

УДК 621.914

СТРУМИННІ МЕТОДИ ОБРОБКИ СУЧАСНИХ КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ

Саленко О.Ф.¹, Кліменко С.А.², Щетинін В.Т.², Самусенко О. А.³

1 – Кременчуцький національний університет ім. М. Остроградського, м. Кременчук

2 – Інститут надтвердих матеріалів ім. В.М. Бакуля, м. Київ

3 – ГКБ «Южное», г. Днепр

Анотація: Виконано комплекс теоретико-експериментальних досліджень за результатами якого оцінено напружений стан зони різання в композиційних матеріалах на основі карбонових волокон при різних методах обробки, встановлена прогнозована деградація матеріалу та показано, що одержання репрезентативних зразків для механічних випробувань можливе при певній послідовності обробки.

Ключові слова: струминно-абразивне різання, композиційні матеріали, гідро абразив, напружений стан

Струминні технології знаходять все більше поширення в ряді господарських галузей – в машинобудуванні, обробній та переробній промисловості, при видобутку корисних копалин. Зазвичай струмись рідини, що витікає з соплового насадку під тиском до 250 МПа та формується отвором біля 0,1-0,5 мм, задовільно виконує кероване руйнування матеріалів із межею міцності до 25-40 МПа; підвищення тиску до 600-630 МПа дозволяє виконувати обробку також легких металів і сплавів.

Спроможність струменя вільно обтікати перепони, змінювати форму та розподіл питомих енергетичних характеристик за перетином призводить до того, що к.к.д. струминних технологій рідко перевищує 0,1-0,8%. Отже, закономірними та логічними є намагання провідних науковців підвищити ефективність обробки шляхом зміни умов взаємодії струменя із перепорою, зміни властивостей самого струменя, зміни стану оброблюваної поверхні перед струминним впливом.

Зазнають змін і технічні засоби забезпечення формування струменя, джерела живлення високого тиску [1,2].

Нині найбільш застосовуваною є процес струминно-абразивного різання, на долю якого припадає понад 90% обсягів виконання робіт. Цей спосіб залишає далеко позаду інші технічні рішення щодо підвищення ефективності процесу – водо крижане різання; різання розчинним полімером та ін..

Пристрій для гідроабразивного різання є досить простим, і конструктивно являє собою додатково встановлену за соплом змішувальну камеру, в якій закріплена калібрувальна трубка. На відміну від струминного різання, при якому локальне кероване руйнування заготовки відбувається внаслідок розміщення матеріалу, явищ високо еластичної незворотньої деформації, а в окремих випадках прояву механізмів квазікрихкого руйнування, що веде до поєднання мікродефектів та утворення магістральних тріщини або макропорожнини із виникненням нової поверхні поділу, гідро абразивний процес активно протікає за рахунок мікрорізання частинками абразиву, і в меншому ступені, за рахунок деформаційно-зношувальної складової. При цьому продуктивність процесу зростає у кілька разів, а к.к.д. починає наближатися до 3-5%.

Звичайно різко зростає і ширина різку: якщо при струминній обробці вдається утримувати її в межах 0,3-0,6 мм, то наявність калібрувальної трубки, якою прямує абразивний потік, вимагає збільшення прохідного отвору до 0,75-1,2 мм.

Різ у цьому випадку стає ширшим, а якість крайки обумовлюється фракційністю абразивних зерен і параметрами струминно-абразивного потоку [3].

При різанні водо крижаним струменем абразивними зернами постають частинки криги, які утворюються при сполученні водяного потоку із криогенною рідиною – наприклад, рідким азотом. Однак, оскільки твердість крижинок значно менша за твердість кварцового або гранатового піску, продуктивність процесу залишається невисокою, і пропорційне збільшення енерговитрат підвищує параметр продуктивності лише частково. Однак безсумнівною перевагою методу є те, що мікрокрижинки після виконання роботи руйнування просто тануть і не забруднюють ні рідину, ні торці оброблюваного матеріалу.

Існують розробки, які передбачаються використання у якості інструменту струменя рідини із пропущеним крізь нього променем потужного лазера. Імпульс випромінювання лазера, спрямлений струминкою рідини, досягає поверхні у зоні різання і локально розігріває матеріал. При цьому на поверхні утворюється каверна із пересиченої пари, яка, в момент відсутності імпульсу, схлопується, викликаючи гідродинамічне навантаження поверхні. Почергове теплове та гідродинамічне навантаження із інтенсивним охолодженням зони за межами дії лазера призводить до активного руйнування поверхні, і різанню піддаються навіть високоміцні матеріали.

Звичайно такий процес є гібридним і вважати його виключно струминним вже не можна. Метод струминно-лазерного впливу володіє надзвичайно широкими технологічними властивостями, оскільки варіювання параметрами формування струминно-лазерного потоку можна змінювати умови теплового, гідродинамічного процесів, змінювати форму плями контакту, а, отже, і профіль борозенки різки. В окремих випадках вдається проводити тільки модифікацію поверхневого шару (наприклад, її полірування, активізацію термохімічних процесів тощо).

Різання нових композиційних матеріалів струминними методами залишається ще досить важким, хоча і перспективним процесом. Особливо це стосується випадків, коли інші методи механічного оброблення можуть змінити властивості поверхневого шару матеріалу або виробу в цілому, викликати порушення адгезійного зчеплення компонентів композита. Остання проблема є найбільш важливою, особливо для випадку, коли заготовки із композиційних матеріалів мають дрібні елементи, точні поверхні, жорсткі допуски на виконуваний розмір та на взаємне розташування поверхонь.

Нами проведено комплекс досліджень із прецизійної обробки заготовок із композитів, використовуваних у якості зразків для механічних, механіко-фізичних та хімічних випробувань.

У якості об'єкту досліджень було обрано карбон-карбоніві матеріали з 3-D плетінням та карбон полімерні матеріали, використовувані а аерокосмічній техніці (рис. 1).

Струминно-абразивне контурне різання здійснювалося на лазерно-струминному комплексі ЛСК-400-5 з 5-координатною системою керування, який дозволяє здійснювати контурне різання гідроабразивним потоком діаметром 1,02 мм, який витікає із калібрувальної трубки з масовою витратою абразивних часток 0,4-0,6 кг/хв; у якості абразиву використовували гранатовий пісок фракцією 50/75 мкм. Швидкість контурної подачі становила 300-800 мм/хв і залежала від виду оброблюваного зразка. Для порівняння якості отриманого різку обробку дублювали іншими механічними методами: відрізанням алмазовмічним кругом, обробкою погрузним пильним полотном (реноватором), фрезерування спеціальним надтвердим інструментом.

Було встановлено, що режими різання, а також параметри застосовуваного інструмента безпосередньо визначають не тільки продуктивність обробки, але й товщину деструкції поверхневого шару. Останні виявилися чутливими і до явищ зношування інструмента: зміни

кутів на ріжучій крайці, викрошування абразивних зерен. При цьому максимальні дефекти обробки спостерігаються при виконанні початкового отвору (рис.2).

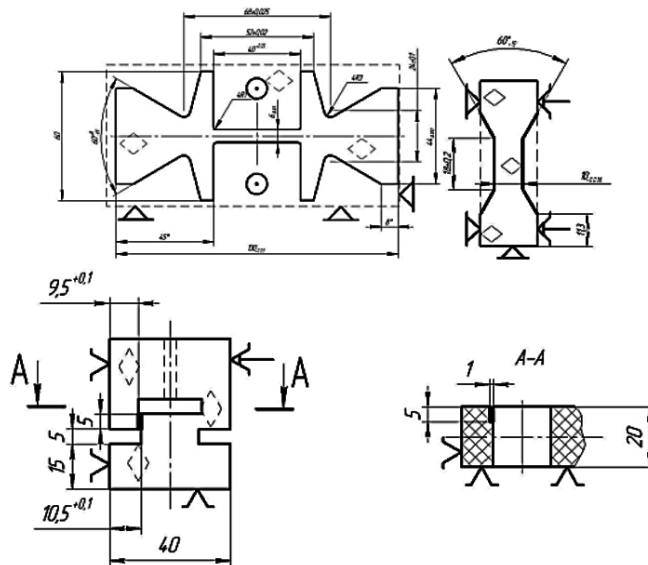


Рис. 1. Різні види зразків, використовуваних для випробувань на: а-розтягування; б-вигин; в - зсув

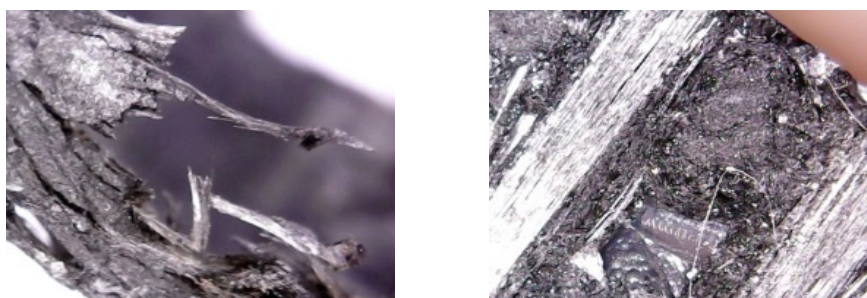


Рис. 2. Приклади торців поверхні, отримані при пробиванні отвору (а) та різанні уздовж лінії контуру (б)

Зміна ширини зони деструкції (рис. 3), виміряна на натурних зразках (показана у вигляді окремих точок на діаграмі) показує наступне. «Нежорсткість» гідроабразивного струменя призводить до того, що силова схема взаємодії постійно змінюється, а, отже, складові зростають, тобто потік згодом просто буде розмивати оброблюваний зразок, що вимагає мінімізації часу знаходження струменя в нерухомому стані.

Запропоновані досить прості регресійні залежності ширини деструкції від функції максимальних напружень у зоні різання $\delta=f(\sigma_{max})$:

$$\delta_1 = 0,55 \exp^{0,1\sigma_{max}} ;$$

$$\delta_2 = 0,74 \exp^{0,08\sigma_{max}} ,$$

де δ_1 – деструкція карбон-карбонівового матеріалу; δ_2 – деструкція карбон-полімеру.

Таким чином, нами показано, що одержання якісних зразків складної конфігурації пов'язане з деякими складнощами, зумовленими як неоднорідною структурою оброблюваного матеріалу, так і проявом квазікрихких властивостей карбонівових армувальних волокон

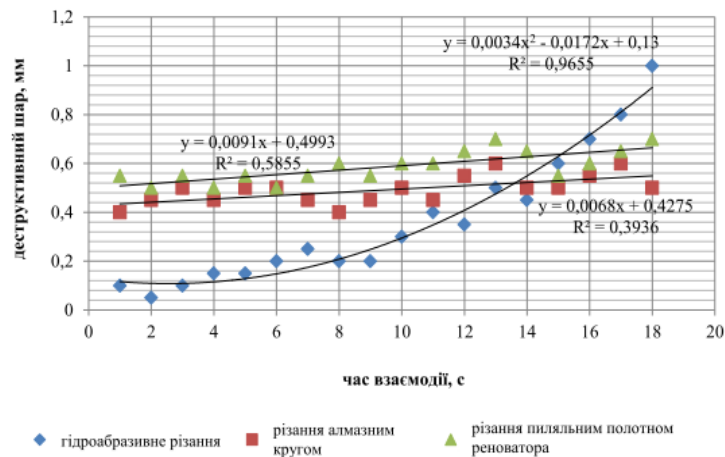


Рис. 3. Зміна ширини зони деструкції залежно від часу взаємодії поверхні різання з інструментом

Нехай одержання масиву властивостей готового виробу (зразка для механічних випробувань) у вигляді множин $Fi(l, b, h, r, \delta \dots)$ можливе реалізацією деякої сукупності технологічних впливів M_j , властивих тому або іншому методу обробки. Кожний технологічний вплив можна представити у вигляді сукупності множин властивостей інструмента T_j , динамічних властивостей обробної системи W_j , способу силового впливу P_j , для яких $(T_j, W_j, P_j) \in M_j$, що дає можливість для заготовки з властивостями Si вихідні параметри якості представити як $Fi(l, b, h, r, \delta \dots) = M_j \cdot Si$.

Ґрунтуючись на положеннях, висвітлених у роботі [4], можемо записати умову забезпечення вихідних параметрів обробки:

$$Fi(l, b, h, r, \delta \dots) = T_j \cdot Si \cap W_j \cdot Si \cap P_j,$$

що дає сукупність варіантів переходів обробки, кращий з якого можна вибрати за певним критерієм.

При цьому головною умовою одержання необхідного результату є обмеження товщини деструктивного шару на рівні $>2\%$ бази вимірів.

Виконані дослідження стану поверхні при різних методах обробки дозволили одержати залежності, що зв'язують умови проведення обробки з товщиною деструктивного шару для карбон-карбонівих і карбон-полімерних матеріалів.

Так, якщо необхідно отримати зразок $a \times b \times h$ з кубічної заготовки розмірами $A \times B \times L$, причому зразок містить криволінійні ділянки радіусами r_i . Можливі наступні технологічні операції: $(R_2)-(R_1)$; $(R_2)-(R_5)$; $(R_2)-(R_4)-(R_5)$. При оптимізації процесу за критерієм мінімізації часу обробки для заданого рівня якості одержаний варіант функціонально орієнтованого процесу $(R_2)-(R_4)-(R_5)$. Така послідовність операцій дозволяє максимально повно використовувати всі переваги гідроабразивного різання (значне скорочення часу обробки) й уникнути деструкції матеріалу в момент пробую струменем.

Висновки. У результаті виконаного комплексу теоретико-експериментальних досліджень оцінено напружений стан зони різання в композиційних матеріалах на основі карбонівих волокон при різних методах обробки, установлена прогнозована деструкція матеріалу та показано, що одержання репрезентативних зразків для механічних випробувань можливе при певній послідовності обробки: абразивне обрізання алмазовмісним інструментом, одержання умов для введення гідроабразивного струменя (свердління) і наступна струминно-абразивна обробка.

Список літератури:

1. *Повышение эффективности гидроструйного резания использованием управляемого резания средств трещинообразования* / В. Н. Орел, В. Т. Щетинин, А. Ф. Саленко Н. Н. Яцына // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – Харьков, 2016. – Вып. 1 (79). – С. 81–86.

2. *Повышение* эффективности процесса струйно-лазерного перфорирования листовых заготовок профилированным потоком / В. Ю. Холодный, С. В. Коваленко, Ю. А. Павлюченко, Г. В. Габузян, А. Ф. Саленко // Вестник двигателестроения. – Запорожье: ОАО Мотор Сич, 2015. – № 1. – С. 106–113.
 3. *Повышение* точности контурного гидроабразивного резания пластин из твердых сплавов и сверхтвердых материалов / А. Ф. Саленко, В. Т. Щетинин, А. Н. Федотьев // Сверхтвердые материалы. – Киев: Наукова думка, 2014. – № 3. – С. 73–82.
 4. *О возможности* гидроабразивной прошивки отверстий в заготовках из функциональных материалов / А. Ф. Саленко, А. Н. Мана, В. С. Петропольский и др. // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем: збір. наук. праць. – Краматорськ, 2011. – Вип. 29. – С. 107–118.
-

УДК 621.87:681.5

РОЗРОБКА МЕТОДІВ ФОРМУВАННЯ ВИХІДНИХ ПАРАМЕТРІВ РЕКУПЕРАЦІЇ ЕНЕРГІЇ НА ГІБРИДНИХ АВТОМОБІЛЯХ

Яцина М.М.

Кременчуцький національний університет ім. М. Остроградського, м. Київ Україна

Анотація: У роботі побудовані таблиці вихідних параметрів рекуперації енергії на гібридних автомобілях, які дають можливість створити методи формування розрахункових моделей рекупераційного гальмування

Ключові слова: рекуперація, енергія, автомобіль, гальмування, гібрид

Автомобілі, які обладнані пневмодвигунами, зазвичай, обладнуються системою рекуперації енергії, яка дозволяє накопичувати пневматичну енергію, отриману в процесі гальмування та в подальшому використовувати її для руху.

Крім того використання системи рекуперації енергії в певних моментах може бути більш ефективним та доцільним, ніж застосування штатної гальмівної системи. Оскільки гальмівна система є одним з елементів активної безпеки, то це вимагає її детального дослідження та вивчення.

Також питання дослідження гальмівних властивостей транспортних засобів під час рекуперації енергії досить активно розглядається та вивчається у сфері міського пневматичного транспорту та залізничного транспорту. Однак розгляд системи рекуперації енергії з точки зору допоміжної гальмівної системи транспортного засобу потребує ще чимало зусиль для її вивчення та дослідження.

Для проведення розрахунків найбільш доцільно скористатися вхідними даними встановленими у нормативних документах. Так, у зазначено, що під час випробувань транспортних засобів, обладнаних пневмоприводом та системою рекуперації енергії, доля участі пневматичної системи рекуперативного гальмування не повинна перевищувати мінімального рівня, гарантованого конструкцією системи. Під час проведення випробувань ця вимога вважається виконаною, якщо накопичувачі енергії мають один з нижченаведених ступенів зарядки:

- а) максимальний ступінь зарядки пневмобалонів, рекомендований заводом-виробником;
- б) не менше 95% від повної зарядки при відсутності будь-яких конкретних рекомендації підприємства-виробника;
- в) максимальний ступінь, який забезпечується автоматичним засобом регулювання ступеня зарядки батарей на транспортному засобі.

Необхідно зазначити, що вимоги (а) та (б) є дещо схожими, оскільки підприємством-виробником, для нормальної роботи транспортного засобу, повинно бути забезпечено оптимальний режим регулювання ступеня зарядки накопичувачів енергії.

Вибір оптимального ступеня зарядки накопичувачів енергії та, відповідно, регулювання їх ступеня зарядки, дозволить забезпечити максимально ефективну їх роботу, а на стадії проектування транспортних засобів провести більш достовірні розрахунки їх експлуатаційних показників. Для визначення оптимального ступеня зарядки накопичувачів енергії, вихідними даними за результатами розрахунку будуть кількість енергії, яка рекуперована транспортним засобом під час гальмування та відношення цієї енергії до загальної ємності накопичувачів енергії. В міському циклі руху транспортного засобу відбувається, зазвичай, службове гальмування. Під час цього гальмування поглинається кінетична енергія. Якщо ж це гальмування здійснюється під час руху автомобіля на ухилі, то також необхідно врахувати і потенціальну енергію.

Тоді, в загальному вигляді, кількість енергії, яка буде вивільнена під час електродинамічного гальмування та, відповідно, яка повинна бути поглинута накопичувачами енергії становитиме

$$A_{re} = \Delta E_k + \Delta E_n = \frac{G_a \cdot (V_n^2 - V_k^2)}{2g} + G_a \sin \alpha = \frac{G_a}{2} \left(\frac{V_n^2 - V_k^2}{g} + t \sin \alpha (V_n - V_k) \right) \quad (1)$$

де, ΔE_k - зміна кінетичної енергії транспортного засобу, Дж; ΔE_n - зміна потенціальної енергії транспортного засобу, Дж; t - час здійснення гальмування, с; G_a - вага автомобіля, Н; v_n - початкова швидкість транспортного засобу, м/с; v_k - кінцева швидкість транспортного засобу, м/с; α - кут спуску (ухилу); S - шлях, який долає автомобіль під час електродинамічного гальмування, м; g - прискорення вільного падіння, дорівнює 9,81 м/с².

Варто звернути увагу на ряд припущень та спрощень, введених у залежності (1):

- оскільки гальмування здійснюється лише за допомогою пневматичного двигуна, гальмівні сили механічного складника рівні 0;
- транспортний засіб рухається з відносно невеликою швидкістю, тому опором повітря можна знехтувати, тобто $P_w=0$.

Швидкість, з якої здійснюється гальмування, під час пневмодинамічного гальмування на етапі проектування доцільно вибирати з циклів руху, які використовуються під час визначення паливної економічності транспортних засобів.

Зважаючи на те, що після гальмування транспортний засіб в будь-якому випадку переходить у тяговий режим, то можна стверджувати, що в тяговому режимі уся накопичена енергія буде витрачена, тому ступінь зарядки накопичувачів енергії перед початком гальмування повинен бути таким, щоб можна було забезпечити поглинання усієї рекуперованої енергії. Для цього з вище наведених їздових циклів достатньо вибрати максимальне значення швидкості. Кінцева швидкість гальмування, це значення швидкості, при якому припиняється рекуперация енергії, приймається 1,5 м/с. Час, протягом якого здійснюється пневмодинамічне гальмування, можна визначити із залежності

$$t = \frac{(V_n^2 - V_k^2)}{J_\tau} \quad (2)$$

де, J_τ - сповільнення, яке розвиває транспортний засіб, під час пневмодинамічного гальмування. Приймається, на основі розрахункових даних та результатах випробувань, близько 1,0 м/с². Однак, при розрахунках необхідно також враховувати зовнішні фактори, зокрема поздовжній профіль дороги. У [156] описано методику розрахунку кількісних та якісних показників поздовжнього дорожнього профілю для різних місцевостей, застосовуючи які можна досить точно розрахувати необхідний ступінь зарядки накопичувачів автомобіля. На даний момент відмічаються тенденції автовиробників спрямовані на здешевлення гібридних та пневматичних транспортних засобів. Вони

проявляються у виконанні автомобілів із загальною ємністю накопичувачів енергії у відповідності до вимог споживачів. Тобто з'являється можливість отримати транспортний засіб якнайбільше адаптований до реальних умов експлуатації та вимог споживача. Спираючись на вище викладене, з метою спрощення розрахунків варто скористатися наступними твердженнями щодо поздовжнього ухилу дороги:

- поздовжній профіль дорожнього полотна є однаковим на усій довжині;
- розподіл спусків та підйомів за кількістю є рівномірним.

Крім того врахування поздовжнього профілю дороги необхідно проводити з розподілом умов експлуатації за типом місцевості. Можна виділити наступні типи рельєфу, з метою вибору комплектації транспортного засобу:

- рівнинна місцевість;
- пересічна місцевість;
- різкопересічна місцевість;
- гірська місцевість.

В даній роботі для врахування поздовжнього дорожнього профілю варто скористатися експериментальними даними, отриманими при виконанні поїздок в міжміському та міському режимі. Максимальна початкова швидкість службового гальмування становить близько 70 км/год, що і буде доцільним взяти за основу. Оскільки відсутні зтяжні спуски, то проводити розрахунки по шляху електродинамічного гальмування є недоцільним.

Враховуючи вище викладене, створюємо таблицю вихідних параметрів рекуперації енергії на гібридних автомобілях, які дають можливість створити методи формування розрахункових моделей рекупераційного гальмування.

Список літератури:

1. Яцина М.М. Підвищення енергоефективності пневматичного двигуна на основі геометричних параметрів елементів робочої камери / М. М. Яцина // Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. – 2013. – Вип. 5/2013 (82). – С. 93–97.
2. Саленко О.Ф. О возможности использования приводов на мобильных транспортных средствах с автономным источником питания / О.Ф. Саленко, М.М. Яцина // International Scientific Conference 20–21 November 2012, Gabrovo (Болгарія, Габрово), 2012. – С. 313–317.
3. Герц Е.В. Динамический расчет дискретных пневматических приводов / Е.В. Герц // Пневматика и гидравлика. М.: Машиностроение, 1973. – С 17–33.

УДК 532.54.013.2

РОЗРАХУНОК НЕУСТАЛЕНОГО НАПРЯГНОГО РУХУ РЕАЛЬНОЇ РІДИНИ В ЦИЛІНДРИЧНИХ ТРУБОПРОВОДАХ

Яхно¹ О.М., Гнатів² Р.М., Петриниць³ В.Ю., Гнатів³ І.Р.

1- КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

2- НУ “Львівська політехніка”, м. Львів, Україна

3- Стрийський коледж Львівського НАУ, м. Стрий, Україна

Анотація: Обґрунтовано актуальність теми дослідження, що обумовлена недостатністю існуючих теоретичних моделей і методів розрахунку нестационарних потоків рідини. Розглянуто методику застосування рівнянь Бернуллі із врахуванням локальних сил інерції для вирішення задач неусталеного руху нестисливої рідини за повільної і швидкої зміни відкриття регулюючого органу жорстких, послідовно з'єднаних трубопровідних систем. Розглянута нестационарна задача про течію рідини в трубопроводі, коли на виході з труби задані тиски, які змінюються довільно в часі.

Розроблено математичну модель для розрахунку параметрів напірного потоку рідини в трубопровідних системах, що враховує дисипативні процеси при нестационарному русі нестисливої рідини. Отримано закони розподілу тисків та швидкостей за неусталених течій, які враховують особливості структури розглянутих потоків і вплив сил інерції.

Ключові слова: неусталений рух, нестационарний потік, швидкість течії.

Розглянуто методику застосування рівнянь Бернуллі з урахуванням локальних сил інерції для розв'язку задач неусталеного руху нестисливої рідини за повільної зміни відкриття регулюючого органу жорстких, послідовно з'єднаних трубопроводів.

Як і за усталеного руху, визначаємо в першу чергу витрату рідини. Для цього запишемо рівняння Бернуллі для двох перерізів: переріз Н-Н - поверхня рідини в початковому резервуарі і переріз в-в - вихідний переріз трубопроводу, (рис. 1)

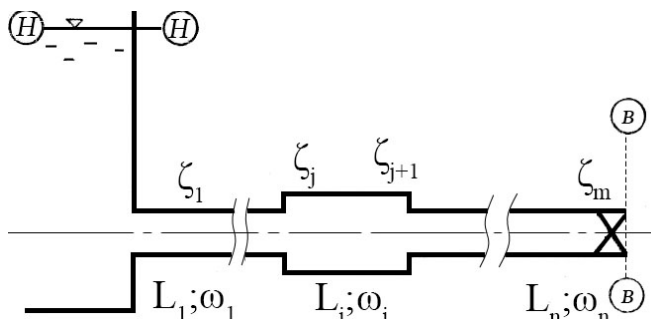


Рис. 1. Схема для розрахунку неусталеного напірного руху нестисливої рідини в жорстких циліндричних трубопроводах

$$z_n + \frac{p_n}{\gamma} + \frac{\alpha_n V_n^2}{2g} = z_2 + \frac{p_6}{\gamma} + \frac{\alpha_6 V_6^2}{2g} + h_l + h_i \quad (1)$$

Позначивши відомі параметри першого і другого перерізу через Н

$$H = z_n - z_6 + (p_n / \gamma) - (p_6 / \gamma) \quad (2)$$

і прийнявши в першому наближенні в першому перерізі $V_n = 0$, отримаємо рівняння є Бернуллі такого вигляду

$$H = \frac{\alpha_6 V_6^2}{2g} + h_f + h_i \quad (3)$$

Втрати напору в трубопроводі становлять

$$h_f = \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{L_i}{D_i} \frac{V_i^2}{2g} + \sum_{j=1}^m \zeta_j \frac{V_i^2}{2g} = \left[\sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{L_i}{D_i} \left(\frac{\omega_6}{\omega_i} \right)^2 + \sum_{j=1}^m \zeta_j \left(\frac{\omega_6}{\omega_i} \right)^2 \right] \frac{V_6^2}{2g} \quad (4)$$

де i і j порядкові номери окремих труб і місцевих опорів.

Позначаючи через ζ_c коефіцієнт опору системи, можемо записати залежність (4) для втрат напору у вигляді

$$h_f = \zeta_c \frac{V_6^2}{2g} \quad (5)$$

$$\zeta_c = \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{L_i}{D_i} \left(\frac{\omega_6}{\omega_i} \right)^2 + \sum_{j=1}^m \zeta_j \left(\frac{\omega_6}{\omega_i} \right)^2 \quad (6)$$

де

Враховуючи, що вздовж трубопроводу $Q = \text{const}$ і для кожної труби довжиною L_i $\omega_i = \text{const}$, запишемо залежність для локального інерційного напору

$$h_i = \frac{\alpha_0}{g} \frac{dQ}{dt} \int_0^{L_i} \frac{ds}{\omega} = \frac{\alpha_0 C}{g} \frac{dQ}{dt} \quad (7)$$

де C за [1] – інерційна ємність системи

$$C = \sum_{i=1}^n L_i / \omega_i \quad (8)$$

Враховуючи рівняння (5) і (7), рівняння (3) можна переписати як

$$H = (1 + \zeta_c) \frac{Q^2}{2g\omega_g^2} + \frac{\alpha_0 C}{g} \frac{dQ}{dt}, \quad (9)$$

або після перетворення отримаємо

$$\frac{\alpha_0 C}{gH} \frac{dQ}{dt} + (1 + \zeta_c) \frac{1}{2gH\omega_g^2} Q^2 - 1 = 0 \quad (10)$$

При усталеному режимі витікання за постійного напору

$$\frac{1 + \zeta_{co}}{2gH\omega_g^2} Q_0^2 = 1, \quad (11)$$

де ζ_{co} — коефіцієнт опору системи при усталеному режимі витікання; Q_0 — витрата рідини за цього режиму.

Замінюючи в другому члені $2gH\omega_g^2$ через відповідні складові з рівняння (11), маємо

$$\frac{\alpha_0 C}{gH} \frac{dQ}{dt} + \frac{1 + \zeta_c}{1 + \zeta_{co}} \frac{Q^2}{Q_0^2} - 1 = 0 \quad (12)$$

Після введення позначення

$$x = \frac{Q}{Q_0}, \quad T = \frac{\alpha_0 C}{gH} Q_0 \quad \text{та} \quad \tau = \frac{t}{T}$$

рівняння (12) набуває вигляду

$$\frac{dx}{d\tau} + \frac{1 + \zeta_c}{1 + \zeta_{co}} x^2 - 1 = 0 \quad (13)$$

У рівнянні (13) коефіцієнт $\frac{1 + \zeta_c}{1 + \zeta_{co}}$ є функцією від часу і витрати, тобто

$$\frac{1 + \zeta_c}{1 + \zeta_{co}} = f(\tau, x) \quad (14)$$

Коефіцієнти гідравлічного тертя λ і місцевого опору ζ для неусталеного руху можна розбити на дві складові [2, 3], перші з яких отримують за стаціонарними характеристиками λ_s і ζ_s , а другі враховують відмінність дійсних значень λ і ζ за неусталеного руху від стаціонарних компонентів, тобто

$$\begin{cases} \lambda = \lambda_s + \Delta\lambda_d, \\ \zeta = \zeta_s + \Delta\zeta_d. \end{cases} \quad (15)$$

При $t = 0$ маємо $\lambda = \lambda_{SH}$, $\Delta\lambda_d = 0$; $\zeta = \zeta_{SH}$, $\Delta\zeta_d = 0$ і при $t \rightarrow \infty$ $\lambda = \lambda_{SK}$, $\Delta\lambda_d = 0$; $\zeta = \zeta_{SK}$, $\Delta\zeta_d = 0$, де λ_{SH} і ζ_{SH} — значення коефіцієнта гідравлічного тертя і місцевого опору до початку перехідного процесу; λ_{SK} і ζ_{SK} — ті ж значення після закінчення перехідного процесу.

Враховуючи залежність (15), коефіцієнт опору системи може бути визначений як

$$\zeta_c = \zeta_{cs} + \Delta\zeta_{cd}, \quad (16)$$

де

$$\zeta_{cs} = \sum_{i=1}^n \lambda_{is} \frac{L_i}{D_i} \left(\frac{\omega_g}{\omega_i} \right)^2 + \sum_{j=1}^m \zeta_{js} \left(\frac{\omega_g}{\omega_j} \right)^2, \quad (17)$$

$$\Delta\zeta_{cd} = \sum_{i=1}^n \Delta\lambda_{id} \frac{L_i}{D_i} \left(\frac{\omega_g}{\omega_i} \right)^2 + \sum_{j=1}^m \zeta_{jd} \left(\frac{\omega_g}{\omega_j} \right)^2. \quad (18)$$

Підставляючи (16) в рівняння (14), отримуємо

$$f(\tau, x) = \frac{1 + \zeta_{cs}}{1 + \zeta_{co}} + \frac{\Delta\zeta_{cd}}{1 + \zeta_{co}} \quad (19)$$

Позначивши

$$\frac{1 + \zeta_{cs}}{1 + \zeta_{co}} = f_s(\tau, x) \quad \text{і} \quad \frac{\Delta\zeta_{cd}}{1 + \zeta_{co}} = f_d(\tau, x) \quad (20)$$

залежність (19) можна переписати у вигляді

$$f_s(\tau, x) = f_s(\tau) + f_s(x) \quad (21)$$

В залежності (21) функцію $f_s(\tau, x)$ можна в свою чергу розкласти на дві складові, перша з яких обумовлена зміною регулюючого органу $f_s(\tau)$, а друга — значеннями λ_s і ζ_s при зміні витрати, тобто

$$f(\tau, x) = f_s(\tau, x) + f_d(\tau, x) \quad (22)$$

При цьому складові $f_s(\tau)$ і $f_s(x)$ мають вигляд

$$f_s(\tau) = \frac{\Delta\zeta_{pez.c} (\omega_g / \omega_p)^2}{1 + \zeta_{co}} \quad (23)$$

де $\Delta\zeta_{pez.c}$ — зміна статистичного коефіцієнта опору регулятора системи;
 ω_p — площа поперечного перерізу трубопроводу, на якому знаходиться регулюючий орган.

$$f_s(x) = \frac{1 + \sum_{i=1}^n \lambda_{is} \frac{L_i}{D_i} (\omega_g / \omega_i)^2 + \sum_{j=1}^{p-1} \zeta_{js} (\omega_g / \omega_i)^2 + \sum_{p+1}^m \zeta_{js} (\omega_g / \omega_i)^2}{1 + \zeta_{co}} \quad (24)$$

Враховуючи залежність (22), можна рівняння (21) переписати як

$$f(\tau, x) = f_s(\tau) + f_s(x) + f_d(\tau, x) \quad (25)$$

Перші дві складові рівняння (25) визначаються за статистичними характеристиками трубопроводу (усталений режим) і тому їх обчислення не викликає ускладнень.

З урахуванням, що

$$1 + \zeta_{co} = H \frac{1}{Q_0^2} \quad \text{і} \quad T = \frac{\alpha_0 C}{gH} Q_0 \quad (26)$$

функція $f_d(\tau, x)$ перетвориться

$$f_d(\tau, x) = \frac{\Delta\zeta_{cd}}{1 + \zeta_{co}} = \frac{\sum_{i=1}^n \beta_i L_i (\omega_g / \omega_i) + \sum_{j=1}^m \delta_j D_j (\omega_g / \omega_i)}{2\omega_g \alpha_0 C} \frac{dx}{dt} \frac{1}{x^2} = B \frac{dx}{dt} \frac{1}{x^2} \quad (27)$$

де

$$B = \frac{\sum_{i=1}^n \beta_i L_i (\omega_g / \omega_i) + \sum_{j=1}^m \delta_j D_j (\omega_g / \omega_i)}{2\omega_g \alpha_0 C} \quad (28)$$

Із залежності (28) з'ясовується, що B для заданої системи є постійним. Використовуючи (14), (25) і (27), можемо записати рівняння (13), яке описує неусталений рух рідини в послідовно з'єднаних трубопроводах у вигляді

$$(1 + B) \frac{dx}{d\tau} + [f_s(\tau) + f_s(x)] x^2 - 1 = 0 \quad (29)$$

Позначаючи $T(1 + B) = T_*$ і $\tau_* = t / T_*$ можемо записати (29) в кінцевому вигляді

$$\frac{dx}{d\tau_*} + [f_s(\tau_*) + f_s(x)]x^2 - 1 = 0 \quad (30)$$

Рівняння (30) є основним рівнянням для розрахунку неусталеного руху нестисливої рідини в жорстких, послідовно з'єднаних трубопроводах.

З рівняння (30) видно, що врахування зміни гідравлічних опорів за усталеного русі не змінює форму вихідного розрахункового рівняння у вигляді додаткової складової, а враховується лише в безрозмірному виразі часу. Ця зміна гідравлічних опорів в неусталеному русі відбувається на основі статистичних характеристик опорів.

Рівняння (30) є прийнятним як для відкриття, так і для закриття регулюючого органу системи, з тією лише різницею, що при закритті і відкритті похідні мають різні знаки, тобто за закриття $dx/d\tau_* < 0$ а при відкритті $dx/d\tau_* > 0$.

Розглянуто методику застосування рівнянь Бернуллі з урахуванням локальних сил інерції для розв'язку задач неусталеного руху нестисливої рідини за повільної та швидкої зміни відкриття регулюючого органу жорстких, послідовно з'єднаних трубопроводних систем. Вдосконалено математичну модель, що описує фізичні явища неусталеного руху реальної рідини з врахуванням дійсних початкових і граничних умов. Одержано закони розподілу тиску і швидкостей при неусталених течіях, які враховують особливості структури розглянутих потоків.

Список літератури:

1. Чугаев Р.Р. Гидравлика: Учебник для вузов/Р.Р. Чугаев.- Л.: Энергоиздат. Ленингр. отделение, 1982.- 672 с.
2. Иващенко Н.Н. Автоматическое регулирование. Теория и элементы систем. Учебник для вузов. 4-е изд., перераб. и доп./ Н.Н. Иващенко.- М.: Машиностроение, 1978. – 736 с.
3. Бондаренко Ю.А. Математические модели и численные методы для решения задач нестационарной газовой динамики/ Ю.А. Бондаренко.- Обзор зарубежной литературы/ Ю.А. Бондаренко, В.В. Башуров, Ю.В. Янилкин. – М. 2003. – (Препринт/ РФЯЦ ВНИИЭФ; №88-2003).

УДК 681.52:[004.896+004.94]

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ІМІТАЦІЇ ФУНКЦІОНУВАННЯ ОБ'ЄКТУ НА ОСНОВІ ІНФОРМАЦІЙНО-ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОТОКІВ

Узунов О.В.

КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

Анотація: Широке застосування моделювання процесів для розробки та дослідження технічних об'єктів обумовлює удосконалення підходів до побудови математичних моделей. Робота спрямована на скорочення часових витрат на отримання коректної математичної моделі за рахунок використання підходу, що збільшує наочність та формалізацію процесу її побудови. Підхід базується на використанні інформаційно-енергетичних потоків, які можуть бути ідентифіковані при розгляді процесу функціонування об'єкту та ідентифікації типових елементів, які змінюють стан інформації та енергії при їх проходженні крізь об'єкт, і також ідентифікації математичних описів дій, які призводять до вказаних змін з врахуванням функціонального призначення об'єкту. Це спрощує перевірку коректності виконання кроків при формуванні моделей і призводить до зменшення витрат часу на їх побудову.

Ключові слова: інформаційно-енергетичні потоки, об'єкти гідроавтоматики, математичні моделі.

Вступ. Необхідність застосування математичних моделей для моделювання робочих процесів в об'єктах гідравлічної автоматики обумовлює певні вимоги до їх розробників – відповідна кваліфікація і вміння, які дозволяють будувати математичні моделі, перевіряти їх коректність та адекватність, а також досліджувати процеси. Навіть при відповідності розробників вказаним вимогам вирішення таких задач потребує значних часових витрат.

Основна частина яких йде на розуміння процесів в об'єкті, їх математичне представлення, пошук та виправлення помилок, тестування та налаштування моделі. Відомі підходи до побудови математичних моделей, що частково формалізують цей процес, ґрунтуються на використанні базису типових елементарних процесів [1,2], але при цьому ускладнюється сприйняття моделі, і це призводить до додаткових часових витрат.

Метою роботи є скорочення часових витрат на отримання коректної математичної моделі за рахунок збільшення наочності та формалізації процесу її побудови.

Результати. Запропонований підхід до побудови математичних моделей ґрунтується на використанні інформаційно-енергетичних потоків та наборі базових типових елементів, які ці потоки трансформують. За типові елементи прийнято такі, що відповідають за пару взаємо-зворотних дій. Набір таких елементів забезпечує можливість формувати моделі процесів в об'єктах гідроавтоматики. Кожен елемент представлено символьним позначенням, який відображає принцип його дії і відповідним математичним описом його дій. Початковими даними для побудови математичної моделі є принципова або конструктивна схема об'єкту. Початковий стан об'єкту – стан спокою. Процес в об'єкті розглядають після виведення його зі стану спокою. Формування математичної моделі виконують у кілька кроків. На першому кроці визначають траєкторію інформаційно-енергетичного потоку, перетворення, які відбуваються з потоком та типові елементи, що ці перетворення виконують. Результат виконання фіксують у вигляді схеми моделі. На другому кроці визначають логіку процесу функціонування об'єкту. При цьому визначають черговість активізації кожної дії кожного типового елементу в процесі трансформації інформаційно-енергетичного потоку. Результат фіксують за допомогою структурної схеми моделі. В схемі відображають траєкторію інформаційно-енергетичного потоку, місця розташування типових елементів, їх тип, позначають елементи та їх контакти. На третьому кроці формують математичний опис процесу функціонування. Для цього кожну дію кожного елементу і кожен зв'язок між елементами в структурній схемі процесу, з врахуванням черговості їх активізації, замінюють відповідним математичним описом. Результат фіксують у вигляді системи математичних рівнянь. На четвертому кроці систему рівнянь записують у комп'ютерному середовищі, наприклад через програму MatLab або SciLab, що перетворює математичний опис у математичну модель, яка дозволяє моделювати процес функціонування об'єкту. Підхід спрощує перевірку коректності виконання кожного кроку, а також коректності переходів від кроку до кроку, що дозволяє зменшити витрати часу на формування моделі.

Список літератури.

1. *System dynamic: a unified approach/* Dean C. Karnopp, Donald L. Margolis, Ronald C. Rosenberg. - A wiley-interscience publication John Wiley & Sons Inc. 1990.- 514p.

2. *Петренко А.И.* Автоматизация схмотехнического проектирования в машиностроении: Учебное пособие/ А.И.Петренко, В.В Ладогоубец, В.В Чкалов. – К. : УМК ВО, 1988. - 180с.

УДК 621.77:669.2

РОЗРОБКА СТЕНДУ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ КАВІТАЦІЙНОЇ ОБРОБКИ ПАЛИВА

Луговський О.Ф., Ночніченко І.В., Костюк Д.В., Зілінський А.І.

КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

***Анотація.** За результатами аналізу існуючих досліджень кавітаційної обробки речовин та конструкції кавітаторів запропонована оригінальна конструкція гідродинамічного кавітатора. Розроблено стенд для перевірки роботи пристрою визначення його робочих характеристик та візуального спостереження появи кавітації. Проведене дослідження гідродинамічного кавітаційного пристрою для обробки пального показало його працездатність та можливість застосування в паливній системі автомобіля.*

***Ключові слова:** кавітація, паливо, гідродинамічний кавітатор, магнітні активатори*

Актуальна проблема підвищення ефективності та екологічності двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) може бути вирішена за рахунок застосування портативних паливних кавітаторів і активаторів палива, функція яких полягає в поліпшенні експлуатаційних характеристик пального для ДВЗ, з метою зниження витрати палива, підвищення екологічності та потужності двигуна, за допомогою гідродинамічної кавітації і магнітних активаторів [1, 2].

При аналізі досліджень роботи існуючих пристроїв було виявлено, що при кавітаційній обробці палива змінюються його експлуатаційні характеристики: знижується густина, збільшується текучість, утворюються вільні радикали, які роблять паливо більш хімічно активним, що підвищує ефективність та повноту згорання палива, веде до зниження шкідливих викидів двигунів, економії пального [1-3]. Для ефективного використання кавітаційної обробки в технологічних процесах необхідно експериментально дослідити механізм виникнення кавітації в пальному з метою забезпечення стабільності кавітаційного режиму обробки палива в широкому діапазоні зміни умов експлуатації.

До основних проблем, що виникають при застосуванні пристроїв для обробки палива, можна віднести наступне: підвищення гідравлічного опору в паливній магістралі, відсутність можливості регулювання прохідного перерізу дроселя, відсутність ідентифікації кавітації, низька ефективність обробки пального в змінних умовах експлуатації, складність забезпечення стабільної кавітаційної обробки за умови застосування різних типів пального. Перевагами кавітаційних пристроїв для обробки палива, що працюють з використанням ефекту гідродинамічної кавітації, є: компактність, простота монтажу, відсутність потреби у дорогих додаткових електронних блоках (ультразвукова кавітація) та невелика проектна собівартість.

Для перевірки ефективності обробки пального та спостереження перебігу кавітаційного процесу була запропонована схема експериментального стенду (рис.1.), що частково відтворює основні елементи паливної системи автомобіля зі зворотним проточним зливом палива в бак (паливо з постійною швидкістю рухається від насоса в бак на всіх режимах роботи). Постійна швидкість палива забезпечує можливість розрахунку дросельного отвору за відомих значень тиску насиченої пари для бензину, що становить згідно ДСТУ 4063-2001 79,9 кПа, за умови незначної зміни температури. Експериментальний стенд складається з досліджуваного гідродинамічного кавітатора ГДК, в якому раціонально підібрано кількість і розмір дроселюючих елементів для забезпечення найбільш ефективної кавітаційної течії, встановлено зворотний клапан КЗ, який встановлено для запобігання виникнення надлишкового тиску в системі при збільшенні в'язкості пального, а також запобігання відмов в роботі при засміченні сопел, манометрів М1 і М2 для фіксації перепаду тиску на кавітаторі та витратоміра Р.

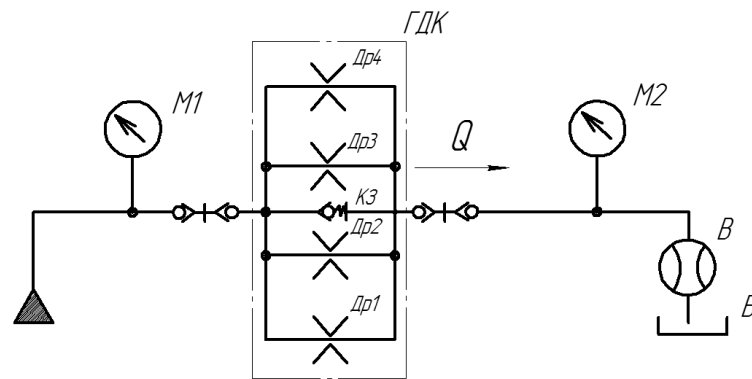


Рис.1. Принципова схема стенду для дослідження ГДК проточного типу
(ГДК - гідродинамічний кавітаційний генератор, М1, М2 - манометри, В- витратомір)

В результаті досліджень було виявлено виникнення кавітації в кавітаторі за умов перепаду тиску на кавітаторі 2,5 бар, що відповідає тиску в паливній системі. При цьому забезпечувалась витрата в системі 5 л/хв (рис.2). Також спостереження показали розповсюдження кавітації за межі кавітатора (було помітно кавітаційний потік в зливній лінії).

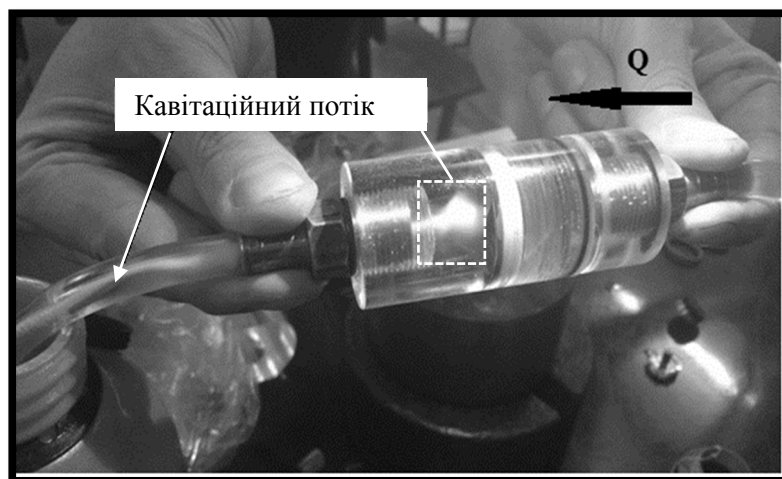


Рис.2- Спостереження кавітаційних явищ у гідродинамічному кавітаторі
(тиск 2,5 бар, витрата 5 л / хв, діаметр дроселя $d_2 = 0,8 \text{ мм}$ *(4 паралельних дроселя))

В результаті експериментальних досліджень підтверджено можливість отримання стабільної гідродинамічної кавітації в паливній системі ДВЗ та визначені умови її виникнення. Підтверджена працездатність виготовленого кавітатора.

Список літератури

1. *Луговской А.Ф.* Ультразвуковая кавитация в современных технологиях / А.Ф. Луговской, Н.В. Чухраев. – К.: Київ, НТУУ "КПІ".
2. *Яхно О.М.*, Кавитация в переработке нефти / Яхно О.М., Коваль А.Д., Пищенко Л.И., Паскалов В.П., Яске Н.Н. -К.: Світ, 1999. -257 с.
3. *Федоткин И.М.* Кавитация, кавитационная техника и технология, их использование в промышленности / И.М. Федоткин, И.С. Гулый. К.: Полиграфкнига, 1997. 840 с.

УДК 539.3

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У КОНВЕЙЕРНІЙ УСТАНОВЦІ ДЛЯ НАНЕСЕННЯ РІДКИХ ПОКРИТТІВ НА ПОВЕРХНЮ ВИРОБІВ

Стругинський С.В., Семенчук Р.В.

КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

***Анотація:** Наведено конструктивне рішення установки для нанесення рідких покриттів на поверхню виробів. Основою установки є конвейерна система, що забезпечує періодичне занурення виробів у ванну. Електропривід конвейера має конічний редуктор і ланцюгову передачу. Розроблена динамічна модель установки та складені диференціальні рівняння переміщення окремих мас. З використанням диференціальних рівнянь побудована математична модель установки у вигляді структурної схеми. Проведено математичне моделювання установки при навантаженнях конвейера різного виду. Враховані випадкові імпульсні навантаження в ланцюгах конвейера. Розраховані перехідні процеси та випадкові зміни швидкості конвейера. Для поліпшення динамічних характеристик установки запропоновано введення головного зворотнього зв'язку із включенням пропорційно-інтегруючо-диференціюючого регулятора. Введення зворотнього зв'язку суттєвим чином знижує випадкові зміни швидкості переміщення конвейера.*

***Ключові слова:** установка, конвейер, динаміка, математична модель, імпульсні навантаження, корекція характеристик.*

Розроблення ефективного технологічного обладнання є актуальною науково-технічною проблемою. Представником такого обладнання є установка для нанесення покриття на поверхню виробів. Обладнання реалізовано у вигляді конвейерної установки.

Установка забезпечує ефективний технологічний процес нанесення рідких покриттів на поверхню виробів. Це здійснюється періодичним зануренням виробу у ванну з рідиною при переміщенні підвіски, на якій встановлено виріб, ланцюговим конвейером. Основною проблемою розроблення установки є забезпечення плавного переміщення підвіски. Тому дослідження динамічних процесів у конвейерній установці є актуальним.

Проблема в загальному вигляді полягає у забезпеченні необхідної плавності переміщення конвейера із закріпленими на ньому підвісками. Дослідження динамічних процесів у ланцюгових конвейерах присвячено ряд робіт. Встановлена нерівномірність руху ланцюгового конвейера, особливості віброакустичних характеристик. Результатів комп'ютерного моделювання динамічних процесів у ланцюговому конвейері в літературних джерелах не виявлено.

До невирішених раніше частин загальної проблеми віднесено визначення шляхом комп'ютерного моделювання особливостей динамічних процесів у конвейерній установці для нанесення рідких покриттів на поверхню виробів.

Метою досліджень поставлено встановлення особливостей динамічних процесів у конвейерній установці для нанесення рідких покриттів на поверхню виробів. Задачами досліджень є розроблення комп'ютерної моделі для визначення динамічних процесів, проведення моделювання із аналізом одержаних результатів та розроблення пропозицій по вдосконаленню установки для нанесення рідких покриттів на поверхню виробів.

Установка для нанесення рідких покриттів на поверхню виробів має ланцюговий конвейер з приводом (рис. 1).

Установка включає електродвигун 1 який з'єднано клинопасовою передачею 2 із конічним редуктором 3. На вихідному валу редуктора встановлена зірочка приводної ланцюгової передачі 4 яка приводить в рух конвейерну систему. Конвейер має ряд зірочок 5..18, які служать для встановлення та направлення ланцюга 19 конвейера. Для забезпечення строго вертикального переміщення рамки служить кривошипний механізм 20 який взаємодіє із рамкою 21 встановленій на ланцюзі. На рамці розміщується виріб на який наноситься рідке

покриття. Установа забезпечує рівномірне вертикальне переміщення виробу при зануренні його у ванну яка знаходиться під зірочками 12 та 15.

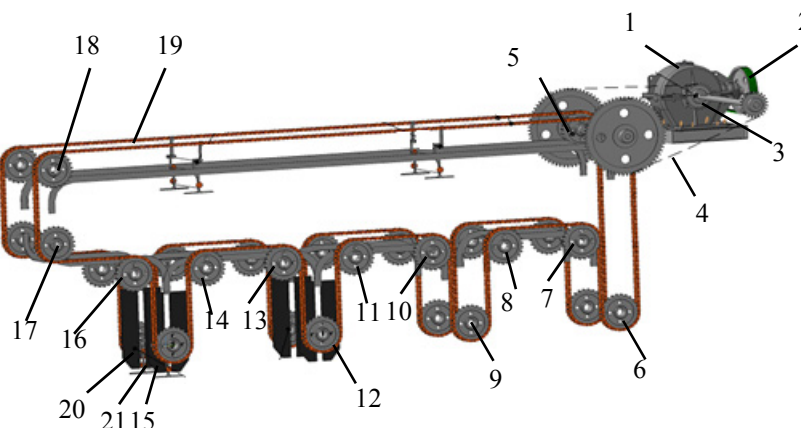


Рис. 1. Компонівка установки для нанесення рідких покриттів на поверхню виробів

Основною проблемою розроблення установки є забезпечення необхідної стабільності швидкості переміщення ланцюга конвейера v . При цьому необхідно здійснювати плавне регулювання швидкості, виключивши резонансні явища та обмежити максимальне пере регулювання в пускових режимах та при гальмуванні установки.

Для вирішення проблеми стабілізації швидкості руху конвейера в динамічних режимах проведені дослідження шляхом математичного моделювання динамічних процесів у конвейерній установці.

Математична модель створена на основі динамічної моделі установки (рис. 2).

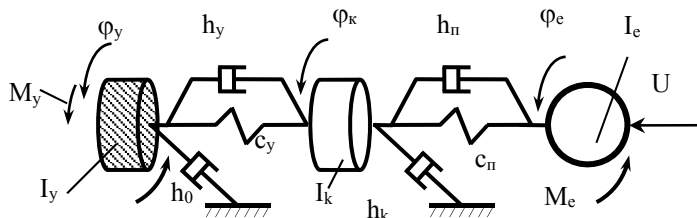


Рис. 2. Динамічна модель конвейерної установки з приводом

Динамічна модель установки подана у вигляді еквівалентної крутильної системи приведеної до вала електродвигуна. Вона включає три інерційні елементи I_e , I_k , I_y відповідні моменту інерції електродвигуна I_e , еквівалентному моменту інерції кінцевого редуктора I_k та приведенного до вала електродвигуна момента інерції I_y ланцюгового конвейера із встановленими на ньому виробами. В динамічній моделі враховано пружні і дисипативні властивості пасової передачі від вала електродвигуна до приводного вала кінцевого редуктора. Це здійснено заданням еквівалентної жорсткості c_p і еквівалентного коефіцієнта опору передачі h_p . Дисипативні процеси в редукторі враховано коефіцієнтом опору h_k . Ланцюгова передача від кінцевого редуктора до конвейера в математичній моделі подана у вигляді еквівалентної крутильної жорсткості c_y , та коефіцієнта опору h_y . Конвейер, що включає ланцюг, приводну зірочку та всі зірочки які забезпечують рух ланцюга подані у вигляді моменту інерції I_y . При переміщенні конвейера має місце значний опір, який описано коефіцієнтом опору h_0 . В конвейері виникають значні динамічні навантаження. Вони описані моментом зовнішніх навантажень M_y який включає випадкові складові.

Відповідно динамічній моделі системи для кожного інерційного елемента складено рівняння динаміки. Наприклад рівняння динаміки кінцевого редуктора:

$$I_k \frac{d^2 \varphi_k}{dt^2} = (\varphi_e - \varphi_k) c_{II} + (\dot{\varphi}_e - \dot{\varphi}_k) h_{II} - \dot{\varphi}_k h_k + (\varphi_y - \varphi_k) c_y + (\dot{\varphi}_y - \dot{\varphi}_k) h_y.$$

Після перетворення системи рівнянь по Лапласу знайдені передавальні функції та побудована структурна математична модель установки (рис. 3)

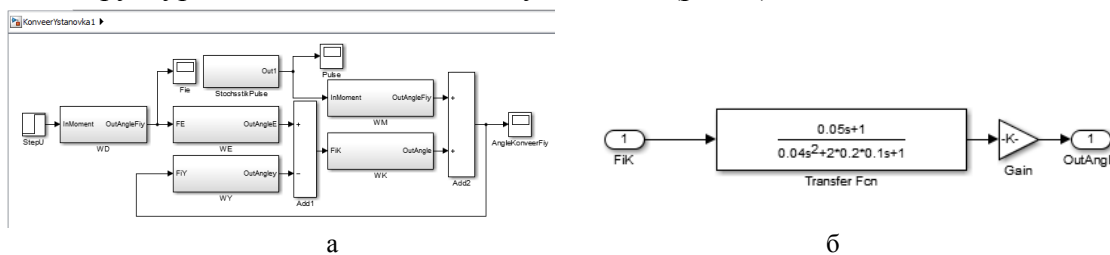


Рис. 3. Структурна математична модель конвейерної установки (а) та структура блока WK математичної моделі конвейерної установки (б)

Модель включає вхідний блок WD для моделювання процесів у приводному електродвигуні із системою його керування. Блоки WE і WY призначені для визначення динамічного кута повороту вихідного вала конічного редуктора, а блоки WM і WK призначені для розрахунку швидкості переміщення конвейера в динаміці.

Блоки моделі побудовані ідентично і включають засоби моделювання у вигляді відповідних передавальних функцій. Наприклад структура блока WK має вигляд відношення двох операторів (рис. 3б).

Розроблена математична модель динамічних навантажень у ланцюговому конвейері. Прийнято, що навантаження мають характер періодичних імпульсів випадкової амплітуди частота яких відповідає кроку взаємодії ланок ланцюга конвейера із зубцями зірочок. Для розрахунку випадкових моментних навантажень служить блок StochasticPulse математичної моделі (див. рис. 3). Розроблена структура блока (рис. 4а) та виконано розрахунок імпульсних навантажень (рис. 4б).

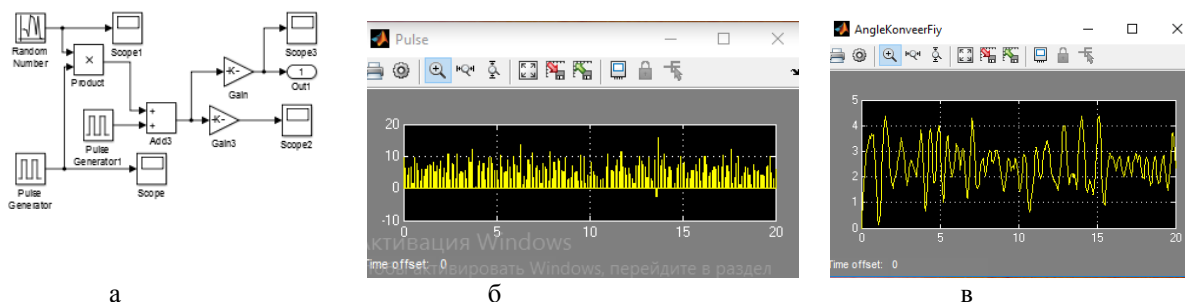


Рис. 4. Структура блока (а), розрахункова реалізація випадкових імпульсних навантажень (б) в конвейерній установці та результати моделювання швидкості руху ланцюга конвейера (в)

Відповідно розробленій моделі (див. рис.3) виконано моделювання перехідного процесу при розгоні конвейера внаслідок включення електродвигуна також одержано зміни в часі швидкості переміщення ланцюга конвейера (рис. 4 в).

Із результатів математичного моделювання випливає що перехідний процес розгону ланцюга є слабо затухаючим, а швидкість переміщення ланцюга періодично змінюється випадковим чином.

Для поліпшення якості регулювання приводу установки запропоновано здійснити її корекцію шляхом введення регулятора в систему зворотнього зв'язку (рис. 5).

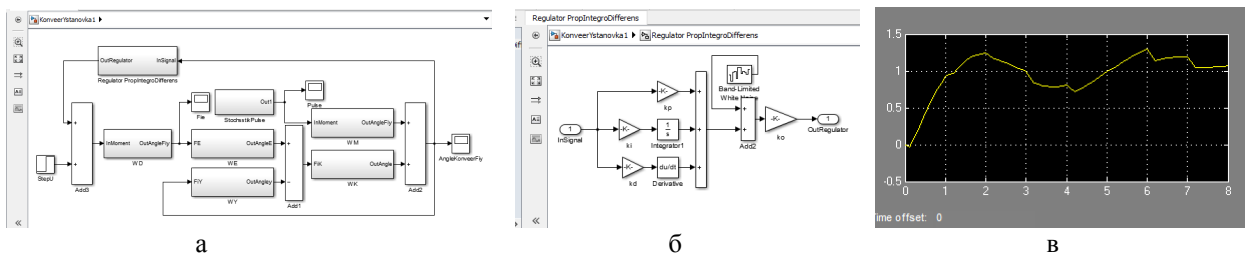


Рис.5. Введення головного зворотного зв'язку з метою корекції динамічних характеристик конвейерної установки (а), структурна схема регулятора який використано в системі головного зворотного руху конвейерної установки для поліпшення її динамічних характеристик (б) та перехідний процес конвейерної установки після корекції її динамічних властивостей введення пропорційно-інтегро-диференціуючого регулятора в систему головного зворотного зв'язку (в)

В якості коригуючого пристрою використано пропорційно-інтегруючо-диференціуючий регулятор (рис.5б).

Введення регулятора в систему головного зворотного зв'язку установки суттєво поліпшує її динамічні характеристики. Перехідний процес розгону ланцюга конвейера згладжується (рис. 5в).

Корекція суттєво знижує випадкові пульсації швидкості ланцюга конвейера. Тому даний спосіб регулювання привідного електродвигуна можна вважати ефективним.

Висновки

1. Конвейерна установка для нанесення рідких покриттів на поверхню виробів є ефективним технологічним обладнанням, але вона має незадовільні динамічні характеристики обумовлені виникненням слабо затухаючих коливань конвейера під дією випадкових імпульсних навантажень у ланцюгових передачах установки

2. Для поліпшення динамічних характеристик установки рекомендується ввести систему головного зворотного зв'язку по швидкості переміщення ланцюга конвейера в систему керування привідного електродвигуна використавши в системі зворотного зв'язку пропорційно-інтегруючо-диференціуючий регулятор.