона праці, котра забезпечується створенням автоматичних пристроїв, що сигналізують про виникнення аварійних ситуацій і відмикають обладнання, якщо людина не може прийняти необхідних заходів для попередження аварії.

Література

1. Меренков А.П. Математическое моделирование и оптимизация систем тепло-, водо-, нефте- и газоснабжения. Новосибирск: Наука, 1992.
2. Мінеєв Р.В. Комплекс заходів для визначення резервів економії електричної енергії в промисловості. М.: Промислова енергетика, 1992 №11.
3. Русанов А.В. О критерии оптимально возможной работы систем автоматического регулирования и методе разработки оптимально возможных алгоритмов их работы. К.: Энергетика и электрификация, 1994 №3.
4. Вершин О.Е. Применение микропроцессоров для автоматизации технологических процессов. – Л.: Энергоиздат, 1996.

РОЗРОБКА МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ ВАРТОСТІ ПОСЛУГ ПО ОРЕНДІ ЗАСОБІВ МЕХАНІЗАЦІЇ

На будівельну галузь України покладені задачі створення і відновлення основних фондів народного господарства, що призначені для розвитку суспільного виробництва і рішення соціальних задач. Свої функції галузь реалізує за допомогою різних видів будівельних машин і засобів малої механізації.

Як показали дослідження чисельність машин, що застосовуються в будівельній галузі України дуже велика. В даний час на озброєнні будівельників знаходиться понад 0,2 млн. од. будівельні техніки, з яких майже 30% складають основні будівельні машини (такі, як екскаватори, бульдозери, скрепери, і т.п.), інші – більш 0,14 млн. од. – це ручні машини, механізований інструмент, інструмент з електро- і пневмоприводом та інші засоби малої механізації.

Вартість будівельної техніки перевищила 0,7 млрд. грн., що складає майже 45% вартості основних виробничих фондів, а витрати на їх експлуатацію перевищують 0,3 млрд. грн., що складає 11,4% собівартості будівельно-монтажних робіт (БМР).

В той же час подальше поповнення парку будівельної техніки за рахунок основних машин вже практично не впливає на рівень механізації основних видів будівельно-монтажних робіт, збільшуючи тільки їх обсяг. Так, рівень механізації на земляних роботах досяг 98,2...99,2%. Однак, обсяги цих робіт, що залишилися у розмірі 1,8...0,8% виконують 3,5...5,5% зайнятих на цих роботах будівельників. Ще гірший стан на опоряджувальних роботах, де рівень механізації не перевищує 42...47% (для штукатурних і малярних робіт), а виконують їх 20...22% робітників, зайнятих на цих видах будівельно-монтажних робіт, інші 78...80% робітників працюють вручну.

Виконаний автором аналіз матеріалів [1-5] по оцінці ефективності використання засобів механізації дозволяє стверджувати, що в основі кількісного аналізу найчастіше використовувався критерій мінімуму приведених витрат, а методика аналізу передбачала рішення таких питань як складання різних чи комплектів машин для виконання визначеного технологічного процесу; визначення річного режиму роботи комплекту машин; розрахунок капітальних витрат тощо.

Запропонована автором методика містить розробки по визначенню планово-розрахункових цін по експлуатації будівельних машин і може бути використана при розрахунках між управліннями (дільницями) малої механізації і підрядними будівельними організаціями (ПБО). При розробці даної методики були використані методи, викладені в роботах [1-5].

В основу методики покладено наступний розподіл обов'язків: управління механізації передає будівельні машини з обслуговуючим персоналом або без нього в оперативне підпорядкування підрядної будівельної організації, а остання організація їх експлуатує. В обов'язок управління механізації ставиться забезпечення безперебійної роботи машин, проведення технічних обслуговувань, а задача підрядної будівельної організації – найбільш повне їх використання.

Обсяг виконаних управління механізації робіт рекомендується визначати вартістю експлуатації машин, переданих в оперативне підпорядкування підряднику, незалежно від місця їх виконання, а також вартістю робіт з технічного обслуговування (ТО) і ремонту машин і механізмів, переданих в оренду. Вартість виконаних у такому порядку управлінням механізації робіт відноситься до робіт, виконаних по «внутрішньому субпідряду» і виключається з обсягу робіт, виконаних власними силами підрядної будівельної організації.



Оснoву базoвoї вартoстi експлуатації машин складають розрахункoві ціни, що визначають прями витрати.

За пропoнoванoю методикoю визначається склад, порядок складання і оформлення вихідних даних, що враховують місцеві умови проведення робіт, необхідні для уточнення одиничних розцінок і складання розрахункових цін, номенклатура статей непрямих витрат, а також порядок визначення базисної і договірної вартості робіт і ін.

В умовах дії регульованих договірних цін, встановлених за узгодженням сторін, як правило, діє базисна і договірна вартість будівництва, а стосовно до умов взаєморозрахунків між управлінням механізації і підрядною будівельною організацією – прейскурантна договірна і дійсна вартість експлуатації машин.

Основою взаємин сторін є наступний розподіл обов'язків:

підрядна будівельна організація виконує передбачені договором підряду з замовником роботи, використовуючи передані управлінням організації у її розпорядження будівельні машини з обслуговуючим персоналом, заробітну плату якому виплачує управління організації;

управління механізації передає в оперативне підпорядкування підрядній будівельній організації машини і механізми з обслуговуючим персоналом і забезпечує безперебійну роботу машин протягом усього погодженого сторонами періоду їхнього перебування в роботі і числа годин роботи (змін) на добу, передбачених договором або графіком;

засоби механізації для виконання будівельно-монтажних робіт повинні бути укомплектовані в технологічні комплекти відповідно до діючого державними нормами України (67), технологією і обсягом виконуваних робіт.

Річний режим роботи технологічних комплектів засобів механізації основних машин нами рекомендується визначати за формулою:

$$D_p = D_k - (D_v + D_{np} + D_m + D_n + D_o + D_{рем}), \quad (1)$$

де D_p – число днів роботи машини на протязі року; D_k – число календарних днів на рік; D_v – число вихідних і святкових днів; D_{np} – число днів перебазування; D_m – число днів перерв за погодними умовами; D_n – число днів непередбачених перерв; D_o – число днів, що припадають на доставку машини на ремонтне підприємство і назад; $D_{рем}$ – число днів перебування машин у ремонті.

Середньозважена сума постійних експлуатаційних витрат – амортизаційних відрахувань – на повне відновлення машин і механізмів (реновацію), що відносяться на 1 маш.-год. роботи машини визначається

$$A_o = \frac{B_c \cdot K_z \cdot H_a}{D_p}, \quad (2)$$

де A – сума амортизаційних відрахувань, що відносяться на 1 маш. – год., грн; B_c – середньозважена балансова інвентарно-розрахункова вартість машини, грн.; K_z – коефіцієнт зносу; H_a – річна норма амортизаційних відрахувань у частках цілого (при 10% - 0,1 і т.д.); K_c – коефіцієнт змінності; D_p – число годин роботи машини на протязі року.

При переїзді машини з одного об'єкта на інший (перебазування) потрібно враховувати витрати на виконання таких операцій (у загальному випадку): вантажно-розвантажувальні роботи, монтаж-демонтаж механізму, введення в експлуатацію (підключення, випробування, регулювання, інструктаж з техніки безпеки і т.п.), транспортування машини.

Вартість вантажно-розвантажувальних робіт визначається

$$C_{вр} = (T_n + T_p)(C_m + C_n + C_m + C_{кр} + Z_m + Z_m), \quad (3)$$

де T_n , T_p – час, природно, навантаження і розвантаження машини, год.; C_m , C_n , C_m , $C_{кр}$ – кошторисна ціна 1 маш.-год. експлуатації відповідно: тягача, причепа (напівпричепа), машини, що перебазується, крана, що приймає участь у завантаженні і розвантаженні машини; Z_m – заробітна плата ланки робітників-такелажників, що беруть участь у

завантаженні і розвантаженні машини, грн./маш.-год; Z_m – заробітна плата машиніста (або ланки), що обслуговує машину, грн.

Витрати на транспортування машини на трейлері визначаються за формулою

$$C_{tm} = (C_m + C_n + C_{sm} + C_{кр} + Z_m + Z_m) \cdot T_n, \quad (4)$$

де T_n – час транспортування, год.

При передачі машин, механізмів, устаткування і засобів малої механізації в оренду без обслуговуючого персоналу, розмір плати за робочу добу (без обліку вихідних і святкових днів) визначається за формулою:

$$C_a = K_{ml} \left[\frac{B_c \cdot K_z \cdot H_a}{D_p} + (B_n + P_m) + C_{np} + C_{tm} \right], \quad (5)$$

де C_a – орендна плата, грн./доба; B_n і P_m – відповідно, витрати на зміну деталей вузлів, що швидко зношуються, і технічне обслуговування і ремонти, грн./маш. –год; K_{ml} – коефіцієнт, що враховує передбачені поповнення.

Загальна собівартість комплексу послуг по оренді техніки визначається в такий спосіб. Для кожного з сегментів ринку по визначених комплексах послуг по короткочасній оренді техніки необхідно скласти наступний вираз планової собівартості реалізованої продукції в грошовому вираженні на календарний місяць:

$$C_{p.y.} = \Pi_{nz} + K_p, \quad (6)$$

де Π_{nz} – прямі виробничі витрати; K_p – непрямі витрати.

Прямими витратами є такі, які безпосередньо можуть бути віднесені до кожного з комплексів послуг, що робляться, по оренді техніки. Відповідно інші види витрат складають непрямі витрати. При плануванні вони штучно розподіляються між сукупністю всіх послуг, що виконуються.

Як правило, прямі виробничі витрати (Π_{nz}) розрізняються для окремих комплексів послуг по оренді техніки в залежності від їх складу. Укрупнений склад прямих витрат по окремих комплексах послуг приводиться нижче. Кожна з витрат відноситься до одного календарного місяця використання машини. Відповідно прямі витрати з комплексу в цілому можуть бути визначені шляхом підсумовування прямих витрат по окремих послугах відповідно до залежності:

$$\Pi_{n.v.j.} = \sum_{i=1}^n \Pi_{n.v.i.}, \quad (7)$$

де $\Pi_{n.v.j.}$ - прямі витрати по j -му комплексу послуг, грн.; $\Pi_{n.v.i.}$ - прямі витрати по i -му виду послуг, грн.; n – число видів послуг, що входять у комплекс.

Для передачі машини в оренду $\Pi_{n.v.}$ визначається як:

$$\Pi_{n.v.1} = A_m + C_m + K_p + K_{б.е.} + K_{зм} + K_{е.д.}, \quad (8)$$

де A_m – амортизаційні відрахування, віднесені до місяця роботи машини; C_m – платежі по страхуванню машини; K_p – витрати на профілактичний ремонт машини; $K_{б.е.}$ – витрати на заміну деталі, що швидко зношуються і оснащення; $K_{зм}$ – витрати на паливно-мастильні матеріали; $K_{е.д.}$ – витрати на забезпечення експлуатаційною документацією.

Як показує досвід, з періодичністю в один рік варто здійснювати профілактичний ремонт кожної машини за рахунок засобів орендодавця в умовах стаціонарних майстерень.

Виробничі витрати при введенні машини в експлуатацію ($\Pi_{n.v.2}$) визначаються як

$$\Pi_{n.v.2} = Z_{об} + Z_{вб} + Z_{ин} + Z_{анк}, \quad (9)$$

де $Z_{об}$ – витрати на зборку машини і приведення її в робочий стан; $Z_{вб}$ – витрати на випробування у робочому режимі і налагодження машини; $Z_{ин}$ – витрати на інструктаж персоналу; $Z_{анк}$ – витрати на заповнення анкети, що відбиває технічний стан машини.

Виробничі витрати на транспортування машини до користувача і назад ($\Pi_{п.в.3}$) можуть бути визначені по залежності



$$П_{н.в.3} = З_{н.м.} + З_m + З_{зо}, \quad (10)$$

де $З_{н.м.}$ - витрати на підготовку до перевезень; $З_m$ – витрати на перевезення; $З_{зо}$ – витрати на заключні операції по перевезенню.

Виробничі витрати на представлення консультацій по використанню техніки ($П_{н.в.4}$) включають

$$П_{н.в.4} = (З_{о.р.} + З_{ін}) \cdot f, \quad (11)$$

де $З_{о.р.}$ – витрати на обґрунтування раціонального комплексу машин з обліком орендованих, що забезпечують найбільш ефективно ведення робіт; $З_{ін}$ – витрати на інструктаж з формування раціональних комплектів машин; f – максимальне число ситуацій, для яких розраховуються раціональні комплекти машин за рахунок орендодавця.

Виробничі витрати на закріплення і роботу машиніста (машиністів) орендованої машини ($П_{н.в.5}$) у загальному випадку включають

$$П_{н.в.5} = T_з + T_{тp.p} + T_{тp.ж} + T_{с.p}, \quad (12)$$

де $T_з$ – заробітна плата екіпажу машиністів; $T_{тp.p}$ – транспортні витрати на проїзду машиністів до місця їх роботи; $T_{тp.ж}$ – забезпечення проживання машиністів на місці їх роботи; $T_{с.p}$ – витрати на страхування від нещасливих випадків.

Можливі кілька варіантів проїзду машиністів до орендованої машини: щоденна їх доставка до місця роботи і назад; перебування машиністів у відрядженні; робота машиністів у вахтовому режимі.

Виробничі витрати по забезпеченню орендованих машин мастильними матеріалами ($П_{н.в.6}$) можуть бути розраховані відповідно до залежності

$$П_{н.в.6} = З_{пер.з.м} + З_{дол.м.} + З_{від.м}, \quad (13)$$

де $З_{пер.з.м}$, $З_{дол.м.}$, $З_{від.м}$ – відповідно витрати, обумовлені періодичною заміною мастильних матеріалів; доливанням мастил у ємності у зв'язку з їх витратою; доливанням мастила у ємності у зв'язку з відмовою роботи агрегатів.

Виробничі витрати по здійсненню періодичного технічного обслуговування машин, що здаються в оренду, ($П_{н.в.7}$) можуть бути розраховані за залежністю

$$П_{н.в.7} = \sum_{i=1}^j C_{тоj}, \quad (14)$$

де $C_{тоj}$ - планова вартість періодичного технічного обслуговування j -го виду, включаючи сезонне.

Склад робіт, здійснюваних при окремих видах технічного обслуговування (за винятком робіт з заміни мастила) приймається за рекомендацією заводів-виготовлювачів.

Виробничі витрати, обумовлені забезпеченням гарантованої технічної готовності машин, що здаються в оренду, ($П_{н.в.8}$), можуть бути визначені за залежністю

$$П_{н.в.8} = З_д + З_{м.о.в} + З_{н.з.у} + З_{у.о} + З_{пp}, \quad (15)$$

де $З_д$ – витрати на проведення діагностичних оглядів; $З_{м.о.в}$ – витрати на проведення технічних обслуговувань по потребі; $З_{н.з.у}$ – витрати на попереджувальну заміну річних вузлів відповідно до рекомендацій заводів-виготовлювачів; $З_{у.о}$ – витрати на усунення відмовлень; $З_{пp}$ – витрати на підміну непридатних машин резервними.

Виробничі витрати, обумовлені наданням комплексу змінного устаткування ($П_{н.в.9}$) можуть бути розраховані за залежністю

$$П_{н.в.9} = З_a + З_c + З_{пp}, \quad (16)$$

де $З_a$ – амортизаційні відрахування; $З_c$ – витрати на страхування устаткування; $З_{пp}$ – витрати на профілактичний ремонт.

У загальному вигляді до складу непрямих витрат входять

$$K_в = З_{в.к.} + З_{о.н.н.} + З_m + З_y + З_n + З_{об} + З_{кб} + З_n + З_{дз}, \quad (17)$$

де $З_{в.к.}$ – виконання науково-дослідних і технологічних робіт, зв'язаних з впровадженням нових і з підвищенням якості і поліпшенням складу застосовуваних послуг; $З_{о.н.н.}$ –

витрати на обслуговування виробничого процесу (по забезпеченню ресурсами, підтриманню допоміжних основних фондів у робочому стані, відтворенню цих фондів); Z_m – витрати по забезпеченню нормальних умов праці і техніки безпеки; Z_y – витрати, пов'язані з управлінням виробництвом (склад працівників апарату управління; витрати на відрядження; склад і обслуговування технічних засобів управління; оплата консультаційних, інформаційних і аудиторських послуг, представницькі витрати й ін.); Z_n – витрати, пов'язані з підготовкою і перепідготовкою кадрів; $Z_{об}$ – витрати, пов'язані зі збутом послуг по оренді техніки (по одержанню замовлень, по виконанню замовлень); $Z_{к.б.}$ – платежі по кредитах банків; Z_n – податки, збори, платежі і ін. обов'язкові відрахування, зроблені відповідно до встановленого законодавства порядком; $Z_{д.з.}$ – інші види витрат.

Слід зазначити, що важливим моментом у розрахунках є правильне розкриття всіх складових, приведених у виразах (1–17).

Описана вище методика може бути реалізована на персональному комп'ютері у вигляді електронних таблиць з використанням табличних процесорів типу MS Excel.

Укрупнена блок-схема алгоритму розрахунку показана на рис. 1.

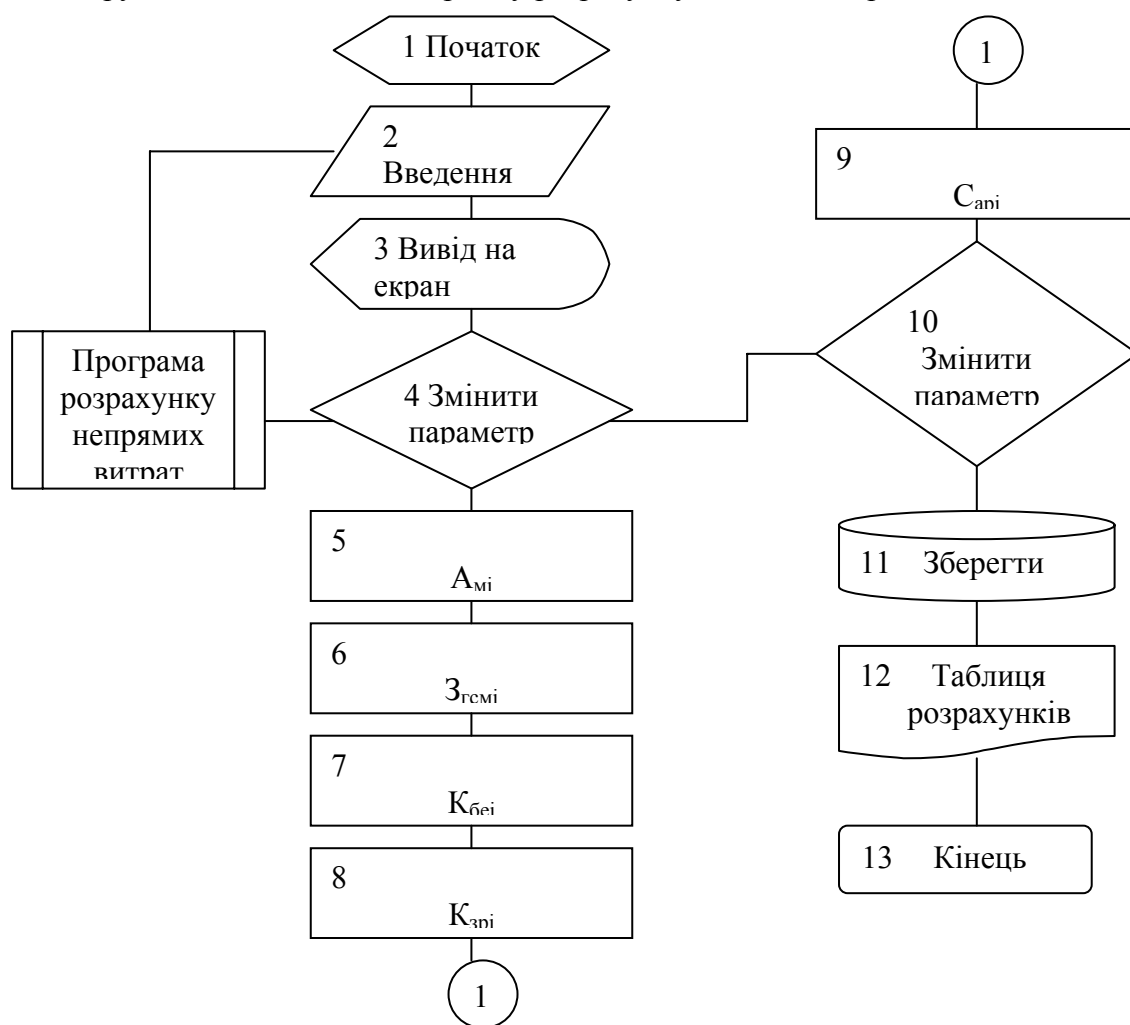


Рис. 1. Схема алгоритму розрахунку витрат по експлуатації і вартості оренди засобів механізації

Література

1. Житная И.П., Житный Е.П. Техничко-экономический анализ при проектировании и производстве машин. Учеб. пособие. - К.: Вища школа. -1990. - 220 с.



УДК 629.017 (07)

І.І. Назаренко, д-р техн. наук, професор КНУБА,

В.І. Лесько, асистент КНУБА

АНАЛІТИЧНИЙ ТА ЧИСЕЛЬНИЙ МЕТОДИ ОЦІНКИ ПОКАЗНИКІВ БЕЗВІДМОВНОСТІ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН ДЛЯ МОДЕЛЕЙ ОРДИНАРНИХ ПОТОКІВ ВІДМОВ З ОБМЕЖЕНОЮ ПІСЛЯДІЄЮ

Поширеною практикою при дослідженні надійності будівельних машин є безпідставне віднесення потоку відмов машин до найпростіших пуассонівських, тоді коли в якості реальних моделей потоків відмов БДМ скоріше слід розглядати потоки відмов з обмеженою післядією. В певній мірі такі грубі припущення іноді себе виправдовують, оскільки значно спрощують методи розрахунку, але з іншого боку це призводить до значних похибок в оцінці показників надійності. Розглянемо існуючі методи та можливості їх використання для реальних потоків відмов БДМ.

В основних роботах по теорії надійності [1, 2] показано, що параметр потоку відмов, якщо величини наробітку між відмовами однаково розподіленні та незалежні і представляють собою ординарні потоки із обмеженою післядією, пов'язаний із густиною розподілу $f(t)$ інтегральним рівнянням Вольтерра другого роду із різничним ядром

$$\omega(t) = f(t) + \int_0^t f(t-\tau)\omega(\tau)d\tau; \quad (1)$$

$$f(t) = \omega(t) - \int_0^t \omega(t-\tau)f(\tau)d\tau. \quad (2)$$

Рішення інтегрального рівняння (1) не завжди вдається вирішити аналітично, в кінцевому вигляді. В деяких випадках, якщо існують перетворення Лапласа $\omega(s)$ та $f(s)$, то в операторській формі параметр потоку відмов та функція густини розподілу наробітку на відмову виражаються через перетворення Лапласа [3, 4]

$$\omega(s) = \frac{f(s)}{1-f(s)}; \quad f(s) = \frac{\omega(s)}{1+\omega(s)}, \quad (3)$$

де $\omega(s) = \int_0^{\infty} e^{-st}\omega(t)dt$; $f(s) = \int_0^{\infty} e^{-st}f(t)dt$ - перетворення Лапласа функцій відповідно $\omega(t)$

та $f(t)$.

Рішення рівняння з використанням формули (3) пов'язане з переходом із області зображення до функції $\omega(t)$.

Зворотне перетворення Лапласа в кінцевому вигляді може бути використане тільки для деяких законів розподілу відмов $f(t)$, таких, як ступеневий та гамма-розподіл з параметром форми $m < 4$. А взагалі, знайти рішення для інших законів розподілу $f(t)$ не вдається за можливе.

Для визначення параметру потоку відмов використовується також формула

$$\omega(t) = \sum_{m=1}^{\infty} f_m(t), \quad (4)$$

де $f_m(t) - m$ - стисла згортка функції густини розподілу $f(t)$

$$f_m(t) = \int_0^t f_{m-1}(t-\tau)f(\tau)d\tau. \quad (5)$$

Але m - стислі згортки функцій $f(t)$ за формулою (5) визначаються в кінцевому вигляді лише в деяких випадках, наприклад, при нормальному законі розподілу.

В цьому випадку вони визначаються наступним чином

$$f^m(t) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi m}} e^{-\frac{(t-mT_0)^2}{2\sigma^2 m}}; \quad (6)$$

$$F^m(t) = \Phi\left[\frac{t-mT_0}{\sigma\sqrt{m}}\right]. \quad (7)$$

де $\Phi(z)$ – функція Лапласа, $z = \frac{t-mT_0}{\sigma\sqrt{m}}$, а T_0 та σ – параметри нормального закону розподілу (середній час безвідмовної роботи та середнє квадратичне відхилення).

Математичне очікування числа відмов

$$\Omega(t) = \sum_{m=1}^{\infty} \Phi\left[\frac{t-mT_0}{\sigma\sqrt{m}}\right]. \quad (8)$$

Параметр потоку відмов при нормальному законі розподілу наробітку до відмов визначається за формулою

$$\omega(t) = \sum_{m=1}^{\infty} \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi m}} \exp\left[-\frac{t-mT_0}{2m\sigma^2}\right]. \quad (9)$$

Математичне очікування наробітку до m -ої відмови та дисперсія мають вирази

$$M[t_m] = mT_0; \quad D(t_m) = m\sigma^2. \quad (10)$$

Значення T_0 рекомендується визначати за формулою

$$T_0 = \frac{t_2 - t_1}{\left[\Omega(t_2) - \Omega(t_1)\right]} = \frac{\Delta t}{\Omega(t + \Delta t/2) - \Omega(t - \Delta t/2)}, \quad (11)$$

У випадку, коли $3\sigma - T_0 > 0$, то для визначення $\omega(t)$ застосовується зрізаний нормальний закон розподілу

$$\omega(t) = \sum_{m=1}^{\infty} \frac{C_m}{\sqrt{2\pi m}\sigma} e^{-\frac{(t-mT_0)}{2\sigma^2 m}}, \quad (12)$$

де C_m – стала зрізаного нормального закону розподілу, яка визначається з умови

$$\int_0^{\infty} f^m(t) dt = 1,$$

і дорівнює

$$C_m = \frac{\sqrt{0,636}}{\sigma\sqrt{m} \left[1 + \Phi\left(\sqrt{\frac{m}{2}} \cdot \frac{T_0}{\sigma}\right) \right]}$$

де $\Phi(\cdot)$ – функція Лапласа.

В деяких роботах доказано, що здатність до операцій згортки має також дифузійний (Diffusive) розподіл, який відповідає немонотонному (No monotonic) марковському процесу (DN – розподіл). Використання цього закону для описування закономірностей відмов дає змогу визначити основні показники надійності за відомими функціями розподілу

$$F^m(t) = \Phi\left(\frac{t-mT_0}{V_0\sqrt{tT_0}}\right) + e^{2m/V_0^2} \Phi\left(-\frac{t+mT_0}{V_0\sqrt{tT_0}}\right). \quad (13)$$

Математичне очікування та дисперсія часу до m -ої відмови відповідно мають вирази

$$M[t_m] = mT_0; \quad D[t_m] = mV_0^2 T_0^2. \quad (14)$$

Функція відновлення $\Omega(t)$ та параметр потоку відмов $\omega(t)$ визначаються за формулами



$$\Omega(t) = M[r(t) = m] = \sum_{m=1}^{\infty} F^m(t) = \sum_{m=1}^{\infty} \left[\Phi\left(\frac{t - mT_1}{V_1\sqrt{tT_1}}\right) + e^{2m/V_0^2} \Phi\left(-\frac{t + mT_1}{V_1\sqrt{tT_1}}\right) \right]. \quad (15)$$

$$\omega(t) = \sum_{m=1}^{\infty} \frac{m\sqrt{T_1}}{V_1 \cdot t\sqrt{2\pi} \cdot t} \exp\left[-\frac{(t - mT_1)^2}{2V_1^2 t T_1}\right]. \quad (16)$$

При цьому рекомендується вибирати число m для формули (16) в межах $3 \leq m \leq 6$.

Імовірність безвідмовної роботи для нормального та DN – розподілу в інтервалі $(t, t + \tau)$, коли t збігається з моментом початку функціонування після чергової відмови (відновлення), можна визначити відповідно за формулами

$$P(t) = 1 - \Phi\left[\frac{t - mT_0}{\sigma\sqrt{m}}\right]. \quad (17)$$

$$P(t) = \Phi\left[\frac{T_0(t) - t}{V_1\sqrt{t \cdot T_0(t)}}\right] - \exp\left[\frac{2m}{V_1^2}\right] \Phi\left[-\frac{T_0(t) + t}{V_1\sqrt{t \cdot T_0(t)}}\right]. \quad (18)$$

Але, якщо припустити, що наробіток між відмовами підпорядковується ступеневому (експоненціальному) закону розподілу, тобто коли процес відновлення є пуассонівським потоком (ординарним без післядії), то для визначення $\Omega(t)$ користуємось такою формулою

$$\Omega(t) = M[r(t)] = \sum_{m=1}^{\infty} m \frac{(\lambda t)^m}{m!} e^{-\lambda t} = \lambda t. \quad (19)$$

Параметр потоку відмов $\omega(t)$ при цьому дорівнює інтенсивності відмов

$$\omega(t) = \lambda(t) = \omega = \lambda = const. \quad (20)$$

Імовірність безвідмовної роботи $P(t)$ при $\omega(t) = \lambda$ визначаємо за формулою

$$P(t) = \exp[-\omega t]. \quad (21)$$

В теорії надійності на практиці широко застосовується асимптотична властивість параметра потоку відмов якщо неперервна функція густини розподілу $f(t) \rightarrow 0$ при $t \rightarrow \infty$, то існує усталене значення параметру потоку відмов

$$\bar{\omega}(t) = \bar{\omega}_{уст} = \lim_{t \rightarrow \infty} \omega(t) = \frac{1}{T_0}, \quad (22)$$

де T_0 – середнє значення наробітку до першої відмови.

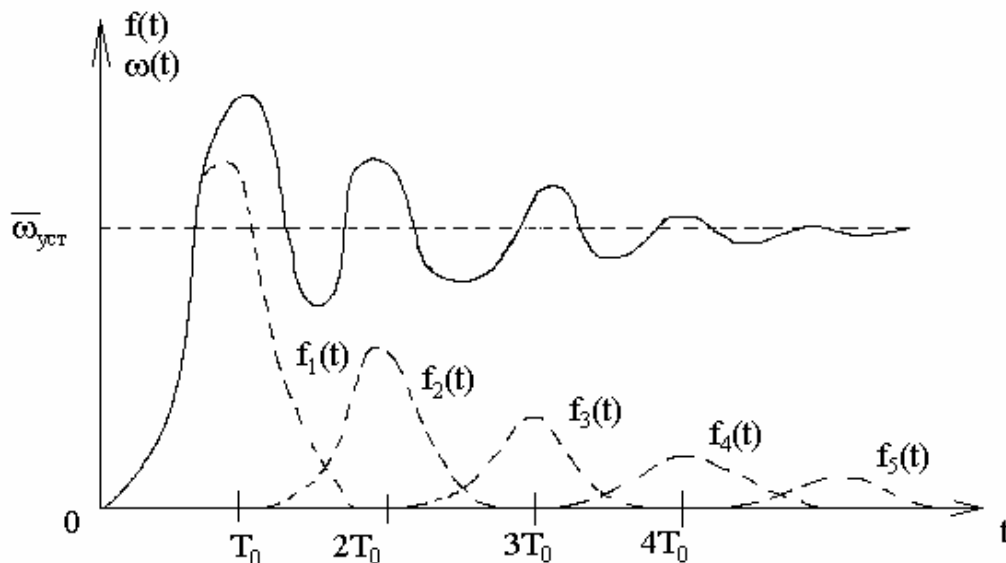


Рис. 1. Параметр потоку відмов

Ця важлива властивість порівняно просто дозволяє визначити усталене значення функції $\bar{\omega}(t)$ (рис. 1), але, вже відмічалось вище, таке припущення не завжди відповідає реальному потоку відмов будівельних машин.

Виходячи з вищесказаного, можна констатувати, що, використовуючи інтегральне рівняння (1), можна лише для деяких з теоретичних законів отримати його аналітичне рішення.

Оскільки для інших законів розподілу отримати аналітичний вираз $\omega(t)$ та $f_m(t)$ неможливо, то при вирішенні практичних задач надійності, в основі яких лежить обробка первісної статистичної інформації і коли не завжди є потреба або можливість встановлення закону розподілу, інтегральне рівняння Вольєрра (1) доцільно інтегрувати чисельними методами.

Для цього функції $\omega(t)$ та $f(t)$ задамо у вигляді дискретного ряду ω_i або f_i ($i = \overline{1, m}$).

Введемо позначення для інтегральної функції

$$F(t, \tau) = \omega(\tau) \cdot f(t - \tau). \quad (23)$$

В дискретній формі після заміни змінної t на m , а τ на i , вираз (23) запишеться у вигляді

$$F(m, i) = \omega(i) \cdot f(m - i). \quad (24)$$

При $m = 1$ із рівняння (1) отримаємо $\omega_0 = f_0$.

Якщо $m = 1$, то застосовуючи чисельний метод інтегрування – метод трапецій (рис. 2, а), отримаємо

$$\int_0^t \omega(\tau) \cdot f(t - \tau) d\tau = \frac{\Delta t}{2} \cdot (\omega_0 f_1 + \omega_1 f_0),$$

де Δt - шаг інтегрування.

Рівняння (1) для цього випадку запишеться у вигляді

$$\omega_1 = f_1 + \frac{\Delta t}{2} (\omega_0 f_1 + \omega_1 f_0).$$

При $m = 2$ (рис. 2, б)

$$\int_0^t \omega(\tau) f(t - \tau) d\tau \approx \frac{\Delta t}{2} (\omega_0 f_2 + \omega_1 f_1 + \omega_1 f_1 + \omega_2 f_0).$$

В даному випадку рівняння (1) має вигляд

$$\omega_2 = f_2 + \frac{\Delta t}{2} (\omega_0 f_2 + 2\omega_1 f_1 + \omega_2 f_0).$$

В загальному випадку для довільного числа m маємо (рис. 2, в)

$$\int_0^t \omega(\tau) f(t - \tau) d\tau = \frac{\Delta t}{2} [(\omega_0 f_m + \omega_1 f_{m-1}) + \dots + (\omega_{m-1} f_1 + \omega_m f_0)] \quad (25)$$

З виразу (25) одержимо

$$\omega_m = f_m + \frac{\Delta t}{2} (\omega_0 f_m + 2\omega_1 f_{m-1} + 2\omega_2 f_{m-2} + \dots + 2\omega_{m-1} f_1 + \omega_m f_0);$$

або

$$\omega_m = f_m + \frac{\Delta t}{2} \left(\omega_0 f_m - 2 \sum_{i=1}^{m-1} \omega_i f_{m-i} + \omega_m f_0 \right).$$

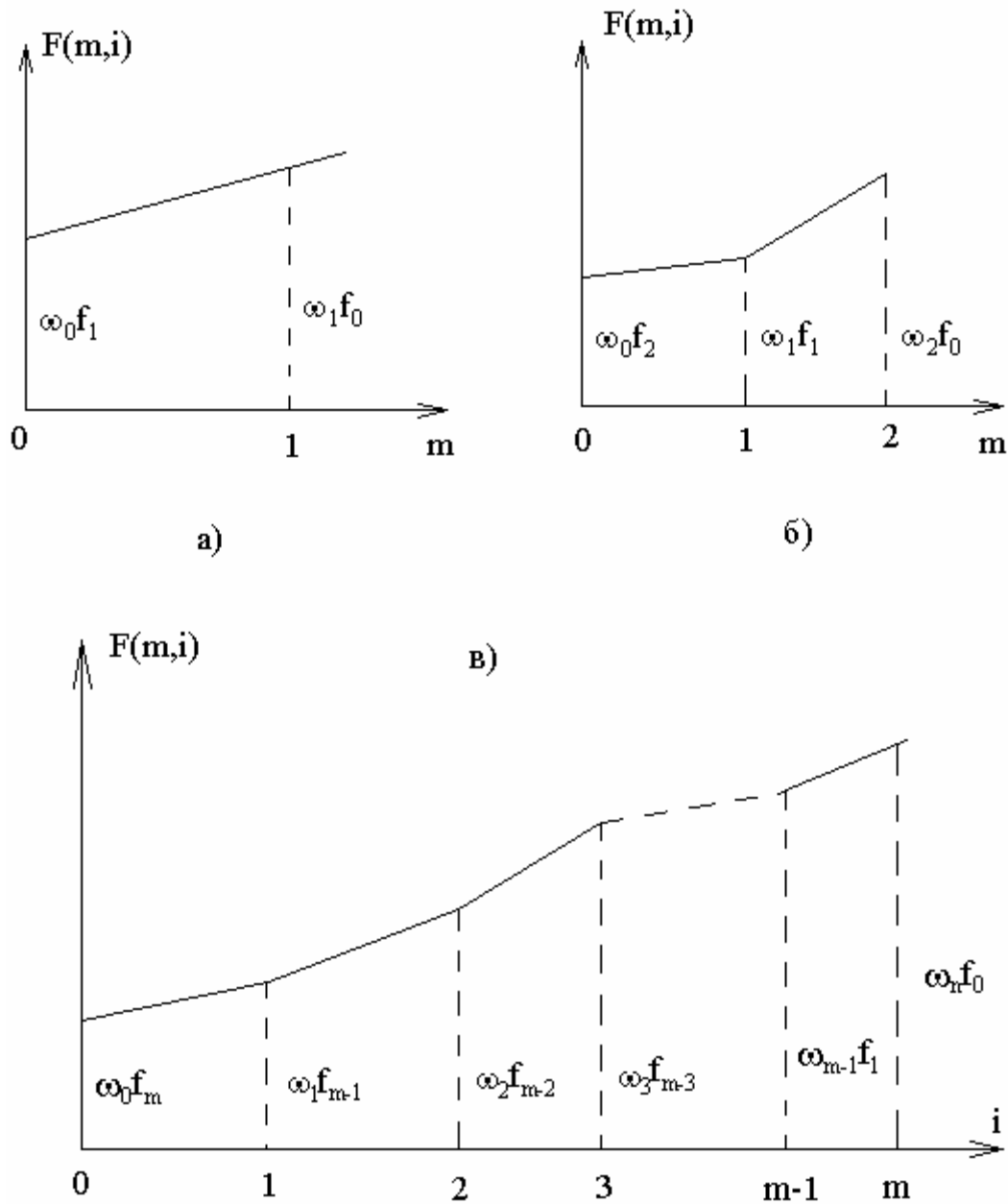


Рис. 2. Чисельне рішення інтегрального рівняння:
 а) $m = 1$; б) $m = 2$; в) загальний випадок

Таким чином одержуємо наступні співвідношення

$$\left. \begin{aligned}
 \omega_0 &= f_0; \\
 \omega_1 &= f_1 + \frac{\Delta t}{2} (\omega_0 f_1 + \omega_1 f_0); \\
 \omega_2 &= f_2 + \frac{\Delta t}{2} (\omega_0 f_3 + 2\omega_1 f_2 + 2\omega_2 f_1 + \omega_3 f_0); \\
 \omega_3 &= f_3 + \frac{\Delta t}{2} (\omega_0 f_3 + 2\omega_1 f_2 + 2\omega_2 f_1 + \omega_3 f_0); \\
 &\dots \\
 \omega_m &= f_m + \frac{\Delta t}{2} \left(\omega_0 f_m + 2 \sum_{i=1}^{m-1} \omega_i f_{m-i} + \omega_m f_0 \right)
 \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

Система дозволяє по відомому дискретному ряду значень густини розподілу наробітків на відмову f_i знайти ряд значень параметру потоку відмов ω_i

$$\left. \begin{aligned} \omega_0 &= f_0; \\ \omega_1 &= [f_1 + \Delta t \omega_0 f_1 / 2] / (1 - \Delta t f_0 / 2); \\ \omega_2 &= [f_2 + \Delta t (\omega_0 f_2 + 2\omega_1 f_1) / 2] / (1 - \Delta t f_0 / 2); \\ &\dots \\ \omega_m &= \left[f_m + \Delta t \left(\omega_0 f_m + 2 \sum_{i=1}^{m-1} \omega_i f_{m-i} \right) / 2 \right] / (1 - \Delta t f_0 / 2) \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

Якщо відомий ряд значень параметру потоку відмов ω_i , то по співвідношеннях (26) можна здійснити зворотне рішення інтегрального рівняння (1) та визначити ряд значень густини розподілу f_i наробітку на відмову

$$\left. \begin{aligned} f_0 &= \omega_0; \\ f_1 &= (\omega_1 - \Delta t \omega_1 f_0 / 2) / (1 + \Delta t \omega_0 / 2); \\ f_2 &= [\omega_2 - \Delta t (2\omega_1 f_1 + \omega_2 f_0) / 2] / (1 + \Delta t \omega_0 / 2); \\ &\dots \\ f_m &= \left[\omega_m (1 - \Delta t f_0 / 2) - \Delta t \sum_{i=1}^m \omega_i f_{m-i} \right] / (1 + \Delta t \omega_0 / 2) \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

Розраховуючи за статистичними даними про відмови оцінки значення параметру відмов в різних інтервалах наробітку Δt , а по них рідшаючи інтегральне рівняння (1) за допомогою рекурентних співвідношень (28) визначаємо густину розподілу наробітку на відмову у вигляді дискретного ряду $f_0, f_1, f_2, \dots, f_m$. Інтегруючи функцію $f(t)$ визначаємо імовірність відмов $Q(t)$ та знаходимо імовірність безвідмовної роботи $P(t)$

$$Q(t) = \int_0^t f(t) dt; \quad (29)$$

$$P(t) = 1 - Q(t). \quad (30)$$

Тестові порівняння результатів дослідження параметрів потоку відмов $\omega(t)$ та ймовірностей безвідмовної роботи $P(t)$ однокових екскаваторів з гідроприводом, отриманих аналітичними та чисельними методами показали високу точність та узгодженість оцінок (не нижче 2...3%) чисельного методу на всьому діапазоні часу досліджень. При цьому слід відмітити, що чисельний метод має більше переваг, а особливо ефективним він є для тих випадків, коли вид закону розподілу наробітку на відмову невідомий і визначити його неможливо або недоцільно.

Література

1. Кокс Д.Р., Смит В.Л. Теория восстановления. Пер. с англ., под ред. Беляева Ю.К. – М.: Советское радио, 1967. – 300 с.
2. Гнеденко Б.В., Беляев Ю.К., Соловьев А.Д. Математические методы в теории надежности. – М.: Наука, 1965. – 524 с.
3. Смирнов В.И. Курс высшей математики. – М.: ГИТТЛ, 1957. – т. IV. – 522 с.
4. Деч Г. Руководство к практическому применению преобразования Лапласа. – М.: ГИФМЛ, 1958. – 218 с.



УДК 624.132.336

М.О. Лівінський, аспірант

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЦЕПТУР ПОЛІМЕРБЕТОНУ ДЛЯ ВЛАШТУВАННЯ ПІДЛОГ З ВИСОКИМИ АНТИКОРОЗІЙНИМИ ВЛАСТИВОСТЯМИ

При встановленні параметрів вхідних компонентів полімербетону для влаштування лицевих покриттів підлоги були проведені експериментальні дослідження.

Встановлено, що для забезпечення високої якості лицевих покриттів, їх довговічності, водо- і корозійної стійкості і безпильності при експлуатації, потрібно встановити раціональне співвідношення компонентів. Для цього було проведено експеримент у вигляді багатофакторної моделі [1].

Мета експерименту - побудова емпіричної математичної моделі, що в подальшому може бути використана для відшукування оптимального складу компонентів, які забезпечують гарантовану якість на всіх просторово-часових рівнях життєвого циклу лицевого покриття підлоги.

Згідно з методикою експериментальні дослідження було поділено на підготовчі, основні і контрольні.

В підготовчих дослідженнях уточнювалися наступні параметри основного експерименту:

- перелік вхідних і вихідних чинників;
- частота і точність вимірів;
- тривалість і кількість дослідів;
- діапазон виміру параметрів;
- додаткова інформація, що враховується (зміни в складі технологічного обладнання та ін.).

Підготовчі дослідження проводилися в умовах максимально близьких до умов основного експерименту.

При організації підготовчих досліджень враховувалися реальні можливості лабораторної бази, зручності отримання і достовірність вхідної інформації, а також проводилося уточнення організаційних заходів по проведенню основного експерименту.

Основні експериментальні дослідження включали:

- збір первинних експериментальних даних з дозуванням вихідних матеріалів: вологості крупного заповнювача і піску; фракційного складу піску; гранулометричного складу крупного заповнювача; витрата води на 1 м³ бетону; даних питомої поверхні крупного заповнювача і піску; вмісту домішок в піску; вмісту домішок в крупному заповнювачі і піску; активності і нормальної чистоти цементу; міцності бетону; вид і кількість полімерних добавок в бетон; варіації міцності бетону; модуль пружності бетону; час тужавіння бетону;
- первинна обробка даних з застосуванням статистичних методів з метою визначення точності виміру, впливу параметрів, вірогідність одержаної інформації;
- отримання засобами регресивного аналізу наступних функціональних залежностей

$$Y_i = f(\bar{X}_i), \quad (1)$$

де Y_i - міцність, щільність, модуль пружності, варіації міцності бетону,

зручноукладальність, час тужавіння бетонної суміші; \bar{X}_i – вхідні параметри моделей.

При проведенні досліджень нами використовувалися методи пасивного і активного факторного експерименту.

За прийнятою методикою визначалися:

- необхідне число обстежуваних замісів;
- необхідне число проб заповнювачів і бетонних зразків що відбиралися з кожного замісу бетонної суміші, яка досліджувалася;
- порядок проведення досліджень;

– форми надання даних (фіксація в журналах).

Контрольні дослідження проводились з метою перевірки роботоздатності отриманих моделей.

Вибірки результатів досліджень для відповідних матеріалів бетонної суміші і полімербетону упорядковувалась за величиною у варіаційні ряди (ряди розподілу) за формулою

$$X(1), X(2), \dots, X(n); X(i) \leq X(i+1) \quad (2)$$

де $X(i)$ – значення результатів досліджень.

Різниця між найбільшим і найменшим членами отримана по формулі $R=X(i)-x(n)$ визначає розмах емпіричного розподілу, а число спостережень n - об'єм вибірки.

Упорядковані варіаційні ряди були розбиті на інтервали виміру, відповідно матеріалам і полімербетонній суміші, що застосовувалась, їх кількість в гранулах, що використовувалась в формах, аналогічна представлених в табл. 1 для випробування активності цементу [2].

Таблиця 1. Статистичний ряд результатів випробувань активності цементу

Номер інтервалу	Інтервал		n_i
	границі		
	X_{i-1}^1	X_i^1	
1	$-\infty$	300	3
2	300	340	5
3	340	380	8
4	380	420	16
5	420	460	16
6	460	500	4
7	500	$+\infty$	3

До даного інтервалу відноситься величина, значення якої більше або рівне значенню нижньої межі інтервалу і менше верхньої межі.

Частка n_i в i -му інтервалі, віднесена до об'єму ряду i визначається рівністю

$$\bar{P}_i = \frac{n_i}{n}, \quad (i = 1, 2, \dots, m) \quad (3)$$

Вона характеризує відносну частку i є статистичним аналогом ймовірності попадання результатів досліджень в i -й інтервал.

Для наочного представлення про емпіричне розподілення і оцінку розкиду результатів досліджень параметрів матеріалів, що досліджувалися у застосовуваних бетонних сумішах і полімербетоні, побудовано гістограму (рис. 1).

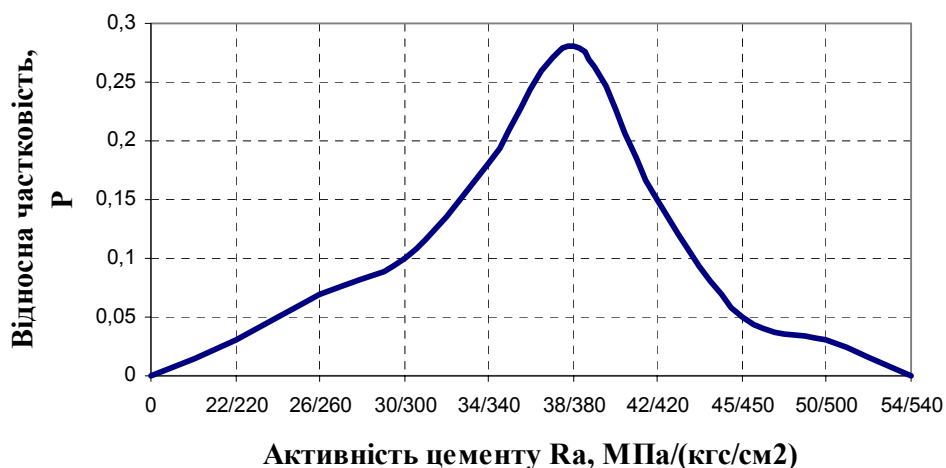


Рис. 1. Гістограма розподілу активності портландцементу М400



На осі абсцис відкладено границі інтервалів і на кожному з них побудовано прямокутник висотою, що дорівнює фактичній ймовірності попадання n -них результатів досліджень в i -й інтервал.

Зовнішній вигляд гістограми є основою для гіпотези про відповідність або невідповідність результатів досліджень теоретичному розподілу.

Гіпотезу перевіряли за допомогою критерію Пірсона χ^2 . Вихідними даними для застосування критерію χ^2 являються:

- число спостережень n ;
- число інтервалів перетвореного статистичного ряду m ;
- частота n_i ;
- границі інтервалів X_{i-1}^1, X_i^1 .

Середнє вибіркове (оцінка математичного очікування) підраховувалась за формулою

$$X_0 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n X_i \quad (4)$$

де n - число досліджень; X_i - значення результатів досліджень.

Величину зміщень оцінки дисперсії теоретичного розподілу визначали за формулою

$$S^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (X_i' - X_0')^2 \quad (5)$$

Після визначення оцінок параметрів функції розподілу обчислювали теоретичні ймовірності P_i попадання в кожний з інтервалів, у випадку нормального розподілу

$$P_i = \Phi_0 \frac{(X_1' - X_0)}{\sigma} - \Phi_x \frac{(X_{i-1}' - X_0)}{\sigma}, \quad (6)$$

де $\Phi_0(x)$ - інтеграл Лапласа-Гаусса; σ - середньоквадратичне відхилення.

$$\sigma = \sqrt{\frac{n}{n-1} S^2} \quad (7)$$

Значення оцінок параметрів функцій розподілу, одержаних для відповідних матеріалів, що застосовуються в полімербетоні, після обчислень за наведеними вище формулами представлені в табл. 2.

Таблиця 2. Зведена таблиця значень оцінок параметрів функцій розподілу матеріалів і полімербетону

Матеріали, полімербетонна суміш і бетон	Досліджуваний параметр	Значення оцінок параметрів функції розподілу		
		Оцінка математичного очікування, X_0	Змішана оцінка дисперсії, S^2	Середньо квадратичне відхилення, σ
Портланд-цемент	Активність, МПа (кгс/см ²)	40,9 (409)	312,3 (3123)	5,644 (56.44)
Пісок кварцевий	Щільність (об'ємна маса) в сухому стані, кг/м ³	1417	2527	50,52
Те ж	Вологість, %	6,6	6,9	2,64
Пісок кварцевий	Вміст глиняних і пилевидних часток, %	2,03	1,5843	1,265
Щебінь	Щільність (об'ємна маса), кг/м ³	2670	37,08	6,097
Полімербетон марки 200	Міцність у віці 28-ми діб, МПа (кгс/см ²)	1800	15,223	1,24

Відповідні значення $\Phi_0(x)$ і P_i для матеріалів, що застосовувалися в експерименті у складі полімербетонної суміші зведено в табл. 3.

Величина критерію згоди визначалась за наступною формулою

$$X^2 = \sum_{i=1}^m \frac{(n_i - np_i)^2}{np_i} \quad (8)$$

Таблиця 3. Розрахункова таблиця теоретичної ймовірності функції розподілу активності цементу

Номер інтервалу	Інтервали		n_i	$X_i - X_0$	$\Phi_0 \left(\frac{X_i - X_0}{\sigma} \right)$	P_i
	Границі					
	X_{i-1}^1	X_i^1				
1	$-\infty$	300	3	-109	-0.4897	0.0303
2	300	340	5	-69	-0.38	0.0897
3	340	380	8	-29	-0.1819	0.1981
4	380	420	16	11	0.0902	0.2721
5	420	460	16	51	0.3236	0.2334
6	460	500	4	91	0.4486	0.1250
7	540	$+\infty$	3	$+\infty$	0.5	0.0514
Σ			55			1.0

В результаті проведених досліджень було визначено вхідні параметри матеріалів для одержання полімербетону, що забезпечує задані експлуатаційні якості для полімербетонних підлог. При цьому розрахункова міцність полімербетону була визначена в залежності від величини коефіцієнта варіації із запасом міцності. Нормативний коефіцієнт варіації має значення 13,5% і його зміна впливає на міцність бетону [3]. Експериментальні дані одержані на рівні вказаного нормативу, що слід вважати як достатню умову для використання цих даних в практичних виробничих цілях по улаштуванню полімербетонних підлог високої міцності і хімічної стійкості.

Література

1. Асатурян В.И. Теория планирования эксперимента. Учебное пособие. - М.: Радио и связь, 1983. -248 с.
2. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных решений. - М.: Наука, 1976. -279 с.
3. Инструкция по проектированию и устройству покрытий полов в помещениях с агрессивными средами на предприятиях мясной и молочной промышленности. ВСН 1-80. -М.: ММ и МП СССР, 1980. -26 с.



ПРАВИЛА ПІДГОТОВКИ РУКОПИСІВ

1. В журналі друкуються наукові роботи за розділами: фундаментальні основи будівельної, гірничої і дорожньої техніки; механізація трудомістких робіт; нова будівельна, дорожня і гірнична техніка (вітчизняна і закордонна); автоматизація, комп'ютеризація і модернізація технологічних процесів і машин в цивільному, промисловому, дорожньому і меліоративному будівництві; стандартизація, експлуатація і ремонт будівельної, гірничої і дорожньої техніки; аварійно-рятувальна і інженерна техніка; основні законодавчі акти і постанови відносно цього переліку.
2. Матеріали статті, що представляють в редакцію, повинні мати: супровідний лист керівництва організації; рекомендацію відповідного підрозділу (завірену виписку з протоколу засідання кафедри); експертний висновок про можливість опублікування, оформлений в організації, звідки виходить рукопис; дозвіл Держпатенту на відкриту публікацію матеріалів по заявці на винахід; рецензію на статтю; реферат, в якому коротко викладений основний зміст рукопису (обсягом до 0,5 стор. тексту); дискету 1,44" з файлом статті (в тому числі рисунків, таблиць тощо). Стаття повинна бути відредагована і підписана всіма авторами із зазначенням дати відправки статті, точної поштової адреси і контактного телефону, e-mail (за наявності).
3. Редакція приймає рукописи у 2-х примірниках обсягом до 7 стор., включаючи літературу, що містить до 10 найменувань. Кількість ілюстрацій і таблиць за площею не повинна перевищувати 30 % від загального обсягу статті. Текст рукопису виконують на комп'ютері в форматі MS Word шрифтом Times New Roman Суг розміром 12 з інтервалом 1; розмір назв рисунків, таблиць і літератури 11. Відступи від краю аркуша до тексту: зверху 25, зліва 20, справа 20, знизу 20, абзацний 10.
4. В заголовку статті (в лівому куті) вказують УДК, рядком нижче (похилим шрифтом) – ініціали та прізвища авторів, їх наукові ступені і вчені звання (звання в недержавних академіях не вказують); назву статті дають по центру рядка (великими буквами прямим жирним шрифтом).
5. Звертаємо увагу авторів, що відповідно до Постанови Президії ВАК України від 15.01.2003 р. №7-05/1 "Про підвищення вимог до фахових видань, внесених до переліків ВАК України" статті повинні мати наступні структурні елементи: постановка проблеми та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями; аналіз основних досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор; виділення невирішених раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується стаття; формулювання цілей статті; виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів; висновки з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямку.
6. Ілюстративний матеріал виконується за допомогою графічних процесорів або шляхом сканування фотографій чи рисунків, виконаних тушшю. Рисунки, виконані за допомогою вбудованого у Word графічного редактора, не приймаються. Розмір ілюстрацій не більше 18×25 см. Ілюстрацій вставляють в текст без зв'язків із файлами-оригіналами.
7. Необхідно уникати застосування громіздкого математичного апарату. Формули в тексті набирають у Microsoft Equation 3 (розміром 12-7-5-16-12). Змінні, що позначаються латинськими літерами, друкуються курсивним шрифтом. Змінні, що позначаються символами грецької абетки або кирилиці, а також індекси слід подавати прямим шрифтом. Нумерація формул – по правому краю.
8. Посилання на літературу дають у квадратних дужках; бібліографічний опис – згідно з вимогами держстандарту (приклади подані в Бюлетені ВАК України, № 2, 2000, С.61-62). В список вносять тільки опубліковані роботи.
9. Рукописи, не прийняті до опублікування, авторам не повертаються. Редакція має право скорочувати і вносити редакційні зміни тексту рукописів. Коректура статей авторам не надається. Гонорар за опубліковані статті не виплачуються.
10. Рукописи, що не задовольняють перерахованим вимогам, до розгляду не приймаються.

Наукове видання

ТЕХНІКА БУДІВНИЦТВА

Науково-технічний журнал

Випуск 12

Підписано до друку

Умовн. друк. арк. 12.04

Формат 60×84 1/8

Обл.-вид. арк. 12.5

Папір офсетний. Друк різогр.

Тираж 200. Зам. №

Адреса редакції: 03037, м. Київ, Повітрофлотський просп., 31, т. 241-5447, т/ф. 252-4214